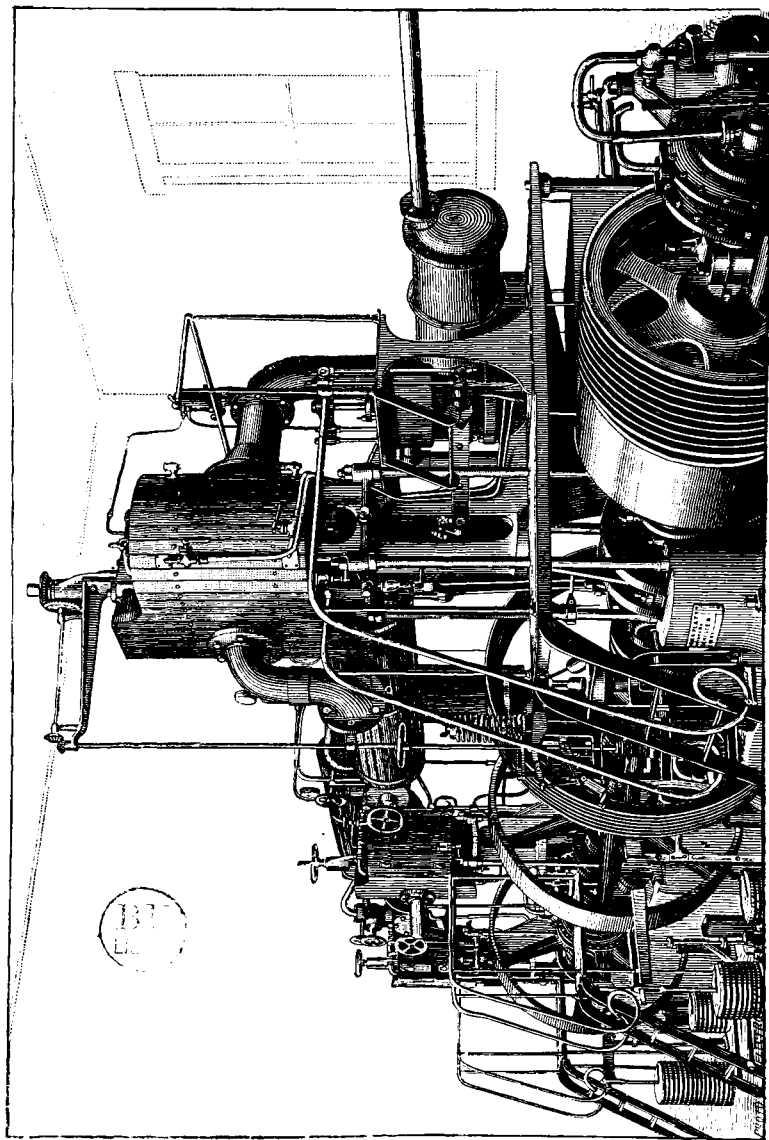


R. H. THURSTON
—
TRAITÉ
DE LA
MACHINE A VAPEUR

PARIS
BAUDRY & C^{IE} EDITEURS

TRAITÉ
DE LA
MACHINE A VAPEUR.



Machine d'expérience.

TRAITÉ
DE LA
MACHINE A VAPEUR

PAR

ROBERT H. THURSTON

Directeur du « Sibley College », Cornell University ;
Ancien Président de l'American Society of Mechanical Engineers.

TRADUIT DE L'ANGLAIS, ANNOTÉ ET PRÉCÉDÉ D'UNE INTRODUCTION

PAR

MAURICE DEMOULIN

TOME PREMIER

PARIS

LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE, BAUDRY ET C^{ie}, ÉDITEURS

15, RUE DES SAINTS-PÈRES, 15

MAISON A LIÈGE, RUE DES DOMINICAINS, 7

1893

Tous droits réservés

DIVISION DE L'OUVRAGE

PREMIÈRE PARTIE

TOME I

DESCRIPTION DES PRINCIPAUX TYPES ET THÉORIE

- CHAPITRE I. Histoire de la Machine à vapeur.
- II. Principaux types de machines modernes.
 - III. Théorie générale.
 - IV. Thermodynamique des gaz et des vapeurs.
 - V. Théorie de la machine à vapeur.
 - VI. Mode compound. Enveloppes de vapeur, surchauffe.
 - VII. Utilisation de la machine à vapeur.
 - Appendice.

DEUXIÈME PARTIE

TOME II

ÉTUDE, CONSTRUCTION, CONDUITE ET APPLICATION

- CHAPITRE I. Étude de la machine à vapeur.
- II. Distribution.
 - III. Régulateurs; volants; effet de l'inertie.
 - IV. Construction et montage.
 - V. Fonctionnement. Entretien.
 - VI. Essai des machines et chaudières.
 - VII. Spécifications et cahiers des charges.
 - VIII. Prix de revient. Estimation.

TABLE DES MATIÈRES

DU TOME I

PRÉFACE DE L'AUTEUR	XVII
PRÉFACE DU TRADUCTEUR	XXVII

CHAPITRE I

HISTOIRE DE LA MACHINE A VAPEUR

1. But des machines thermiques.	1
2. Méthodes générales employées pour la transformation de l'énergie.	1
3. Classification des machines thermiques	2
4. Classification des machines à vapeur	2
5. Origines de la machine à vapeur	3
6. Machine de Heron.	4
7. La vapeur dans l'antiquité	5
8. La vapeur au moyen âge.	5
9. Machine de Worcester.	6
10. Machine à feu de Savery	9
11. Résultats donnés par la machine de Savery	11
12. Machine de Newcomen.	12
13. Mérites et défauts de cette dernière.	16
14. James Watt.	18
15. Expériences effectuées sur un modèle de la machine de Newcomen.	19
16. Machine à simple effet de Watt.	22
17. Machine à double effet de Watt.	24
18. Pompes à feu apparues ultérieurement	25
19. Premières machines compound	27
20. La machine fixe.	33
21. La locomotive. Pompes à incendie à vapeur	35
22. Les premières machines marines	45
23. Machines marines modernes	57
24. Adoption récente des détentes fractionnées.	69
25. Mode de développement de la machine à vapeur	73
26. Etude raisonnée de ce développement.	78

CHAPITRE II

STRUCTURE DE LA MACHINE A VAPEUR

27. Structure et usages de la machine à vapeur	82
28. Classification par types	82
29. Classification des machines à vapeur	83
30. Principes généraux de leur établissement	85
31. Principes généraux de leur construction.	86
32. Conditions du fonctionnement	87
33. Machines fixes; anciens types.	87
34. Machines fixes modernes; machines Corliss et de Greene; Machines monocylindres et compound	95
35. Machines à grande et à petite vitesse; monocylindres et compound.	114
36. Machines à grande vitesse à simple effet.	149
37. Pompes à vapeur	162
38. Machines semi-fixes ou locomobiles.	179
39. Locomotives routières et rouleuses à vapeur.	186
40. Locomotives.	191
41. Machines marines	210
42. Formes usuelles de ces dernières; machine compound à hélice.	216
43. Adaptation des machines aux hautes pressions	228
44. Types particuliers de machines; machines d'expérience.	230

CHAPITRE III

THÉORIE DE LA MACHINE A VAPEUR

45. Etude embrassée par la théorie de la machine à vapeur.	242
46. Nature des phénomènes étudiés	243
47. Caractères, sources et transformations de l'énergie	244
48. Principes relevant du domaine de la chimie	244
49. Principes relevant du domaine de la physique. Thermodynamique.	245
50. Principes mécaniques	246
51. Science de l'énergie et thermodynamique	248
52. Machine idéale et machine réelle	249
53. Nature du problème scientifique.	250
54. Aperçu des progrès de cette théorie	251
55. Origine et forme de la théorie mécanique de la chaleur	253
56. La thermodynamique	256
57. Théorie générale des machines à vapeur.	257
58. Œuvre de Carnot, de de Pambour et de Tate.	259
59. Travaux de Clausius.	261
60. Rankine et son œuvre; Thomson	263
61. La thermodynamique actuelle	267

TABLE DES MATIÈRES

XIII

62. Limites imposées à la théorie thermodynamique	268
63. Découvertes de Smeaton et de Watt.	269
64. Du rapport de détente le plus avantageux	271
65. Condensations à l'admission; recherches de Clark	272
66. Recherches de Hirn et de Dwelshauvers-Dery.	275
67. Expériences de Isherwood; Cotterill.	277
68. Etat de la théorie vers 1830	279
69. Les trois périodes de cette théorie.	281
70. Découvertes et travaux restant à faire.	282
71. Plan du reste de l'ouvrage.	284

CHAPITRE V

THERMODYNAMIQUE DES GAZ ET DES VAPEURS. UTILISATION DE LA CHALEUR
PAR SA TRANSFORMATION

72. Thermodynamique de la machine à vapeur	298
73. Définition de la thermodynamique	299
74. La thermodynamique considérée comme une branche de la science de l'énergie.	299
75. Définition de la science de l'énergie. Loi fondamentale	300
76. Matière; force; travail; énergie.	301
77. Lois de l'énergie.	306
78. Lois de Newton	307
79. Expressions algébriques relatives à l'énergie	309
80. La thermodynamique considérée comme une partie de la science de l'énergie; définition de la thermodynamique.	311
81. Base et lois de la thermodynamique.	312
82. Expressions de la première loi. Equivalent mécanique de la chaleur.	315
83. La première loi et les machines thermiques	317
84. La seconde loi de la thermodynamique	318
85. La machine à vapeur et la seconde loi.	321
86. Equations fondamentales de la thermodynamique.	322
87. Relations des deux lois.	323
88. La thermodynamique et la constitution de la matière.	324
89. Solides; liquides; gaz; points de fusion et d'ébullition; la théorie cinétique	325
90. Travail interne et travail externe	326
91. Chaleur et température; échelle absolue.	330
92. Quantités de chaleur; calorimétrie	336
93. Chaleurs spécifiques, latentes et totales; calcul des chaleurs latentes et totales de la vapeur.	339
94. Température et conditions physiques critiques.	354
95. Définition du gaz parfait; équation	357
96. Thermodynamique du gaz parfait.	359
97. Le travail et l'énergie considérés au point de vue thermodynamique.	367
98. Thermodynamique des gaz imparfaits et des vapeurs.	374

99. Thermodynamique de la vapeur; facteurs d'évaporation; tableaux	376
100. Œuvre de Regnault; énergie emmagasinée dans la vapeur	384
101. Équations générales de la thermodynamique pour la vapeur d'eau. Fonction thermodynamique.	388
102. Détente; courbes thermiques pour les vapeurs.	393
103. Construction des lignes thermiques	398
104. Cycles thermodynamiques	408

CHAPITRE V

ÉTUDE THERMODYNAMIQUE DE LA MACHINE A VAPEUR. PERTES D'ÉNERGIE;
RENDEMENTS

105. Thermodynamique de la machine à vapeur	418
106. La machine à vapeur considérée en tant que machine thermique	419
107. Machines idéale et réelle	420
108. Pertes auxquelles est sujette la machine à vapeur	423
109. Pertes thermodynamiques	425
110. Pertes thermiques et physiques	426
111. Pertes mécaniques ou dynamiques; contre-pression et espace mort.	428
112. Cas idéal; transformation de la chaleur; condensation adiabatique.	429
113. Cas spéciaux; emploi de la vapeur saturée; machines à enveloppes de vapeur	441
114. Rendement de l'évolution opérée suivant un cycle	443
115. Conditions du rendement maximum	445
116. Théorie de l'utilisation de la machine idéale.	446
117. Calcul des rendements de la machine idéale	450
118. Limites de l'utilisation des machines réelles	461
119. Machines réelles et leurs cycles.	462
120. Distribution de l'énergie dans les machines réelles	462
121. Mode d'opération; limites de températures.	463
122. Modes de pertes dans les machines réelles.	466
123. Importance et distribution des pertes; contre-pression	471
124. Perte thermodynamique inévitable	476
125. Conditions du rendement maximum des fluides.	477
126. Pertes de chaleur par conductibilité et rayonnement	478
127. Mode de réduction de ces pertes	481
128. Consommation de vapeur; importance des condensations inté- rieures	482
129. Lois présidant à la production des pertes par condensations inté- rieures	493
130. Théorie des condensations à l'admission.	509
131. Diminution de ces dernières par l'adoption de la surchauffe des en- veloppes de vapeur et des grandes vitesses	527
132. Frottements et rendement de la machine	533
133. Recherches sur le frottement interne des machines.	554
134. Variation et distribution des frottements internes.	561

TABLE DES MATIÈRES

XV

135. Conditions du rendement mécanique maximum	567
136. Conditions du rendement total maximum de la vapeur	567
137. Rendements réels et économie de machines en cours d'étude. Calcul préliminaire du rendement des machines réelles.	568

CHAPITRE VI

MACHINES COMPOUND ET A DÉTENTES FRACTIONNÉES ; RÉDUCTION DES PERTES ;
ENVELOPPES ET SURCHAUFFE

138. Théorie générale des machines multicylindres	581
139. Les pertes dans les machines compound.	583
140. Diminution des pertes; enveloppes; surchauffe.	588
141. Problèmes relatifs au mode compound.	590
142. Les trois principes fondamentaux	591
143. But principal du mode compound.	593
144. Etendue de la détente économique.	594
145. Influence de la surchauffe, de l'enveloppe de vapeur et de la vitesse de piston	596
146. Nombre des cylindres à disposer en série	600
147. Influence des dimensions de la machine	602
148. Solution de différents problèmes relatifs au fonctionnement	603
149. Exemples de calculs de rendement	610
150. Résultats généraux d'expériences	614
151. Equilibre des moments moteurs. Rendement du mécanisme et dis- tribution des efforts.	620
152. L'enveloppe de vapeur dans son application aux machines multi- cylindres	622
153. Analyse de l'action de l'enveloppe.	628
154. Comparaison entre les pertes dans l'enveloppe et dans le cylindre	634
155. Calcul de l'utilisation et des pertes de l'enveloppe.	638
156. Limites imposées à l'action de l'enveloppe	651
157. Adoption de l'enveloppe aux machines multicylindres.	658
158. L'enveloppe et la surchauffe	660
159. Application de l'enveloppe aux machines à grande vitesse.	660
160. Températures et pressions à l'intérieur de l'enveloppe.	662
161. Influence de l'état où se trouvent la vapeur et les parois.	664
162. Chemisage des plateaux et des pistons.	665
163. Proportions des machines munies d'enveloppes	666
164. Enveloppes défectueuses; présence d'air à leur intérieur.	668
165. Expériences effectuées sur des enveloppes	669
166. Conclusions relatives à l'enveloppe	673
167. La vapeur surchauffée en tant que fluide moteur	676
168. La machine à vapeur et la vapeur surchauffée	677
169. Limites de la surchauffe	680
170. Résultats d'expériences; conclusions relatives à la surchauffe	687

171. Compression et espaces morts. Contre-pression	689
172. Machine à vapeur régénérée	703

CHAPITRE VII

LES DIFFÉRENTS RENDEMENTS DE LA MACHINE A VAPEUR

173. Analyse mathématique des rendements	710
174. Des différentes utilisations de la machine à vapeur.	711
175. Rendement thermodynamique	714
176. Quantités de combustible et de vapeur nécessaires au point de vue thermodynamique	714
177. Rendement réel du fluide évoluant	717
178. Estimation des dépenses de chaleur, de combustible et de vapeur .	718
179. Rendements de la machine.	719
180. Lignes thermiques réelles et « courbes d'utilisation »	721
181. Rapport de détente correspondant à l'utilisation maximum	729
182. Dimensions de la machine. Utilisation du capital.	745
183. Rendements de la machine idéale.	750
184. Diagramme de Rankine relatif au rendement idéal.	754
185. Théorie des utilisations des machines réelles.	756
186. Courbes d'utilisation des machines réelles	760
187. Courbes d'utilisation de Thurston.	761
188. Résolution de problèmes pratiques	764
189. Etablissement de l'utilisation. Diagrammes réels	767
190. Mode d'usage du diagramme d'utilisation	769
191. Estimation des dépenses.	771
192. Résultats.	773
193. Relations existant entre les dépenses et les profits.	777
194. Bénéfices réalisés à une détente déterminée	779
195. Influence du prix de la machine sur le rapport de détente le plus avantageux	780
196. Contre-pression et son action sur le régime économique	781
197. Conclusions que l'on peut déduire de ces recherches	782
198. Variation des condensations à l'admission	788
199. Différents problèmes que l'on peut résoudre	789
200. Conclusions relatives aux rendements maxima	789
201. Limites absolues de la détente	790

PRÉFACE DE L'AUTEUR

Dans cet ouvrage, l'auteur s'est efforcé de réunir les faits et les principes généraux qui constituent la théorie de la machine à vapeur, à la fois sous sa forme idéale et telle que la considéraient les premiers auteurs qui ont traité ce sujet, et sous sa forme réelle et matérielle, puis d'exposer les faits les plus importants relatifs à l'étude, à la construction, à la conduite, à l'entretien et à l'essai de ces appareils.

La première partie contient les points les plus saillants de la théorie ainsi qu'un exposé du développement graduel de la machine à vapeur, depuis les appareils rudimentaires qui lui ont donné naissance, jusqu'aux types les plus perfectionnés que l'on construit aujourd'hui, enfin une description générale de sa structure et des différents modèles d'appareils que l'on peut rencontrer en pratique.

Le second volume est consacré aux principes généraux relatifs à l'étude d'ensemble de ces machines, à la construction de leurs organes, à leur conduite, aux diverses réparations ou transformations que l'on peut avoir à effectuer et qui sont consacrées par la pratique la plus récente.

L'auteur s'est surtout adressé, dans cet ouvrage, aux per-

sonnes familiarisées avec les hautes mathématiques, avec les principes de physique relatifs à la Chaleur, en un mot avec les diverses sciences qui constituent les connaissances théoriques formant aujourd'hui la base de l'éducation des ingénieurs. Audacieuse il y a une génération, une telle supposition est aujourd'hui parfaitement admissible. Grâce au développement rapide de l'instruction technique qui forme actuellement, chez la plupart des gens civilisés, une des branches les plus élevées et les plus brillantes de l'instruction publique, la profession d'ingénieur s'est transformée en quelques années et s'est rangée au nombre des plus savantes.

Ce livre est destiné à la fois aux ingénieurs pratiquants et aux élèves des écoles techniques dont les cours sont suffisamment développés pour que l'on ait pu y introduire les spécialisations permettant d'approfondir les différentes parties des programmes qui leur sont imposés, surtout à celles où l'on étudie, avec détail, la construction des appareils à vapeur dans leurs différentes applications : machines fixes, marines ou locomotives.

Nous ne prétendons pas cependant qu'il existe beaucoup d'écoles dont le programme puisse trouver place pour l'étude d'un traité aussi étendu. Nous croyons seulement que ce dernier pourra être utile à ceux qui voudront compléter leurs cours et y puiser des connaissances qu'ils ne trouveraient pas dans des ouvrages moins complets. C'est d'ailleurs dans les cours supérieurs seulement que l'on pourra songer à approfondir surtout le sujet qui est ici traité. C'est dans ce but et particulièrement pour le Sibley College ou d'autres institutions analogues que cet ouvrage a été conçu et préparé.

En examinant le plan général de l'ouvrage, on remarquera qu'il diffère notablement des traités publiés jusqu'ici sur le même sujet, particulièrement en ce qui concerne notre tenta-

tive d'édifier une théorie susceptible d'applications directes à la machine réelle, tendance que l'on ne retrouve pas dans les ouvrages antérieurs. Il y a longtemps déjà que la théorie thermodynamique pure est complète, mais il en est tout autrement de la théorie relative à la machine usuelle, telle qu'on la rencontre en pratique. Il a semblé à l'auteur que cette nouvelle science, bien qu'elle ne soit pas encore arrivée à son terme, qu'elle comporte toujours quelques lacunes et laisse dans l'ombre un certain nombre de points importants, a atteint aujourd'hui un développement suffisant pour figurer dans un traité de machines à vapeur, pour ainsi dire en première ligne. Une tentative de cette espèce pourra peut-être avancer de quelques pas cette science vers son but définitif qui, une fois atteint, en fera l'auxiliaire sûr et utile du praticien lui-même. C'est dans cette opinion que nous avons établi le plan de cet ouvrage. Nous nous sommes attaché à baser notre travail sur les recherches récentes des ingénieurs les plus autorisés et des savants qui ont tenté de réduire à une forme pratique cette théorie si difficile de la machine réelle. Cet ouvrage paraîtra peut-être incomplet par comparaison avec les progrès qui ne manqueront pas de se réaliser prochainement, mais il faut espérer que, d'ici peu, un écrivain plus compétent viendra le compléter.

Dans l'établissement de la théorie de la machine à vapeur idéale et réelle nous avons d'abord établi les principes généraux de la théorie purement thermodynamique, en nous basant sur les travaux et les méthodes générales de Clausius et de Rankine, presque identiques d'ailleurs dans leur essence, et que n'ont pu modifier les découvertes réalisées depuis. Dans le détail, nous avons suivi la méthode générale de Clausius pour l'établissement des équations de la thermodynamique, mais, en ce qui concerne leur application, nous avons adopté la marche suivie par Rankine. Si, en effet, l'exposé préliminaire de ce

savant est trop obscur pour trouver place dans la première partie de cet ouvrage, en revanche les procédés qu'il emploie pour rendre ses formules applicables sont d'une simplicité et d'une clarté admirables. Clausius, plutôt savant qu'ingénieur, développe sa méthode avec une rigueur mathématique et une logique qui ne se dément jamais, mais il est visiblement inférieur à Rankine dès qu'il s'agit de problèmes pratiques tels qu'ils peuvent se présenter à l'ingénieur. Aussi, nous a-t-il semblé que c'est la combinaison des travaux de ces deux illustres devanciers, qui pourrait le plus sûrement nous amener à présenter un système aussi complet et aussi satisfaisant qu'il nous serait possible de le faire.

La théorie de la machine réelle, la « théorie expérimentale », comme l'appelle Hirn, est nécessairement encore très incomplète. Les faits et les lois qui président à la production des pertes internes dans les machines sont encore trop imparfaitement connus pour que l'on puisse les prendre comme base d'une théorie exacte. Toutefois, nous devons reconnaître que les travaux déjà publiés sur ce sujet seront dès maintenant assez nombreux et complets pour que l'on puisse formuler une théorie anticipée et adopter quelques modes de calcul suffisamment exacts, dans bien des cas du moins, pour être d'un certain secours à l'ingénieur et lui permettre de prévoir, avec quelque rigueur, les résultats que pourront donner les machines dont l'étude lui aura été confiée.

Le traité de Rankine, aujourd'hui classique en tous pays, et qui fait le plus grand honneur à ce savant éminent, fut publié en 1859. L'auteur se rappelle que, jeune alors, et attaché à un établissement de construction de machines, il lut avec avidité, comme probablement beaucoup de ses collègues, l'ouvrage du savant anglais, espérant y trouver une théorie appliquée de la machine à vapeur et un guide précieux pour

leur étude ou leur construction. Il en fut réduit à un véritable désappointement et ne put que constater le désaccord par trop évident qui existait entre la théorie et la pratique de l'époque ; il mit le livre de côté et ne le consulta plus. Plus tard, au cours de sa carrière, dans le corps des ingénieurs de la marine des Etats-Unis, et détaché à la Naval Academy pour enseigner la mécanique appliquée et la physique, l'auteur put constater l'abîme immense qui séparait la théorie pure, et établie par Rankine, Clausius et leurs successeurs ou imitateurs, de la pratique et, qu'en réalité, il manquait une véritable science appliquée des machines thermiques. Cette lacune regrettable ne permettait pas à l'ingénieur d'utiliser, d'une manière réellement pratique et rigoureuse, les indications de la thermodynamique pour la construction des machines à vapeur. A cette époque, l'expérience était le seul guide sur qui l'on pût compter. C'est seulement après que le professeur Cotterill eut édifié, sur les expériences de Clark, de Hirn, d'Isherwood et d'Emery, son livre magistral *The Steam Engine considered as a Heat Engine* (La machine à vapeur considérée en tant que Machine Thermique) qu'il fut permis d'entrevoir les services que la théorie serait appelée à rendre en pratique à l'ingénieur. Il fallait pour cela qu'elle fût, comme elle l'est en somme aujourd'hui, armée de faits assez nombreux et précis relatifs aux pertes de chaleur et de travail auxquelles est sujette la machine à vapeur.

L'auteur s'est spécialisé, depuis vingt-cinq à trente ans, dans l'étude de la construction de la machine à vapeur ainsi que dans l'enseignement technique qui y est relatif. Il a pu, grâce aux laboratoires mis à sa disposition, effectuer de nombreuses expériences, et n'a pas cessé de suivre avec le plus grand intérêt la diminution progressive de la distance qui séparait la théorie de la pratique et l'éclosion, lente mais con-

tinue, d'une théorie de la machine réelle capable sinon de former une science complète par elle-même, tout au moins de diriger l'opinion de l'ingénieur et de lui être d'un secours indiscutable. L'honneur de ce mouvement scientifique doit revenir presque en entier aux hommes qui ont entrepris les premiers, par des méthodes et avec des moyens qui paraîtraient bien rudimentaires aujourd'hui, de déterminer expérimentalement la distribution de l'énergie calorifique à l'intérieur de la machine ainsi que la proportion suivant laquelle elle est utilisée ou perdue, transformée ou simplement transférée. Les physiciens et les mathématiciens nous ont donné la théorie thermodynamique, mais l'ingénieur a fourni les matériaux qui manquaient pour que cette science devînt d'une utilité incontestable en pratique. Il fut alors possible d'analyser en détail les pertes produites à l'intérieur de la machine et d'en établir le compte ; on put donc, en toute connaissance de cause, perfectionner à la machine à vapeur dans le sens qui devait entraîner les résultats économiques les plus surprenants et l'adapter aux divers besoins qui se présentent en pratique.

La théorie thermodynamique, établie depuis de longues années, et cette science nouvelle, relative aux pertes dites extra-thermodynamiques, qui se perfectionne et se complète tous les jours, constituent par leur réunion la théorie complète de la machine à vapeur, de son fonctionnement et de son utilisation.

L'attention des savants et des ingénieurs est maintenant si bien concentrée sur ce sujet spécial, de si nombreuses expériences sont journellement effectuées dans toutes les parties du monde industriel sous la direction ou le patronage d'hommes éminents, qu'il ne nous paraît pas douteux qu'avant peu, cet abîme, qui paraissait séparer d'une manière si irréconciliable les deux éléments de la théorie, ne vienne à se combler rapidement et

que la théorie thermique de la machine prenne un développement et une rigueur comparables à ceux qui sont depuis longtemps le propre de la thermodynamique pure. Toutefois, disons-le, il ne nous paraît pas permis d'espérer que cette science puisse jamais comporter des lois susceptibles d'expressions aussi simples que la thermodynamique. L'auteur a cependant adopté des expressions simplifiées, moins rigoureuses peut-être, mais capables assurément de prévoir, beaucoup plus exactement que ne le permettent les conceptions purement thermodynamiques, les résultats que pourra donner en pratique une machine à l'état d'avant-projet. Ces expressions sont, en tous cas, plus maniables que les expressions exactes. En d'autres mots, ces formules mettent entre les mains de l'ingénieur des procédés scientifiques, d'une application facile dans les cas où la théorie pure restait autrefois lettre morte. L'addition, à la théorie pure de la machine idéale, d'une théorie physique de la machine réelle, nous offre un moyen de déterminer, d'une manière tout au moins générale, l'influence des variations apportées aux conditions de fonctionnement, à calculer approximativement la dépense probable de vapeur ou de combustible, à déterminer les proportions les plus avantageuses et le mode d'emploi de la machine qui s'accorde le mieux avec les conditions industrielles considérées.

C'est maintenant seulement que l'on peut résoudre le véritable problème, qui se pose à l'ingénieur et que l'on peut formuler ainsi : par quel procédé peut-on dériver, dans les conditions les plus économiques, une certaine quantité définie de travail ou d'énergie mécanique en transformant l'énergie potentielle contenue dans le combustible ?

Le fait que ce traité forme, croyons-nous, la première tentative effectuée dans le but général de donner quelque consistance et quelque unité à la théorie de la machine réelle, pourra

peut-être suffire à nous justifier de la répétition fréquente des faits et des principes les plus essentiels et de la citation de très nombreux exemples.

Le dernier chapitre de la Première Partie contient un exposé nouveau d'une méthode inédite ayant pour but d'établir des procédés de recherches qui eussent été impossibles autrefois, basés sur les faits récemment découverts et sur la théorie présente de la machine réelle. La méthode si élégante de Rankine, modifiée par l'introduction de la théorie des pertes physiques, devient applicable à la solution d'un grand nombre de problèmes qui se trouvaient auparavant hors de la portée du constructeur ou du propriétaire de machines à vapeur. Ces problèmes n'en sont pas moins de la plus haute importance et constituent en réalité le premier acheminement vers les procédés entièrement logiques qui peuvent seuls conduire à l'étude raisonnée des machines et à leur adaptation complète aux conditions de service qu'elles peuvent avoir à remplir aux points de vue mécanique ou commercial. Ils permettront de substituer aux méthodes approximatives et empiriques de la pratique ancienne, des procédés plus scientifiques et plus exacts qui ne peuvent manquer de rendre d'éminents services. Nous avons la conviction que le talent et l'activité des nombreux investigateurs qui se sont consacrés à cette tâche trouveront longtemps encore un aliment et se traduiront par la création de méthodes de plus en plus approchées, relatives à la solution complète de ces problèmes et à l'analyse exacte des causes des pertes physiques.

La distinction profonde, aujourd'hui familière à tous, qui existe entre les machines idéale et réelle, permet de mettre facilement en relief les principes relatifs à la réduction des pertes constituant les caractères primordiaux de la seconde et le mode d'opération des procédés actuellement adoptés dans

ce but. On peut aujourd'hui établir, en toute connaissance de cause, la théorie de la machine compound, de l'enveloppe, de la vapeur surchauffée et il est facile d'analyser l'influence que peuvent avoir ces expédients sur le fonctionnement, ainsi, d'ailleurs, que les autres procédés concourant au même but. Il est donc possible de recourir à leur emploi d'une manière judicieuse et de décider quand et dans quelle proportion ils sont nécessaires, en ce qui concerne l'amélioration du régime économique. On commence d'ailleurs à utiliser en pratique les indications de cette nouvelle théorie, ainsi que nous le verrons dans la seconde partie de cet ouvrage lorsque nous traiterons des proportions à donner aux appareils compound.

Les principes généraux font l'objet du chapitre vi de la première partie ; quant au calcul des différents organes, on le trouvera dans le second volume plus particulièrement consacré aux détails de construction ou à l'étude des organes envisagés séparément. On ne devra considérer qu'à titre d'exemple les calculs de rendement des machines monocylindre et compound exposés dans le chapitre vi du tome I. L'ingénieur doit, dans tous les cas, faire œuvre d'initiative, se rendre un compte exact des conditions particulières qui se présentent à lui et ne choisir qu'à bon escient les coefficients ou les constantes qu'il aura à appliquer. On ne rencontrera jamais deux cas assez semblables pour que tous les chiffres qui y soient relatifs se trouvent identiques et pour que toutes les conditions du problème soient semblables.

Dans la Deuxième Partie, nous nous sommes occupé de l'étude, de la construction, de l'emploi et de l'entretien des machines ainsi que des essais ayant pour but de déterminer leur puissance ou leur rendement. On trouvera dans un chapitre, relatif à l'établissement des spécifications, un résumé des principes établis dans les deux parties de l'ouvrage. Cette même

division du traité renferme également les règles et principes relatifs à la régularisation des machines, à la construction des régulateurs, à l'influence perturbatrice des organes en mouvement, à l'étude et au tracé des distributions.

Nous avons eu recours, pour la préparation de ce travail, à toutes les sources autorisées qu'il nous a été loisible de consulter. Dans certains cas où les informations manquaient, l'auteur, comme pour un ouvrage antérieur, a eu recours à l'expérience personnelle et à des recherches directes, capables d'éclaircir les points qui restaient douteux dans son esprit, pour mener sa tâche à bonne fin. Par bonheur, le développement des écoles techniques et des recherches expérimentales qui constitue aujourd'hui une des branches principales de leurs études a facilité notre tâche en apportant journellement des documents nouveaux sur quelque partie, encore inexplorée, du vaste domaine de la mécanique appliquée.

L'auteur a tenu à citer toutes les autorités auprès desquelles il a puisé ; leur nombre et leur variété suffira, pense-t-il, pour donner une idée de la tâche étendue qu'il s'était assignée et pour justifier peut-être en partie les imperfections de son ouvrage.

PRÉFACE DU TRADUCTEUR

Le *Traité de la machine à vapeur* de M. Thurston, que nous avons eu l'honneur de traduire, nous paraît conçu dans un esprit assez nouveau et ne fait nullement double emploi avec les ouvrages publiés jusqu'à ce jour sur ce sujet spécial.

Les nombreux perfectionnements réalisés depuis quelques années dans la construction des machines à vapeur, les recherches scientifiques dont elles ont été l'objet depuis une douzaine d'années et la généralisation de certains types nouveaux, rendaient nécessaire la publication d'un ouvrage où fût résumée la philosophie des travaux les plus récents, et où fussent exposés les aperçus auxquels ils peuvent conduire, tout en conservant la forme générale d'un traité utile à consulter pour les faits déjà connus. Tel a dû être le but de l'auteur qui a su condenser, sous une forme, en somme assez compacte, un grand nombre de faits et de données d'expérience.

M. Thurston a évidemment eu l'intention de créer une véritable encyclopédie de la machine à vapeur proprement dite où l'ingénieur puisse trouver tous les renseignements dont il ait besoin à ce sujet : Partie Historique; Théorie Ther-

modynamique; Théorie Thermique des pertes intérieures; Utilisation et Rendements; Partie Pratique; Construction; Résistance des Matériaux; Conduite; Entretien; Essais; Prix de Revient, etc.

Certaines parties de l'ouvrage sont beaucoup moins développées que d'autres, soit que les préférences de l'auteur se soient données libre carrière, soit que M. Thurston ait cru devoir insister davantage sur certains faits. On ne saurait le blâmer par exemple d'avoir apporté tous ses soins à l'étude des pertes intérieures dans les cylindres des machines, phénomènes encore assez mal définis il y a peu d'années, fort intéressants en eux-mêmes et par les conséquences qu'ils peuvent entraîner ou les perfectionnements qu'ils sont susceptibles d'amener, et d'avoir passé légèrement sur la conduite et l'entretien des machines, sujet maintes fois traité, peu susceptible de perfectionnements et qui, il faut bien le dire, ne s'apprend pas dans les livres.

Pour écrire un pareil ouvrage, la personnalité de M. Thurston était toute indiquée. L'éminent professeur américain s'est à la fois adonné aux études les plus élevées de la théorie ou aux expériences précises des laboratoires; il a en outre fait preuve d'une valeur pratique bien démontrée par des travaux nombreux et réputés.

L'étude de la machine à vapeur comprend un nombre considérable de sujets très différents que, tous, M. Thurston, au cours de sa carrière de professeur ou d'ingénieur, a approfondis. Indépendamment de ses études sur la thermodynamique et de ses recherches personnelles sur l'utilisation des machines à vapeur, il s'est adonné à la résistance des matériaux et a écrit sur ce sujet un livre des plus pratiques, conçu sous une forme très scientifique, puis à la composition des matériaux de construction; on connaît ses recherches remar-

quables sur les alliages de cuivre et les nouvelles compositions si intéressantes qu'il a obtenues. En même temps, il étudiait, dans son laboratoire, les questions relatives au graissage des machines et aux huiles et livrait au public, dans un ouvrage renommé, le résultat de ses travaux.

Le *Traité des machines à vapeur* dont nous publions aujourd'hui la traduction est au courant des plus récents perfectionnements que son auteur connaît, non en simple compilateur, mais en praticien.

On remarquera en outre, et c'est bien là un trait caractéristique de la science moderne, la place prépondérante accordée dans cet ouvrage aux recherches expérimentales. En dehors de la partie purement spéculative et mathématique relative à la thermodynamique, on ne trouvera, dans ce livre, l'énonciation d'aucun fait qui ne paraisse démontré, soit par la pratique courante, soit par des expériences précises et minutieuses, effectuées sur des modèles ou des machines en service. On n'y trouvera aucune de ces théories hasardées que l'on risquait si facilement autrefois et qui ne reposaient que sur des hypothèses mal justifiées ou même paradoxales et sur des appréciations personnelles.

Cet ouvrage est écrit avec une méthode indiscutable et dans un esprit louable de généralisation. Nous espérons que sa forme scientifique et élevée lui réservera un accueil favorable auprès des ingénieurs ou des élèves appartenant aux Écoles spéciales, désireux de compléter et d'approfondir certaines questions, relatives à la machine à vapeur, que l'on ne saurait autant développer dans les cours.

Nous nous sommes attaché à serrer de très près le texte anglais et à en donner une traduction aussi fidèle que possible. Nous n'avons fait exception à cette règle que pour certains passages qui nous ont paru un peu obscurs ou con-

traires, en certaines parties, aux idées qui ont cours en France. Nous avons abrégé quelques paragraphes qui nous ont semblé faire double emploi avec d'autres, déjà longuement étudiés par l'auteur.

L'ouvrage américain contient un certain nombre de répétitions formulées en des termes presque identiques et des développements sur quelques sujets qui peuvent paraître secondaires. Nous avons fait de notre mieux pour y remédier. D'ailleurs nous avons craint de dénaturer le texte original, pensant que ces redites sont voulues, M. Thurston ayant probablement eu l'intention de faire un ouvrage que l'on pût consulter, en quelque sorte, comme un dictionnaire, sans remonter à la source.

Toutes les formules de M. Thurston se rapportant aux unités anglaises, on a dû, pour rendre cet ouvrage réellement pratique en France, procéder à la réduction de toutes ces mesures en unités françaises, en modifiant convenablement les divers coefficients que pouvaient renfermer les formules. Ce travail, en tout cas considérable, et qui a présenté quelques difficultés pour certaines formules complexes, a été effectué avec le plus grand soin, de manière à éviter les erreurs dans toute la mesure du possible.

Certaines parties du livre de M. Thurston étant écrites en vue de la pratique et des usages américains, nous nous sommes efforcé, sans les dénaturer, de les mettre en rapport avec nos habitudes industrielles. Comme d'ailleurs l'introduction des machines Corliss et de beaucoup d'appareils à grande vitesse ont fait connaître et adopter, en France, quelques particularités de la pratique américaine, notre tâche s'est trouvée plus facile qu'elle ne l'eût été il y a quelques années.

Il ne nous paraît pas inutile pour justifier, aux yeux de certains ingénieurs, l'apparition d'un tel ouvrage sur la machine

à vapeur à une époque où leur attention est reportée sur les moteurs à gaz, d'ajouter quelques arguments capables, croyons-nous, de mettre les choses au point et d'attribuer à chacun de ces moteurs le rôle spécial qui lui paraît dévolu, même dans un avenir assez éloigné.

Entraînées par un zèle sans doute exagéré et par une considération exclusive des théories thermodynamiques, certaines personnes, pourtant autorisées, ont annoncé, depuis quelques années, la fin prochaine de la machine à vapeur et l'avènement, à sa place, de la machine à gaz ou à pétrole. Leur prédiction ne s'est pas réalisée. La machine à vapeur possède en effet, par son principe même, certaines qualités pratiques à côté desquelles une légère économie de combustible n'a qu'une importance secondaire pour la plupart des applications. D'ailleurs, à ce point de vue même, la machine à vapeur est-elle si inférieure ? Dans certaines circonstances favorables, on obtient, avec les meilleures machines marines, à triple et quadruple expansion, des consommations de 0^{kg},500 de charbon par cheval indiqué et par heure. Ce qui n'est encore qu'exceptionnel aujourd'hui peut, sous l'influence de nouveaux perfectionnements ou grâce seulement à la généralisation de perfectionnements actuellement réalisés, devenir la loi générale, quand on croira du moins devoir tout sacrifier à l'économie du fonctionnement.

Nous ne pouvons mieux faire qu'emprunter à un travail, publié par l'auteur même de ce livre, les principaux arguments venant à l'appui de la thèse que nous soutenons. Laissons donc la parole à M. Thurston ¹ :

« La théorie indique qu'il est impossible de transformer en travail le calorique total existant dans le fluide évoluant. Dans les meilleures machines à vapeur de notre époque, cette pro-

¹ *Bulletin de la Société des Ingénieurs civils* (avril 1891). Traduction de M. A. Mallet.

portion est d'environ 25 p. 100. Dans les moteurs à gaz, elle est double environ. En d'autres termes, des considérations théoriques dont l'exactitude ne saurait être mise en doute démontrent que, même en écartant absolument toute perte de chaleur ou de travail par rayonnement, conductibilité, frottement, etc., c'est-à-dire en employant une machine à vapeur parfaite, on ne peut obtenir en travail que l'équivalent du quart de la chaleur totale contenue dans le combustible qui alimente le foyer de la machine, et qu'avec un moteur à gaz on n'obtient encore que le tiers.

« En pratique, les résultats sont bien inférieurs, à cause des pertes inévitables dans les machines, telles qu'elles sont réalisées matériellement. L'utilisation complète du calorique contenu dans le charbon permettrait d'obtenir un cheval-vapeur avec $1^{\text{kg}},15$ de vapeur, nécessitant la combustion de 115 grammes de charbon. Or, très peu de machines à vapeur pourraient *théoriquement* dépenser moins de $4^{\text{kg}},1/2$ de vapeur ou 450 grammes de charbon; avec les pertes accessoires, ces chiffres sont notablement augmentés, et souvent l'importance de ces pertes est égale à la consommation théorique, c'est-à-dire que celle-ci se trouve doublée.

« De même un moteur à gaz qui consommerait théoriquement 280 litres de gaz par cheval-heure se trouve en dépenser, dans les meilleures conditions, au moins 560 , par le fait qu'il est constitué par un cylindre métallique, c'est-à-dire susceptible d'absorber et de conduire le calorique. La forme de machine thermique qui permettra de réduire au minimum la perte due aux conditions matérielles de réalisation des moteurs, toutes choses égales d'ailleurs, est celle qui devra être préférée et qui finira par supplanter toutes les autres.

« On a prétendu que le moteur à gaz est appelé à cette destinée et à constituer bientôt la force motrice universelle obtenue

de l'utilisation des combustibles naturels, parce que, dit-on, c'est celui qui peut réaliser la chute la plus considérable de température et permettre le plus facilement la réduction des pertes internes.

« Les machines thermiques actuelles sont : la machine à vapeur, le moteur à gaz et le moteur à air chaud. Les premières et les dernières de ces machines ont l'avantage commun de n'employer comme fluide intermédiaire que de la vapeur d'eau ou de l'air, qui n'ont pas de valeur pécuniaire, qu'on trouve partout et qui ne présentent aucune propriété nuisible.

« La vapeur est le fluide qui emmagasine le plus de calorique ; mais l'air est celui qui permet la plus grande chute de température.

« Avec la vapeur, on peut réaliser des pressions élevées qui réduisent à une faible proportion le travail consommé par les organes de la machine.

« Avec l'air, on peut réaliser, grâce à l'importance de la chute de température, un rendement plus élevé ; mais les résistances propres de la machine sont plus considérables. Le moteur qui pourra réaliser à la fois de hautes températures et de hautes pressions, et produire le travail avec les poids et les volumes les plus faibles est celui qui aura finalement la préférence.

« L'histoire de la machine à vapeur n'est autre que le tableau successif des améliorations apportées aux grossiers appareils de l'origine.

« Les machines de Watt, qui constituaient déjà de grands perfectionnements, dépensaient 28 litres d'eau et $4^{\text{kg}},1/2$ de combustible par cheval-heure. Celles de la génération suivante, fonctionnant à des pressions de plus en plus supérieures à la pression atmosphérique, réduisirent ces consommations à 18 kilogrammes d'eau et $2^{\text{kg}},1/2$ de charbon. L'introduction des distributions perfectionnées à dé clic et autres diminuèrent

encore ces chiffres à 12 kilogrammes d'eau et 1,5 de combustible ; enfin, les meilleures machines de l'époque actuelle peuvent réaliser un cheval-vapeur avec une consommation par heure de 6,5 à 7 kilogrammes de vapeur et de 700 à 800 grammes de charbon.

« Même avec ces chiffres si réduits par rapport aux consommations primitives, nous dépensons encore le double de ce qu'on devrait dépenser et six fois la quantité de chaleur qui correspond théoriquement au travail produit. Mais la cause des pertes qu'on peut réduire est connue aujourd'hui, et on peut espérer voir prochainement se réaliser des progrès sérieux de ce côté, tandis que l'accroissement du rendement de la machine à vapeur par l'augmentation de la chute de température reste une question beaucoup plus douteuse.

« L'histoire du moteur à gaz et du moteur à air chaud présente des phases analogues. Ils remontent tous les deux à un siècle, c'est-à-dire qu'ils ont le même âge que la machine à vapeur industrielle. A l'origine, le moteur à gaz dépensait 2 800 litres par cheval et par heure. Il y a une trentaine d'années, cette consommation fut abaissée à 2 000, puis à 1 500. Il y a dix ans, elle devint inférieure à 1 000 litres ; enfin, les meilleurs moteurs à gaz dépensent aujourd'hui de 500 à 600 litres de gaz de très bonne qualité par cheval et par heure.

« De même que pour la machine à vapeur, ces réductions dans la consommation ont été obtenues par des améliorations qui ont agi sur les causes de perte du moteur lui-même, sans que le principe du fonctionnement ait été modifié. La perte de chaleur par transformation en travail est restée la même, mais on a réduit considérablement les pertes par conductibilité et par l'enveloppe à circulation d'eau indispensable, au moins jusqu'ici, pour empêcher la combustion qui s'opère à l'intérieur du cylindre de détériorer cet organe. Si on parvenait à sup-

primer entièrement les pertes réductibles dans la machine à vapeur et dans le moteur à gaz, les deux appareils resteraient vis-à-vis l'un de l'autre dans la situation où ils sont au point de vue théorique.

« Ceci posé, peut-on se demander lequel de ces deux moteurs, qui ont à peu près le même âge et ont passé successivement par des phases d'amélioration analogues, est celui qui a le plus fait pour l'humanité et rend le plus de services à l'heure actuelle ? Quel est celui qui paraît le plus apte à réaliser le travail nécessaire aux siècles futurs et à utiliser le calorique contenu dans les millions de millions de tonnes de combustible enfouis dans les profondeurs de notre globe, pour le plus grand produit des générations qui nous succéderont ?

« La réponse ne saurait être douteuse. Le moteur à gaz, après avoir longtemps lutté contre des obstacles naturels et artificiels, est parvenu à actionner actuellement un certain nombre de petits ateliers et à faire une partie tout à fait insignifiante du travail industriel du monde. Il lutte avec la vapeur et lui est souvent préféré pour de très petites forces ; on compte facilement les moteurs à gaz de plus de 50 chevaux. Le combustible employé par ce moteur est dispendieux, la machine est lourde et encombrante, son prix est relativement élevé. On peut admettre qu'avec un combustible plus économique et quelques améliorations, le champ dans lequel il peut lutter avec la machine à vapeur s'élargira quelque peu ; mais il n'y a guère de raison de supposer qu'on puisse accroître sensiblement son rendement théorique par une élévation de la température initiale ou par un abaissement de la température finale ; la suppression absolue des pertes de fonctionnement réduirait la consommation à la moitié.

« Admettons cette hypothèse. On se trouve donc en présence d'un moteur consommant 280 litres de gaz par cheval et par

heure, et pesant, sans le producteur de gaz, 120 kilogrammes au moins par cheval. En admettant que le gaz puisse être obtenu à un prix tel que la dépense du fait du combustible ne soit pas supérieure à la dépense équivalente de la machine à vapeur, il est bien peu probable que le poids, y compris celui du producteur de gaz, puisse être amené à se rapprocher du poids de la machine à vapeur qu'on arrive de jour en jour à réduire, puisqu'on a des exemples de machines ne pesant que 23 kilogrammes par cheval avec la chaudière.

« Les plus enthousiastes admirateurs du moteur à gaz, même en rêvant sa substitution à la machine à vapeur, ne sauraient se flatter de voir cette substitution se faire, sauf de minimes applications; pour le transport par terre et par eau, les deux plus grandes applications de la machine à vapeur. Si nous admettons pour cette dernière quelques nouvelles améliorations, et il n'y a aucune raison de supposer que l'ère des perfectionnements dans cet ordre d'idées soit définitivement close, le moteur à gaz voit ses chances de suprématie finale encore amoindries.

« Sa puissante rivale ne voit pas son cercle d'opérations limité aux petites forces 10 à 20, ou même à 50 chevaux. Ses applications sont grandioses.

« On la voit transporter des masses de 10 000 tonnes à travers l'Océan, par les tempêtes les plus terribles, indifférente aux vagues, au vent, aux courants, à une vitesse de 20 nœuds à l'heure soutenue pendant une semaine entière, en réalisant d'une manière continue un travail de 20 000 chevaux, travail qui, s'il était possible de l'accomplir au moyen d'animaux, exigerait la réunion de 80 000 chevaux vivants dont le poids seul serait le triple de celui du navire et de sa cargaison et qu'on ne pourrait loger que dans une cinquantaine de navires semblables. La machine à vapeur produit un travail de ce

genre avec une dépense de 700 grammes de combustible par cheval et par heure réalisée. Elle pèse, dans ces conditions, 100 kilogrammes par cheval, poids qui descend presque au quart dans certains navires tels que les torpilleurs, mais aux dépens de l'économie du fonctionnement.

« Sur terre, la machine à vapeur traîne des milliers de tonnes de marchandises à des prix pouvant descendre à 0 fr. 02 par tonne et par kilomètre. Elle traverse le continent américain de l'Atlantique au Pacifique en quatre jours ; elle transporte le voyageur en un seul jour de New-York à Chicago, sur une distance de 1 700 kilomètres ; elle fait encore la tâche pour laquelle elle avait été créée à l'origine, au cours du siècle dernier, en épuisant les mines qui nous fournissent le charbon, les minerais, les pierres précieuses ; elle actionne les métiers pour la filature et le tissage, en un mot elle accomplit le travail mécanique du monde entier. Or, c'est précisément le moment où nous contemplons ces merveilles qu'on choisit pour nous affirmer que la machine à vapeur touche à son déclin et que, dans cinquante ans, elle ne sera plus qu'un objet de curiosité historique.

« Qui donc peut assigner un terme aussi défini aux progrès successifs et constants réalisés depuis un siècle ? Sommes-nous plus en droit de considérer la machine à vapeur comme arrivée à sa dernière expression que ne l'étaient les prédécesseurs ou même les contemporains de Watt ?

« Tout, au contraire, nous permet de prévoir de nouveaux progrès. Nous avons vu que les pertes réductibles de la machine actuelle doublent sa consommation. Il n'y a aucune impossibilité de principe à réaliser sur ce chapitre un bénéfice très important. On peut encore gagner quelque chose en augmentant la chute des températures par l'emploi de pressions encore plus élevées. Cela ne touche en rien au principe actuel

de la machine à vapeur. Mais qui peut affirmer qu'on ne trouvera pas un moyen d'utiliser au moins en partie la chaleur rejetée au dehors et qui constitue actuellement une perte inévitable ? La portée de cette modification serait énorme. D'autre part, par des améliorations de construction et notamment par l'augmentation de la vitesse de piston jusqu'à des limites que peut-être nous ne prévoyons pas actuellement, la machine à vapeur ne peut-elle acquérir une diminution de poids et d'encombrement qui réagira sur le coût d'acquisition et sur les dépenses de service et entraînera même des applications dont nous n'avons pas l'idée en ce moment ?

« Ni le savant, ni l'ingénieur ne peuvent trouver d'impossibilité dans ces prévisions. Si on ne peut se flatter de voir pousser les pressions bien au delà de celles qui sont actuellement réalisées sur certaines machines, il y a dans la surchauffe de la vapeur un moyen d'accroître la température initiale jusqu'à celle où fonctionnent les moteurs à gaz.

« Les progrès réalisés jusqu'ici dans la réduction du poids des machines ne rendent nullement improbables des réductions ultérieures.

« Qui peut dire que nous ne verrons pas bientôt des machines à vapeur dépensant 450 grammes de combustible par cheval et par heure, pesant 10 à 15 kilogrammes par unité de puissance, déplaçant des navires de 20 000 tonneaux à des vitesses de 25 à 30 milles à l'heure, et nous faisant traverser l'Atlantique en trois jours, alors que des trains remorqués par des locomotives perfectionnées franchiront en deux jours la distance qui sépare l'Atlantique du Pacifique, mettant ainsi San-Francisco à cinq jours de l'Europe ?

« Nous avons toute raison de croire que c'est bien la machine à vapeur, incessamment perfectionnée par des générations d'inventeurs, qui est destinée à utiliser pour le plus grand

profit du genre humain les provisions de calorique accumulées dans les sous-sols de notre globe sous forme de combustibles fossiles, jusqu'au jour, encore bien éloigné, où l'épuisement complet de cette source universelle du travail industriel obligera l'homme de cette époque à recourir directement comme suprême ressource à la chaleur solaire. »

Tels sont les arguments, pleins de bon sens et de raison, présentés sous une forme familière, émanant d'une autorité que l'on ne saurait soupçonner d'ignorance relativement à la théorie thermique et thermodynamique des moteurs à vapeur et à gaz, et qui suffiront peut-être pour ramener, dans l'esprit du lecteur, la question à son véritable point de vue et à sa valeur propre.



TRAITÉ

DE LA

MACHINE A VAPEUR

PREMIÈRE PARTIE

CHAPITRE PREMIER

DÉVELOPPEMENT DE LA MACHINE A VAPEUR

1. — Le but de toute machine thermique réside dans la transformation, aussi économique et complète que possible, en travail, de l'énergie calorifique dérivée de la combustion ou de toute autre source, et momentanément emmagasinée dans un fluide susceptible de modifications de pression et de volume correspondant à des variations de température. En pratique, cette énergie calorifique trouve ordinairement sa source dans la combustion du charbon ou de ses dérivés distillatoires, naturels ou artificiels ; tantôt elle est transmise des produits de la combustion au fluide moteur : air, gaz ou vapeur ; tantôt ce fluide moteur, qui sert à l'accumulation ou à la transformation de cette énergie, peut consister en un mélange dans lequel entrent les produits de la combustion eux-mêmes.

2. — Les principes généraux de cette transformation d'énergie sont communs à tous les fluides moteurs. Ce dernier subit telle variation de pression, de volume et de température qui favoriseront la conversion, en énergie mécanique, d'une portion de l'énergie calorifique développée, et cela le plus souvent par l'intermédiaire d'un piston se mouvant dans un cylindre, plus rarement par la réaction

d'un jet de gaz ou de vapeur s'échappant à haute pression d'un orifice. Au cours de ces transformations, le fluide pousse le piston, par son expansion, à une température et à une pression relativement élevées et se trouve, plus tard, pendant la course rétrograde, refoulé à son tour par le piston à des températures et à des pressions plus basses.

Le travail net produit est ainsi une quantité positive mesurée par la différence des travaux positifs et négatifs effectués sur les deux faces du piston pendant un tour complet de la manivelle et une double course du piston.

3. — Les machines thermiques peuvent être classées de différentes manières, suivant l'état physique du fluide moteur, suivant la nature de ce fluide ou le mode dont il opère.

On distingue ainsi d'une part, les machines à gaz, à vapeurs, à vapeurs combinées ; d'autre part, les machines à acide carbonique, à vapeur d'eau, d'ammoniaque ou de pétrole, à gaz d'éclairage ; les moteurs fonctionnant à pression constante ou avec détente. Toutes sont assujetties aux mêmes principes généraux en ce qui concerne la transformation du calorique et les diverses pertes thermiques, thermodynamiques ou mécaniques.

Dans tous les cas, l'étude du fonctionnement de ces moteurs comprend la thermodynamique de la machine idéale combinée avec la science purement physique de la chaleur pour tenir compte des conditions pratiques du fonctionnement de la machine matérielle. La machine à vapeur ne représente qu'un cas particulier parmi les nombreux moteurs thermiques, et les problèmes qu'elle embrasse ne forment qu'une application isolée des principes qui président au fonctionnement de toutes ces machines.

4. — La définition de la machine à vapeur peut être formulée comme suit :

La *machine à vapeur* est un moteur combiné et construit dans le but de transformer en énergie mécanique, la plus grande quantité possible de l'énergie calorifique emmagasinée dans la vapeur d'eau, et cela suivant un mode de fonctionnement qui rende directe, pratique, simple et économique son utilisation en travail effectif.

Cette machine peut consister en un récipient unique, à la fois cylindre et chaudière, comme dans les machines primitives que nous allons décrire, ou en une série de capacités distinctes et de mécanismes compliqués, comme dans la machine moderne. Elle peut actionner un mécanisme, soit à mouvement alternatif comme dans les pompes à action directe, soit à mouvement circulaire continu comme dans les moteurs ordinaires. La vapeur peut aussi, exceptionnellement, être utilisée à chasser un projectile, comme dans le canon à vapeur de Perkins.

Quoi qu'il en soit, sous toutes ses formes, c'est une machine thermodynamique sujette, comme nous le verrons, à des pertes thermodynamiques, thermiques et mécaniques.

5. — L'origine de la machine à vapeur remonte à une haute antiquité, et l'historique de son développement présente cette particularité que les perfectionnements en sont restés très lents et peu notables jusqu'il y a un siècle. On ignore l'époque précise à laquelle l'homme remarqua la force expansive que possédait la vapeur d'eau, mais ce fut certainement avant que l'histoire ait commencé à relater autre chose que des faits politiques, alors qu'il n'y avait encore ni industrie, ni arts mécaniques. Dans les époques préhistoriques, les peuples rendaient le même honneur aux grands inventeurs qu'à leurs capitaines, mais cette glorification des artisans éminents semble avoir cessé au début même de la période historique.

Dans sa première période, la machine à vapeur n'est pas sortie du domaine purement spéculatif; elle n'était connue, avant l'ère chrétienne, que sous la forme d'un jouet, et l'on ne pensait pas que la force expansive de la vapeur fût capable d'autre chose que d'intriguer les foules auxquelles les prêtres magiciens montraient en grand secret l'appareil qu'elle faisait mouvoir.

La machine à vapeur en resta là jusque vers le milieu du xvii^e siècle, époque à laquelle le marquis de Worcester et quelques-uns de ses contemporains cherchèrent à utiliser pratiquement la force expansive de la vapeur d'eau. Cette seconde période s'étend jusque vers la fin du premier quart du xix^e siècle, alors que les inventions de Watt ayant fait leurs preuves et s'étant déve-

loppées, commençait une troisième période de perfectionnements qui a amené la machine à vapeur à son état actuel.

6. — La machine de Héron est décrite par Héron le jeune, d'Alexandrie, en l'an 120 avant J.-C. C'est la première fois qu'il est, dans l'histoire, question de la machine à vapeur.

C'est dans la maison d'Euclide, le grand géomètre, probablement contemporain d'Archimède, que Héron écrivit un manuscrit intitulé *Spirititalia seu Pneumatica*, qui existe encore et a été plusieurs fois édité. Il y est décrit un certain nombre de machines à feu, intéressantes malgré leur forme primitive, entre autres celle que l'on trouve figure 1 et qui est mue par la vapeur.

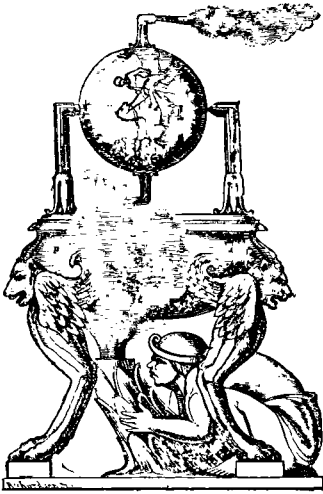


Fig. 1. — Machine de Héron.

Cet ancêtre de la machine moderne se composait d'une sphère suspendue à deux tourillons dont l'un était traversé par la vapeur amenée au moyen d'un tuyau, de la chaudière située au-dessous. La vapeur, en s'échappant par les deux ajutages, recourbés en sens contraire et diamétralement opposés que portait la sphère, communiquait

à celle-ci, par sa réaction, un rapide mouvement de rotation.

On ignore si cette machine fut jamais autre chose qu'un jouet, bien qu'une plume autorisée ait prétendu que les prêtres grecs s'en servirent pour actionner différents mécanismes dans leurs temples.

Si l'on est en droit de s'étonner que l'homme, depuis des siècles qu'il existait à la surface du globe, n'ait pas remarqué plus tôt la puissance renfermée dans la vapeur d'eau et soit parvenu presque jusqu'à l'ère chrétienne sans la découvrir, on doit s'étonner bien plus encore de ce qu'après l'invention de Héron, on ne trouve dans l'histoire, pendant des centaines d'années, aucune relation authentique de l'application de cette découverte à un but réellement pratique. On rencontre bien, dans l'histoire ou dans les traités spéciaux, des preuves isolées démontrant que la connaissance de

la force contenue dans la vapeur ne s'est pas perdue, mais les biographes et les historiens n'ont consacré que bien peu de temps à la recherche des informations relatives aux progrès de cette invention comme d'ailleurs en ce qui concerne d'autres découvertes analogues ou ayant trait aux arts mécaniques.

7. — La connaissance que les anciens avaient de la vapeur et de la puissance qu'elle renfermait se bornait à la découverte de ce fait que la vapeur d'eau, chauffée en vase clos, est capable de développer un certain travail par sa détente quand elle s'en échappe brusquement, et que l'on pouvait peut-être l'appliquer à quelques opérations très simples. Héron, dans son *Traité*, parle d'un assez grand nombre de ces applications, quelques-unes très ingénieuses, mais toutes sans portée. Par exemple, il décrit, avec dessins à l'appui, les moyens d'appliquer la force expansive de la vapeur à l'ouverture et à la fermeture des portes d'un temple, à la mise en mouvement de certains automates et à la production de sons. Aucun indice ne prouve que quelque écrivain ou mécanicien de l'antiquité ait eu le moindre pressentiment de l'avenir qui attendait plus tard, dans son application à l'industrie, l'usage de cette force pour eux mystérieuse.

8. — La vapeur fut aussi méconnue pendant le moyen âge que dans l'antiquité. L'« éolipile », qui n'était en somme qu'une machine de Héron servant à faire mouvoir des tourne-broches, et les différentes formes qu'a successivement revêtues un appareil dans lequel un jet de vapeur était utilisé à l'entraînement de l'air pour des souffleries de forge, paraissent avoir été la première et la dernière production de cette époque. Cependant, quelques philosophes et inventeurs, qui florissaient entre le x^e et le xvii^e siècle, ont prédit à diverses reprises, pour l'avenir, l'application de la vapeur à des usages industriels. Vers le commencement du xvii^e siècle quelques appareils primitifs et grossiers furent proposés par plusieurs physiciens et écrivains célèbres, entre autres Porta (1601), de Caus (1615) et Branca (1629), mais aucun d'eux ne paraît avoir été réalisé, même à titre expérimental, avant de longues années.

9. — Le marquis de Worcester et Papin, célèbre physicien et philosophe, son contemporain, paraissent avoir été les premiers à construire et à faire fonctionner les appareils qu'ils avaient inventés.

En 1663 Edouard Somerset, second marquis de Worcester, publia une très curieuse série de descriptions, relatives à ses inventions, écrites dans un style obscur et singulier, qui avait pour titre : *Century of the Names and Scantlings of Inventions by me already practised.*

Une de ces inventions est relative à un appareil pour élever

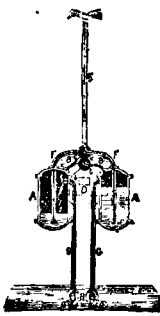


Fig. 2. — Machine de Worcester, 1650.

l'eau au moyen de la vapeur. La description qu'il en donne n'est accompagnée d'aucun croquis, mais on a pu reconstituer cet appareil que la figure 2 reproduit probablement avec beaucoup de fidélité. La vapeur est produite dans une chaudière, puis, de là, envoyée tout d'abord dans un réservoir A préalablement rempli d'eau. L'eau est refoulée à travers les tuyaux F ou F'. Lorsque la communication entre la chaudière et le récipient

A est fermée, celui-ci se remplit d'eau, grâce à l'appel produit par le vide résultant de la condensation de la vapeur, au moyen du tuyau G. L'opération se renouvelle ainsi alternativement, les réservoirs A et B servant successivement au refoulement et à l'aspiration.

Cet appareil servit pendant quelque temps à élever l'eau à Vauxhall près de Londres. Il avait été appliqué précédemment au château de Raglan, demeure du marquis de Worcester, où l'on peut encore voir aujourd'hui, dans un mur, les niches qui étaient destinées à le recevoir.

La *chaudière séparée* qui est un des caractères distinctifs de cet appareil constitua un perfectionnement important sur ses prédécesseurs, bien que l'idée première doive en être attribuée à Porta.

Cette machine, *Water Commanding Engine*, comme son inventeur l'appelait, n'en reste pas moins dans l'histoire de la machine à vapeur comme le premier appareil qui ait été réalisé pratiquement par son inventeur.

Cependant, il est juste de dire que cette invention, si importante

qu'elle fût, ne justifie pas, pour le marquis, le titre d'*inventeur* de la machine à vapeur que lui ont décerné tant d'autorités. Somerset fut simplement un des hommes dont les travaux collectifs amenèrent la réalisation ultérieure de la machine à vapeur.

L'invention du marquis de Worcester fut renouvelée vingt ans plus tard par sir Samuel Morland, mais sous une forme qui est restée inconnue. Dans un mémoire qu'il écrivit en 1683, il fit preuve, relativement aux propriétés de la vapeur, de connaissances très étendues que l'on ne s'attendrait guère à trouver chez un savant de cette époque. Dans son manuscrit, actuellement conservé au British Museum dans la collection de Haarlem, il relate les dimensions nécessaires à donner aux cylindres de sa machine pour élever des poids donnés d'eau par heure, et donne très exactement les volumes occupés par des poids déterminés et égaux d'eau et de vapeur sous la pression atmosphérique. Il nous dit qu'une de ses machines présentant un cylindre de 1^m, 82 de diamètre et de 3^m, 65 de longueur était capable d'élever 1 569 kilogrammes d'eau, à une hauteur de 0^m,15, 1 800 fois par heure.

A dater de cette époque, plusieurs mécaniciens en renom se mirent sérieusement à l'étude du problème de l'élévation de l'eau au moyen de la vapeur. Jusque-là, bien que l'on eût proposé et même construit à l'occasion des appareils ingénieux ou des jouets renfermant séparément ou collectivement les traits principaux de la machine à vapeur, le monde n'était pas prêt à profiter des travaux des inventeurs dans cette direction. Ce fut seulement vers la fin du xvii^e siècle que les mineurs anglais commencèrent à éprouver les plus grandes difficultés à débarrasser leurs mines des énormes quantités d'eau qu'ils rencontraient dans les profondeurs considérables que leurs puits venaient d'atteindre. La découverte de moyens plus puissants que ceux dont ils disposaient alors pour accomplir cette tâche devait avoir pour eux une importance vitale. Ils étaient donc, par la force des choses, puissamment stimulés vers l'étude des inventions susceptibles de remplir le but qu'ils se proposaient et à en tirer promptement avantage. Les expériences de Papin et l'application pratique de principes connus, par Savery, plaça entre leurs mains l'appareil dont ils avaient besoin.

Après que Louis XIV eut révoqué l'Edit de Nantes, les persé-

cutions qui commencèrent dans le royaume chassèrent de France quelques-uns de ses plus grands hommes. Au nombre de ceux-ci était Denis Papin, physicien distingué, originaire de Blois. Il étudia d'abord la médecine à Paris, puis s'expatria en Angleterre où il rencontra le célèbre philosophe Boyle qui le présenta à la « *Royal Society* » dont il devint membre, et à laquelle il fit plusieurs communications. Il inventa, en 1680, le « digesteur » dans lequel les substances qui ne sont pas dissoutes par l'eau bouillante à la pression atmosphérique peuvent être soumises à l'action de l'eau chauffée en vase clos, à haute pression, afin d'être convenablement dissoutes ou cuites. Les dangers d'explosion que présentaient ces récipients l'amènèrent, en 1681, à inventer et appliquer la soupape de sûreté à levier ¹ qui est, on le sait, un accessoire indispensable de toute chaudière à vapeur.

En 1690, il construisit un modèle, susceptible de fonctionner, qui consistait essentiellement en un cylindre à vapeur contenant un piston qui pouvait être relevé par la pression de la vapeur et qui descendait à nouveau, quand, par suite de la condensation de la vapeur, le vide était produit au-dessous de lui. L'auteur proposa d'appliquer ce moteur à faire mouvoir des pompes ou les roues à aubes de bateaux, mais il ne paraît pas qu'il ait jamais construit, suivant ses plans, une machine qui ait fonctionné d'une manière satisfaisante ².

En 1707, Papin proposa d'éviter, tout au moins en partie, ces pertes dues à la condensation de la vapeur dans le récipient des machines à élever l'eau par l'usage de son piston qu'il interposait entre la vapeur et l'eau à refouler ³. C'était une amélioration, apportée à la machine de Worcester, et qui devait en diminuer la consommation. Cette machine, qui ne fut jamais construite que dans un but expérimental, est particulièrement intéressante comme marquant une nouvelle étape et pouvant suggérer des idées nouvelles aux inventeurs futurs.

¹ D'autres formes de soupapes de sûreté avaient déjà été employées.

² *Recueil des diverses pièces touchant quelques nouvelles machines et autres sujets, philosophiques*, par M. D. Papin, Cassel, 1695.

³ *Nouvelle manière de lever l'eau par la force du feu mise en lumière*, par M. D. Papin, Dr en Médecine, professeur de mathématiques à Cassel, 1707.

10. — La machine à feu de Savery fut le premier de ces engins primitifs qui permit l'application véritablement pratique, à l'industrie, de l'énergie emmagasinée dans la vapeur d'eau.

Savery avait été frappé des difficultés que présentait l'assèchement des mines anglaises, particulièrement les puits profonds de la Cornouailles, et des dépenses considérables qu'elles entraînaient. Il avait également remarqué les nombreux échecs qui avaient suivi toutes les tentatives faites jusqu'alors pour installer des pompes efficaces et économiques ; aussi, le 25 juillet 1698, fit-il breveter la première machine qui fut jamais employée dans ce but. Un modèle de cette machine, présenté à la Royal Society de Londres en 1699¹, fut soumis à des expériences qui furent couronnées de succès. On trouvera (fig. 3) un croquis de cette machine, telle qu'elle est décrite par Savery lui-même en 1702 dans le *Miners Friend*.

LL est la chaudière d'où la vapeur est successivement conduite, par des tuyaux, dans des récipients PP. Supposons que la vapeur passe d'abord dans le récipient de gauche. Le robinet M étant fermé et r étant ouvert, l'eau contenue dans P est chassée dans le tuyau S jusqu'au réservoir supérieur où elle se décharge. La valve r est ensuite fermée ainsi que le robinet du tuyau O. Puis on ouvre le robinet M et l'eau destinée à la condensation s'écoule sur la surface extérieure du récipient P, grâce au robinet Y par lequel arrive l'eau du réservoir X. La vapeur que contient P est condensée ; il se forme un certain vide, et une nouvelle quantité d'eau fraîche est aspirée à travers le tuyau E. En même temps, on a introduit la vapeur de la chaudière dans le récipient de droite P, le robinet W ayant été d'abord fermé et R ouvert. La charge d'eau est refoulée à travers le tuyau inférieur et le robinet R dans le tuyau S, comme précédemment, pendant que l'autre récipient

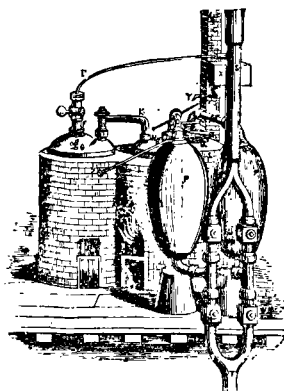


Fig. 3. — Machine de Savery, 1699.

¹ *Transactions of the Royal Society*, 1699.

se remplit avant de refouler à son tour. Les deux récipients travaillent ainsi alternativement aussi longtemps qu'il est nécessaire.

La méthode dont Savery se servait pour alimenter sa chaudière était aussi simple qu'ingénieuse. La petite chaudière D était remplie d'eau provenant d'une source quelconque, par exemple du tuyau de refoulement S. On allumait ensuite du feu sous cette chaudière, et quand la pression de la vapeur y devenait plus grande que celle de la chaudière principale L, on établissait la communication entre les fonds de ces deux générateurs ; le plus grand se trouvait ainsi alimenté sans interrompre le travail. G et N sont des robinets de niveau, servant à déterminer la hauteur de l'eau dans la chaudière, et qui ont été pour la première fois employés par Savery.

Ce fut la première machine réellement pratique et présentant un intérêt industriel. On peut donc attribuer à Thomas Savery l'honneur d'avoir été le premier à introduire l'usage général d'une machine dans laquelle l'énergie calorifique était, par l'intermédiaire de la vapeur, appliquée à un but réellement utile.

On doit remarquer que Savery, comme le marquis de Worcester et comme Porta, avait adopté une chaudière indépendante. Il avait ajouté à l'appareil du marquis de Worcester la *condensation par surface* qui lui permettait de changer ses réservoirs quand il était nécessaire de les remplir, et la chaudière auxiliaire au moyen de laquelle il pouvait alimenter le générateur principal sans interrompre son fonctionnement. Cet appareil était capable de fonctionner sans interruption, pendant une période de temps qui n'était limitée que par l'usure des organes. Savery n'appliqua jamais de soupape de sûreté à ses chaudières ; plus tard Désaguliers munit de ces accessoires quelques appareils de ce premier inventeur.

Dans les mines profondes, on était obligé d'adopter des pressions trop élevées pour ces chaudières de construction grossière. Aussi le développement de ces machines fut-il considérablement retardé par la crainte répandue parmi les mineurs de voir les chaudières faire explosion. En réalité, les accidents de ce genre arrivèrent plus d'une fois.

La machine de Savery fut perfectionnée vers 1716 ou 1718 par Désaguliers qui la munit de la soupape de sûreté de Papin et

remplça la condensation par surface de l'arrangement originel de Savery par une injection d'eau, provenant de la conduite de refoulement, à l'intérieur des récipients. Toutefois, la machine de Savery, malgré tous les perfectionnements de forme ou de construction qu'elle reçut, si elle était une machine utile et d'un fonctionnement certain, n'en avait pas moins un rendement déplorable. La vapeur de la chaudière se condensait en grande partie lorsqu'elle était introduite dans le récipient de refoulement, froid et humide, ou lorsqu'elle venait en contact avec la surface du liquide à élever.

11. — Le fonctionnement économique de la machine de Savery était évidemment peu satisfaisant, si on le compare à celui des machines modernes, cependant il ne faut pas perdre de vue que c'est la première machine qui permit la transformation pratique des forces naturelles et leur application à des travaux industriels et que, comme telle, ce fut un véritable succès.

L'exploitation des mines de grande profondeur était devenue impraticable lorsque l'on rencontrait de vastes nappes d'eau, et, dans certains cas, on était obligé d'entretenir, à grands frais, des centaines de chevaux, sans que les sacrifices que l'on faisait fussent toujours rémunérés. C'est alors que la vapeur s'introduisit dans les mines avec la machine de Savery, et plusieurs exploitations que l'on avait été obligé d'abandonner purent être reprises avec profit.

Les défauts de ce genre d'appareil n'en étaient pas moins nombreux. La consommation extravagante de charbon était une difficulté sérieuse partout ailleurs que dans les districts houillers. Les pressions élevées que l'on était obligé d'adopter dans les puits profonds donnaient naissance à des dangers constants qui menaçaient à la fois la mine et les mineurs, quand, ce qui arrivait généralement à cette époque, l'exécution matérielle des appareils était défectueuse. En réalité, l'invention de la machine de Savery ouvrit l'ère des explosions de chaudières. Il s'en produisit dès cette époque dont les conséquences furent désastreuses. La crainte de ces dangers constants ajoutée à la consommation de cet appareil conduisit rapidement les mécaniciens à étudier de nouveau le

problème et à perfectionner la machine de Savery sous différents rapports : sa consommation considérable de charbon ; la nécessité souvent gênante de la placer près du fond de la mine à épuiser, ou d'en disposer plusieurs à des étages successifs lorsque la profondeur était trop grande ; les hautes pressions qui offraient un danger permanent, toutes causes qui avaient considérablement retardé l'introduction de l'appareil de Savery, malgré la supériorité qu'il présentait sur l'emploi des chevaux.

Longtemps après la mort de Savery, en 1774, Smeaton se livra aux premiers essais qui aient été faits sur des machines de ce genre. Il trouva qu'un appareil, ayant un réservoir cylindrique de 0^m,407 de diamètre et de 6^m,70 de haut, refoulant à une hauteur de 4^m,25 au-dessus du niveau de l'aspiration, donnant 12 pulsations et débitant 2 851 litres par minute, développait 2 chevaux un quart et consommait 152 kilogrammes de charbon pour un fonctionnement de quatre heures. En conséquence, la combustion de 38^{kg}, 100 de charbon correspondait à un poids d'eau de 726 327 kilogrammes élevé à une hauteur de 1 mètre, soit un travail de 19 100 kilogrammètres de travail par kilogramme de combustible brûlé. Une machine, de dimensions un peu plus considérables, présentait un rendement plus grand de 3 p. 100.

12. — Machine de Newcomen. Les premiers perfectionnements importants apportés à la machine de Savery furent réalisés par Thomas Newcomen et John Cawley (ou Calley), deux mécaniciens de Darmouth, ville du Devonshire, en Angleterre. L'appareil qui résulta de leurs efforts combinés est connu sous le nom de machine atmosphérique ou de Newcomen. Ce dernier était forgeron de son état, et Cawley, plombier. On a prétendu qu'un voyage qu'ils firent en Cornouailles, au cours duquel ils avaient vu fonctionner une machine de Savery, attira leur attention sur ce sujet ; mais un ami de Savery lui-même a assuré que les premiers plans de Newcomen dataient de la même époque que ceux de Savery. Après quelques discussions avec Cawley, Newcomen entra en correspondance avec le D^r Hooke, et lui proposa une machine à vapeur consistant en un cylindre dans lequel se mouvait un piston semblable à ceux des machines de Huygens ou de

Papin, et conduisant une pompe séparée semblable à celles que l'on employait depuis longtemps à élever l'eau et qui étaient menées par des chevaux ou actionnées par la force du vent. Le D^r Hooke répondit par de nombreuses objections et tenta de décourager Newcomen ; les deux mécaniciens illettrés mais persévérants ne furent pas ébranlés par l'opinion de leur savant correspondant, et construisirent une machine suivant leurs propres plans.

Celle-ci réussit assez bien pour les encourager à continuer leurs travaux et, en 1705, ils présentèrent, d'accord avec Savery (propriétaire des brevets relatifs à la condensation par surface, et qui les pria de l'intéresser à leur découverte) une machine dont les principales caractéristiques étaient un cylindre et un piston à vapeur, l'emploi de la condensation par surface, d'une chaudière distincte et de pompes séparées. Dans la machine atmosphérique telle qu'elle fut construite au début, la lenteur de la condensation due à ce que l'eau réfrigérante passait à l'extérieur du cylindre ne permettait que d'obtenir des courses de piston très espacées. Il fut réalisé toutefois, de très bonne heure, un perfectionnement qui augmenta beaucoup la rapidité de la condensation. Un jet d'eau fut directement introduit dans le cylindre, ce qui transformait la machine de Newcomen dans le même sens que Désaguliers avait modifié la machine de Savery. La machine de Newcomen, ainsi perfectionnée, est représentée figure 4.

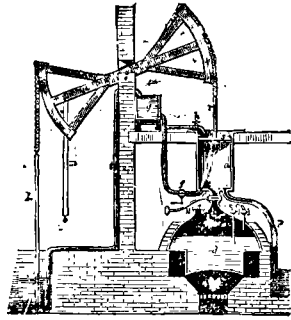


Fig. 4. — Machine de Newcomen, 1705.

La chaudière est en *d* ; la vapeur se rend dans le cylindre *a* à travers le robinet *d* ; elle équilibre la pression atmosphérique et permet à la maîtresse tige *k* de retomber par son propre poids, et, par l'intermédiaire du balancier *i*, de relever le piston *s* à la position supérieure de sa course. Le robinet *d* étant alors fermé et *f* ouvert, un jet d'eau provenant du réservoir *s* entre dans le cylindre produisant un vide par la condensation de la vapeur. La pression de l'air au-dessus du piston pousse ce dernier vers le bas, ce qui relève la maîtresse tige commandant les pompes ; ce fonc-

tionnement continue indéfiniment. Le tuyau *h* servait à recouvrir d'eau la partie supérieure du piston, afin d'éviter les fuites de vapeur. Cette addition fut faite par Newcomen. Deux robinets de niveau *cc* et une soupape de sûreté *N* figurent sur le dessin, mais on devra remarquer que cette dernière est différente de celles qui ont été en usage depuis. En effet, la pression dans cette chaudière dépassant à peine celle de l'atmosphère, le poids seul de la soupape suffisait pour assurer la fermeture. La tige *m* était destinée à porter un contrepoids en cas de besoin. L'eau réfrigérante était, ainsi que l'eau de condensation, évacuée par le tuyau *p*.

La première machine de Newcomen donnait de six à huit coups

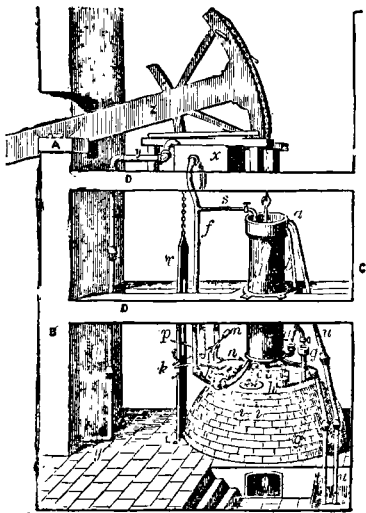


Fig. 5. — Distribution de Beighton, 1718.

de piston par minute, après ce perfectionnement elle en donna de dix à douze. La machine à vapeur se trouvait alors avoir revêtu en partie la forme qu'elle a gardé depuis. Son principal inconvénient résidait encore dans la nécessité d'entretenir un agent chargé d'ouvrir et de fermer les robinets. C'est alors qu'un intelligent garçon, Humphrey Potter, à qui était confiée la charge d'une machine de Newcomen imagina, en 1713, une combinaison qu'il appela un *scoggan*, et qui, simplement composée de quelques ficelles, fit le travail pour lui.

Ce jeune inventeur, en rendant ainsi automatique la commande de la distribution, obtint jusqu'à quinze ou seize courses par minute et une régularité de fonctionnement que tout autre dispositif n'aurait pu produire.

Ce jeune et ingénieux mécanicien devint dans la suite un ingénieur des plus habiles ; il alla plus tard sur le Continent où il monta plusieurs machines importantes. La distribution primitive de Potter fut bientôt perfectionnée par Henry Beighton dont le dispositif fut appliqué pour la première fois à une machine que cet ingénieur construisit à Newcastle en 1718. Il remplaça l'arrangement

peu mécanique de Potter par un dispositif plus satisfaisant qui est représenté figure 5.

En r est l'arbre ou tige de commande suspendu au balancier avec lequel il s'élève ou descend, amenant au moment voulu les taquets p et k en contact avec les leviers kk et nn des soupapes, ouvrant ces dernières ou les fermant. La chaudière comporte une soupape de sûreté à levier dont l'idée avait été, dit-on, suggérée par Désaguliers. Le piston était garni de cuir ou de chanvre et lubrifié au moyen de suif.

En décrivant les applications de la machine de Newcomen à l'épuisement des mines, Farey décrit une petite machine dont le cylindre avait 0^m,20 de diamètre, et qui refoulait à 49 mètres. La colonne d'eau à soulever pesait 1 605 kilogrammes ; le piston avait 0^m,61 de diamètre, soit une surface de 2 913 centimètres carrés. La pression effective était, paraît-il, de 0^{ks},750 par centimètre carré ; la température de l'eau de condensation et de la vapeur non condensée après l'injection d'eau était ordinairement de 65°,5 C. Cela donne un excès de pression, du côté de la vapeur, de 600 kilogrammes, la pression totale sur le piston étant de 2 200 kilogrammes. La moitié environ de cet excédent était contre-balancée par la maitresse tige ou par des contrepoids, et ce qui restait en surplus de chaque côté, alternativement, soit 300 kilogrammes, servait à vaincre les frottements et à entretenir le mouvement de la machine. Cet appareil passait pour donner quinze courses par minute, ce qui correspond à une vitesse de piston de 22^m,83 dans le même temps, et la même puissance moyenne ressortait à 610 kilogrammètres par seconde ; un cheval-vapeur correspondant à 75 kilogrammètres, cette machine développait très approximativement 8 chevaux.

Il est intéressant de comparer cette estimation à celle d'une machine de Savery effectuant le même travail. Cette dernière aurait élevé l'eau d'environ 7^m,90 dans son tuyau d'aspiration ; elle aurait ensuite refoulé par la pression directe de la vapeur à une hauteur de 32^m,30. Il eût fallu une pression d'environ 4^{ks},220 par centimètre carré. Avec une pression et une température aussi élevées, la perte de vapeur par condensation dans les récipients aurait été assez grande, il eût fallu adopter deux machines de

dimensions considérables, élevant chacune l'eau de moitié de la hauteur, et alimentées de vapeur à une pression de 4^{kg}, 750.

D'autres perfectionnements furent ultérieurement appliqués à la machine de Newcomen par différents ingénieurs et particulièrement par Smeaton ; leur usage se répandit d'une manière générale dans tous les districts miniers de la Grande-Bretagne, et on commença à la connaître sur le Continent. Sa plus grande économie de charbon, par comparaison avec la machine de Savery la plus perfectionnée, la plus grande sécurité qu'elle présentait (conséquence de la basse pression adoptée) et les ressources plus grandes qu'on pouvait en tirer lui donnaient une supériorité si manifeste qu'elle se répandit très rapidement et continua de rester en usage dans quelques districts où le charbon était à bas prix jusqu'à une date très récente. Quelques-unes de ces machines fonctionnent même encore aujourd'hui. De 1758 jusqu'à l'introduction de la machine de Watt, ce fut le seul moteur mécanique employé pour élever de grandes quantités d'eau.

13. — Les mérites et les inconvénients de la machine de Newcomen, qui peut être considérée comme le prototype de la machine moderne, étaient de ceux qui caractérisent ordinairement les appareils d'un système entièrement nouveau. Toutefois, cet appareil constituait une véritable révolution ; le génie de ce grand inventeur avait produit une transformation plus complète et plus radicale, dans la machine à vapeur, qu'aucune autre réalisée auparavant, et peut-être dans la suite, par Watt, ses contemporains et ses successeurs. On peut même dire que, à ne considérer la machine à vapeur qu'au seul point de vue mécanique, Newcomen et Cawley furent ses véritables inventeurs. C'est bien à eux que l'on doit attribuer l'invention de la machine à vapeur moderne, et non aux mécaniciens venus plus tard qui n'ont fait que la perfectionner dans ses détails. Sous ce rapport, Newcomen doit passer avant Watt.

Si l'on compare cette machine à celle qui la précédait, on remarquera qu'au début, les fonctions de toutes les parties que comporte aujourd'hui une machine à élever l'eau étaient remplies par un seul récipient, à la fois chaudière, cylindre à vapeur, condenseur et corps de pompe. Le marquis de Worcester, et avant lui

Da Porta, divisèrent la machine en deux parties : d'un côté une chaudière, de l'autre un récipient d'eau. Savery doubla le nombre de ces récipients qui, dans la machine primitive, servaient à la fois de pompe, de cylindre à vapeur et de condenseur ; il introduisit en outre l'usage de la condensation par mélange. C'est alors que Newcomen et Cawley inventèrent ce que l'on peut appeler véritablement le type moderne de machine et séparèrent la pompe du moteur à vapeur. Dans leur machine, comme dans celle de Savery, nous remarquerons l'usage de la condensation par surface, puis, plus tard, celui d'un jet d'eau lancé au milieu de la vapeur à condenser.

Ils produisirent ainsi une machine qui, grâce à la séparation de la chaudière et du cylindre, rendit possible une production relativement économique de la vapeur en améliorant l'agencement de la chaudière et en permettant l'emploi de grandes surfaces de chauffe. On obtenait aussi, par l'indépendance des pompes, la facilité de faire varier les proportions de ces dernières de manière à obtenir la puissance nécessaire avec de la vapeur à basse pression. Cela permit de ne pas dépasser la pression atmosphérique, la vapeur ne servant plus qu'à chasser l'air de dessous le piston et à écarter les dangers résultant, à cette époque, de l'emploi des hautes pressions.

Enfin, en séparant le cylindre des autres éléments de la machine, on put diminuer d'une manière appréciable les pertes par condensation initiale de la vapeur. C'est grâce à ces différents moyens qu'un progrès énorme fut réalisé, surtout au point de vue économique, dans l'application de la vapeur à l'élévation de l'eau.

Les défauts de cette machine jugée au point de vue moderne, résidaient dans ses dimensions et son poids considérable relativement à sa puissance, sa consommation encore énorme de vapeur, et sa construction grossière. Cet appareil, même tel que le construisait Smeaton, le grand mécanicien de cette époque qui l'amena à son dernier degré de perfectionnement, était, en effet, loin de la perfection, au point de vue soit de l'étude, soit de la construction ou des résultats économiques. Cet inventeur éleva le rendement de ces machines de 10 p. 100 environ à 12 p. 100 au moins, par rapport

à celui des meilleures machines à élever l'eau, de construction moderne. Smeaton fit un grand nombre d'essais de machine de Newcomen pour déterminer leur rendement, c'est-à-dire la consommation de charbon nécessaire pour élever une certaine quantité d'eau à une hauteur déterminée. Il trouva qu'une machine qui avait un cylindre de 0^m,254 de diamètre et une course de 0^m,914, pouvait élever 10 627 kilogrammes d'eau à 1 mètre de hauteur pour une consommation de 1 kilogramme de charbon.

Ainsi, vers 1775, la machine à vapeur était-elle devenue d'un emploi général et avait-elle été adaptée à presque toutes les applications dont était susceptible un appareil à simple effet. La voie qui avait été ouverte par Worcester, puis suivie par Savery et ses contemporains et par les constructeurs de la machine de Newcomen, avait mené les inventeurs, après des perfectionnements successifs, aussi loin qu'ils étaient capables d'aller. Le développement de la machine à vapeur, au point de vue réellement pratique, est au moins autant l'œuvre de Smeaton que celles des autres inventeurs dont les noms sont beaucoup plus connus. Comme mécanicien il n'eut pas de rival, et comme ingénieur il dépassait tous les hommes de son époque. Il y eut très peu de travaux publics effectués en Angleterre dans ce temps, pour lesquels il ne fut au moins consulté, et il reçut souvent la visite d'ingénieurs étrangers qui recherchaient ses conseils pour des travaux alors en cours sur le continent¹.

14. — C'est à ce moment que *James Watt* fit son apparition. Le succès de la machine de Newcomen avait naturellement attiré l'attention des mécaniciens et des savants, qui cherchèrent à utiliser la machine à vapeur dans de nouvelles applications. Les hommes les plus éminents de l'époque s'occupèrent de la question ; mais jusqu'à ce que Watt se fut livré aux travaux qui l'ont rendu célèbre, on n'avait guère fait, même après la collaboration d'ingénieurs de talent, comme Brindley et Smeaton, qu'améliorer les proportions et légèrement modifier les détails de la machine de Newcomen et de Cawley.

James Watt naquit à Greenock, le 19 janvier 1736. Durant son enfance, il fit preuve d'une intelligence remarquable, mais sa santé très délicate l'empêcha de suivre régulièrement l'école ou de s'appliquer avec assiduité à l'étude ou au jeu. A l'âge de dix-huit ans, Watt fut envoyé à Glasgow où demeurait la famille de sa mère, afin d'entrer en apprentissage chez un fabricant d'instruments de mathématiques. Malheureusement, ce dernier était peu capable de perfectionner dans son métier son nouvel apprenti, aussi le D^r Dick, de l'université de Glasgow, qui connaissait Watt, lui conseilla-t-il d'aller à Londres. Il se mit en route pour la métropole en juin 1755 et, dès son arrivée, s'entendit avec M. John Morgan, de Cornhill, pour travailler pendant un an aux travaux qu'il choisirait, moyennant une rétribution de vingt guinées. A la fin de son année, une sérieuse maladie le contraignit de retourner chez lui. Après sa guérison, il revint à Glasgow, en 1756, avec l'intention d'y continuer son apprentissage, et le D^r Dick l'employa à réparer quelques appareils qui appartenaient au collège. Il y resta jusqu'en 1760, époque à laquelle il fonda dans cette ville un petit atelier qu'il transporta, en 1761, du côté nord de la Trongate ; il gagna ainsi modestement sa vie, tout en conservant des relations suivies avec le collège. Watt occupa une grande partie de ses loisirs à des expériences de physique. L'introduction, dans le voisinage de Glasgow, de la machine de Newcomen dont un modèle, figurant parmi les collections du collège, lui fut confié en 1763 pour diverses réparations, dirigea son esprit vers l'étude de la machine à vapeur et le conduisit à entreprendre, avec des appareils improvisés par lui, une série de recherches sur les propriétés de la vapeur.

15. — Le modèle de Newcomen possédait une chaudière qui, bien qu'exécutée suivant les proportions alors en usage, se trouvait incapable de fournir assez de vapeur pour alimenter la machine. Ce générateur avait environ 0^m,229 de diamètre, pour un cylindre à vapeur de 0^m,051 de diamètre et de 0^m,152 de course. Watt remarqua de suite le vice de cet appareil et en chercha aussitôt le remède. Il arriva bientôt à ces conclusions que, dans la machine de Newcomen, les pertes de chaleur, d'ailleurs

exagérées dans un petit modèle, provenaient, en premier, lieu de la perte due au cylindre lui-même, qui, étant en bronze, possédait une grande puissance conductrice et de rayonnement; en second lieu, de la perte due à la nécessité de refroidir le cylindre à chaque course pour produire le vide; enfin de la perte qui résultait de la présence d'une notable quantité de vapeur subsistant sous le piston, conséquence de la méthode imparfaite de condensation, laquelle caractérisait la machine de Newcomen.

Il fit alors un cylindre en matériaux mauvais conducteurs (bois imbibé d'huile et séché au four) et il y trouva un réel avantage économique; il entreprit ensuite une série d'expériences sur les valeurs relatives de la température et de la pression de la vapeur dans les limites qu'il pouvait facilement atteindre, et traça avec les résultats ainsi obtenus une courbe ayant comme abscisses les températures et comme ordonnées les pressions. Il prolongea la courbe vers la gauche jusqu'à ce qu'il eût obtenu des mesures approchées pour des températures inférieures à 100 degrés centigrades et des pressions inférieures à la pression atmosphérique. Il découvrit ainsi qu'avec la quantité d'eau d'injection employée par Newcomen, la température à l'intérieur du cylindre ne s'abaissait pas au-dessous de 60 à 80 degrés centigrades, ce qui laissait encore une contre-pression notable.

Poussant ses recherches plus loin encore, il mesura le volume de vapeur dépensé à chaque course et, le comparant à celui qui suffirait à remplir le cylindre, il trouva que les trois quarts au moins étaient perdus. Il détermina ensuite la quantité d'eau froide nécessaire pour produire la condensation d'un poids donné de vapeur. Il trouva ainsi qu'un kilogramme de vapeur à la pression qu'il employait contenait assez de chaleur pour élever environ 6 kilogrammes d'eau froide, prise à 11 degrés centigrades, jusqu'à l'ébullition. En continuant ces recherches, il trouva qu'on était obligé de dépenser, à chaque course de la machine de Newcomen, quatre fois autant d'eau d'injection que ce qui était nécessaire pour condenser un volume de vapeur égal à celui du cylindre. Il eut ainsi la confirmation de ses premières conclusions, à savoir que les trois quarts de la chaleur fournie à la machine étaient perdus.

Ces expériences lui ayant révélé l'existence de la chaleur

latente de vaporisation, il alla faire part de sa découverte au D^r Black, de l'Université, lequel lui expliqua la théorie qu'il avait lui-même découverte à ce sujet peu de temps auparavant. Watt avait maintenant, par ses propres recherches, déterminé les faits suivants qu'il énumérait ainsi¹ :

1° Les chaleurs spécifiques du fer, du cuivre et de différentes essences de bois, comparées à celles de l'eau ;

2° Le volume de la vapeur, à différentes pressions, comparé à celui de l'eau ;

3° La quantité de vapeur produite dans une chaudière déterminée par un poids donné de charbon ;

4° La force élastique de la vapeur à différentes températures, au-dessus du point d'ébullition, et une loi approximative pour les températures inférieures ;

5° Le volume de vapeur et le poids d'eau nécessaires, pour chaque course de piston, dans une petite machine de Newcomen ayant un cylindre en bois de 0^m, 15 de diamètre et de 0^m, 30 de course ;

6° La quantité d'eau froide nécessaire à chaque course pour condenser la vapeur dans ce cylindre de manière à obtenir une pression effective de 0^{kg}, 492 par centimètre carré.

Après ces recherches ingénieuses et conduites d'une manière réellement scientifique, Watt était préparé à commencer son œuvre de perfectionnement de la machine à vapeur avec une connaissance raisonnée des défauts alors existants et de leur cause véritable. Ce fut au printemps de 1763 qu'il fit sa première et sa plus grande invention : le condenseur séparé. Le but de son invention fut, comme lui-même le dit, *de permettre au cylindre de rester aussi chaud que la vapeur qui y entrait*. Il fut ainsi le premier à poser et à essayer de résoudre un problème dont l'ingénieur moderne cherche encore la solution complète.

Watt avait à cette époque vingt-neuf ans. Le succès de son invention, résultant des transformations radicales qu'il avait apportées à la machine de Newcomen, ne fut pas plutôt fixé, que d'autres innovations qui en étaient la conséquence se suivirent rapidement. Tou-

tefois, la tâche était tellement ardue que même l'esprit de Watt, à la fois si puissant et si bien fourni de documents d'ordre scientifique ou pratique, ne laissa pas d'être occupé pendant des années à améliorer les formes, les proportions et les détails de construction de la nouvelle machine.

Lorsqu'il employa le condenseur séparé, il adopta d'abord la condensation par surface, à laquelle il substitua plus tard la condensation par mélange qui lui donnait de meilleurs résultats. Mais alors, il devint nécessaire de prévoir une combinaison qui empêchât le condenseur de se remplir d'eau.

Watt pensa tout d'abord adopter le même expédient qui fonctionnait d'une manière satisfaisante avec la machine moins efficace de Newcomen, dans laquelle un tuyau, émanant du condenseur, plongeait à une profondeur supérieure à la hauteur de la colonne d'eau faisant équilibre à la pression atmosphérique. Plus tard, il employa la pompe à air qui débarrassa le condenseur, non seulement de l'eau, mais encore de l'air qui s'y emmagasine nécessairement en grande quantité et détruit partiellement le vide. Il remplaça ensuite, par de l'huile et du suif, l'eau autrefois employée à lubrifier et à rendre étanche le piston, diminuant ainsi les chances de refroidissement qu'entraînait l'emploi de cette eau. Une autre cause de refroidissement du cylindre, et par conséquent de perte de calorique résidait dans l'introduction, à l'intérieur du cylindre, de l'air atmosphérique qui suivait le piston jusqu'à la partie inférieure de sa course. Watt résolut d'y remédier en fermant la partie supérieure du cylindre, la tige du piston traversait alors un *stuffing-box*, appareil dont l'emploi était depuis longtemps connu des mécaniciens. Il compléta sa machine en entourant le cylindre d'une enveloppe que parcourait la vapeur venant de la chaudière. En outre, la vapeur était admise sur la face supérieure du piston, ce qui donnait à l'ensemble de la machine une plus grande élasticité que l'emploi de la pression atmosphérique ne le permettait, par suite de la variation de pression que l'on pouvait obtenir.

16. — La machine à simple effet de Watt, directement issue de la machine de Newcomen, avait atteint tous ses développements. Cette

machine, telle qu'elle fut brevetée en 1769 est représentée figure 6. La première machine de Watt fut construite aux frais du D^r Roebuck concessionnaire d'une mine de charbon dans les propriétés du duc de Hamilton, à Kinneil, près de Borrowstounness. Cette machine, qui fut appliquée à l'épuisement de la mine, avait un cylindre de 0^m,43 de diamètre.

Dans la figure 6, la vapeur venant de la chaudière passe à travers le tuyau *d* et la soupape *c*, dans l'enveloppe du cylindre Y Y et au-dessus du piston *b* qu'elle suit pendant sa descente dans le cylindre *a*, la soupape *f* étant alors ouverte pour permettre l'échappement dans le condenseur *h*.

Le piston étant alors à la partie inférieure du cylindre, la maîtresse tige et les pompes qu'elle commande, à l'autre extrémité, se trouvent à la partie supérieure de leur course. Les soupapes *c* et *f* se ferment tandis que *e* s'ouvre afin de permettre à la vapeur qui reste au-dessus du piston de pénétrer en dessous jusqu'à ce que, la pression devenant égale sur les deux faces du piston, le poids des pompes et de leur commande rappelle

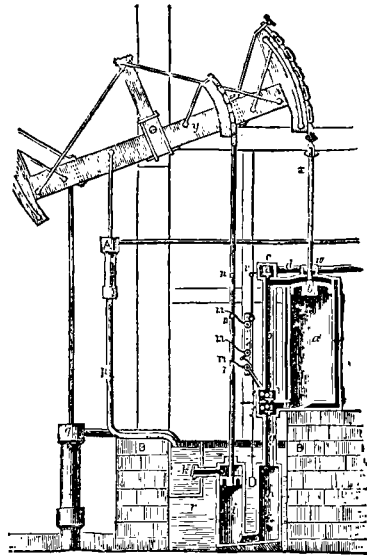


Fig. 6. — Machine à simple effet de Watt, 1769.

rapidement le piston vers le haut du cylindre. La vapeur est ainsi refoulée sous le piston. La soupape *e* est alors fermée, et *c* et *f* étant de nouveau ouvertes, le fonctionnement continue comme précédemment. L'eau et l'air qui pénètrent dans le condenseur sont enlevés à chaque course par la pompe à air *i* qui communique avec le condenseur au moyen du conduit *s*. La pompe *q* amène l'eau de condensation que la pompe à air *A* décharge dans la bêche *k* où est prise l'eau d'alimentation. Les soupapes sont mues par un mécanisme très semblable à celui de Beighton à l'aide des taquets *m m* que porte la tige distributrice *n n* que Watt appelait « *tappet-rod* ».

La machine était montée sur un robuste massif de fondation BB.

En F est une ouverture par laquelle on évacue l'air du cylindre et du condenseur avant de mettre en route.

17. — La machine à double effet de Watt et le fonctionnement par détente, invention non moins importante, firent ensuite leur apparition. Watt eut l'idée d'économiser une nouvelle partie de la puissance que renfermait la vapeur dont la perte était nettement indiquée par l'échappement brusque et violent au condenseur. Il fit part des avantages que pouvait présenter l'usage de la détente en coupant la vapeur avant la fin de la course, dans un lettre au D^r Small de Birmingham, datée de Glasgow, mai 1769. Il fit aussi les plans d'une machine compound. Cette invention relative à la détente de la vapeur qui, en importance, ne fut jamais dépassée par aucun autre perfectionnement de la machine à vapeur, fut adoptée à Soho en 1776, mais le brevet ne fut délivré qu'en 1782.

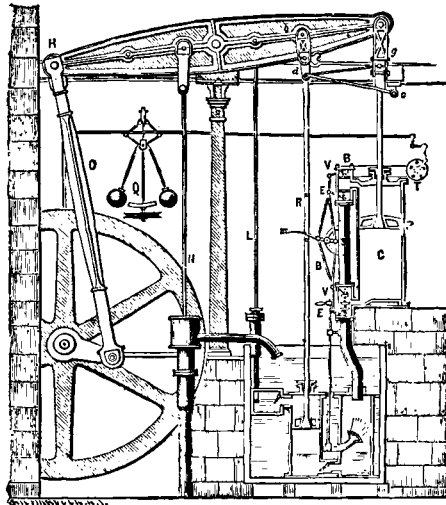


Fig. 7. — Machine à double effet de Watt, 1780.

Pendant cet intervalle, Watt inventa la manivelle et le volant, mais comme la première avait été d'abord brevetée par Wasborough, à la connaissance de qui elle avait été portée, croit-on, par un des ouvriers de Watt, celui-ci patenta différentes autres méthodes destinées à produire le mouvement de rotation, et adopta

temporairement celle qui est connue sous le nom de « mouvement planétaire ». Ce n'est que plus tard qu'il put adopter la manivelle.

L'adaptation de la machine à vapeur à la production d'un mouvement de rotation devint bientôt réalisable, grâce à l'introduction de la machine à double effet et du régulateur à force centrifuge, puis, accessoirement, du compteur, de l'indicateur et d'autres perfectionnements de détail. En vertu de ces différents progrès, la machine Watt était susceptible d'applications pratiques dans les usines, sur les chemins de fer, sur mer ; elle allait devenir, ainsi qu'on l'a souvent dit, le principal agent de civilisation qu'il y ait jamais eu.

La figure 7 représente la machine à double effet de Watt. On remarquera qu'elle diffère de la machine à simple effet en ce qu'elle est munie de soupapes d'admission B B et d'échappement E E, à chaque bout du cylindre, ce qui permet à la vapeur d'agir sur les deux faces du piston et double la puissance de la machine.

L'extrémité du balancier opposé au cylindre était ordinairement reliée à un arbre moteur.

18. — On trouvera dans la figure suivante (fig. 8) la machine à vapeur élévatoire que Watt créa dans la suite et qui, sous le nom de *machine de Cornouailles*, malgré son poids considérable et son prix élevé, est encore actuellement en usage dans les mines du sud de l'Angleterre.

Ce n'est en somme qu'une machine de Watt, telle que nous l'avons décrite, à laquelle on a appliqué, dans une proportion presque aussi grande qu'il est d'usage dans les machines de construction moderne, le principe fécond, signalé déjà par cet inventeur de l'emploi des grandes détentes.

Cette machine est à simple effet ; elle comporte une enveloppe de vapeur et une tige distributrice J K. Les perfectionnements ont surtout porté sur la forme et sur les proportions de ses éléments, ainsi que sur son adaptation aux hautes pressions et aux courtes admissions. A est le cylindre à vapeur, B C le piston et sa tige, D le balancier et E la maîtresse-tige. Le condenseur est en G et la pompe à air en H ; comme nous l'avons vu, le cylindre à vapeur

est chemisé et entouré d'une enveloppe O composée de briques ou de tous autres matériaux mauvais conducteurs. La vapeur est d'abord admise au-dessus du piston, le chassant à sa partie inférieure et remontant la maîtresse-tige. En un point assez voisin de l'origine de la course, l'admission de la vapeur est brusquement coupée par la fermeture de la soupape d'introduction.

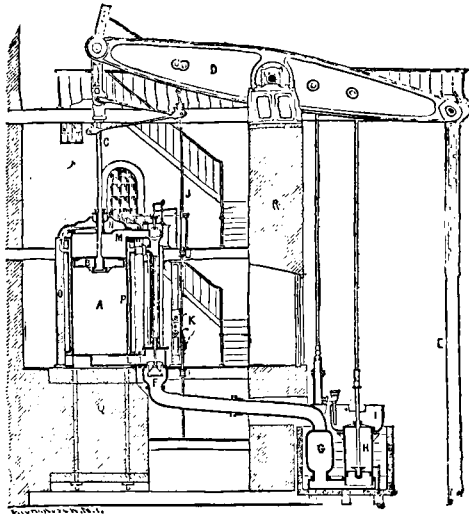


Fig. 8. — Machine de Cornouailles, 1787.

Pendant tout le reste de sa course, le piston est poussé par la détente de la vapeur renfermée dans le cylindre, assistée de l'inertie des pièces pesantes mises en mouvement. Dans la plupart des cas, lorsqu'il s'agit de mines profondes, le poids de la maîtresse-tige, qui est très longue et de forte section, suffit à assurer le refoulement de l'eau. Quand ce poids est trop grand, on le diminue à l'aide d'un contrepoids; s'il est trop faible, comme lorsqu'il s'agit de l'alimentation des villes, on ajoute au contraire des poids.

A la fin de la course, la « soupape d'équilibre » s'ouvre, la vapeur, qui était à la partie supérieure du piston, s'introduit également sous son autre face, et, par suite de l'équilibre de pression ainsi opéré la maîtresse-tige redescend par son propre poids, refoulant l'eau par l'intermédiaire des pompes et relevant le piston à vapeur.

L'absence d'une manivelle ou de tout autre système analogue qui pourrait déterminer exactement la longueur de la course nécessite un réglage minutieux de l'admission par rapport à la charge. Si la course tend à dépasser la limite qui lui est assignée, on évite que le piston ne vienne frapper le couvercle du cylindre en disposant sur la tête du balancier un bélier en bois. Celui-ci vient buter contre un tampon fixe. Quant à la régulation, elle est effectuée par le moyen d'une « cataracte », sorte de régulateur hydraulique qui consiste essentiellement en une pompe à piston-plongeur à laquelle est fixé un réservoir. Le plongeur est remonté par la machine, puis débrayé automatiquement. Il retombe avec une vitesse plus ou moins grande, laquelle est réglée par le moyen de l'orifice d'évacuation de l'eau de la pompe, orifice qui porte un robinet réglable à la main. Quand le plongeur atteint l'extrémité inférieure de sa course, il dégage un cliquet, ce qui permet à un contrepoids d'ouvrir la valve d'admission, et le fonctionnement recommence. Quand l'évacuation de la cataracte est presque fermée la machine reste immobile pendant un temps relativement considérable, durant la descente du plongeur. Les courses sont ainsi espacées à de longs intervalles; elles se précipitent au contraire, quand, l'orifice étant ouvert en grand, la cataracte agit plus rapidement.

Telle est la machine qui était considérée, hier encore, comme la plus économique des pompes; elle est encore d'un usage très général en Europe pour l'épuisement des mines.

19. — La machine compound est contemporaine de Watt. On trouvera figure 9 la première machine « compound » ou « à deux cylindres ». Ce type de machine, dans lequel la vapeur d'échappement d'un premier cylindre vient se détendre dans un second, introduit d'abord par Hornblower, en 1781, fut plus tard breveté avec le condenseur de Watt, par Woolf, en 1804. Ce dernier avait l'intention de rendre pratique l'adoption de la vapeur à haute pression et les grandes détentes. Les machines de Woolf se répandirent quelque peu, mais elles parurent au début inférieures aux machines de Watt quand ces dernières étaient bien construites. Aussi furent-elles au début, comme celles de Hornblower, rapidement abandonnées.

Nous avons assisté, depuis peu d'années, à la résurrection de la

machine compound appliquée à ce que l'on considère actuellement comme de hautes pressions et des détenteurs considérables. Étudiée avec une intelligence plus complète des conditions qui rendent son régime économique, elle remplace graduellement les autres formes de machines. La machine, brevetée par Hornblower en 1781, fut d'abord décrite par son inventeur dans l'*Encyclopædia britannica*. Elle consiste, comme on peut s'en rendre compte par l'examen de la gravure ci-jointe, en deux cylindres à vapeur A et B

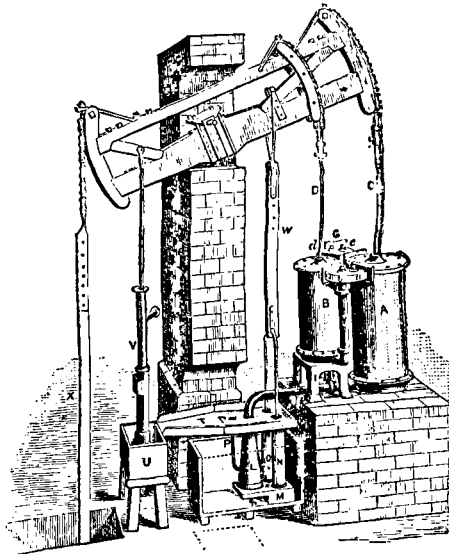


Fig. 9. — Machine à deux cylindres de Hornblower, 1781.

(A est le cylindre à basse pression, et B le cylindre à haute pression) ; la vapeur qui a accompli son travail dans ce dernier s'échappe dans le premier, d'où, après avoir agi par sa détente, elle est dirigée vers le condenseur. Les deux tiges de piston C et D sont articulées du même côté du balancier au moyen de chaînes, comme dans les machines primitives. Ces tiges traversent des presse-étoupes, ménagés dans les couvercles de deux cylindres, et disposés comme ceux de Watt. La vapeur arrive par un tuyau G Y ; elle est distribuée au moyen de robinets *a, b, c, d*, commandés par l'intermédiaire d'une tige distributrice, et de leviers qui ne sont pas visibles sur la figure. K est le tuyau d'échappement au condenseur.

En *V* se trouve la pompe alimentaire, et en *X* la maîtresse-tige qui commande les pompes dans le puits.

Les robinets *a* et *c* étant ouverts, *b* et *d* fermés, la vapeur de la chaudière s'introduit à la partie supérieure du cylindre *b*; en même temps, la communication est ouverte entre la partie inférieure de *V* et la partie supérieure de *A*. Lorsque la machine est immobile et la soupape d'arrêt fermée, le poids de la maîtresse-tige *X* ramène les deux pistons à la partie supérieure de leur course.

La machine étant débarrassée de tout l'air qu'elle contenait, grâce à l'ouverture des différentes soupapes qui permettent à la vapeur de circuler à travers la machine et le condenseur d'où elle s'échappe à travers le « reniflard » *O*, on ferme les soupapes *b* et *d* et l'on ouvre le robinet placé sur le tuyau d'échappement.

La vapeur qui se trouve sous le piston à basse pression est immédiatement condensée; par suite de la différence de pression ainsi créée, ce piston descend, entraînant dans son mouvement le balancier, la maîtresse-tige et les organes qui lui sont fixés. Au même moment, la vapeur qui se trouvait sous le piston à haute pression, trouvant une issue vers la partie supérieure du grand cylindre, la course s'achève. La vapeur passe ainsi d'un cylindre dans l'autre en éprouvant une diminution de pression proportionnelle à l'accroissement de son volume. A mesure que cette vapeur se détend en passant du petit dans le grand cylindre, la contre-pression diminue dans le premier et le mouvement de la machine se continue grâce à la différence des pressions exercées sur les faces des deux pistons. Il va sans dire que les pressions qui s'exercent sous le petit et sur le grand piston sont toujours égales au même moment.

Quand les pistons ont atteint l'extrémité inférieure de leur course dans leur cylindre respectif, les soupapes qui commandent l'admission au petit cylindre et l'échappement au grand sont fermées; les soupapes *e* et *d* sont alors ouvertes. La vapeur à la pression de la chaudière pénètre sous le piston du petit cylindre; la vapeur contenue dans le grand cylindre s'échappe au condenseur, et celle qui se trouvait encore dans le cylindre à haute pression passe dans le cylindre à basse pression, suivant le piston à mesure qu'il s'élève.

Ainsi, à chaque course, on prend à la chaudière un volume de

vapeur égal à celui du petit cylindre et le même poids de vapeur lorsqu'il s'échappe au condenseur, occupe un volume égal à celui du cylindre de détente.

Le professeur Robison démontra que l'effet produit par cette machine est le même que dans la machine mono-cylindrique de Watt. Il devançait en cela la loi formulée de longues années plus tard par Rankine, à savoir que, « en ce qui concerne l'action théorique de la vapeur sur le piston, il n'y a pas lieu d'attacher d'importance à ce que l'expansion se produise dans un cylindre, ou dans deux cylindres séparés ». On trouva en pratique que la machine de Hornblower n'était pas plus économique que celle de Watt. Il paraît même que celle qui fut placée en 1792 dans les mines de Tin-Croft, en Cornouailles, produisait moins de travail que les machines de Watt pour une même consommation de charbon.

Le dispositif imaginé par Hornblower fut successivement adopté et modifié par divers contemporains de Watt; ceux-ci par l'usage de pressions plus élevées et par l'emploi du condenseur, rendirent pratique la machine compound qui se répandit alors. Arthur Woolf, comme nous l'avons vu, fit revivre la machine de Hornblower ou de Falck, à deux cylindres, combinée avec l'emploi de pressions plus élevées qu'il n'était alors d'usage. Sa première machine fut construite pour une brasserie de Londres; dans la suite, il en exécuta un grand nombre d'autres. Woolf adoptait des détentes de six à neuf volumes, et ces machines auraient élevé 110 000 kilogrammes d'eau à un mètre de hauteur par kilogramme de charbon, alors que la machine de Watt en élevait à peine 82 000 kilogrammes. On cite même un cas où le chiffre de 150 000 kilogrammes fut atteint.

La gravure ci-jointe représente un modèle de machine compound, de construction moderne, qui a donné toute satisfaction et que l'on peut comparer, quant à l'étude générale des principaux organes et quant aux proportions, avec les premières pompes. Étudiée par M. E. Reynolds, elle fut construite à Milwaukee où elle sert à l'alimentation de la ville.

Dans cette machine, les pompes, placées dans le prolongement de l'axe des cylindres, sont directement actionnées par les tiges de

piston. La distribution permet d'opérer une détente assez considé-

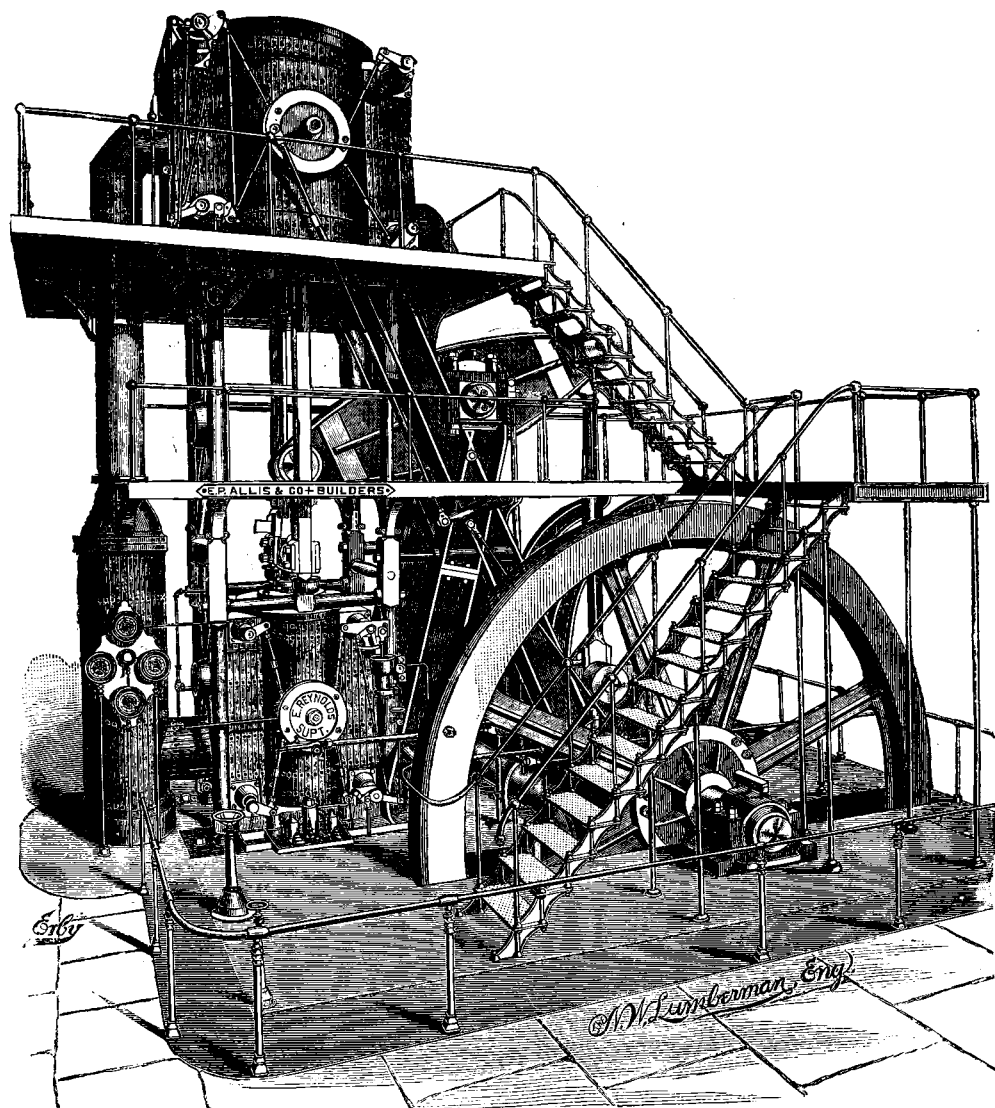


Fig. 10. — Machine compound à élever l'eau.

nable dans les deux cylindres, et la pression finale effective sur le grand piston ne dépasse pas $0^{\text{kg}}, 560$ à $0^{\text{kg}}, 630$ par centimètre carré.

Les cylindres portent des chemises de vapeur. La pompe, le condenseur, les pompes d'alimentation et les réservoirs d'air, sont placés sous le parquet. D'après le marché, cette machine devait refouler 54 521 500 litres d'eau à 45 mètres de hauteur par vingt-quatre heures, et donner un rendement de 300 000 kilogrammètres pour une consommation de charbon de 1 kilogramme.

Les dimensions principales de cette machine sont les suivantes :

Diamètre du cylindre à haute pression.	0 ^m ,864
— — basse —	1 ,676
— de la pompe.	1 ,041
— du plongeur.	0 ,762
Course.	1 ,520

Il est intéressant de comparer le rendement de cette machine à ceux des appareils de Savery, de Newcomen et de Watt, pour se former une idée des perfectionnements qui ont été réalisés dans ces dernières années, relativement à l'emploi économique de la vapeur. Nous donnons ci-dessus les résultats des essais de la machine que nous venons de décrire.

Durée de l'essai.	48 heures.
Pression aux chaudières.	5 ^{kg} ,200 par c. carré.
Vide au condenseur.	0 ^m ,665
Pression de l'eau.	4 ^{kg} ,359 par c. carré.
Hauteur totale d'élévation (compris aspiration)	20 ^m ,50
Nombres de tours par minute	25,50
Vitesse de piston par minute.	78 mètres.
Consommation de charbon.	14 700 kilogrammes.
Rendement en kilogrammètres par kilo- gramme de charbon consommé.	320 000

Ces résultats sont supérieurs à ceux qui sont généralement obtenus dans la pratique journalière ; le poids de charbon indiqué ne comporte pas de réduction.

Le tableau suivant fait ressortir d'une manière évidente les progrès réalisés dans la construction des machines à vapeur à élever l'eau depuis Newcomen et Watt :

Dates	Machines	Rendement en kilo- grammètres par kilogramme de charbon.
1769.	Newcomen (par Smeaton).	21 300
1772.	— —	36 600
1776.	Watt.	63 000

1778.	Watt à détente	81 000
1830.	Cornouailles	263 600
1880.	Compound.	304 800
1885.	—	335 300
1890.	—	365 800

Les chiffres indiqués ci-dessus sont, soit des résultats d'expériences, soit des chiffres garantis par les constructeurs. La consommation de charbon par cheval-heure est ainsi passée, de 15^{kg},900 environ dans la machine de Newcomen et de Smeaton, et de 3^{kg},650 dans la meilleure machine de Watt, à 1^{kg},020 dans la machine de Cornouailles et à moins de 0^{kg},800 dans les machines compound plus récentes, le minimum résultant du tableau précédent étant de 0^{kg},680. Les machines plus modernes à trois et quatre cylindres ont donné des résultats plus satisfaisants encore.

20. — La machine fixe résulte, comme nous l'avons vu, des modifications qu'a subies la pompe à feu primitive, sous l'impulsion du génie fertile de James Watt. La machine de Watt à double effet, munie d'un volant et du régulateur à force centrifuge, ne diffère pas matériellement du moteur d'usine moderne. Les transformations réalisées depuis n'ont en réalité porté que sur des détails.

Ainsi, le « parallélogramme », démodé, qui servait à guider la tige de piston, est maintenant généralement remplacé par des glissières et des coulisseaux. La distribution a été simplifiée et mieux adaptée à l'emploi de la détente. L'action du régulateur a été heureusement modifiée de manière à régler la vitesse de la machine en faisant varier la période d'introduction et, par conséquent de détente, tour par tour. Les constructeurs se sont surtout attachés à améliorer les machines à vapeur sous le rapport de la simplicité, de l'économie, de la légèreté et de la résistance des différents organes. La machine à action directe a généralement remplacé la machine à balancier, et l'on fait un large emploi des distributions à déclic si ce n'est pour les machines à grande vitesse qui font de 150 à 300 tours par minute.

La première machine à « déclic » qui donna des résultats véritablement pratiques est due à F. E. Sickels et date de 1841 ; elle com-

portait à l'admission des soupapes équilibrées qui pouvaient être déclenchées et fermées en un point quelconque de la course, de manière à faire varier l'admission par l'intermédiaire d'un mécanisme spécial mû, soit à la main, soit par le régulateur. Pour diminuer le choc de la soupape à sa retombée sur son siège, l'inventeur employait un « *dash-pot* » qui consistait en un cylindre, contenant de l'eau ou de l'air, et dans lequel pouvait se mouvoir un piston comportant un certain jeu. Ce piston, relié plus ou moins directement aux organes de décliquetage, se relevait et retombait en même temps que ce dernier ; le choc de la soupape sur son siège, à la fin de sa descente, était amorti par la résistance que présentait le fluide dans le dash-pot, ce fluide ne pouvant s'échapper que très lentement, par un minuscule orifice.

M. J.-H. Corliss inventa, en 1849, des modifications heureuses à ce dispositif, et constitua ainsi la machine à laquelle il a donné son nom et qui sera décrite ultérieurement.

Un grand nombre d'inventeurs ont, depuis, construit des moteurs d'après les mêmes principes.

Les perfectionnements les plus récents des machines fixes ont surtout porté sur la création des appareils dits « à grande vitesse » particulièrement adoptés pour commander directement certains appareils à rotation rapide. Dans les meilleures de ces machines, on s'est surtout attaché à diminuer autant que possible le nombre des organes et à simplifier le mécanisme de distribution. Le régulateur est placé directement sur l'arbre moteur, et opère les variations de détente en modifiant le calage de l'excentrique. Ces machines, qui ne comportent généralement qu'un simple tiroir à coquille, seront décrites, plus en détail, dans le chapitre suivant.

Quand on peut obtenir à bon marché l'eau de condensation, et quand la pression de la vapeur est modérée, on a tout avantage à employer un condenseur, ce qui se traduit par une économie notable de vapeur et combustible, et par un accroissement de puissance. On peut augmenter d'un tiers le rendement d'une machine ainsi modifiée, si elle est bien proportionnée au travail qu'elle a à produire. Les consommations usuelles varient aujourd'hui de 1 kg, 360 à 0 kg, 900 de charbon par cheval-heure, le pre-

mier chiffre correspondant à la marche sans condensation et le second à la marche à condensation. La condensation peut en somme augmenter la puissance d'un quart ou d'un tiers. Ses avantages diminuent à mesure que la pression augmente.

21. — L'invention de la locomotive fut un des fruits du génie inventif de Watt et de ses contemporains.

Dès que la machine à vapeur se trouva suffisamment perfectionnée pour que l'on put songer à l'appliquer à autre chose qu'à l'élévation de l'eau, le problème de son adaptation à la propulsion des voitures hanta l'esprit de beaucoup d'ingénieurs et d'inventeurs. Dès 1759, le D^r Robison avait appelé l'attention de Watt sur la possibilité de construire une voiture mue par une machine à vapeur de son système. Watt lui-même proposa à une autre époque d'appliquer sa machine à la locomotion ; il songeait à adapter à cet effet une machine sans condensation ou ayant un condenseur à air. Il comprit d'ailleurs la locomotive dans son brevet de 1784, et, la même année, Murdoch, son associé, construisit un modèle de locomotive qui était, paraît-il, capable de se mouvoir assez rapidement. Le premier essai en grand, fut fait, croit-on, par un officier français, Nicolas-Joseph Cugnot, qui construisit en 1769 une voiture à vapeur, laquelle fonctionna en présence du duc de Choiseul, alors ministre de la guerre. L'argent nécessaire avait été fourni par le comte de Saxe. Encouragé par le succès relatif de sa première locomotive, Cugnot, en 1770, en construisit une seconde que l'on peut voir encore aujourd'hui au Conservatoire des Arts et Métiers de Paris. Cette voiture, plus puissante que la première, comportait deux cylindres à simple effet de 0^m,33 de diamètre ; il n'y avait pas de condenseur. Bien que les expériences de Cugnot paraissent avoir été couronnées de succès, il ne semble pas que l'on en ait, dans la suite, tiré parti.

En 1790, un Américain, Nathan Read, homme d'un esprit distingué, breveta une voiture à vapeur ¹.

En 1804, Oliver Evans construisit un bateau à fond plat pour les docks de Philadelphie, et, l'ayant monté sur des roues, l'amena

¹ « *Nathan Read and his Steam engine* » New York: Ford and Houghton, 1870.

par le seul moyen de sa machine jusqu'au lieu de sa destination. Ayant ensuite lancé son petit bâtiment, il lui fit descendre la rivière, la machine servant cette fois à actionner des roues à aubes. L'*oructor amphibolis*, comme Evans désignait sa machine, est la première locomotive routière dont il est fait mention après celle de Cugnot. Evans affirmait déjà que les voitures à vapeur deviendraient *bientôt* d'un usage courant, et il fit un pari de trois cents dollars qu'il pourrait construire un chariot à vapeur capable de battre le meilleur cheval.

Trevithick et Vivian construisirent en 1804 une locomotive pour le chemin de fer de Merthyr-Tydvil, dans le pays de Galles, qui

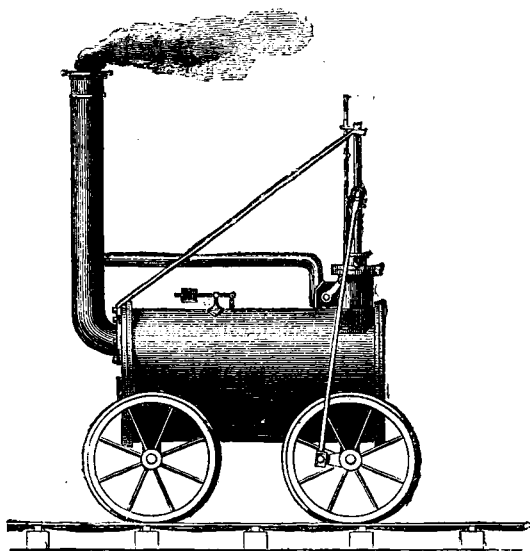


Fig. 11. — Locomotive Trevithick, de 1804.

donna des résultats satisfaisants bien que son fonctionnement fût quelquefois gêné par le patinage de ses roues. Cette machine comportait un cylindre à vapeur de 0^m, 42 de diamètre. La chaudière était timbrée à 2^{kg}, 80 par centimètre carré.

Le colonel John Stevens, de Hoboken, était certainement un des plus grands ingénieurs et constructeurs de navires du commencement de ce siècle. Sans avoir fait subir à la machine à vapeur des perfectionnements mécaniques de la même importance que

ceux qui ont consacré le nom de Watt, et sans avoir eu l'honneur d'être le premier à proposer la locomotion ou la navigation à vapeur, il fit preuve de connaissances plus étendues dans la science et dans l'art de l'ingénieur qu'aucun homme de son époque. Il possédait des vues plus avancées et plus claires qu'aucun de ses contemporains en ce qui concernait l'importance économique de la machine à vapeur tant sur mer que sur terre.

En 1812, il publia une brochure intitulée : *Documents relatifs aux avantages que présentent les chemins de fer et voitures à vapeur sur la navigation fluviale*¹. A cette époque, il n'existait au monde qu'une seule locomotive qui fonctionnât, celle de Trevithick et Vivian, sur la ligne de Merthyr-Tydvil ; encore cette dernière n'était-elle qu'un petit tramway à rails de bois utilisé seulement pour le service des mines. Et pourtant le colonel Stevens, avec une hardiesse étonnante, dit dans son ouvrage, qu'il ne voit pas les motifs qui peuvent empêcher de lancer une voiture à vapeur à une vitesse de cent milles à l'heure. Il ajoute toutefois en note : « Je considère cette vitesse étonnante comme possible, mais il est probable qu'en pratique il conviendra de ne pas dépasser de 32 à 48 kilomètres à l'heure. L'expérience seule pourra prononcer, mais je ne serais pas étonné de voir des voitures à vapeur circuler à des vitesses de 60 à 80 kilomètres à l'heure. »

Stevens proposa des voies de bois, protégées, si on en voyait la nécessité, par des bandes de fer, ou des rails entièrement métalliques. Les roues seraient en fonte avec boudin intérieur pour les maintenir sur la voie. Le moteur à vapeur, sans condensation, porterait une chaudière timbrée à 3^{kg},500.

Il indiquait 225 à 450 kilogrammes comme le poids maximum à faire porter par chaque roue et témoigne l'assurance que les services ou « convois de voiture » comme il les appelle déjà, « pourront se mouvoir avec autant de vitesse et de sécurité pendant la nuit que pendant le jour ». Il démontre ensuite que les rampes que l'on pourrait adopter ne présenteraient qu'un faible inconvénient ; bref, il présente le sujet avec perspicacité et fait

preuve d'une appréciation sagace de la véritable valeur qu'il acquerra dans la suite.

C'est en 1814 que George Stephenson, qui passe généralement pour le véritable inventeur de la locomotive, construisit, à Killingworth, en Angleterre, sa première machine.

En 1815, il commença à utiliser le jet de la vapeur d'échappement pour accroître le tirage, et applique cette innovation à sa seconde machine représentée en coupe (fig. 12). Toute la locomotive est dans cette invention qui lui donna la vie et la fit ce qu'elle est

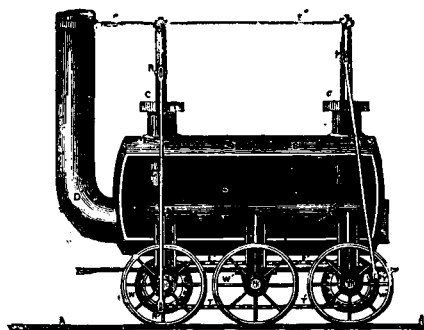


Fig. 12. — Locomotive de Stephenson, 1815.

devenue, en même temps qu'elle consacrait, le nom de Stephenson, célèbre d'ailleurs par d'autres perfectionnements apportés à la locomotive.

Le chemin de fer de Stockton à Darlington fut ouvert en 1825. On y utilisa une machine de Stephenson, à laquelle on voit appliqué le tirage par jet de vapeur, avec autant de succès pour le remorquage de trains de voyageur que pour celui des wagons de houille.

Stephenson fut nommé ingénieur de la ligne. Cette dernière qui avait 19 kilomètres de long, était parcourue en deux heures.

L'ouverture de la ligne de Liverpool à Manchester en 1829, devenue légendaire, fait époque dans l'histoire de la locomotive. Après la construction du chemin de fer, un concours fut ouvert dans le but d'établir s'il ne serait pas possible d'utiliser la nouvelle machine, à l'exclusion des chevaux. Un prix de 12 500 francs fut offert à l'auteur de la meilleure locomotive qui serait présentée avant

le 6 octobre 1829. Quatre machines concoururent et ce fut la *Fusée*, de George Stephenson, qui obtint le prix.

Cette locomotive pesait quatre tonnes et demie avec son approvisionnement d'eau. La chaudière était du type tubulaire qui était né et s'était développé sous l'impulsion de différents inventeurs¹. Elle avait 0^m,91 de diamètre, 1^m,82 de longueur et renfermait 25 tubes de 0^m,076 de diamètre qui s'étendaient suivant toute la longueur de la chaudière. La section de la tuyère d'échappement fut soigneusement déterminée par expérience de manière à donner un maximum d'effet utile. La chaudière était timbrée à 3^{kg},515 par centimètre carré.

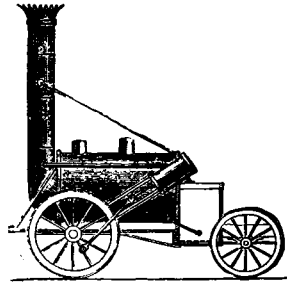


Fig. 13. — La « Rocket », 1829.

Aux essais, la *Fusée*, donna une vitesse moyenne de 24 kilomètres à l'heure, et un maximum presque double de ce chiffre, soit 46 kilomètres. Aussitôt après, débarrassée de son train, elle atteignit la vitesse de 56 kilomètres.

En Amérique, la locomotive commença à fonctionner d'une manière régulière sur les chemins de fer, le 8 août 1829. La première machine, sortie des ateliers de Foster Rastrick and C^o, de Stourbridge (Angleterre) fut introduit par M. Horatio Allen qui la plaça sur le chemin de fer appartenant à la Delaware and Hudson canal Company, entre Carbondale et Honesdale, Pensylvanie.

Ce fut vers cette époque (1834) que M. Horatio Allen fit construire la première locomotive à bogie qui peut être considérée comme l'ancêtre d'un type introduit plus récemment en Europe. C'est aussi cette même année que la machine « de Witt Clinton » fut construite pour John B. Jervis, du Mohawk and Hudson Railroad. On s'occupait aussi beaucoup à cette époque de la construction des voitures à vapeur destinées aux routes ordinaires².

¹ Barlow et Fulton, 1795 ; Nathan Read, de Solem (États-Unis), 1796 ; Booth en Angleterre et Seguin en France, 1827 ou 1828.

² *History of the first locomotive in America*, W.-H. Brown, D. Appleton et C^o. New-York, 1872.

En 1833, on comptait une vingtaine de voitures à vapeur, en construction ou en service, à Londres ou dans ses environs. En Amérique, le mauvais état des routes découragea bientôt les inventeurs, et, en Angleterre même, où le succès de quelques locomotives routières paraissait avoir fait, de la traction mécanique sur les routes, un fait accompli, il se présenta finalement un si grand nombre de difficultés que Hancock et Gurney, les plus ingénieux et les plus patients des constructeurs y renoncèrent à leur tour en désespoir de cause. Ce résultat était dû surtout à une législation hostile, née d'intérêts opposés, et peut-être aussi des rapides progrès que faisait la locomotive sur rails.

Le tirage par la vapeur d'échappement dû à Hackworth, la chaudière tubulaire de Séguin et la coulisse de Stephenson, constituent les caractères primordiaux de la locomotive moderne.

Depuis le jour de son apparition, la locomotive n'a pas cessé de s'accroître en dimensions et en puissance. La *Fusée* qui consacra la première, en 1829, la valeur de la locomotive à vapeur pesait $4 \frac{1}{4}$ tonnes. En 1835, Robert Stephenson, qui était le collaborateur de son père, annonce dans une lettre adressée à Robert L. Stevens, qu'il augmente continuellement le poids de ses machines, et que celle dont il terminait les plans pesait 9 tonnes et pouvait remorquer « 100 tonnes, en palier, à la vitesse de 23 kilomètres à l'heure ». On construit aujourd'hui des locomotives qui pèsent 70 et même, exceptionnellement, jusqu'à près de 100 tonnes et remorquent facilement, dans les mêmes conditions, un train de 2 000 tonnes à la vitesse de 20 kilomètres à l'heure.

La locomotive moderne consiste en une chaudière montée sur un châssis à la fois robuste et léger qui le relie aux roues. La plus puissante machine qui aurait encore été construite aux Etats-Unis présente un poids d'environ 90 tonnes, reposant sur six paires de roues.

Toute locomotive possède deux cylindres à vapeur, placés, soit côte à côte à l'intérieur des longerons, soit extérieurement à ceux-ci, de chaque côté. Ces machines, sans condensation, sont de construction aussi simple que possible ; l'ensemble repose sur des ressorts en acier. La pression dépasse toujours 7 kilogrammes par centimètre carré. L'effort de traction est généralement égal au

cinquième du poids dans les conditions les plus favorables, mais il descend souvent jusqu'au dixième quand les rails sont gras. Le combustible employé est le bois dans les pays neufs, le coke ou les charbons bitumineux dans les régions où ces derniers sont répandus, et l'antracite dans la partie orientale des Etats-Unis. Comme nous le verrons plus tard, l'arrangement général et les proportions des locomotives varient généralement suivant les différents pays.

Le tiroir ordinaire à trois orifices fut inventé par Murdoch alors associé de Watt, vers 1799. La distribution opérée par un seul excentrique fou sur l'arbre et muni de tocs correspondant, l'un à la marche avant, l'autre à la marche arrière, fut adopté d'abord par Stephenson, et probablement par les premiers constructeurs de

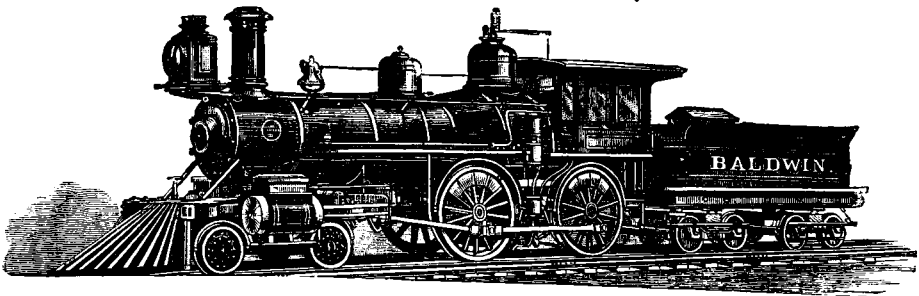


Fig. 14. — Locomotive américaine moderne.

locomotives et de machines de bateaux antérieurement à 1820. A cette époque, on adopta pendant quelque temps la distribution par came qui fut définitivement détrônée en 1840 ou 1842 par la coulisse de Stephenson. On employa aussi, au début, d'une manière exclusive, les deux excentriques indépendants avec barres à fourches. La coulisse est restée d'un emploi général comme étant en somme le meilleur appareil servant à commander les tiroirs, bien que depuis 1855 et 1860, beaucoup de distributions, résultant soit de sa transformation, soit de l'adoption du système radial, aient fait leur apparition.

Dès leur origine, les chemins de fer à traction mécanique se répandirent très rapidement. La première ligne des États-Unis

fut construite près de Quincy (Massachusetts) en 1826. En 1850, 1 125 kilomètres environ étaient ouverts à l'exploitation ; il y en avait plus de 48 280 en 1860 et environ 257 490 en 1890. L'accroissement annuel s'est élevé depuis 1873 à environ 11 263 kilomètres et la consommation de rails, pour l'entretien seulement, se monte probablement à quelque chose comme un million de tonnes par an.

Actuellement, les machines destinées au même service présentent, du moins aux Etats-Unis, des proportions et des formes si net-

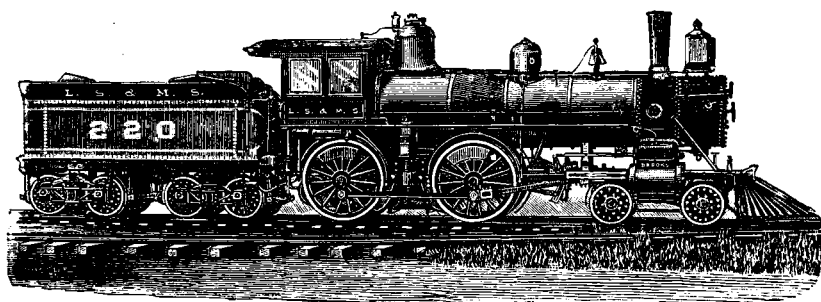


Fig. 15. — Locomotive de Brooks.

tement arrêtées et si généralement suivies que deux locomotives de constructeurs différents paraissent identiques aux personnes peu expérimentées ; il faut l'œil d'un spécialiste pour les reconnaître. Ainsi, les deux machines représentées dans les figures ci-dessus et construites, l'une par Baldwin, l'autre par Brooks ont de commun tous leurs traits caractéristiques. Toutes deux d'ailleurs ne sont que le développement de la machine primitive dont la forme s'est modernisée.

Les proportions de la chaudière se sont améliorées, en même temps que ses dimensions augmentaient, mais l'échappement, la cheminée, le mécanisme restent analogues à ce qu'ils étaient du temps de Stephenson ; la cloche, la sablière, le fanal, les dispositions du sifflet et de la tuyauterie, caractérisent à première vue la construction américaine. Le châssis et les formes extérieures diffèrent notablement de ceux des machines européennes dont nous parlerons plus loin ; mais, malgré tout, les traits communs et carac-

téristiques de la locomotive subsistent dans les machines des différents pays.

Les coulisses de Gooch et d'Allan, qui donnent des avances sensiblement constantes, datent de 1855. A. Engelmann, en 1859, remplaça la coulisse et son coulisseau par un système articulé; tandis que Stewart et Fink avaient déjà adopté (1857) un excentrique unique. La distribution de Waldegg ou de Walschaert fit son apparition en 1861.

La première distribution radiale, celle d'Hackworth, date de 1859; elle fut suivie beaucoup plus tard (1878-88) par celles de Brown, Marshall, Joy et Strong.

Quant aux divers systèmes de distributions à déclics, elles apparurent en 1840 avec Hogg, suivi plus tard par Sichel (1841), Corliss (1849), Greene (1855) et un très grand nombre d'inventeurs tant en Europe qu'aux Etats-Unis.

Au nombre des machines locomobiles il faut citer les pompes à incendie à vapeur qui ont été longtemps une spécialité américaine.

Dès 1830, Braithwaite et Ericsson, de Londres construisirent une pompe à vapeur à incendie qui possédait un cylindre de 0^m,18 et une pompe de 0^m,164 de diamètre, la course du piston étant de 0^m,406. Cette machine qui pesait 2 tonnes et demie était capable, paraît-il, de refouler 680 litres d'eau par minute à une hauteur de 24 à 30 mètres. Elle pouvait fonctionner, vingt minutes après l'allumage. La première pompe à incendie à vapeur, construite aux Etats-Unis, fut probablement celle de Hodge, de New-York, en 1841. C'était une bonne et robuste machine, mais son poids considérable la rendait d'un transport difficile. M. J. H. Fisher qui se consacra presque entièrement à la construction des voitures à vapeur et des locomotives routières, dressa également les plans d'une pompe portative à vapeur. Il en fit construire deux par les Novelty Works de New-York, vers 1860, pour MM^{rs} Lee et Larned. Ces machines pouvaient se propulser elles-mêmes, et l'une d'elles se rendit à Philadelphie, sa destination, par ses propres moyens. L'autre appartint aux services des incendies de New-York et fonctionna d'une manière satisfaisante pendant plusieurs années. Ces machines étaient puissantes, et, malgré leur poids, capables de

se mouvoir assez rapidement. MM. Latta, de Cincinnati, réussirent

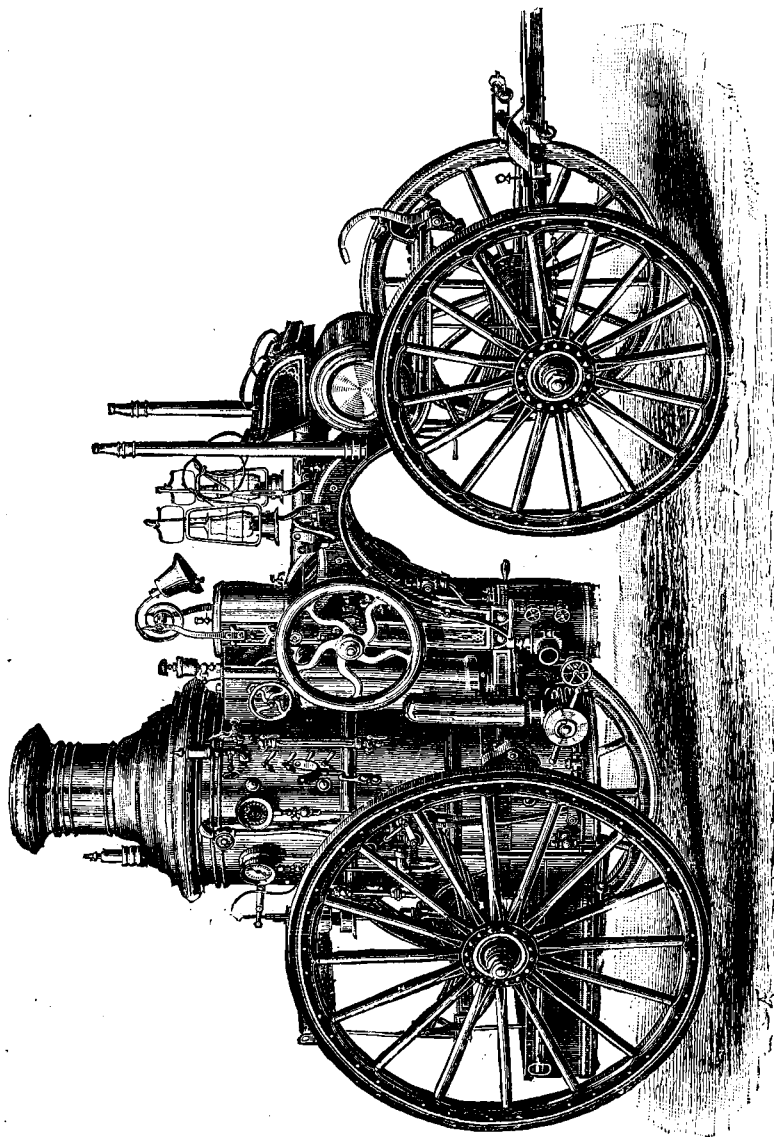


Fig. 16. — Pompe à vapeur à incendie de Clapp et Jones.

qui furent aussitôt adoptées dans cette ville pour le service des incendies à l'exclusion des pompes à bras.

Aujourd'hui, la pompe à incendie à vapeur a complètement détrôné l'ancienne pompe à main. Outre que son fonctionnement coûte moins cher, elle est capable d'élever l'eau à une hauteur de 68 mètres et à une distance horizontale d'au moins 91 mètres, alors que la pompe à bras peut à peine refouler à un tiers de ces distances. Ajoutons que la pompe à vapeur peut fonctionner sans arrêt pendant des heures, et ne nécessite plus de fréquents changements d'équipes.

Dans la pompe à incendie à vapeur moderne représentée figure 16, les pompes sont directement actionnées par les cylindres à vapeur. Un arbre intermédiaire, dont les manivelles sont calées à angle droit, porte un volant qui sert à régulariser le mouvement.

Ces machines sont intéressantes, comme présentant une concentration de puissance considérable sous un faible poids. Celles qui sortent de chez les bons constructeurs sont composées de matériaux de choix ; leurs organes, à la fois légers et robustes, sont bien proportionnés et ajustés avec soin. Ces petits appareils sont remarquables par leur haut fini et leur aspect satisfaisant. Leurs chaudières, qui ne renferment qu'un faible volume d'eau, présentent une grande surface de chauffe. La mise en pression est très rapide ; afin de permettre un grand débit, les clapets sont à faible levée et de grand diamètre. L'ensemble de l'appareil est monté sur un double train de roues disposées de manière à rendre le transport facile et les manœuvres rapides. Les plus lourdes de ces machines dépassent rarement trois tonnes ; on en fait souvent qui pèsent moins de deux tonnes.

22. — La machine marine primitive qui fit son apparition à la fin du xviii^e et au commencement du xix^e siècle fut le résultat de l'invention récente de la machine fixe.

En 1690, Papin proposa l'emploi de la machine à piston pour actionner les bateaux par l'intermédiaire de roues à aubes. En 1707, il mit ses idées à exécution, et appliqua une machine, qu'il avait construite pour élever l'eau, à la propulsion d'un bateau sur le Fulda à Cassel. Sa pompe à vapeur refoulait l'eau, sur une

roue hydraulique qui, à son tour, actionnait les aubes. On trouvera le résultat manuscrit des ces expériences dans la correspondance échangée entre Papin et Leibnitz, laquelle est conservée dans la Bibliothèque Royale de Hanovre.

Le 21 décembre 1736, Jonathan Hulls prit un brevet anglais pour l'application de la vapeur à la navigation, et particulièrement au remorquage. Il proposait l'emploi de la machine de Newcomen, munie de contrepoids et d'un système particulier de poulies et de câbles qui, au moyen d'une roue à rochets, pouvait communiquer à l'arbre moteur un mouvement uniforme de rotation. Il n'existe pas de preuves que Hulls mit ses plans à exécution bien que, suivant la tradition, il ait exécuté un modèle dont le mauvais fonctionnement le découragea de continuer ses expériences. En 1774, le comte d'Auxiron, de bonne noblesse française, et qui possédait quelque instruction scientifique, construisit un bateau à vapeur qu'il essaya sur la Seine avec le concours de Périer. Après un insuccès, Périer construisit un autre bateau qu'il essaya seul en 1775. Cette tentative ne réussit pas mieux que la précédente, surtout à cause de la faible puissance de la machine. En 1778, et plus tard en 1781 et 1782, le marquis de Jouffroy qui, dans ses dernières expériences, opéra sur un grand bateau, obtint des résultats qui étaient faits pour l'encourager. Malheureusement, des événements politiques l'écartèrent de son pays, ce qui coupa court à ses travaux.

Vers 1785, John Fitch et James Rumsey, deux mécaniciens américains, commencèrent des expériences ayant pour but l'application de la vapeur à la navigation, Rumsey commença ses essais en 1784, mais ce ne fut qu'en 1786 qu'il réussit à construire un bateau qui put remonter à la vitesse de $6^{\text{km}}1/2$ à l'heure le courant du Potomac à Shepardstown, Maryland. La machine employée par Rumsey faisait mouvoir une pompe qui refoulait l'eau à l'arrière, causant ainsi la propulsion du bâtiment. Cette méthode a été reprise assez récemment par l'amirauté britannique qui l'appliqua au *Waterwitch*, canonnière de petites dimensions, et adopta un certain nombre de perfectionnements par rapport à l'arrangement primitif de Rumsey ; le courant d'eau moteur était produit par une pompe centrifuge. Ces essais ne paraissent pas avoir, plus que ceux de

Rumsey, résolu le problème de la propulsion hydraulique. John Fitch, était un mécanicien de talent qui, après une vie errante, se fixa vers l'âge de quarante ans sur les rives de la Delaware, où il construisit son premier bateau à vapeur. Il obtint en 1788 un brevet pour l'application de la machine à vapeur à la propulsion des navires. Son bateau avait 18 mètres de long et 6 mètres de largeur. Le mécanisme de propulsion se composait d'un système de pales, fixées à la partie supérieure de leurs arbres, reliés entre eux et mis en mouvement par leurs milieux, au moyen d'une série de manivelles. Celles-ci leur communiquaient un mouvement à peu près identique à celui de la pagaye des Indiens. Le bateau de Fitch essayé à Philadelphie donna une vitesse de 13 kilomètres à l'heure ; néanmoins il fut abandonné en 1792.

En 1788, Patrick Miller, James Taylor et William Symmington, appliquèrent une machine à vapeur à un bateau muni de roues à aubes, qui avait été construit par le premier d'entre eux, et l'essayèrent tout d'abord sur le lac de Dalswinton dans le comté de Dumfries (Ecosse). Ce bateau ayant atteint une vitesse de 8 kilomètres à l'heure, ils en construisirent un autre en 1789. Ce dernier actionné par une machine de douze chevaux était susceptible d'une vitesse de 11 kilomètres à l'heure. Ces résultats, quelque remarquables qu'ils fussent, ne purent avoir de suite immédiate, les fonds ayant manqué aux expérimentateurs.

Cependant, en 1801, lord Dundee employa Symmington à construire un bateau à vapeur, dans le dessein de remplacer la traction des chevaux sur les canaux. La *Charlotte Dundas*, comme ce bateau fut appelé, donna des résultats si satisfaisants que le duc de Bridgewater en commanda huit semblables pour son canal ; mais sa mort, survenue peu après, empêcha la commande de suivre son cours.

A cette époque, plusieurs mécaniciens américains poursuivaient également la solution de ce problème attrayant. En 1802-1803, Robert Fulton, Joël Barlow dans la famille duquel il résidait et Chancellor Livingsstone qui avait vécu quelque temps à Paris, commençaient la construction d'un petit bateau à vapeur qui mesurait 26 mètres de long et 2^m,43 de large. Malheureusement, la coque était construite si légèrement qu'elle ne put supporter le

poids de la machine ; à peine terminée, l'embarcation se rompit en deux et coula sur place.

Les inventeurs eurent vite fait de retirer leur machine du fond de l'eau et de reconstruire un nouveau bateau dont les essais furent effectués en présence d'un grand nombre d'invités. Ces expériences furent assez satisfaisantes pour déterminer Fulton et Livingston à commander à MM. Boulton et Watt, une machine qui devait, aux termes du contrat, être envoyée en Amérique où Livingston retourna aussitôt ; Fulton le suivit en 1806 ; arrivé à New-York en décem-

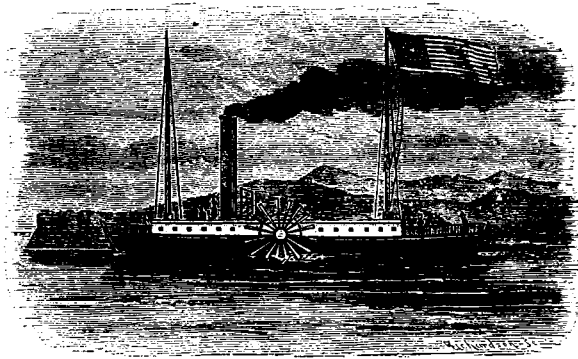


Fig. 17. — *Le Clermont*, 1807.

bre, il commença à travailler au bâtiment pour lequel les mécaniciens anglais avaient construit la machine, sans se douter de sa destination. Le nouveau bâtiment, *le Clermont* (fig. 17), fut lancé au printemps de 1807, des chantiers de Charles Brown sur la rivière de l'Est à New-York, et la machine embarquée en août la même année. La coque de ce bâtiment mesurait 39 mètres de longueur, 5^m,50 de largeur et 2^m,15 de creux.

Aussitôt après, on fit un voyage d'essai dans lequel la distance de New-York à Albany, soit 240 kilomètres, fut parcourue en trente-deux heures à l'aller et en trente heures au retour. Il va sans dire que les voiles ne furent pas utilisées. Ce fut le premier parcours à grande distance qui fut effectué par un bateau à vapeur et, dans la suite, *le Clermont* fut utilisé à un service régulier entre les deux villes.

Bien que Fulton ne doive pas être placé comme inventeur

au même rang que James Watt, on ne doit pas moins reconnaître qu'il a été le premier à rendre pratique la navigation à vapeur, et qu'il n'a pas abandonné la tâche qu'il s'était imposée avant que le succès ne soit venu couronner ses efforts.

La machine du *Clermont* présentait un certain nombre de particularités ; ainsi les roues à aubes, au lieu d'être actionnées directement ne l'étaient qu'au moyen d'un arbre intermédiaire, auquel elles étaient reliées par des engrenages, commandé lui-même par un balancier en forme de triangle. Les cylindres avaient 0^m,61 de diamètre et 1^m,219 de course, les pales des roues avaient 1^m,20 de long et une hauteur de 0^m,60.

Dans la suite, Fulton construisit plusieurs steamers et ferry-boats

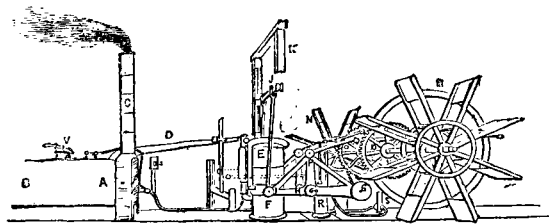


Fig. 18. — Machine du *Clermont*, 1807.

qui sillonnèrent les eaux des Etats de New-York et du Connecticut. Le *Clermont* ne jaugeait que 160 tonnes, alors que le *Car of Neptune*, construit en 1807, jaugeait 293 tonnes ; le *Paragon*, en 1811, 331 tonnes ; le *Richmond* en 1813, 370 tonnes, et le *Fulton the First* construit de 1814 à 1815, 2 475 tonnes. Ce dernier bâtiment qui présentait des dimensions extraordinaires pour l'époque, et qui était mû par une machine que l'on considérait comme gigantesque, fut construit pour la marine militaire des Etats-Unis. Fulton mourut des suites d'un refroidissement avant que ce navire fût terminé, et sa mort fut considérée comme un deuil national.

Les privilèges accordés à Fulton furent contestés par le colonel John Stevens de Hoboken dont nous avons déjà parlé à propos de l'histoire des débuts de la navigation à vapeur et qui s'occupait de la question depuis 1791. En 1789 il avait déposé auprès du gouvernement des Etats-Unis une pétition pour obtenir un monopole

semblable à celui qui était accordé à Livingston ; il faisait valoir que ses plans étaient, dès cette époque, très complets.

En 1804, alors que Fulton était en Europe, Stevens avait terminé un bateau à vapeur de 20 mètres de longueur, et de 4^m,25 de largeur, dans lequel des combinaisons hardies et heureuses témoignaient de l'esprit remarquablement inventif de leur auteur qui avait fait preuve d'une appréciation parfaite de la nature du problème qu'il s'était proposé de résoudre.

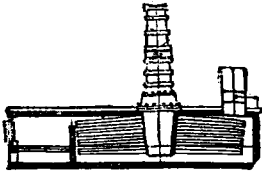


Fig. 19. — Section de la chaudière de Stevens, 1804.

Le vapeur de 1804 comportait une chaudière qui fonctionnait à plus de 3^{kg},515 par centimètre carré, et cela à une époque où les pressions usuelles ne dépassaient guère de 0^{kg},280 à 0^{kg},500. Cette chaudière se composait de deux faisceaux de tubes, fermés à une extrémité et aboutissant, de l'autre côté, dans un réservoir d'eau et de vapeur solidement entretoisé. Toute la partie inférieure de la machine était entourée d'une enveloppe en matériaux mauvais conducteurs qui renfermait, à une extrémité, le foyer séparé. Les gaz de la combustion passaient autour du premier faisceau tubulaire, contre le réservoir, et remontaient à travers le second faisceau, jusque vers la cheminée.

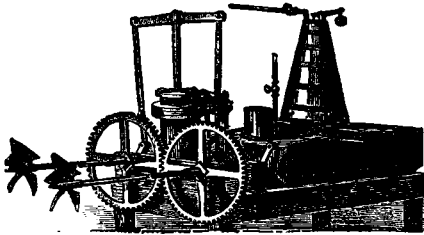


Fig. 20. — Machine à deux hélices de 1804.

L'appareil moteur se composait d'une machine à action directe, à haute pression et à condensation, ayant un cylindre de 0^m,254 de diamètre, et une course de piston de 0^m,610. L'hélice, à quatre ailes, était d'une forme qui, même aujourd'hui, ne paraîtrait pas démodée.

Les résultats obtenus furent tellement satisfaisants que Stevens fit aussitôt construire un autre bateau muni de la même machine, mais commandant cette fois deux hélices. Cet inventeur avait ainsi mis en avant un système de propulsion inventé plus

tard, et qui est aujourd'hui largement employé. De ce jour, on pouvait prévoir que la navigation à vapeur deviendrait d'une application pratique et commerciale. Stevens, assisté de ses fils, construisit un nouveau bateau qu'il appela le *Phoenix* et qui ne put faire ses essais qu'en 1807, un peu trop tard pour arriver avant Fulton. Ce bâtiment était propulsé par des roues à aubes. Le *Phoenix* refoulé hors des eaux de l'Etat de New-York par le monopole accordé à Fulton et Livingston, navigua pendant quelque temps entre Hoboken et New-Brunswick. De là, dans l'espérance d'un gain plus rémunérateur, on décida de l'envoyer à Philadelphie pour assurer un service sur la Delaware.

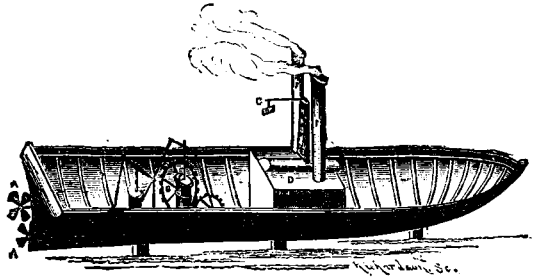


Fig. 21. — Bateau à deux hélices de Stevens, 1805.

Aucun canal ne permettant à cette époque de faire le voyage par terre, Robert L. Stevens, fils du célèbre inventeur, s'embarqua, en juin 1808, avec le capitaine Bunker, pour faire la traversée par mer. Malgré une tempête qui les assaillit en route, ils arrivèrent sains et saufs à Philadelphie, ayant été les premiers qui eussent osé se confier en pleine mer à un vaisseau qui n'avait d'autre moteur que la vapeur. A dater de cette époque, MM. Stevens se livrèrent d'une manière industrielle à la construction des bateaux à vapeur.

On trouvera, figure 22, la machine à balanciers latéraux du steamer *Pacific* étudiée par Charles W. Copeland, et qui représente le type d'appareil généralement en faveur dans la navigation maritime avant que l'hélice ne fût venue détrôner la roue à aubes. Dans la figure, A est le cylindre à vapeur, BC les bielles pendantes reliant la crosse du piston avec l'extrémité D du balancier latéral D, E, F, qui oscille autour de son centre E; en G se

trouve une traverse reliée aux balanciers et à la bielle motrice G H qui actionne l'arbre J par l'intermédiaire de la manivelle T J ; la pompe à air et le condenseur sont en O M. Cette machine, telle qu'elle est représentée dans la figure, nous fournit un des premiers

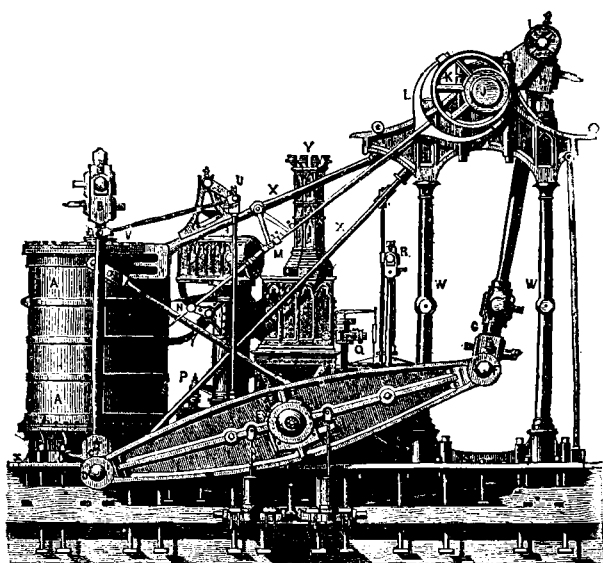


Fig. 22. — Machine à balanciers latéraux de Copeland, 1849.

et un des meilleurs exemples de ce type d'appareil ; ce fut probablement la première qui reçut un bâti en fer forgé. Après les expériences de Stevens, nous ne trouvons plus, avant 1836, aucune trace de l'emploi de l'hélice, bien que beaucoup de brevets aient été pris à ce sujet.

En 1836, Francis P. Smith, un fermier anglais qui, pour des raisons particulières s'était intéressé à la question, expérimenta une hélice en bois, montée sur un bateau construit aux frais de M. Wright, banquier à Londres. Ce bateau fut exposé sur la Tamise et sur le canal de Paddington, pendant plusieurs mois. En février 1837, une portion d'une des ailes ayant été cassée par accident, l'attention de l'inventeur se trouva appelée sur l'amélioration de fonctionnement et de rendement qui en fut la conséquence. Cela lui apprit la nécessité de rechercher les meilleures propor

tions qui convenaient à ce propulseur. Smith montra, en 1837, la confiance que lui inspiraient le bon fonctionnement de son petit vapeur et la sécurité que présentait ce dernier en entreprenant un voyage côtier par de très mauvais temps. La manière dont se comporta son navire justifia pleinement la confiance de l'inventeur. L'attention de l'Amirauté anglaise fut bientôt appelée sur les résultats fournis par ce bâtiment, ainsi que par ceux, non moins excellents de l'*Archimedes*, bâtiment de 237 tonnes construit en 1838 par Smith et ses associés; essayé en 1839, et qui atteignit une vitesse de huit nœuds à l'heure. Ainsi se trouvaient démontrés les avantages de l'hélice, particulièrement pour les navires de guerre; l'Amirauté anglaise construisit aussitôt son premier navire à hélice, le *Rattler*, alors que Brunel adoptait le même propulseur pour son fameux vapeur en fer le *Great-Britain*, qui avait d'abord été destiné à recevoir des roues à aubes.

Le capitaine John Ericsson s'occupait de cette question en même temps que Smith. Il breveta, en juillet 1836, un propulseur auquel il donna de suite une forme et des proportions si heureuses que les résultats du premier essai furent excellents. Son premier navire fut le *Francis B. Ogden*: il reçut ce nom en l'honneur du consul des Etats-Unis à Liverpool, qui avait aidé et soutenu l'inventeur. Ce bateau avait 13^m,75 de longueur, 2^m,45 de largeur, et tirait 0^m,90. Il atteignit une vitesse de 16 kilomètres à l'heure, et remorqua un clipper américain, le *Toronto*, sur la Tamise, pendant sept kilomètres. C'était un fort beau succès.

Ericsson, après avoir construit plusieurs autres vapeurs à hélice, fit la connaissance du capitaine Robert F. Stockton, de la marine des Etats-Unis, qui était tellement convaincu du mérite des plans d'Ericsson qu'il commanda un bâtiment en fer de 21 mètres de longueur et de 3 mètres de largeur, devant recevoir une machine de cinquante chevaux. Les essais du *Stockton*, effectués en 1839, furent éminemment satisfaisants. Ce vaisseau fut envoyé en Amérique à la voile, et son auteur l'y suivit bientôt pour procéder à son achèvement. La machine du *Stockton* présente, après celle de Stevens, le premier exemple d'un appareil à hélice directement accouplé sur l'arbre du propulseur, sans l'intermédiaire d'engrenages. Peu après son arrivée en Amérique, Ericsson eut l'occasion

d'établir les plans d'un vapeur à hélice, le *Princeton*, pour la marine des Etats-Unis. A cette époque, les gouvernements anglais et français commencèrent à faire construire des bâtiments à hélice, d'après des plans fournis soit par Ericsson, soit par son agent en Angleterre, le comte de Posen. Deux de ces navires (l'*Amphion* et la *Pomone*) reçurent la première machine horizontale à action directe qui fut employée à la mer. Ces appareils comportaient des pompes à air à double effet munies de clapets en toile à voile, et beaucoup d'autres innovations.

Dès 1840, l'hélice gagna rapidement en faveur, et commença à détrôner la roue à aubes, si ce n'est pour la navigation fluviale. Les progrès furent d'abord très lents. Dans les dix années qui suivirent la date que nous venons d'indiquer, on se livra à un très grand nombre d'expériences pour déterminer la valeur relative des deux genres de propulseurs, mais sans résoudre le problème d'une manière définitive et pratique. La raison en est probablement que l'hélice, à rotation rapide, venant remplacer les roues à aubes qui tournaient lentement, il devait en résulter, avant l'adoption générale de la première, une révolution dans la construction des machines. On ne pouvait passer que très progressivement de la machine pesante, à longue course et à faible vitesse, jusqu'alors uniquement employée, à la machine légère, à grande vitesse de piston et à relativement petits cylindres que nécessitait le nouveau système de propulseur, et non sans se buter à une série de difficultés pratiques et d'accidents qui signalent ordinairement ces périodes de transition.

Les premières machines à hélice ne fonctionnaient qu'à des pressions de $0^{\text{kg}},700$ à $1^{\text{kg}},055$; elles étaient à engrenages, à condensation par mélange, et la consommation par cheval s'élevait à environ $3^{\text{kg}},600$ par heure. Le premier progrès fut réalisé par la machine à action directe, timbrée à $1^{\text{kg}},400$ encore à condensation par jet et qui dépensait environ $2^{\text{kg}},700$ de charbon par cheval-heure. On améliora, dans la suite, le régime économique de ces machines, en augmentant les pressions et les détentes. L'introduction du condenseur à surface, qui se généralisa il y a une quinzaine d'années, abaissa, dans les meilleurs appareils, la consommation à $1^{\text{kg}},360$ à $1^{\text{kg}},800$ de charbon.

L'adoption du condenseur à surface eut un autre résultat. Il permit l'augmentation des pressions, qui étaient restées stationnaires vers deux atmosphères effectives, par la crainte des incrustations et des dépôts de sel dans les chaudières. Les ingénieurs apprirent alors que les dépôts de sulfate de chaux dans les corps évaporatoires étaient bien plutôt déterminés par la température que par le degré de concentration, et que toute la chaux était déposée à la pression mentionnée plus haut. Un très grand pas fut fait alors. Grâce à des études minutieuses et à une excellente exécution, le condenseur à surface devint un appareil sur lequel on pouvait compter en pratique, et les dangers de l'incrustation étant ainsi écartés, le mouvement qui se dessinait en faveur des hautes pressions commença à faire de rapides progrès. Ainsi, aujourd'hui, les pressions de 7 à 10 kilogrammes par centimètre carré sont d'un usage courant, et M. Perkins, qui passe pour avoir construit des machines marines remarquablement économiques, lesquelles ne consomment qu'un demi-kilogramme de charbon par cheval, ne craignit pas d'adopter la pression de 24^k,600.

Ces hautes pressions, et le grand degré de détente qu'elles entraînaient produisirent une nouvelle révolution dans la construction des machines. C'est un fait aujourd'hui bien connu, que l'une des pertes les plus importantes de chaleur, et par conséquent de puissance, dans la machine à vapeur, consiste dans la condensation et dans le dépôt de gouttelettes liquides à l'intérieur du cylindre. Par sa réévaporation pendant la période d'échappement, cette eau entraîne au condensateur une grande quantité de calorifique qui ne produit aucun travail. On peut atténuer cette perte dans une certaine proportion, en partageant l'expansion de la vapeur dans deux ou dans un plus grand nombre de cylindres; c'est le système compound. Dans ces appareils, la perte, dans chaque cylindre, est réduite par la diminution des écarts de la température qui s'y produisent; en outre, la chaleur perdue dans le premier cylindre se retrouve dans le second où elle est partiellement utilisée.

Le bénéfice que l'on obtient par cette combinaison est considérable, tellement même que son adoption a amené une véritable révolution dans la construction des appareils de navigation. Il y a déjà nombre d'années que les grands constructeurs, et J. Elder à

leur tête, revinrent au système Woolf qui, nous l'avons vu, n'avait guère donné de résultats à ses débuts, par suite de la basse pression et des faibles détentes alors en usage, ainsi que d'une moins bonne intelligence mécanique des conditions de son fonctionnement.

Actuellement, tous les steamers sont munis de machines à expansions successives, du condenseur à surface, de chaudières tubulaires, et souvent aussi de réchauffeurs.

Le dernier et le plus grand des paquebots à roues construit pour la compagnie Cunard en 1862, le *Scotia*, mesurait 115 mètres de longueur et jaugeait 3 891 tonnes en lourd. Il traversait déjà l'Atlantique en moins de neuf jours. L'appareil moteur, de 4 500 chevaux, à balanciers latéraux, possédait des cylindres de 2^m, 54 de diamètre et de 3^m, 65 de course ; il tournait à 18 tours par minute.

La machine compound, à hélice, à deux manivelles, ne fut introduite que plus tard en Amérique. Le premier bâtiment qui en fut muni, le *George W. Clyde* avait été construit en 1871 par MM. Cramp qui, en 1885, exécutèrent une machine à triple expansion, d'après les plans de M. See, pour le steamer-yacht le *Peerless*, destiné à des expériences ayant pour but de déterminer la valeur du système qui, bien reconnue, conduisit à son adoption définitive.

Les machines à triple expansion du *Vesuvius*, vaisseau de la marine américaine, développent 4 440 chevaux et ne pèsent, tout compris, que 252 tonnes ; elles permettent au bâtiment, qui ne déplace que 900 tonnes, de filer 21, 65 nœuds. L'appareil moteur, du Newark, de 8 860 chevaux à simple expansion, horizontal, développe 11,64 chevaux par tonne de poids total, compris l'eau des chaudières et du condenseur.

Les paquebots *Teutonic* et *Majestic*, construits en 1889-1890, forment actuellement une des dernières additions à la flotte des steamers transocéaniques.

Le premier accomplit le trajet de Queenstown à New-York en 5 jours, 19 heures et 5 minutes traversée plus rapide qu'aucune autre effectuée à cette époque.

Ces bâtiments, qui jaugeant 10 000 tonnes, ont 176^m, 80 de longueur, 17^m, 40 de largeur et 12 mètres de creux, sont actionnés par des machines de 17 000 chevaux à hélices jumelles, à simple

expansion et indépendantes. Ils peuvent prendre 1 600 personnes dont 1 300 passagers et 168 hommes d'équipage.

Les cylindres ont respectivement 1^m,092, 1^m,72, et 2^m,80 de diamètre avec une course de 1^m,52. Le nombre de tours est de 82 par minute. Chacun des condenseurs à surface contient 32 kilomètres de tubes de 0^m,021 de diamètre. Les hélices, à quatre ailes, ont 5^m,80 de diamètre et 6^m,25 de pas. La vapeur est fournie par une batterie de douze chaudières, contenant 84 foyers, et timbrées à 12^{kg},65. La

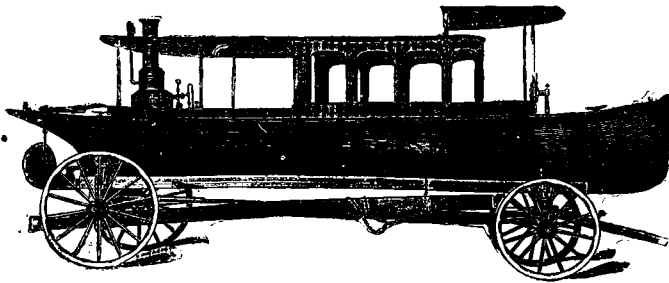


Fig. 23. — Chaloupe à vapeur.

consommation de charbon s'élève à 320 tonnes par jour; les poids d'eau d'alimentation et de condensation nécessaires par heure sont respectivement de 120 et de 4 000 tonnes. La poussée exercée par les ailes des hélices est de 75 tonnes¹.

Rien peut-être ne peut mieux faire ressortir les progrès de l'art naval que la comparaison entre un canot à vapeur de plaisance, moderne, et l'embarcation de même dimension construite en 1804 par Stevens et Fulton. La chaloupe que nous prenons comme exemple, construite par les ateliers Douglas à Waukegan (Illinois), mesure 7^m,90 de longueur et 1^m,85 de largeur, mais ne pèse qu'une tonne. La machine de 3 chevaux effectifs lui permet d'atteindre une vitesse de 49^{kt},656 à l'heure, plus grande que celle du *Clermont*, de Fulton, qui était cinq fois plus long.

23. — Les phases plus récentes de la construction navale seront traitées avec plus de détails dans le paragraphe 24. Vers 1880, la ma-

chine compound à deux cylindres, fonctionnant à une pression de 5 à 6 atmosphères, était devenue le type courant employé à la mer. La détente y était poussée assez loin pour que la pression finale, lors de l'échappement au condenseur ne dépassât pas un demi à un quart d'atmosphère absolu. Les très grandes machines possédaient généralement deux cylindres de détente afin d'éviter les difficultés qu'eût présenté en pratique la construction de cylindres dépassant par trop les dimensions usuelles. Ces machines étaient connues sous le nom d' « appareils compound à trois cylindres ».

En 1890, les machines à triple expression sont devenues d'un emploi courant. Les trois cylindres sont disposés en série ; le premier recevant généralement la vapeur à une pression de 10 à 12 atmosphères. Certaines de ces machines, particulièrement les plus puissantes, comportent deux cylindres à basse pression.

La vitesse du piston s'est élevée à 180 ou 300 mètres par minute pour un nombre de tours de 70 à 90, avec une course de 4^m,50. Les appareils des grands paquebots développent jusqu'à 10000 et 20000 chevaux, et leur poids est descendu de 450 à 180 ou 200 kilogrammes par cheval indiqué.

Le coefficient de détente est passé de 3 à 5 pour la machine monocylindre, à 7 et 8 dans la machine compound, et à 12 ou 15 dans la machine à triple expansion, ce qui se traduit par une grande économie, la consommation de charbon est descendue de 1^{kg},120 et 0^{kg},900 à 0^{kg},680 et même moins par cheval, dans les conditions les plus favorables.

C'est surtout dans les machines marines que l'accroissement incessant des pressions que nous signalions, s'est fait sentir. Au temps de Watt, et jusque vers 1840, la pression usuelle pour les machines à aubes et à balanciers latéraux, seules employées alors, était de un quart à un demi-atmosphère seulement. Les chaudières, à carneaux étaient de construction simple et grossière ; elles ne présentaient aucune résistance. Vers le milieu du siècle, la chaudière tubulaire devint d'un usage à peu près général avec des pressions doubles de celles que nous venons de citer. De 1850 à 1860, on avait atteint des pressions de 2, 3 à 2, 7 atmosphères, ce qui paraissait la limite pratique jusqu'au jour où le condenseur à surface venant supprimer les difficultés provenant des dépôts salins

dans les chaudières, les pressions commencèrent à s'élever d'une manière rapide et continue.

A la pression maxima employée avant la généralisation du condenseur à surface, tout le sulfate de chaux contenu dans l'eau de mer se déposait à l'intérieur des chaudières. On connaît les inconvénients qui en résultaient au point de vue économique, grâce surtout aux nombreuses extractions qu'il fallait faire. Le seul condenseur à surface, en supprimant cette cause de perte, entraîna une économie de 15 à 20 p. 100.

C'est alors qu'apparurent le type moderne de chaudière marine, dit écossais, à retour de flammes, tubulaire, à enveloppe et foyer cylindrique, et la machine compound. Les pressions sautèrent brusquement à 4 et 5 atmosphères, et de tous ces perfectionnements résulta, pour les appareils construits de 1860 à 1870, une économie totale de 30 à 40 p. 100 relativement aux appareils antérieurs.

Les dix années suivantes virent les pressions passer à 6 et 8 atmosphères pour les machines compound et, lorsque les machines à triple expansion firent leur apparition, de 1875 à 1880, on accrut encore ces pressions d'un quart ou d'un tiers. L'économie obtenue relativement aux premiers appareils compound fut de 15 à 20 p. 100.

Le tableau suivant a été établi en prenant les moyennes bien authentiques du régime des machines marines considérées comme les meilleures pour trois périodes principales, de 1870 à 1890 ; il permettra d'apprécier les progrès réalisés pendant ce court laps de temps.

Type	Date	Pressions par c. m ²	Consommation de charbon par cheval-heure	Vitesse de piston en m. par minute	Poids par cheval en kilogr.
Monocylindre. . .	1870	3 k, 50	0 k, 950	114	226
Compound. . . .	1880	5 ,300	0 ,820	146	217
Triple expansion .	1890	12 ,500	0 ,600	243	204

Dans des cas exceptionnels, pour les torpilleurs par exemple, les progrès réalisés sous le rapport du poids, sinon du rendement, ont été plus considérables, par suite de l'adoption de vitesses de piston atteignant 5 mètres et plus par seconde.

Les machines compound à deux et trois cylindres pèsent assez sensiblement le même poids, ainsi qu'il ressort du tableau suivant

dressé en 1887 que nous empruntons à M. Hall, et qui donne le détail des poids pour deux appareils de même force de chaque système.

	Machine à 2 cyl.	Machine à 3 cyl.
Chaudières et accessoires	88 tonnes.	90 tonnes.
Eau des chaudières	47 —	38 —
Machines et accessoires	121 —	107 —
Eau du condenseur	2 —	2 —
TOTAL.	258 tonnes.	237 —
Puissance indiquée	1 150 chevaux.	1 160 chevaux.
Poids par cheval	224 kilogr.	207 kilogr.

La différence est, on le voit, d'un peu plus de 10 p. 100 en faveur du dernier type.

La réduction considérable de poids des machines à vapeur, opérée depuis le milieu de ce siècle, ne peut être mise plus clairement en lumière que par l'examen des appareils de navigation. En 1850, le poids minimum par cheval était de 181 kilogrammes partagés à peu près également par moitié entre la machine et les chaudières; vers 1860, ces poids étaient descendus à 158 kilogrammes; en 1870, à 136 kilogrammes; en 1880, à 127 kilogrammes; en 1885, à 36 et à 40 kilogrammes pour les machines et à 45 kilogrammes pour les chaudières, soit moins de 90 kilogrammes en tout; enfin, en 1890, de 18 à 22 kilogrammes pour les premières, 31 et 34 kilogrammes pour les secondes, soit au total à 56 kilogrammes. Dans les cas exceptionnels, pour les yachts à grande vitesse ou les torpilleurs, on est descendu plus bas encore. Les machines les plus légères de cette catégorie ne pèsent pas, en effet, plus de 27 à 36 kilogrammes par cheval. Le secret de ces rapides progrès réside dans l'adoption de machines simples, à très grande vitesse, et du tirage forcé.

D'après Sennett, la réduction du poids des machines marines a continuellement progressé depuis le commencement de XIX^e siècle, dès l'origine de la navigation à vapeur. En 1832, la machine à roues à balancier, accompagnée d'une chaudière à carneaux timbrée à 0^{kg},281, à condensation par mélange, ne développe que 1,45 cheval par tonne de son poids. Les chaudières tubulaires timbrées à 0^{kg},633 firent passer ce chiffre à 3,14 chevaux, en 1845; avec les

machines oscillantes et une pression de $0^{\text{kg}},904$, on atteint, en 1850, 4,72 chevaux par tonne. En 1857, les machines à hélice fonctionnant à $1^{\text{kg}},406$ donnaient 5,52 chevaux par tonne, tandis que les appareils dont les chaudières étaient timbrées à $2^{\text{kg}},20$ et qui comportaient un condenseur à surface, en donnaient 7,5, en 1870.

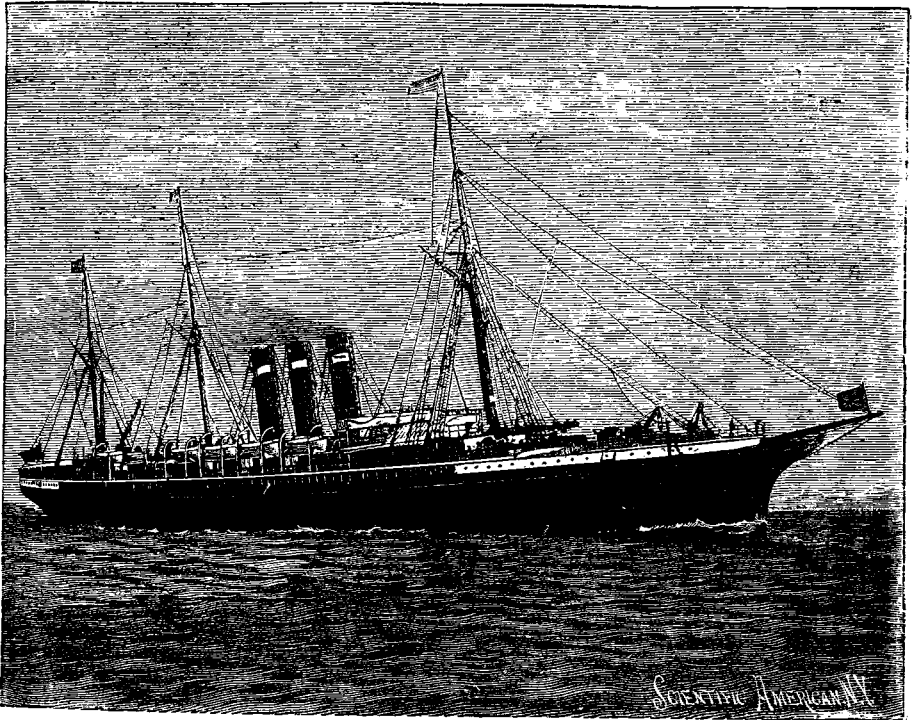


Fig. 24. — Le *City of Paris*.

La machine compound, timbrée à $4^{\text{kg}},200$ ne donnait, vers 1876, que 6,4 chevaux par tonne, mais le poids total était néanmoins considérablement réduit par suite de la diminution de la consommation et par conséquent de l'approvisionnement de charbon. De même, les machines à triple expansion ont amené une diminution, plutôt de l'approvisionnement de charbon que du poids mort.

L'augmentation relative du poids de la machine à triple expansion porte en partie sur l'appareil moteur, mais surtout sur les chaudières

qui doivent être d'échantillons plus épais pour résister à des pressions plus élevées. L'introduction du tirage forcé a amené une réduction considérable du poids des chaudières, ce qui, combiné avec l'emploi d'une machine à très grande vitesse, a permis d'obtenir des machines de torpilleurs, 37,80 chevaux par tonne du poids total. Dans un bâtiment à grande vitesse, construit en 1882, on a même atteint un rendement de 42,56 chevaux par tonne.

On trouve, dans les marines militaires, de nombreux exemples des progrès réalisés, dans l'application de la vapeur aux petites embarcations, par l'introduction du tirage forcé, du système compound et du condenseur à surface. Vers 1863 ou 1865, les canots à vapeur ordinairement adoptés par les marines militaires avaient 12 mètres de longueur, et leur machine, de 25 chevaux à haute pression et sans condensation, leur communiquait une vitesse de 6 nœuds. En 1870, ces mêmes embarcations filaient 8 nœuds et demi et leur machine développait 50 chevaux; en 1880, leur vitesse s'élevait à près de 10 nœuds, grâce à l'affinement des coques et à l'allègement des machines, dont la puissance n'avait pas augmenté, et à une meilleure utilisation de l'ensemble. A la date que nous venons de citer, un canot de 18 mètres, actionné par des machines de 150 chevaux, et déplaçant 6,5 tonnes, put filer 15 nœuds (soit près de 28 kilomètres à l'heure).

Dans de récents essais comparatifs effectués par l'Amirauté anglaise entre des machines monocylindres et compound, les consommations de combustible furent respectivement de 3^{kg},285 et de 1^{kg},814 par cheval; les poids par unité de puissance étaient presque les mêmes; 81 et 68 kilogrammes¹.

Si maintenant nous considérons le nombre de tonnes transportées par homme d'équipage, nous remarquerons que, grâce au tirage forcé à la généralisation des treuils et appareils à gouverner à vapeur, les chiffres qui y sont relatifs sont, dans la période qui s'étend de 1860 à 1890, passés de 2^t,5 à 3^t,5.

La vitesse de route des grands paquebots dépasse quelquefois aujourd'hui 20 nœuds (soit environ 37 kilomètres à l'heure), pendant une traversée de l'Atlantique. La durée moyenne du

voyage, du port de Queenstown à la baie de New-York, a été pour 16 traversées des paquebots *City of New-York*, *City of Paris* et *Teutonic*, de six jours et quart¹.

Il est intéressant de comparer au *Clermont* le vapeur *New-York* construit quatre-vingts ans après, pour le même service, par la Harlan et Hollingsworth Company et machiné par la W. et A. Fletcher Company (fig. 25).

Les dimensions de la coque sont comme suit :

Longueur à la flottaison	91 ^m ,75
— totale	94 ,80
Largeur au fort	12 ,20
— hors tambours	22 ,55
Creux sur quille	3 ,75
Tirant d'eau	4 ,90
Tonnage (net 1 091,89).	Tonnes 1352,52

Les roues ont été reportées un peu en arrière du maître-bau, ce qui donne plus de grâce au bâtiment.

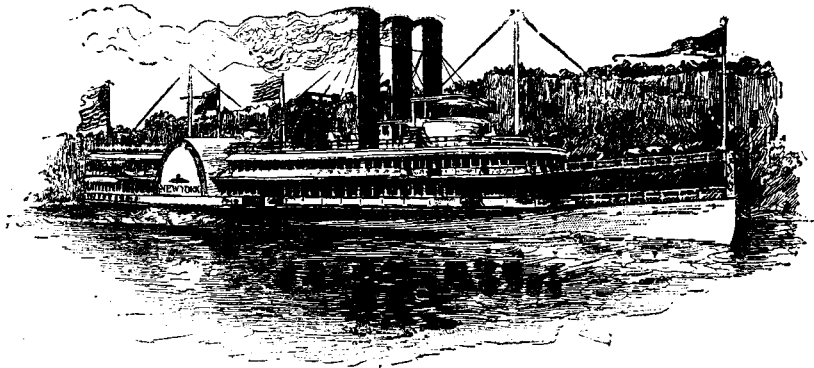


Fig. 25. — Le *New-York*.

La machine est à balancier et possède un cylindre unique, de 1^m,905 de diamètre et de 3^m,65 de course, muni de la distribution Stevens.

L'application du condenseur à surface, dans ce steamer de rivière, est une innovation qui a pour but d'éviter l'alimentation à

¹ D'après une communication de M. C.-E. Emery au *Scientific American Supplement*.

l'eau saumâtre, la marée se faisant sentir jusqu'à Albany ; sans cette précaution, on alimenterait pendant une partie du voyage à l'eau de mer, pendant une autre à l'eau douce ¹.

Une récente innovation est le retour à l'emploi des roues à pales articulées de Stevens ². Les roues ont un diamètre extérieur de 9^m,19 et portent chacune douze pales courbes de 1^m,14 de largeur et de 3^m,80 de longueur ; elles sont en porte à faux, sans paliers extérieurs. La commande des pales est effectuée, comme à l'ordinaire, au moyen d'un excentrique fixé au support des tambours et de tige divergentes, leurs roues ont été adoptées pour permettre une augmentation de vitesse, et les résultats obtenus semblent avoir répondu à l'attente des constructeurs. Il en résulte aussi une diminution considérable du recul, des trépidations et des remous.

La vapeur est fournie par trois chaudières à retour de flamme ayant 2^m,80 de diamètre, 3^m,35 de largeur vers l'avant, et une longueur de 10 mètres ; elles sont timbrées à 3^{kg},515 par centimètre carré. La surface des grilles est de 7,06 mètres carrés par corps, soit 21,17 mètres carrés en tout, ce qui, grâce au tirage forcé, suffit pour développer 3 850 chevaux.

Le bordé de la coque, en sapin, est peint en blanc et relevé par des filets d'or. L'intérieur est d'un haut fini ; on n'a employé aux menuiseries que des bois durs, particulièrement le frêne pour les chambres avant et l'acajou pour les aménagements arrière. Le frêne forme aussi l'ameublement des salons du pont-promenade. Dans les chambres situées en abord, les glaces des baies sont assez larges et assez basses pour que l'on puisse, assis dans l'intérieur, jouir de la vue.

Le *Puritan* (fig. 26) représente une adaptation de ce genre de steamer, si perfectionné par Robert L. Stevens, à la navigation mixte, tantôt fluviale et tantôt maritime, dans lequel on a combiné une partie des dispositions particulières, à la première, tout en modifiant coque et machine pour les approprier à la seconde.

¹ On sait que le mélange d'eau douce et d'eau de mer, amène des entraînements dans les chaudières. (*N. du T.*)

² Innovation en Amérique, mais non en Europe où tous les vapeurs à roues d'une certaine importance comportent des pales articulées. (*N. du T.*)

Les plans de la coque sont dus à MM. Pierce et Faron, ce der-

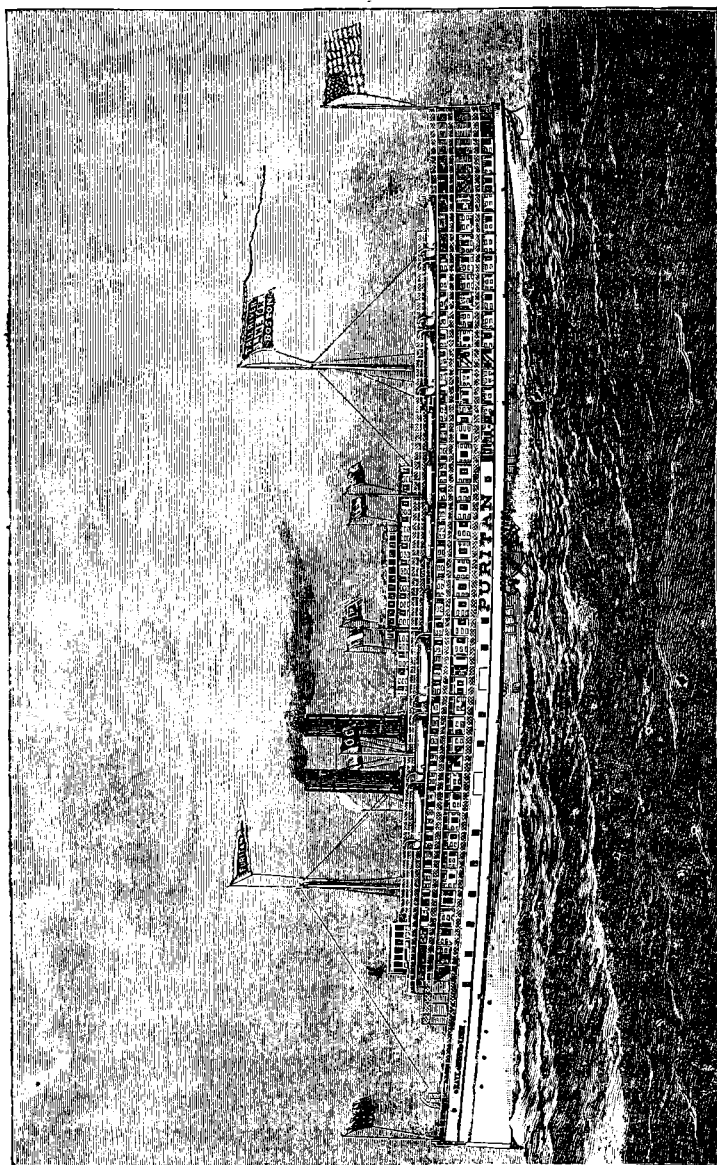


Fig. 26. — Type de bateau de rivière américain.

nier pour les détails des constructions ; ceux de la machine ont

été dressés par W. and A. Fletcher et C^{ie}. Les principales dimensions sont les suivantes :

Longueur totale	128 ^m ,00
— à la flottaison	123 ,00
Largeur au fond.	15 ,85
— hors tambours.	27 ,75
Creux au milieu	6 ,55
Hauteur du dôme au-dessus de la quille	19 ,20
Creux total, du dessus de quille au sommet du roof de machine	21 ,35
Déplacement en service	4 150 tonnes.
Tonnage brut	4 650 —

Ce navire est insubmersible et à l'abri des incendies ; il possède une coque à double muraille divisée en 59 compartiments étanches. On a employé 700 000 rivets pour la construction de la coque et plus de 48 kilomètres de cornières. Les ponts sont en acier et doublés en bois. Les mâts, en tôle d'acier, sont creux et servent de ventilateurs. Les tambours des roues sont également en acier.

La coque est entièrement construite en acier doux donnant une résistance de 20 p. 100 supérieure à celle du fer.

Les roues, en acier, ont 10^m,65 de diamètre extérieur. Les pales, en tôle de 23 millimètres, ont 4^m,25 de longueur et 1^m,50 de largeur ; elles pèsent en tout 1 270 kilogrammes sans les bielles ni les équerres qui les commandent. Chacune des roues pèse 100 tonnes.

Ces roues, qui sont à pales articulées, tournent à raison de 24 tours par minute.

L'appareil moteur vertical, du type à balancier, à condensation par surface, est du système compound et développe 7 500 chevaux. Le cylindre à haute pression présente un diamètre de 1^m,90 et une course de piston de 2^m,75 ; les chiffres correspondants sont, pour le grand cylindre, de 2^m,80 et de 4^m,25. Le condenseur à surface, qui pèse 53 tonnes, présente une surface réfrigérante de 1 393 mètres carrés et renferme 23 kilomètres de tubes en laiton. Le balancier mesure 10 mètres de longueur, d'axe en axe des tourillons extrêmes, et 5^m,20 de largeur ; il pèse 42 tonnes. L'étrier qui renforce le balancier mesure 0^m,24 sur 0^m,29. Les tourillons d'articulation de ce balancier ont 0^m,48 de diamètre. L'arbre a 0^m,68 de diamètre dans les parties motrices, et 0^m,76 aux tourillons extérieurs. Cet arbre

est en deux pièces pesant chacune 40 tonnes. Chacune des manivelles pèse 9 tonnes ; leur tourillon a 0^m,48 de diamètre et 0^m,56 de longueur.

Les chaudières contiennent 79 mètres carrés de surface de grille et 2 415 mètres carrés de surface de chauffe. Les gaz de la combustion passent, avant de se rendre à la cheminée, à travers deux surchauffeurs ayant un diamètre de 2^m,70 à l'intérieur et de 3^m,73 à l'extérieur ; la hauteur est de 3^m,63. Il y a deux cheminées, dont le sommet est à 31 mètres de la quille.

La salle à manger mesure 33 mètres de longueur sur 9^m,13 de largeur et 3^m,63 de hauteur. Ce steamer renferme 49 kilomètres de conduits électriques pour l'éclairage seulement, et 32 kilomètres si on compte les commandes des sonneries avertisseuses d'incendie, etc. La longueur des tuyaux de vapeur est de 3 650 mètres.

Les coursives et les descentes sont larges et bien aérées ; la décoration de l'ensemble est faite avec beaucoup de goût. Ce véritable hôtel flottant renferme tous les perfectionnements que la civilisation moderne est à même de produire et qui peuvent contribuer au confort des passagers.

L'énergie électrique est fournie par quatre dynamos pouvant suffire chacune à 400 lampes, soit 1 600 en tout, mais capables au besoin d'en alimenter 1 850.

Ces grands steamers américains modernes renferment encore tous les traits caractéristiques des premiers bateaux de rivière de Stevens, dont ils ont la coque, longue et plate, les larges tambours et les ponts-promenades, les charpentes (*hog-frames*) qui servent à raidir la coque, la machine à balancier et les roofs à plusieurs étages. Ils n'en diffèrent guère que par leurs énormes dimensions, par leur puissance et leur vitesse très supérieures, par leurs aménagements plus luxueux et plus vastes.

Sur les grands lacs des États-Unis et du Canada, où la navigation est très active, la vapeur a presque complètement remplacé la voile ; le transport des bois, des grains et des minerais, qui constitue surtout le commerce de ces régions, est généralement effectué par des steamers semblables à celui de la figure 27, d'un type essentiellement américain. Notre figure représente le *Tuscarora* construit à Cleveland par « les Globe Iron Works », pour la flotte

de la Lehigh Valley. Les navires de cette classe, qui coûtent environ 1 250 000 francs, entièrement en acier, et munis de machines à triple expansion, sont à la fois rapides et économiques.

Le *Tuscarora* mesure 95 mètres de longueur totale, 12^m,20 de haut et 8 mètres de creux. Le poids de la coque excède 1 600 tonnes. Il y a deux ponts en acier, continus, doublés en pitchpin de 76 millimètres d'épaisseur, et un troisième pont partiel en bois dans les cales; dans les fonds se trouvent des water-ballast qui forment un plafond uni sur toute la longueur. De chaque côté de la carlingue centrale, se trouvent trois carlingues latérales. Les machines, à triple expan-

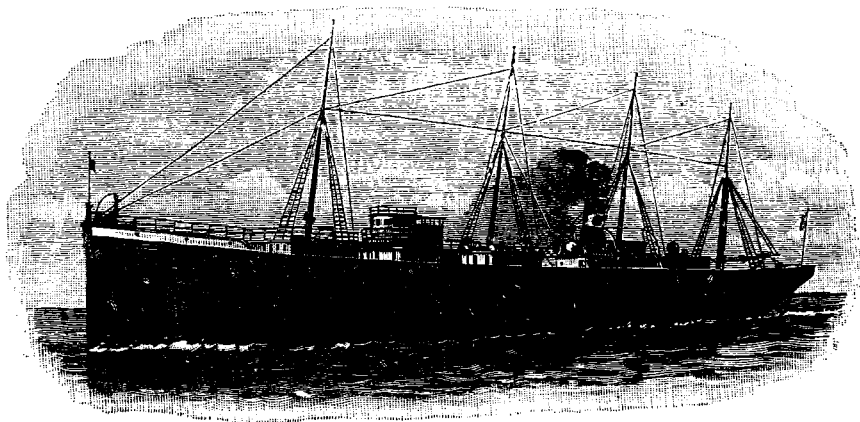


Fig. 27. — Type de steamer en service sur les lacs d'Amérique.

sion, possèdent des cylindres ayant respectivement 0^m,61, 0^m,96, et 1^m,55 de diamètre; la course commune est de 1^m,06. Elles sont alimentées par trois chaudières ayant 3^m,63 de diamètre et 3^m,80 de longueur, timbrées à 11^{kg},250.

L'accroissement annuel du tonnage des navires employés sur ces lacs dépasse actuellement 100 000 tonnes, soit environ autant que celui des ports américains de l'Atlantique et du Pacifique. En général, les steamers qui y sont employés sont très semblables à celui que nous avons choisi comme exemple. Les hautes superstructures et cabines des bateaux de rivière y ont, par mesure de sécurité, cédé la place aux roofs, plus bas et plus marins, des navires de haute

mer. La grande profondeur de ces lacs permet l'emploi de l'hélice, même sur les grands bâtiments.

24. — Les récentes applications des machines à détente fractionnée sont devenues générales dans les diverses branches de la construction mécanique. Les efforts de Hornblower, de Woolf et de leurs contemporains ont échoué à l'origine, non seulement à cause de la concurrence active que leur faisaient Boulton et Watt qui disposaient d'une réputation et de capitaux considérables, mais encore et surtout, parce que les pressions, les vitesses de piston et les degrés de détente alors usuels, étaient trop faibles pour faire ressortir les avantages incontestables de la machine multicylindres plus compliquée d'ailleurs. Dès que la pression atteignit de trois à quatre atmosphères, et les détentes de trois à cinq volumes, on reconnut qu'il se produisait des pertes sérieuses par suite des condensations initiales dans les cylindres, ce qui semblait fixer une limite peu élevée aux détentes pratiquement économiques. Cette limite aussi bien que le rendement économique de la machine fut vite reculée dès que l'on adopta les nouveaux types de machine. On se rendit compte que, non seulement le régime économique de la machine devenait meilleur pour des détentes considérées comme limites, mais qu'il devenait possible de pousser le degré d'expansion de la vapeur plus loin que dans les machines monocylindres. A mesure que les pressions et les détentes s'élevaient, le bénéfice procuré par les machines compound devenant plus sensible et plus importants, celles-ci se répandirent plus rapidement. Jusque dans ces derniers temps, ce moteur a été employé presque exclusivement à la mer, et d'une manière assez étendue sur terre. L'augmentation des pressions au-dessus de six ou sept atmosphères a amené l'introduction des machines à triple expansion, et les pressions dépassant dix atmosphères, dans les applications où l'on recherche une grande économie de charbon, ont rendu nécessaire la création de la machine à quadruple expansion. Dans tous les cas, on juge convenable, dans les bons types de machines marines, de détendre la vapeur jusqu'à $0^{\text{kg}},700$ à $0^{\text{kg}},560$ par centimètre carré, au-dessus du vide parfait, et même à un demi-atmosphère environ, lorsque cela est possible.

Les avantages des machines multicylindres sont devenus si évidents que, depuis 1870, elles sont employées à l'exclusion de toutes autres par les marines militaires, en dépit des objections qui ont pu s'élever relativement au danger de la vapeur à haute pression à bord des navires de guerre.

L'emploi des machines à expansions successives est donc général à la mer. Bien qu'inventées par Hornblowr en 1781 et, sous une forme un peu différente, par Woolf en 1804, il n'y a pas plus d'un demi-siècle que MM. Randolph et Elder en firent, sur le navire à hélice *Brandon* (1854), et un peu plus tard sur les paquebots à roues *Valparaiso* et *Nica* de la Pacific Steam Navigation Company, des applications heureuses qui attirèrent l'attention générale des ingénieurs. Depuis cette époque, elles ont successivement et rapidement remplacé la machine monocylindre. Cette transformation a amené sur la consommation de charbon un gain de 20 à 40 p. 100 et qui a pu, au début, monter jusqu'à une moyenne de 33 p. 100. Il n'en fallait pas plus, le fait une fois établi, pour favoriser le développement général et rapide de ces appareils.

On trouvera dans une des gravures suivantes (chap. II, fig. 412) le dessin d'ensemble d'une machine compound à deux cylindres du type le plus répandu dans la marine marchande. On a construit pour les marines militaires un très grand nombre d'appareils différents considérablement de ce type, et même peu semblables entre eux. Les modifications ont surtout porté sur la réduction de leurs dimensions verticales, afin de pouvoir les loger en entier au-dessous de la flottaison, hors de l'atteinte des projectiles. On cherche souvent aussi, dans ces appareils, à modifier le tuyautage, de telle sorte que les deux cylindres puissent recevoir soit indépendamment, soit ensemble, la vapeur des chaudières, si les conditions du combat ou une avarie rendent la chose nécessaire. Quoi qu'il en soit, les principes qui président à l'étude de l'ensemble, à la détermination des proportions et à la construction, sont strictement les mêmes, quelle que soit la manière de grouper les cylindres, quels que soient les détails et les accessoires.

Dans les machines marines à balancier et à roues, peu connues en Europe, mais si répandues aux Etats-Unis, la transformation

en compound se fait en plaçant les deux cylindres côte à côte, et en leur faisant actionner la même extrémité du balancier. Dans le *Buckeye State*, construit par M. Erastus Smith, vers le milieu du siècle, le piston à basse pression, de forme annulaire, se mouvait entre la surface extérieure du cylindre à haute pression et la surface intérieure du cylindre à basse pression. Les deux pistons étaient réunis à une crosse commune articulée au balancier par les deux bielles usuelles. Les machines compound du *City of Fall River* donnèrent par rapport aux autres machines à cylindre unique employées concurremment sur le Long Island Sound une économie d'un quart ou d'un tiers¹.

Les machines dont la consommation s'est le plus rapprochée du minimum théorique sont probablement celles que M. Normand a construites pour un torpilleur français, n° 128, et qui ont, paraît-il, dépensé seulement 0^k,444 de charbon par cheval-heure.

Ces machines sont des compound à réservoir intermédiaire dont les cylindres présentent respectivement des espaces morts de 10,6 et de 6, 4 p. 100. La pression à la boîte à tiroir du petit cylindre était de 4^k,3².

Ces machines peuvent développer 940 chevaux, le déplacement du bateau étant de 33 tonnes. La vitesse peut atteindre 21 nœuds, mais dans les essais précités, elle ne dépassa pas 10 nœuds. Les causes principales de cette économie exceptionnelle paraissent provenir d'un excellent système de réchauffage de l'eau d'alimentation, par le moyen de la vapeur de réservoir prise à 100 degrés centigrades, d'une compression complète au petit cylindre et d'une légère surchauffe due au laminage. La pression à la chaudière était, en effet, environ trois fois plus grande qu'à la boîte à tiroir. Malgré ces résultats satisfaisants, M. Normand remplace aujourd'hui les machines compound par des appareils à triple expansion.

La machine à triple expansion n'a pas seulement remplacé la machine compound à la mer, elle commence aussi à être employée sur terre, dans les applications pour lesquelles la rareté du

¹ Rapport sur le *City of Fall River*, by Messrs. Sague and Adger; avec introduction de R.-H. Thurston, *Jour. Frank. Int.*, July 1884.

² Rapport officiel. (*Mém. de la Soc. des Ing. civils*, déc. 1890, p. 254.)

combustible semble justifier leur prix un peu plus élevé de premier achat. Il semble convenable, dans ces machines, d'adopter des pressions de 10 atmosphères au moins; les rapports de détente, jusqu'à 15 volumes, donnent alors de bons résultats. Sur mer, le prix élevé du charbon et l'augmentation de tonnage disponible qui résulte de sa moindre consommation, ont hâté le développement de ces appareils. M. O.-E. Seaton, comparant des navires semblables actionnés par les deux types de machines, a trouvé, pour la machine à triple expansion, une économie d'environ 20 p. 100 par rapport à la machine compound à deux cylindres, résultat que l'on pouvait prévoir, par l'examen raisonné de l'augmentation des écarts totaux de température et du degré d'expansion, ainsi que par une réduction d'environ un tiers des condensations intérieures.

Les machines à triple expansion furent introduites dès 1874 par M. A.-C. Kirk qui construisit pour le steamer *Propontis*, de Liverpool, un semblable appareil alimenté de vapeur à 11 kilogrammes, par une chaudière multitubulaire du type Rowan. M. Kirk avait remarqué qu'il ne fallait pas dépasser, dans chaque cylindre, une détente de plus de 2 volumes et demi; une nouvelle diminution de l'admission eût entraîné des condensations à l'admission; c'est, nous l'avons vu, la cause qui limite l'économie des machines monocylindres. Il obtint ainsi d'excellents résultats au point de vue de la consommation de vapeur et de charbon.

Ce type de machine, dans une longue traversée entre Londres et l'Australie (1880), a permis d'économiser 500 tonnes de charbon pour un seul voyage, ce qui augmente d'autant le déplacement disponible.

Les machines à quadruple expansion, fonctionnant à 12 ou 14 kilogrammes par centimètre carré, ont fait leur apparition vers 1885, et promettent de réaliser dans l'avenir de nouveaux résultats économiques, s'il paraît prouvé que l'on peut construire des chaudières capables de supporter pratiquement des pressions aussi élevées.

Il convient d'adopter la machine à quadruple expansion, à quatre cylindres et plus, dès que les pressions dépassent le chiffre considéré comme la limite économique des appareils à triple détente,

soit un tiers en plus que pour ces derniers, et le double de ce qui est usuel pour les machines compound simples. On augmente les détentes dans le même rapport, jusqu'à 25 volumes.

Les machines à triple expansion présentent nécessairement des différences, en ce qui concerne surtout le groupement des cylindres et tiroirs suivant leurs constructeurs. Ceux-ci s'attachent surtout à combiner la légèreté et la compacité avec différents avantages pratiques, tels que la diminution des espaces morts, l'efficacité de la distribution et l'égalité aussi grande que possible des moments moteurs.

On emploie fréquemment un type d'appareil à quadruple expansion composé de deux machines tandem actionnant des manivelles à angle droit et munies de réservoirs intermédiaires convenablement proportionnés. Dans d'autres cas, pour obtenir des moments moteurs plus réguliers, on dispose trois manivelles, l'une d'elles étant actionnée par les pistons de deux cylindres superposés. La machine à quatre manivelles, commandées par autant de cylindres, présente le meilleur équilibre des couples moteurs qu'il soit possible de réaliser en pratique, mais au détriment de la légèreté, du prix, de l'espace occupé et d'autres avantages que réunissent les types à deux manivelles.

Bref, la quadruple expansion paraît nettement indiquée pour les machines fonctionnant à plus de 15 atmosphères et, à la mer, elle semble devoir détrôner dans l'avenir la triple expansion elle-même.

25. — L'historique de la machine à vapeur peut être résumée ainsi qu'il suit ¹.

Il y a environ un siècle, James Watt commença à introduire les premières machines de son système ². Cent ans auparavant, l'ingéniosité et le talent de Savery avaient apporté aux industries minières un nouvel outil qui se traduit pour elles par de nombreux bienfaits, en appliquant pratiquement la machine du marquis de Worcester à l'épuisement des mines dont la profondeur

¹ *Stationary Steam-engines*; R.-H. Thurston, N.-Y.-J. Wiley and Sons.

² History of the Growth of the Steam Engine. (*International series*, N.-Y.-D. Appleton et C^o.)

ne cessait de s'accroître. Il ne craignit pas d'adopter exceptionnellement des pressions de 8 à 10 atmosphères, ce qui amena de nombreuses explosions de chaudières. Ces appareils, qui fonctionnaient le plus souvent à 3 atmosphères et consommaient au minimum 14 kilogrammes de charbon par cheval, en eau montée, n'étaient pas en réalité de véritables machines à vapeur. Ils ne comportaient pas d'organes en mouvement, de piston, de manivelle, ni de mécanisme d'aucune sorte. Ce furent Huygens (1680), puis Papin (1690) qui proposèrent les premiers la machine proprement dite, à piston, se rapprochant du mécanisme moderne, mais la machine Newcomen fut la première largement employée en pratique. Un auteur de l'époque a dit : « La machine à feu par Newcomen nous a permis de doubler la profondeur de nos puits de mine », mais « elle consomme pour 75 000 francs de charbon par an ». C'est qu'en effet, dans les meilleures conditions, ces appareils brûlaient encore environ 9 kilogrammes de houille par cheval. C'est cette machine que Watt trouva en opération quand il apparut sur la scène.

Watt n'était pas seulement un mécanicien, c'était encore un véritable physicien et un savant expérimentateur. Il découvrit que les pertes des machines provenaient de la conductibilité et du pouvoir rayonnant des cylindres, de leur échauffement et de leur refroidissement successifs à chaque course, du vide imparfait en même temps que des fuites dans le tuyautage et du mauvais rendement des chaudières. Afin de pallier ces défauts, il entoura les chaudières et les tuyaux d'enveloppes mauvaises conductrices et fit même des cylindres *en bois*. Smeaton avait déjà recouvert de bois les cylindres et leurs fonds, Watt leur ajouta la chemise de vapeur. Il inventa le condenseur séparé, ferma le haut du cylindre, adopta la machine à double effet et en fit un moteur industriel, à rotation, lui adaptant un arbre, un volant, un régulateur, et une soupape modératrice, la rendant ainsi dans ses traits généraux, telle que nous la voyons aujourd'hui. La machine fut, en substance, complète vers 1784¹.

Les progrès ultérieurs n'ont été qu'une suite ininterrompue de

perfectionnements de détails et de développements dans les applications. Stéphenson appliqua la vapeur à la locomotive ; Stevens, Fitch et Evans, puis Fulton aux Etats-Unis et Bell en Europe, créèrent le bateau à vapeur. Sickels inventa la distribution à déclat et Corliss le type de machine qui a étendu sa réputation ; cet ingénieur rendit automatiques, par le régulateur, les variations de détente, de manière à régler l'allure de la machine. Robert L. et Francis B. Stevens créèrent le bateau de rivière américain avec sa machine à balancier, dont la distribution si simple et si efficace en fait un type encore aujourd'hui en faveur. La machine compound fut créée de toutes pièces par les contemporains de Watt ; on peut donc dire avec certitude que les traits généraux et les détails principaux de la machine moderne ont vu le jour avant le commencement de ce siècle.

Et cependant, la pratique a considérablement varié, depuis cette époque, les formes et les proportions des machines, les systèmes de distribution ayant subi des modifications incessantes.

Du temps de Watt, la vapeur n'était pas employée à des pressions supérieures à 0^{ks},500 dans les moteurs d'usine qui étaient toujours munis de condenseurs et de pompes à air, qui tournaient très lentement et présentaient un poids considérable pour leur puissance. Ces machines éprouvaient de telles pertes que la consommation par cheval s'élevait de 2^{ks},70 à 3^{ks},60 de charbon. Il est vrai que Wolff en 1804, en poussant la détente jusqu'à 6 ou 8 volumes, abaissa la consommation à 1^{ks},80 de charbon par cheval-heure, que John Stevens et Oliver Evans aux Etats-Unis et Trevithick en Angleterre adoptèrent des pressions plus élevées, mais ce ne sont que des exemples isolés. Il se produit toujours, pendant les périodes de développement, des applications partielles et locales qui sont en avance de leur temps.

Les principes généraux qui président au fonctionnement des machines à vapeur étaient en somme compris et analysés par Watt et ses concurrents, et ont été nettement définis dans les années suivantes. Toutefois on n'est pas encore arrivé à la solution définitive du problème qui consiste « à construire une machine susceptible de convertir en énergie mécanique, et de la manière la plus complète, l'énergie calorifique qui lui est fournie par la com-

bustion, la vapeur servant d'accumulateur et de véhicule à cette chaleur ».

Nous avons vu que Watt commença par adopter le condenseur à surface, auquel il substitua rapidement le condenseur à injection pour augmenter, comme il le dit lui-même, l'effet utile et le degré de vide ainsi que pour éviter l'entartrement progressif des parois condensantes.

A la mer, le condenseur à surface fut appliqué pour la première fois en 1838, par M. S. Hall, qui en munit le steamer *Wilberforce*. Ce condenseur possédait 2 374 tubes en cuivre rouge de 2^m,43 de long et de 12 millimètres environ de diamètre, placés verticalement à l'intérieur d'une enveloppe et présentait une surface réfrigérante de 230 mètres carrés, soit 0^{m²},80 par cheval. Les tubes s'étant rapidement encrassés, on remplaça cet appareil par un condenseur à jet. En 1859, la *Peninsular and Oriental Steamship C^o* adopta pour le *Moulton* un condenseur à surface renfermant 4 178 tubes de 1^m,75 de longueur, de 0^m,015 de diamètre, de 1 millimètre d'épaisseur, présentant une grande surface réfrigérante de 390 mètres carrés, soit 0^{m²},22 par cheval indiqué. Le joint des tubes sur les plaques était fait comme aujourd'hui au moyen de petits presse-étoupes. La pompe de circulation était centrifuge ; ce fut la première pompe de circulation indépendante placée à bord d'un navire. Leurs tubes étaient disposés verticalement et l'eau réfrigérante circulait à leur extérieur.

Depuis cette époque, le condenseur à surface commença à se répandre et devint bientôt d'un emploi général. Aux Etats-Unis, les premiers navires qui en furent munis sont la *Lighthall* et la *Sewall*.

Un autre progrès fut réalisé dans la construction des machines à vapeur, lors de la généralisation de l'éclairage électrique et des dynamos qui exigent de grandes vitesses de rotation. Il fallut alors construire un moteur léger, peu encombrant, possédant une grande vitesse de piston et un régulateur sensible et très efficace. L'expérience a peu à peu conduit au type de machine à grande vitesse si répandu aujourd'hui, et à l'adoption, quand cela est possible, de moteurs indépendants actionnant chacun une dynamo.

Les pressions se sont successivement élevées, depuis l'époque

de Watt, dans les machines marines et à condensation, à peu près comme l'indique le tableau suivant :

Année	Kilogr. par c.m ²	Atmosphères
1800.	0 à 0,350	0 à 1/3
1810.	0,350 à 0,490	1/3 à 1/2
1820.	0,350 à 0,700	1/3 à 2/3
1830.	0,700 à 1,400	2/3 à 1,3
1840.	1,050 à 1,460	1 à 1 1/3
1850.	1,050 à 1,710	1 à 1 2/3
1860.	1,400 à 2,110	1 1/3 à 2
1870.	2,110 à 4,220	2 à 4
1880.	4,220 à 6,330	4 à 6
1885.	5,230 à 8,500	5 à 8
1890.	8,000 à 14,000	7 à 14

Il va sans dire qu'à ces différentes époques, on a constaté de grands écarts par rapport à ces chiffres, mais ceux-ci peuvent néanmoins être considérés comme des moyennes représentant assez bien la pratique usuelle pendant les années considérées.

L'historique des progrès réalisés pendant le dernier quart de siècle dans la construction des machines marines présente un haut intérêt scientifique. On sait que, toutes choses égales d'ailleurs, la puissance des machines est proportionnelle à la vitesse de leur piston ou au nombre de tours ; or, ces vitesses ont passé de 150 à 300 mètres par minute, le nombre de tours s'élevant de 40 à 80 ou 100 tours, même pour de grandes machines. Les compound fonctionnant de 4^{kg},500 à 5^{kg},600 de pression, ont remplacé les machines monocylindres, timbrées à 1^{kg},758, puis ont été à leur tour détrônées par les appareils à triple et quadruple expansion utilisant de la vapeur à 10 et 14 kilogrammes par centimètre carré. Tout bien considéré, la première transformation avait amené un bénéfice de 30 p. 100, la seconde a apporté un nouveau gain de 20 p. 100. On a, dans certains cas, adopté le tirage forcé avec des pressions d'air mesurées en colonnes d'eau, de 150^{mm}, ce qui a permis de passer des vitesses de 10 à 12 nœuds à celles de 15, puis de 18 et de 20 nœuds ; chaque mètre carré de surface de chauffe donnant jusqu'à 200 chevaux.

En 1890, la puissance collective des machines à vapeur utilisées dans le monde entier se montait à environ 100 000 000 de chevaux-vapeur, soit 15 000 000 pour les Etats-Unis, autant pour l'An-

gleterre, autant pour la France et l'Allemagne réunies, le reste partagé entre les diverses nations. Si l'on considère que le travail d'un cheval-vapeur est l'équivalent de celui que peuvent produire cinq hommes, le travail produit par les machines à vapeur équivaldrait à celui de 500 000 000 d'hommes correspondant à une population de 2 500 000 000 âmes environ, deux fois plus grande que celle de la terre.

26. — L'étude raisonnée de ces développements peut donner lieu aux considérations suivantes :

Il est facile de noter rapidement les principaux points sur lesquels ont porté les perfectionnements et les modifications de forme, ce qui nous montrera, du premier coup d'œil, la voie qui, dans l'avenir, pourra conduire à de nouveaux perfectionnements.

Dans les machines primitives, nous voyons, comme nous l'avons dit, qu'un récipient unique remplit toutes les fonctions d'une pompe à vapeur moderne. Il est à la fois chaudière, cylindre à vapeur, condenseur et corps de pompe. Le marquis de Worcester, et, avant lui, Da Porta, divisent la machine en deux éléments principaux d'une part de la chaudière, de l'autre un récipient fermé, d'aspiration et de refoulement. Savery disposa deux de ces réservoirs et introduisit à leur intérieur un jet d'eau pour hâter la condensation. Newcomen et Cowley inventèrent alors la machine moderne, et séparèrent la pompe du cylindre à vapeur. C'est dans leur machine, comme dans celle de Savery, que nous trouvons pour la première fois le condenseur à surface, remplacé plus tard par un jet d'eau froide introduit au sein de la vapeur à condenser. Watt acheva ces différents perfectionnements, surtout en séparant le condenseur du cylindre moteur.

Ces perfectionnements restent désormais acquis et ne subissent plus de modification de principes jusqu'à nos jours. La chaudière fournit la vapeur, le cylindre utilise cette dernière et transforme en force la chaleur qu'elle contient dont le restant va se perdre au condenseur. Un mécanisme intermédiaire permet de transformer en travail utile l'énergie recueillie par le piston, soit en actionnant des pompes, soit en communiquant à un arbre un mouvement de rotation.

Watt et ses contemporains commencèrent à diriger aussi leurs efforts vers cette augmentation des pressions et des détenteurs qui a été le fait le plus marquant dans l'histoire des machines à vapeur de ces dernières années. Du temps de Newcomen, on utilisait à peine la vapeur à une pression supérieure à celle de l'atmosphère et l'on ne pouvait guère élever que 32 000 kilogrammes d'eau à 1 mètre de hauteur par kilogramme de charbon brûlé. Smeaton, en élevant la pression à 0^{kg},500, fit passer le travail à 36 000 kilogrammètres. Quand Watt fit son apparition, les machines existantes avaient un rendement double de celui des appareils de Newcomen ; il réussit à en tirer, grâce en partie à la pression de 0^{kg},700 qu'il adopta, un rendement de 97 000 kilogrammètres par kilogramme de charbon consommé. Aujourd'hui, les machines de Cornouailles, alimentées par de la vapeur à 4^{kg},200 ou 4^{kg},900, et détendant de trois à six fois, semblables en tout aux appareils de Watt, atteignent un rendement d'environ 180 000 kilogrammètres en moyenne.

Ces différents perfectionnements ont été, depuis l'origine des machines, accompagnés de progrès non moins grands dans l'art de la construction mécanique ; ces derniers sont dus surtout au développement des machines-outils, à une meilleure étude des organes et des dispositions d'ensemble, et à d'autres améliorations d'un ordre pratique.

Au nombre de ces dernières, il faut citer l'accroissement de la vitesse du piston et les soins apportés à assécher la vapeur ou à l'empêcher de se refroidir à l'intérieur du cylindre, opérations effectuées par le moyen du surchauffeur et de la chemise de vapeur. On a complété ces divers perfectionnements en apportant beaucoup de soins à éviter les pertes, par refroidissement intérieur, par convection ou radiation.

Enfin, l'emploi des machines compound et multicylindres a permis d'atteindre un rendement en eau montée de 300 000 kilogrammètres au moins par kilogramme de charbon, soit par la diminution des frottements due au meilleur équilibre des couples moteurs, soit par la diminution des condensations intérieures et des réévaporations, inconvénients des machines monocylindres adaptées à de hautes détenteurs.

L'accroissement des vitesses de piston a eu pour conséquence, dans la machine moderne, d'approcher de la limite à laquelle les

distributions à déclié cessent d'être applicables. En effet, si le piston était limité dans sa course, il atteindrait la fin de son parcours avant que la soupape ou le distributeur n'ait eu le temps de se refermer, et le régulateur ne pourra plus contrôler le degré d'expansion ni l'allure de la machine. Cette limite a probablement été déjà atteinte dans quelques machines où l'on a dû faire retour aux systèmes plus anciens de distribution et aux tiroirs reliés d'une manière invariable à l'arbre moteur. Il a fallu imaginer des régulateurs suffisamment puissants pour actionner ces distributions, moins faciles à contrôler, tout en restant suffisamment sensibles. On a cherché des formes de tiroirs, équilibrés aussi parfaitement que possible, qui soient en même temps d'une commande douce, de manière à pouvoir être actionnés par le régulateur. On peut donc dire que le desideratum, dans ces machines à grande vitesse, qui sont probablement destinées à remplacer la machine ordinaire dans un grand nombre d'applications, réside dans l'emploi d'une distribution à transmission rigide facilement contrôlée par le régulateur.

Ainsi, trois phases principales dans le développement de la machine à vapeur :

1° Le progrès a tout d'abord consisté dans la séparation des principaux organes dont le nombre a continuellement augmenté ; les fonctions que l'on demandait à chacun d'eux ayant diminué et se trouvant aujourd'hui réduites au minimum ; chacun de ces organes n'est plus destiné qu'à remplir une des fonctions du cycle ou de la série d'opérations à effectuer par la machine ;

2° Une seconde spécialisation et séparation des organes eut lieu plus tard, grâce à laquelle chacune des opérations se trouve accomplie à la fois par deux organes ou plus ; exemple : la détente fractionnée des machines multicylindres ;

3° Les progrès accomplis pendant cette période sont surtout relatifs à l'accroissement des pressions, des détentes et des vitesses de piston, à la recherche des moyens propres à diminuer les pertes de chaleur par rayonnement ou convection et, dans les machines marines, à l'adoption du condenseur à surface.

En ce qui concerne les progrès futurs, le raisonnement, aussi bien que l'examen des faits, nous conduit à dire qu'ils seront réalisés en augmentant l'écart total entre les températures à l'entrée

et à la sortie de la machine et en réduisant les pertes extérieures et intérieures de calorique. La vapeur doit entrer dans la machine à une température aussi haute que possible ; elle doit être protégée, pendant le temps qu'elle y séjourne, contre toutes les causes extérieures de refroidissement et doit s'échapper au condenseur avec la moindre quantité de calorique qu'il sera possible. On peut, sans être taxé d'exagération, classer au nombre des bienfaiteurs de l'humanité tout inventeur qui, par son génie ou ses talents pratiques, pourra contribuer à la réalisation de ces desiderata, en trouvant les moyens, soit d'employer avec sécurité et simplicité la vapeur à haute pression, soit de diminuer les pertes que subit le calorique contenu dans la vapeur, à son passage dans la machine, transformant ainsi en travail utile une partie de cette chaleur auparavant perdue.

Le progrès consistera donc, tout au moins dans l'avenir, à accroître encore les pressions, les détentes et les vitesses de pistons, à généraliser l'usage des chemises de vapeur et des surchauffeurs, enfin, au point de vue des détails, à rechercher des distributions rationnelles convenablement adaptées aux nouvelles vitesses. Dans les chaudières, on recherchera de plus en plus à améliorer la combustion en diminuant l'excès d'air et en obtenant une meilleure utilisation de la chaleur produite et perdue par les gaz. On trouvera peut-être la solution du premier de ces problèmes dans l'adoption d'un tirage artificiel remplaçant le tirage naturel, certainement plus onéreux et qui entraîne des pertes importantes de calorique.

Au point de vue purement pratique, nous pouvons espérer l'emploi de matériaux de plus en plus résistants, amenant une transformation analogue à celle dont nous avons été les témoins il y a quelques années, lors du remplacement, pour beaucoup d'applications, du fer par l'acier doux, et une exécution de plus en plus parfaite.

Il reste un vaste champ ouvert au progrès, sous le rapport de l'entretien des machines auquel certainement on apportera de plus en plus d'attention. On commence à comprendre que le soin et la bonne conduite des appareils à vapeur sont absolument nécessaires à leur fonctionnement économique ainsi qu'à la sécurité, et que la dépense de temps et d'argent qu'ils entraîneront sera toujours largement rémunérée.

CHAPITRE II

STRUCTURE DE LA MACHINE A VAPEUR

27. — La structure et les usages de la machine à vapeur ont été suffisamment définis et adaptés l'un à l'autre, depuis le milieu du XIX^e siècle, pour amener la création d'un certain nombre de formes d'appareils bien arrêtées, lesquelles sont employées, soit concurremment, soit à l'exclusion de toute autre pour certains travaux bien déterminés.

Ainsi, le type moderne de la machine d'usine, monocylindre ou compound, est ordinairement, tout au moins pour les appareils relativement puissants, horizontal, à action directe, avec détente variable par le régulateur. La machine, employée à la commande d'appareils à grande vitesse de rotation, possède généralement une distribution par commande rigide, elle est aussi simple et aussi bien équilibrée que possible; quant aux locomotives et aux machines marines, elles ont revêtu des formes qui sont le produit de leurs modifications successives et de leur adaptation parfaite aux conditions spéciales de leur fonctionnement.

De toutes ces conditions différentes résulte la difficulté de diviser les machines en classes ayant chacune sa structure et ses formes bien caractéristiques ou ses organes spéciaux.

28. — La classification des types machines se fait ordinairement de la manière qui sera indiquée au paragraphe suivant. On ne se contente plus guère aujourd'hui de la classification qui a pour base la destination de la machine; il arrive souvent en effet que tel type se trouve employé à un usage qui paraissait être la spécialité d'une autre catégorie de moteur. Par exemple, il n'est pas rare

de trouver dans les usines où ils servent comme machine motrice, soit une locomobile, soit une vieille locomotive, soit même un appareil renfermant toutes les caractéristiques des machines marines.

Néanmoins, on peut poser en principe qu'à chaque catégorie de travail correspond un type de machine que l'expérience a démontré, à la longue, être le meilleur pour cet usage particulier. L'ingénieur doit donc autant que possible s'attacher à ne pas déclasser les machines. D'après Weisbach, les différentes machines à piston peuvent se grouper ainsi qu'il suit¹:

I. D'après le nombre des cylindres :

- (1) Machines monocylindres;
- (2) Machines multicylindres.

II. D'après le mode de construction des cylindres :

- (1) Cylindres fixes;
- (2) Cylindres mobiles.

Dans le premier cas, les machines peuvent être :

- (a) Verticales;
- (b) Horizontales;
- (c) Inclinées.

Dans le second cas, elles peuvent être :

- (a) Oscillantes;
- (b) Rotatives.

III. D'après le mode d'action de la vapeur :

- (1) A simple effet;
- (2) A double effet.

IV. D'après le genre de transmission :

- (1) A action directe;
- (2) A action indirecte.

Dans ce dernier cas, il faudra distinguer les machines :

- (a) A balancier;
- (b) Sans balancier.

29. — La classification suivante, qui a pour base la destination

¹ *Mécanique de Weisbach*, vol. II, 2^e partie, § 452, p. 285.

des machines, peut être considérée comme renfermant tous les types connus.

TYPES PRINCIPAUX DE MACHINES

CLASSE GÉNÉRALE

Machines fixes :

A vitesse modérée ;

A grande vitesse.

Machines agricoles.

Pompes à vapeur :

A manivelles et volants ;

A action directe.

Machines locomobiles.

Machines semi-fixes.

Pompes à incendie, à vapeur.

Locomotives routières.

Locomotives proprement dites.

Machines marines :

A aubes ;

A hélice.

Types spéciaux.

On peut aussi classer les machines d'après le système de leur construction : en monocylindres ou en compound, en machines à action directe, à balancier, verticales, horizontales, inclinées ou à pilon ; en machines à condensation et sans condensation ; à haute ou à basse pression ; à mouvement alternatif ou rotatif ; à condensation par jet ou par surface. Quelquefois aussi on les désigne du nom de leur inventeur : les machines de Watt, de Corliss, de Porter, etc.

Dans la première classification, le titre seul indique suffisamment sa signification et sa raison d'être ; c'est généralement le cas dans les nomenclatures basées sur la structure des machines. Ainsi, dans une machine monocylindre, la vapeur est admise et détendue dans le même cylindre, tandis que dans une machine multi-

cylindre la vapeur va successivement se détendre, à des pressions de plus en plus basses, dans deux ou plusieurs cylindres disposés en série.

Dans les moteurs à action directe, la bielle relie, sans intermédiaire, la crosse de la tige du piston à la manivelle ; dans les machines à action indirecte, au contraire, on interpose un balancier ; dans certaines machines, les anciens appareils à hélice par exemple, la transmission de l'arbre moteur à celui du propulseur, se faisait au moyen d'engrenages, permettant au premier de tourner plus vite que le second, [ou, mais plus rarement, inversement. Les appareils verticaux, à pignon, horizontaux ou inclinés, reçoivent ces noms pour indiquer la direction de leurs lignes d'axe. Les termes à condensation et sans condensation s'expliquent d'eux-mêmes ; toutefois, dans certains appareils à très haute pression, le condenseur ne sert pas toujours à produire un vide ; il fonctionne à la pression atmosphérique, et n'est plus alors qu'un réchauffeur ou un appareil permettant d'alimenter les chaudières à l'eau distillée.

Dans les machines à *mouvement alternatif*, de beaucoup les plus répandues, un piston se meut dans les deux sens à l'intérieur d'un cylindre soigneusement alésé. Les machines à *pulsations* constituent un type très rare dans lequel le piston oscille suivant un arc de cercle à l'intérieur d'un cylindre de forme appropriée. Les machines *rotatives* se composent essentiellement d'un piston animé d'un mouvement de rotation continu, autour de son axe, le plus souvent dans un plan parallèle au sien.

L'auteur a cru devoir adopter la première des classifications indiquées plus haut ; des articles ou même des chapitres spéciaux seront consacrés à l'examen des types de machines qui forment des catégories dans les autres classifications, mais rentrent, en sous-titres, dans notre division.

30. — En étudiant un projet de machine à vapeur, on doit s'attacher à en choisir le type et à en déterminer les détails de telle sorte qu'ils soient le mieux possible adaptés au genre de travail à produire. Le but final est toujours, d'ailleurs, de combiner une dépense minimum de premier achat avec l'économie la plus

grande de fonctionnement et d'entretien. La meilleure machine est celle qui, après une carrière terminée, soit après usure, soit après remplacement par un type plus nouveau et plus perfectionné, a donné les chiffres les plus avantageux au point de vue des frais qu'elle a occasionnés comme dépenses de premier achat et d'entretien, de main-d'œuvre, de surveillance, de combustible, d'huile, d'assurance contre les accidents. Les livres du comptable sont en réalité les meilleurs juges.

On a rarement besoin, dans les machines fixes, de chercher à diminuer le poids ou l'encombrement. Dans les machines locomotives et marines, au contraire, qui doivent être compactes et légères, ces éléments prennent une importance capitale. Dans les dernières, surtout si elles sont destinées à des navires au long cours, l'économie de combustible devient prépondérante.

Donc, toutes choses égales d'ailleurs, il faut adapter la machine au travail qu'on lui demandera ; ainsi, on préférera une machine à allure relativement lente pour actionner une filature, et une machine à grande vitesse pour commander des dynamos. Dans les districts éloignés des bassins houillers, on devra avoir recours à l'application de tous les perfectionnements susceptibles de réduire la consommation, tandis que dans les régions minières, au contraire, on pourra négliger l'emploi des enveloppes de vapeur, des réchauffeurs, du système compound et autres dispositifs qui n'auraient pour résultat que d'augmenter le prix d'achat sans compensation ultérieure. Des considérations analogues font, ainsi que nous l'avons dit, que l'on trouve souvent tel genre d'appareil employé là où un autre type paraissait mieux indiqué par sa destination usuelle. Ainsi, dans les usines, la force motrice est souvent fournie par des locomobiles, soit que l'on n'ait que temporairement besoin de cette force motrice, soit que l'espace manque pour installer un moteur fixe. De même, on a dû adopter à la mer, dans certains cas, la chaudière locomotive, par exemple à bord des torpilleurs.

31. — Les mêmes considérations devront présider à l'étude des organes et de la disposition d'ensemble de la machine, une fois le type de celle-ci dûment déterminé.

Il faudra s'attacher à prévoir le minimum d'usure et d'entretien pendant toute la durée de la machine. On devra combiner la résistance et la légèreté dans toute la mesure compatible avec la sécurité. On ne devra pas se contenter de disposer les paliers, par exemple, en nombre suffisant et aux emplacements désirables, il faudra encore choisir judicieusement les matériaux qui en composeront les parties frottantes. Il ne faut pas oublier que des matériaux de choix et une bonne exécution finiront toujours, après un certain temps de fonctionnement, par rémunérer, et au delà, les dépenses supplémentaires qu'ont occasionnées leur emploi.

C'est l'observation scrupuleuse de ces principes jointe aux enseignements d'une longue expérience qui ont conduit à la création des différents types de machines que nous allons décrire, chacune adaptée à sa destination spéciale.

32. — Les exigences particulières de fonctionnement ont nécessairement une grande influence sur l'exécution de la plupart des détails d'une machine. Aucun appareil ne donnera satisfaction à son constructeur ou à son acquéreur si ces conditions relatives au fonctionnement ou à la sécurité ne sont pas respectées. Par exemple, dans les machines à grande vitesse, on devra apporter toute son attention au graissage ; dans les machines marines et dans les autres où l'on peut craindre des ébullitions et des projections d'eau fréquentes dont on connaît les dangers, il est utile de prévoir l'expulsion facile de l'eau des cylindres ; dans les machines de laminoirs et d'extraction, il est indispensable d'appliquer des changements de marche ; il en est de même pour les locomotives, mais on doit alors adopter des systèmes qui permettent l'emploi de la détente variable.

33. — La machine fixe présente une grande variété de formes suivant la nature ou l'emplacement des appareils qu'elle actionne. Elle est ordinairement monocylindre, mais on en construit de plus en plus du système compound ou même à triple expansion. Elle se meut le plus souvent à une vitesse modérée et possède généralement une distribution par dé clic, à admissions indépendantes ; mais elle est parfois du type dit « à grande vi-

tesse » avec distribution par tiroirs et un régulateur monté sur l'arbre.

Les systèmes les plus répandus de machines fixes sont :

- (1) La machine d'usine ;
- (2) La pompe à vapeur et autres moteurs à vitesse modérée ;
- (3) La machine à grande vitesse, qui renferme beaucoup de variétés et se trouve surtout employée dans les usines électriques.

Les machines, qui appartiennent à chacune de ces catégories, peuvent être monocylindres ou compound ; nous examinerons ces dernières dans un chapitre spécial.

La machine la plus employée aujourd'hui et la plus perfectionnée est, nous l'avons vu, à distribution par déclin. La plus ancienne distribution de ce système est celle de Sickels, mentionnée plus haut, et brevetée vers l'année 1841 ; elle fut surtout appliquée par son inventeur aux machines à balancier des bateaux de rivières dans la partie orientale des Etats-Unis. Ce furent surtout MM. Thurston, Greene and C^o, de Providence, R. I., qui l'adaptèrent aux machines fixes, et en construisirent de nombreux exemplaires avant que ce genre de distribution ne se fût généralisé sous une autre forme.

La distribution Sickels consistait en un jeu de soupapes indépendantes pour l'admission et pour l'échappement, ouvertes à tour de rôle par un cliquet que venait débrayer au moment voulu un coin avec lequel il venait en contact lorsqu'il se soulevait en entraînant la soupape. Ce coin, ou l'organe qui pouvait en tenir lieu, était disposé de manière que la soupape pût être détachée et retomber sur son siège, au moment précis où le piston arrivait au point où devait commencer la détente. La soupape employée était ordinairement du type Cornouailles. Sickels inventa dans la suite ce qu'il appela le *beam-motion*, qui permettait de débrayer la soupape en un point quelconque de la course du piston. En effet, dans le dispositif original, le décliquetage ne pouvait avoir lieu que pendant la première moitié de la course puisque, l'excentrique étant calé à angle droit de la manivelle, la direction de son mouvement changeait de sens à ce moment et la soupape commençait à descendre. Il introduisit dans le mécanisme, un nouvel organe animé d'un mouvement perpendiculaire à celui de la soupape

et de son cliquet. En communiquant à cette pièce un mouvement synchrone de celui du piston (il la reliait généralement au balancier), il obtenait une combinaison cinématique qui permettait de débrayer la soupape en un point quelconque de la course et cela au moyen d'un mécanisme très simple, et à la main du mécanicien.

Plus tard, dans les machines fixes, la détente fut rendue variable par le régulateur auquel on fit commander le mécanisme de décliquetage ; c'est ce qu'on appelle en Amérique la « détente automatique ».

Il est bon de remarquer que l'on avait déjà, avant Sickels, proposé de faire varier la détente au moyen du régulateur. Un des premiers mécanismes de ce genre fut employé par Zachariah Allen, en 1834, qui fit usage de soupapes d'admission indépendantes de l'échappement. Le premier, qui appliqua le régulateur à une détente variable par délié, fut Georges H. Corliss qui en fit, en 1849, un des traits caractéristiques de sa machine dont nous avons déjà parlé. En 1853, N.-T. Greene introduisit un système de détente variable qui n'était qu'une combinaison du dispositif de Sickels, mais dans laquelle la variation du degré de détente était obtenue par le régulateur ; il employait des tiroirs plats à l'admission et à l'échappement.

Depuis, on a inventé un grand nombre d'autres systèmes de détente variable, très ingénieux, qui, bien étudiés et proportionnés, convenablement exécutés et entretenus, peuvent donner d'aussi bons résultats que les précédents. Au nombre de ces derniers, se trouve le dispositif de Babcock et Wilcox, le plus ingénieux peut-être, dans lequel un petit cylindre auxiliaire à l'intérieur duquel se meut un piston sert à fermer le tiroir au moment exact où doit cesser l'admission. Ces inventeurs emploient un excellent système de modérateur isochrone qui régularise la vitesse de rotation en agissant sur la distribution.

Enfin, dans quelques machines de Wright, le régulateur commande la fermeture des distributeurs, d'une manière variable à la demande, au moyen de cames.

Les anciens systèmes de machines fixes étaient généralement simples, de construction économique, durables, peu coûteux de

premier achat et d'entretien, mais ils consommaient, à puissance égale, plus de vapeur que les appareils modernes. Nous ne leur consacrerons que quelques lignes. Ces machines étaient, soit à balancier, soit à action directe ; dans le premier quart de ce siècle, leur distribution était ordinairement effectuée par le moyen d'un tiroir à coquille, semblable à celui des locomotives, et mù par un seul excentrique. La détente était opérée par le recouvrement du tiroir suivant un mode de fonctionnement que nous étudierons dans un chapitre suivant.

La machine à balancier tomba bientôt en défaveur à cause de ses dimensions et de son prix, et fut généralement remplacée, vers le milieu de ce siècle, par la machine horizontale à action directe. L'augmentation des pressions et les perfectionnements apportés à la machine sans condensation font aujourd'hui préférer cette dernière dans bien des cas, la condensation restant toujours, bien entendu, appliquée aux grands moteurs.

Lorsqu'on visait surtout l'économie de vapeur, on ajoutait un tiroir spécial de détente, qui se mouvait, soit sur le dos du tiroir de distribution, soit quelquefois dans une boîte et sur une table spéciale. Le plus répandu de ces systèmes, dû à Meyer, consistait en deux obturateurs glissant sur le dos du tiroir principal, commandés par un excentrique indépendant et qu'il était possible d'écarter ou de rapprocher, pour faire varier le degré d'admission. La tige du tiroir de détente pouvait tourner à la main et portait, au droit de chaque bloc, un pas de vis dont le filet était à gauche pour l'un, à droite pour l'autre. Suivant que l'admission s'effectuait par les arêtes intérieures ou extérieures des obturateurs, l'excentrique était calé comme la manivelle ou à 180°.

Aujourd'hui, les machines fixes les plus puissantes sont ordinairement horizontales et à action directe ; elles sont munies d'un système plus ou moins efficace de détente variable, approprié à leurs dimensions ou à l'économie que l'on désire obtenir. Les appareils les plus simples de cette catégorie sont les machines à tiroir munies de la détente Meyer. Ce sont d'excellentes machines qui fonctionnent parfaitement quand elles sont bien proportionnées à la puissance qu'on leur demande. La détente qui leur convient le mieux varie de quatre à cinq volumes. Leur principal désavantage

réside dans la difficulté qu'elles présentent d'appliquer le régulateur à la variation de la détente dont le mécanisme présente une grande résistance. Les machines de cette classe sont ordinairement de construction robuste et possèdent des bâtis massifs. On s'attache à rendre aussi douce que possible la commande de la détente variable, mais, ordinairement, le régulateur agit sur le registre de vapeur.

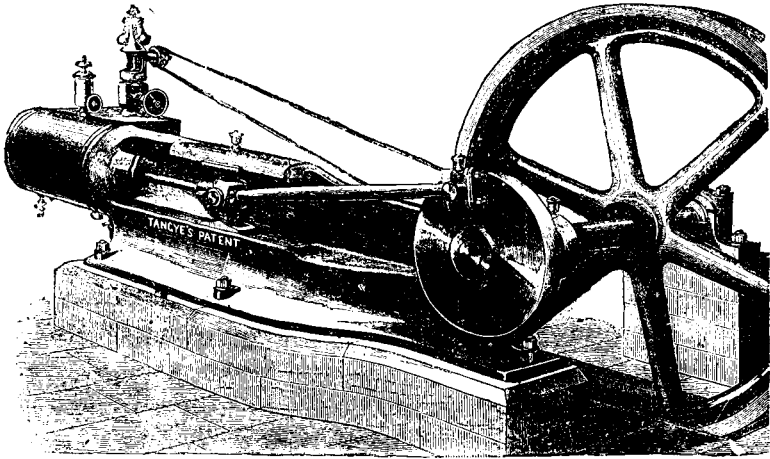


Fig. 28. — Machine fixe.

La machine représentée dans la figure 28 nous fournira l'exemple d'un excellent moteur simple et robuste. Le bâti est fondu d'une seule pièce avec le palier, les glissières et le fond de cylindre ; ce dernier est fixé au bâti suivant le système adopté d'abord par Corliss. La bielle agit sur un plateau-manivelle équilibré. La distribution est simple, et le régulateur comporte un perfectionnement qui lui permet d'agir rapidement lorsque la courroie motrice tombe ou casse. Les machines construites sur ce type sont toutes exactement calibrées d'après les séries de Whitworth.

Dans beaucoup d'appareils, comme on pourra le voir figure 29, la machine repose sur ses fondations par l'intermédiaire de deux supports, placés l'un sous le palier moteur, l'autre sous le cylindre. Ces machines reçoivent souvent un tiroir à piston actionné par un excentrique ordinaire. Ce tiroir présente l'avantage d'être

équilibré; il est donc particulièrement avantageux pour les hautes pressions.

Bien construites, les machines de ce type sont convenablement adaptées, grâce à leur simplicité, à leur compacité et à leurs formes rationnelles, aux grandes vitesses de piston de plus en plus répandues aujourd'hui. Le but de cet accroissement de vitesse est de diminuer la consommation en réduisant les pertes de chaleur provenant des écarts de température au cylindre et de la conductibilité du cylindre métallique.

On peut définir comme suit les expressions, usuelles en Amérique, de : « machine à droite » et de « machine à gauche¹ ».

Pour un observateur placé contre le couvercle du cylindre et

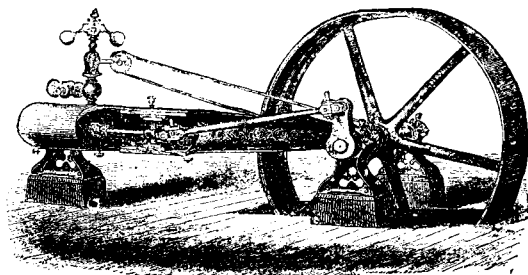


Fig. 29. — Machine fixe horizontale.

regardant l'arbre, les « machines à droite » auront la poulie de commande vers la droite, et inversement pour les « machines à gauche ».

Dans les machines à « rotation directe », la partie supérieure du volant tournera dans la direction opposée à celle de l'observateur, et inversement pour les machines à « rotation indirecte ».

Il y a lieu de préférer les machines à rotation directe dans lesquelles l'effort de la crosse se reporte sur la glissière inférieure qui est toujours mieux supportée et mieux graissée que la glissière supérieure.

La figure 30 représente une des machines les plus simples et les mieux étudiées que l'on puisse employer pour les petites forces.

¹ Ces expressions, employées en Amérique, n'ont pas cours en France. Nous ne les avons traduites que pour respecter le texte de l'auteur. (Note du Trad.)

C'est la machine verticale à action directe d'un modèle très employé en Amérique.

Elle se compose d'un cylindre unique, reposant sur un bâti ver-

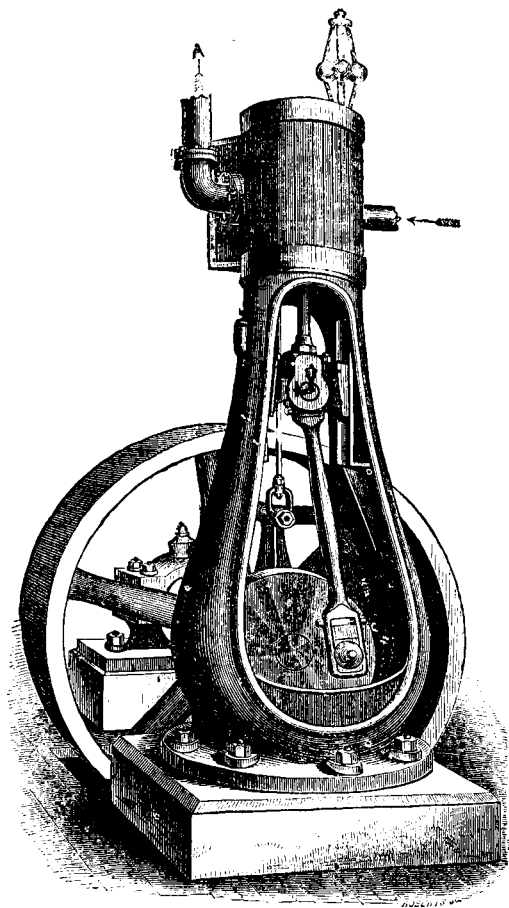


Fig. 30. — Machine fixe verticale.

tical, en forme de cône, percé de larges ouvertures sur les côtés pour permettre l'accès facile et la visite du mécanisme. Les glissières et le palier sont venus de fonte avec le bâti, de sorte qu'il ne peut se produire aucun jeu. Les surfaces frottantes sont larges et disposées de manière à être facilement graissées. La position verticale de la machine empêche qu'il n'y ait tendance à l'ovalisa-

tion des cylindres. Les garnitures de piston sont formées par des segments en fonte très simples ; la manivelle est remplacée par un plateau équilibré ; tous les tourillons et axes d'articulation, les tiges de piston et de tiroirs et les bielles sont en acier ; les coussinets des paliers sont en métal blanc.

Les machines les plus petites de cette classe, de deux à dix chevaux, ont ordinairement leurs deux paliers venus de fonte avec le bâti et la manivelle, supportée de chaque côté, est à vilebrequin.

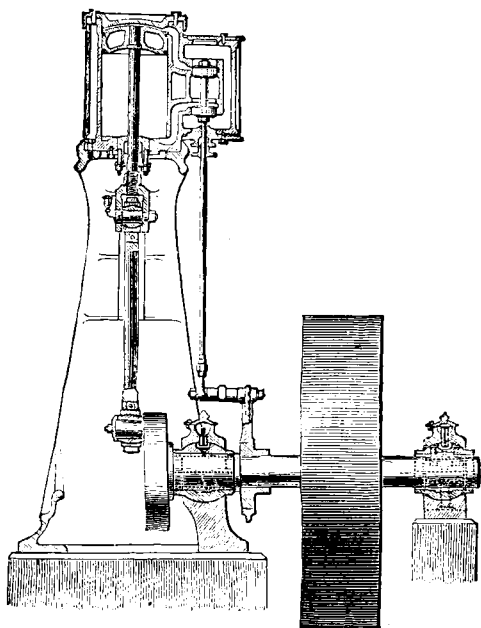


Fig. 31. — Machine fixe verticale. (Coupe.)

Quelques constructeurs produisent ces machines sur une grande échelle ; les différents organes, finis à la machine, présentent une uniformité de dimensions qui les rend parfaitement interchangeables et permet leur remplacement facile, lorsqu'elles sont cassées ou usées.

La figure 31 représente la coupe verticale d'un de ces moteurs.

Les machines qui sont munies des coussinets ordinaires rigides doivent être montées sur une fondation inébranlable, afin que les

axes restent en ligne. Si, par suite d'un tassement ou de toute autre cause, un désaxement a lieu, il en résulte des échauffements et des grippements. C'est pour obvier à ces inconvénients que beaucoup de machines modernes sont munies de paliers ajustables automatiquement, qui donnent à la machine une grande flexibilité. La figure 31 indique clairement la construction de ces paliers ; les coussinets, sphériques, soigneusement tournés, sont ajustés dans une cavité également sphérique du palier, ce qui permet un petit mouvement angulaire dans toutes les directions.

La bielle motrice est forgée d'une seule pièce et ne porte ni étrier, ni clavette; elle est mortaisée à chaque extrémité pour recevoir les coussinets en bronze, également sphériques à leur pourtour extérieur, de manière à faciliter un léger désaxement de la bielle. On rattrape le jeu à l'aide d'un coin et d'une vis. La crosse est à fourche et porte des patins à rattrapage de jeu, tournés, qui peuvent s'ajuster dans des glissières alésées en même temps que le cylindre et fondues avec le bâti. Ces dispositions permettent à la tige de piston de tourner légèrement sur son axe et assurent une très grande flexibilité à l'ensemble, la sphéricité des coussinets de tête et de pied de bielle favorisant ces mouvements. Ainsi, le palier extérieur peut se déplacer de 25 millimètres d'un côté ou de l'autre, sans qu'il en résulte aucun échauffement; puisque tous les coussinets s'ajustent d'eux-mêmes automatiquement.

Dans ce type de machine, les conduits et orifices de vapeur sont disposés comme dans les locomotives. On adopte tantôt le tiroir ordinaire à coquille, tantôt le tiroir cylindrique qui présente l'avantage d'être équilibré et permet d'augmenter la section de passage des orifices, diminuant ainsi le laminage de la vapeur à son entrée dans le cylindre.

Les machines verticales sont rarement de très grandes dimensions ; toutefois, on en rencontre de puissantes dans quelques usines métallurgiques où elles actionnent des laminoirs.

34. — Les machines fixes, de construction récente, sont le plus souvent, comme nous l'avons dit, horizontales, à action directe, et munies d'une distribution à déclenchement actionnée par le régulateur. Le mécanisme de rappel des distributeurs est opéré par le

moyen de la seule pesanteur, d'un ressort ou quelquefois d'un petit piston à vapeur spécial.

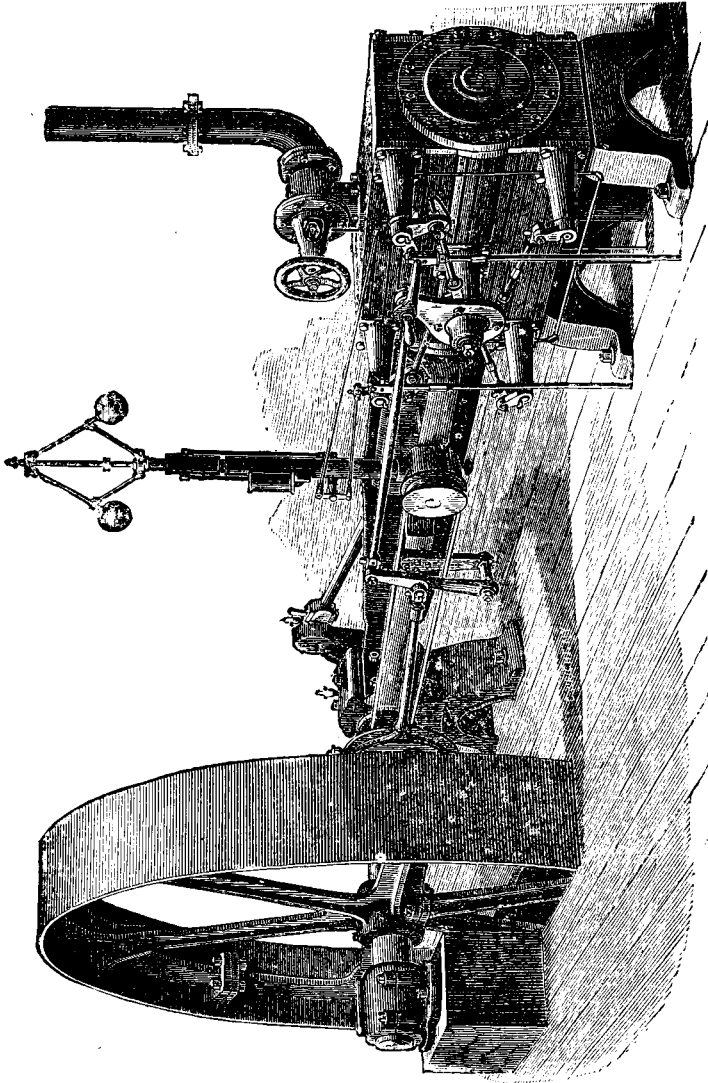


Fig. 32. — Machine Corliss.

On a construit quelquefois des tiroirs rotatifs à mouvement continu ¹.

¹ *Report on Machinery and Manufactures at Vienna Exhibition in 1873*; R. H. Thurston, Washington, Govt. printing office, 1875.

Si l'on adopte généralement la condensation pour les grandes machines, en revanche, on s'en passe le plus souvent pour les petites où ce serait une complication peu justifiée. Quand la puissance de l'appareil est considérable, on adopte aujourd'hui le système compound ou même la triple expansion, le degré de détente augmentant à mesure que la pression choisie est plus élevée.

Certaines industries spéciales, comme la filature ou l'éclairage électrique, demandent des moteurs très réguliers, en raison, l'une de la ténuité des matières mises en œuvre, l'autre de la stabilité nécessaire à un bon éclairage. Ces considérations suffisent souvent pour déterminer à elles seules le type à adopter.

Le plus connu des moteurs de la classe que nous étudions est aujourd'hui la machine Corliss, si répandue aux Etats-Unis et, depuis quelques années, en Europe. La machine Corliss est représentée figure 32. Le cylindre, horizontal, est solidement boulonné à une extrémité du bâti; ce dernier est disposé de manière à transmettre aussi directement que possible l'effort aux paliers moteurs. Ce bâti porte des glissières venues de fonte placées dans le même plan vertical. Il y a quatre distributeurs : un pour l'admission et un pour l'échappement à chaque bout du cylindre. Cette disposition permet de réduire la longueur des conduits de vapeur et, par conséquent, le volume des espaces morts, ce qui est une première source d'économie. Les quatre distributeurs sont conduits par un plateau E, qui oscille autour d'un tourillon supporté par le cylindre. Ce plateau est relié aux distributeurs DD, FF par de petites bielles qui communiquent à ces derniers un mouvement alternatif de rotation dont la vitesse est variable : grande au moment de l'ouverture ou de la fermeture des lumières, faible lorsque les orifices sont sur le point d'ouvrir ou de fermer. On y parvient en disposant sur le plateau les

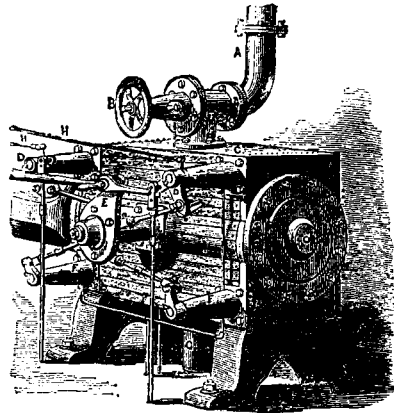


Fig. 33. — Distribution Corliss.

boutons d'attache correspondants de telle sorte que l'arc de cercle qu'ils décrivent, dans leur mouvement oscillatoire, soit sensiblement perpendiculaire à la direction des bielles de commande des distributeurs, quand ce mouvement est sur le point de cesser pour recommencer sa course rétrograde. Les bielles de commande des distributeurs d'admission portent, à leurs extrémités, des cliquets qui sont déclanchés lorsqu'ils viennent en contact, grâce au mouvement imprimé au système, avec une came dont la position est déterminée par le régulateur. Ce dispositif permet d'obtenir une vitesse de rota-

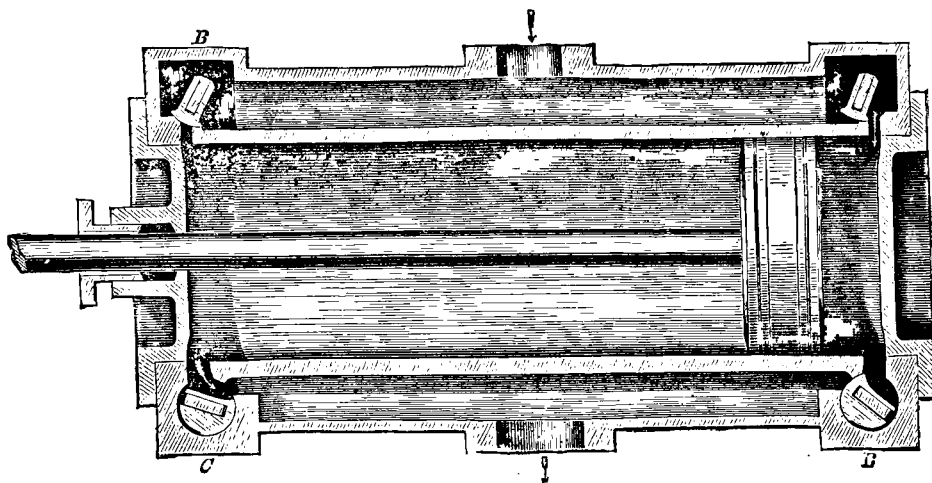


Fig. 34. — Cylindre de machine Corliss.

tion très régulière par suite des limites précises entre lesquelles il devient possible de varier l'introduction.

Les particularités du type Corliss sont clairement indiquées dans les figures ci-contre empruntées à M. Harris.

Les distributeurs d'admission sont en A et B, et ceux d'échappement en C et D. Ceux-ci, formés par une portion de cylindre, peuvent prendre un mouvement de rotation alternatif autour de leur axe et ne présentent de partie en contact avec la glace alésée que ce qui est strictement nécessaire pour assurer la distribution. L'ajustage est facile puisque le tiroir est tourné et sa glace alésée au même diamètre. Afin de permettre au distributeur de s'ajuster en toutes circonstances sur son siège, même si l'arbre de commande

prend une certaine obliquité, l'assemblage des deux parties est fait de la manière suivante : le distributeur porte une rainure longitudinale dans laquelle l'arbre, qui est en cette partie rectangulaire, s'ajuste à frottement doux. Ce dispositif permet un certain jeu latéral, remédie à l'usure et prévient les fuites de vapeur.

Les figures suivantes montrent l'arrangement du distributeur et de son arbre qui sont représentés en coupe transversale, en élé-

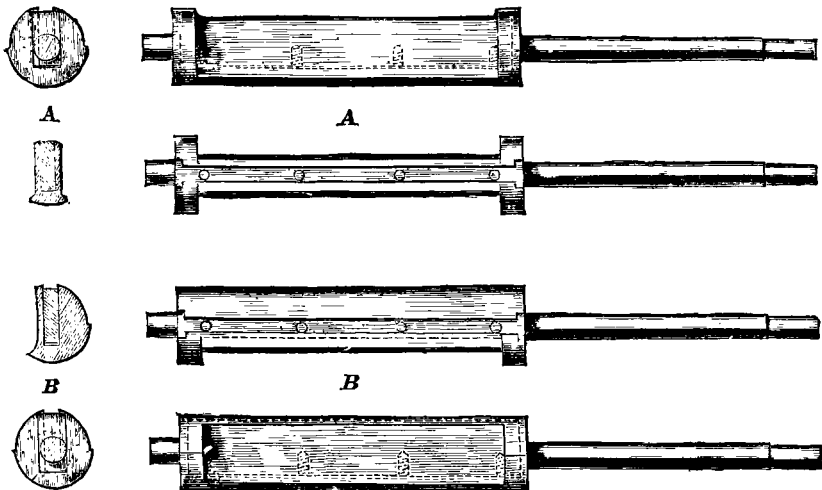


Fig. 35. — Distributeurs Corliss-Harris.

vation et en plan. L'arbre sort de la boîte à vapeur, sans l'intervention d'un presse-étoupes, à travers une bague ajustée, et le peu de vapeur qui vient à fuir s'échappe par un petit tuyau monté sur la chambre D, de manière qu'il ne peut se produire de fuite au dehors.

En réalité, l'étanchéité est produite par la bague *a* ajustée sur l'arbre et contre laquelle celui-ci est pressé par la vapeur. Cette bague se rode en s'usant, de sorte qu'il n'y a pas à craindre de fuites après un certain temps d'usure.

Un autre détail intéressant de la machine Corliss, c'est le *dash-pot*. On appelle ainsi un appareil destiné à servir de frein et à modérer la fermeture du distributeur. Il se compose d'un cylindre aplati dans lequel se meut un piston attaché à l'arbre des distributeurs.

La fermeture de la valve est graduée et le choc évité par suite de la résistance que présente l'air enfermé dans le cylindre lors de la chute du piston. Cet appareil est représenté figure 37 tel qu'il est construit par MM. Watts, Campbell and et C^o, qui ont tant contribué à répandre l'emploi du type Corliss en Amérique, particulièrement pour l'éclairage électrique.

Le piston annulaire FF se meut dans le cylindre DD. Dans la partie située au-dessus de B, se trouve une chambre où le piston fait en montant un vide partiel, ce qui augmente l'effet du ressort de rappel ou sert à le remplacer. Un petit robinet, qui n'est pas représenté,

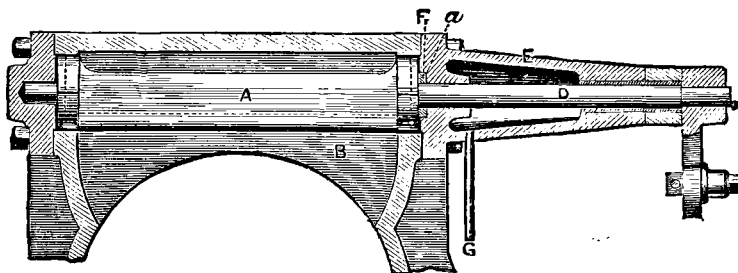


Fig. 36. — Distributeur Corliss-Harris.

permet de régler le degré de vide. Le piston D descend lorsque le distributeur se referme et, quand ce dernier arrive un peu avant l'extrémité de sa course, masque l'orifice F par où l'air s'échappait. Ce qui en reste à l'intérieur du cylindre forme un matelas élastique qui arrête le mouvement du système sans choc appréciable.

Comme nous l'avons vu plus haut, le dash-pot fut inventé par Sickels. Dans le dispositif original de ce dernier, l'air était remplacé par de l'eau et l'appareil était vertical au lieu d'être horizontal, comme aujourd'hui.

La machine Corliss est le prototype d'un grand nombre de machines du même système conçues suivant un principe analogue et répandues en Europe et en Amérique. Les traits caractéristiques de ces machines peuvent se résumer ainsi qu'il suit :

1^o Emploi de quatre distributeurs indépendants, deux pour l'admission et deux pour l'échappement, afin de réduire au minimum les espaces morts ;

2^o Adoption de distributeurs à mouvement de rotation alter-

natif, faciles à ajuster et à entretenir, commandés par des transmissions extérieures ;

3° Emploi d'un plateau unique actionné par l'excentrique qui commande les quatre distributeurs et leur communique des vitesses variables, suivant le point de leur course alternative où ils se trouvent.

Nous avons vu plus haut comment était atteint ce résultat, qui a pour effet de permettre l'ouverture totale des conduits de vapeur pendant un temps appréciable, diminuant ainsi le laminage.

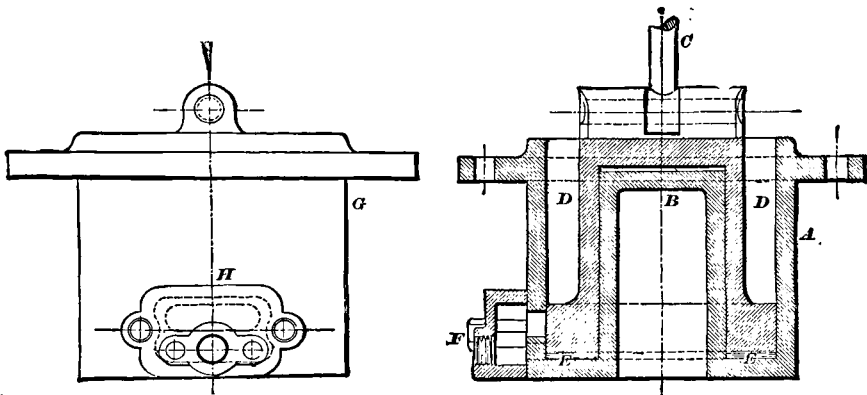


Fig. 37. — Dash-pot.

4° Usage d'un système mécanique très ingénieux ayant pour but d'opérer automatiquement le déclenchement des distributeurs au moment considéré de manière à régler facilement la détente dans les proportions voulues ;

5° Adoption générale de la détente variable par le régulateur, ce dernier agissant sur le mécanisme de déclic. Cela permet de proportionner exactement, et de la manière la plus économique, le travail à l'effort à produire, de manière que les variations de vitesse soient minima pour les variations déterminées de cet effort ;

6° Emploi d'un mécanisme de détente variable, aussi peu résistant que possible, afin que le régulateur conserve la plus grande régularité d'action et la plus grande sensibilité possible ;

7° Adoption générale d'une forme de bâti et d'une disposition

d'ensemble qui permettent de combiner la rigidité et la résistance avec le moindre poids et la construction la plus économique qu'il soit possible.

Il résulte de ces conditions particulières une forme de machine différant, dans son ensemble comme dans ses détails, des anciens appareils. L'expérience a prouvé que ce système est économique et susceptible d'une très grande régularité de fonctionnement, enfin

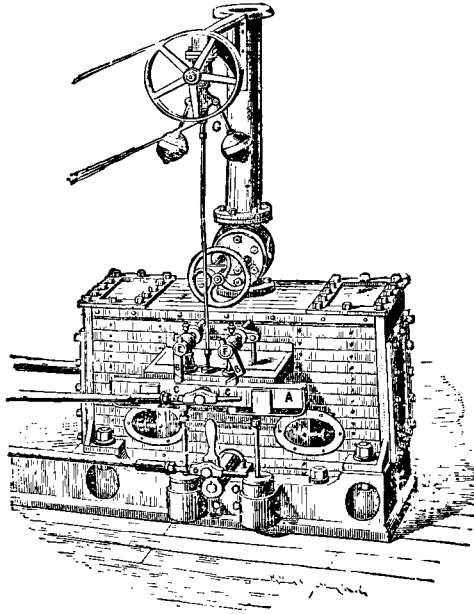


Fig. 38. — Machine Greene.

que sa durée est beaucoup plus grande et d'un entretien beaucoup moins coûteux qu'on le supposait à l'origine, étant donnés les organes délicats qu'il comporte.

La *machine de Greene* (fig. 38) possède quatre distributeurs comme celle de Corliss. Le mécanisme de distribution consiste en une barrette A, parallèle à la tige du piston, et menée par un excentrique calé à peu près comme la manivelle. Cette barrette porte des taquets CC supportés par des ressorts, et dont le régulateur peut modifier la position verticale. Ces taquets commandent les distributeurs, par l'intermédiaire des manivelles BB et des arbres EE

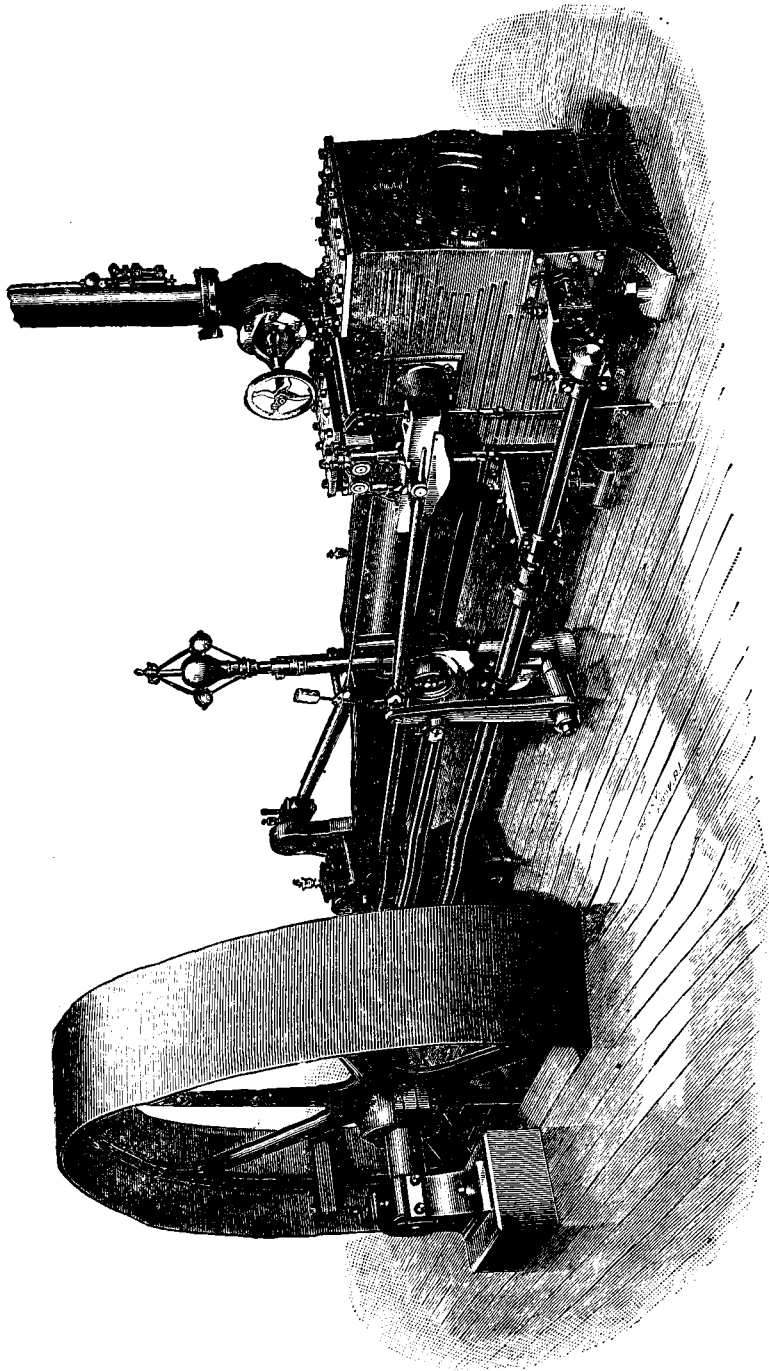


Fig. 39. — Machine Greene.

avec lesquels ils restent en contact plus ou moins longtemps, déterminant ainsi des périodes variables d'introduction, suivant que le régulateur les relève lorsque la vitesse de la machine diminue ou les abaisse lorsqu'elle augmente. Les soupapes d'échappement sont mues par un excentrique indépendant calé, comme généralement dans les Corliss, à angle droit de la manivelle. L'indépendance des deux excentriques d'admission et d'échappement et le parallélisme du mouvement de commande des distributeurs d'introduction par rapport à celui du piston, permettent de faire varier la période de détente entre 0 et 1. Dans l'arrangement usuel, lorsque les distributeurs d'échappement et d'admission sont commandés par le même excentrique, la période d'introduction ne peut varier que de 0 à 1/2. Il en est ainsi dans les Corliss où ce mode de construction a néanmoins été préféré, afin d'assurer la fermeture des distributeurs par une transmission rigide, au cas accidentel où le rappel ne serait pas effectué par les ressorts disposés à cet effet. Il existe un grand nombre d'autres machines appartenant à la classe considérée (c'est-à-dire munies d'un mouvement de commande de l'échappement, indépendant de celui de l'introduction) dont la description nous entraînerait trop loin. Au nombre de celles-ci se trouvent : la machine Wright, construite par une des plus anciennes et des meilleures maisons des Etats-Unis ; la machine Brown, très employée dans les filatures de la Nouvelle-Angleterre, et réputée pour son excellente exécution et son haut fini, aussi bien que pour son bon rendement et sa résistance à l'usage ; la machine Fitchburg et beaucoup d'autres. On trouvera dans la figure suivante le dessin d'une machine très ingénieuse appartenant à la même classe ; nous voulons parler de la machine Wheelock.

La boîte à vapeur est placée sous le cylindre et les distributeurs d'échappement et d'admission sont situés côte à côte ; le premier sert à la fois pour déterminer dans le cylindre les périodes d'introduction et d'échappement ; il joue donc à peu près le même rôle que le tiroir ordinaire à coquille ; le second agit simplement comme le ferait un tiroir de détente. Le plus important des deux, le distributeur d'échappement, est placé le plus près possible de l'extrémité du cylindre de manière à permettre un échappement aussi

direct que possible. Ce distributeur, légèrement cône ainsi que son siège, est disposé de manière à rattraper l'usure. Ces distributeurs

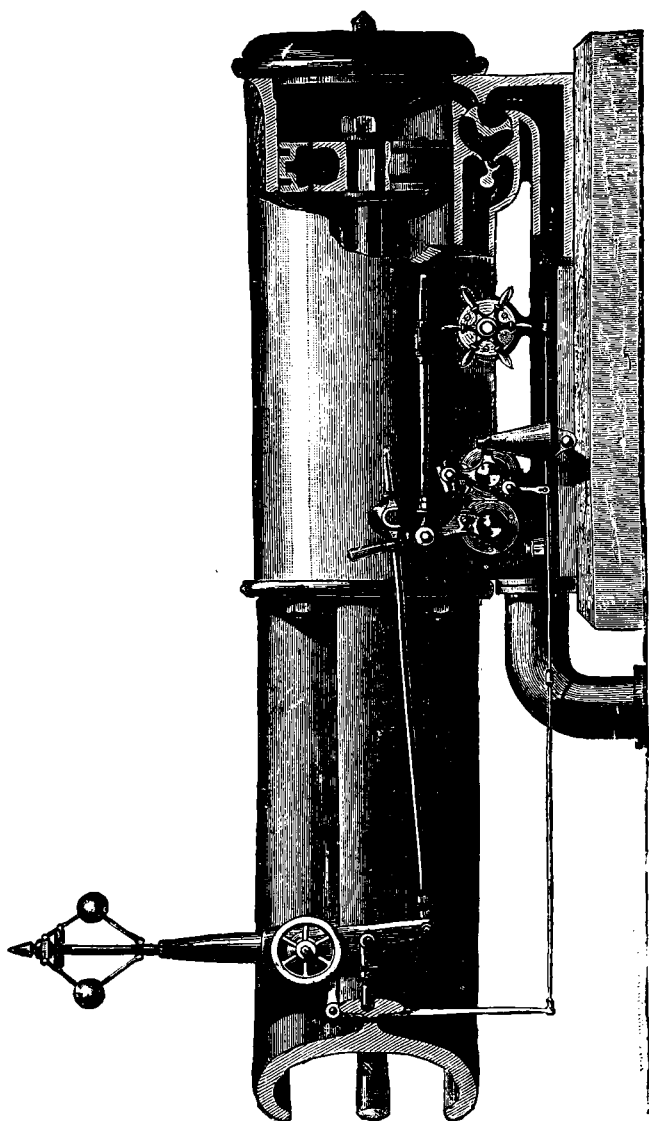


Fig. 40. — Machine Wheellock

sont supportés par des tourillons en acier et les surfaces de contact sont aussi dures que possible, afin de réduire l'usure. Le distri-

buteur d'admission, ou organe de détente variable, est au contraire plus éloigné de l'extrémité du cylindre que dans l'arrangement type de Corliss ou des autres constructeurs. Il n'y a qu'un conduit de vapeur à chaque bout, ce qui diminue encore les espaces morts et les chances de fuite au condenseur, au cas où les distributeurs d'admission ne seraient pas étanches. Dans les machines les plus récentes de cette espèce, on emploie, pour l'admission, un tiroir à grille, analogue à celui qu'on trouvera dans le volume II. Dans cette machine (et nous rappelons qu'il doit en être de même dans toutes celles où le régulateur n'est pas commandé par une transmission rigide), la commande de l'arbre au régulateur est disposée de telle sorte que, si la courroie casse, la valve d'admission est fermée automatiquement de manière à stopper la machine. Avec les machines appartenant à la classe que nous venons de décrire, et particulièrement avec la dernière, on obtient une régularité de rotation et un asservissement si parfait aux indications du régulateur que l'on a pu n'observer qu'une variation de vitesse d'un demi-tour par minute après avoir diminué soudainement des cinq sixièmes l'effort résistant.

Les machines mono-cylindriques et compound sont toutes deux d'un usage courant dans les usines, et l'on construit, dans chacun de ces systèmes, des appareils appartenant à toutes les classes dont nous avons parlé. Jusque dans ces derniers temps, les machines fixes comprenaient un cylindre unique ou, lorsque la puissance était considérable, une paire de cylindres indépendants actionnant des manivelles à angle droit. Aujourd'hui, les machines Corliss et autres, même de petites machines à grande vitesse, sont du système compound, chacun des deux groupes de mécanisme étant analogue, dans son ensemble ou dans ses détails, à celui de la machine mono-cylindre du même type. Ces appareils sont souvent construits en « tandem ». Les cylindres sont alors placés dans le prolongement l'un de l'autre et leurs pistons fixés à la même tige. Souvent aussi, les deux groupes, placés côte à côte, et constituant chacun, pour ainsi dire, une machine complète, commandent des manivelles calées à angle droit ; dans le cas d'une machine à triple expansion, les manivelles sont calées à 120°. Ces machines, comme nous le verrons plus loin, possèdent un réservoir inter-

médiaire qui reçoit la vapeur d'échappement du cylindre à haute pression et en alimente le grand cylindre sans que la pression qui y règne s'écarte sensiblement d'une certaine moyenne déterminée par les conditions du fonctionnement.

Presque toutes les machines que nous allons décrire sont du système compound ou à triple expansion.

La machine fixe multicylindre est rarement construite suivant les mêmes données que la machine marine. La nécessité de disposer deux manivelles et les objections à l'emploi d'un volant n'existent pas ici, non plus que l'obligation de réduire le poids ou l'encombrement de la machine, considération de la plus haute importance à bord. C'est pourquoi, ces conditions particulières étant écartées, on s'attache surtout, dans les machines fixes, à diminuer les frais de construction.

Les machines tandem sont parmi les plus répandues des machines fixes à double expansion, aux Etats-Unis du moins. Dans ce type, comme on peut s'en rendre compte par l'examen de la figure 41, les deux cylindres sont montés dans le prolongement l'un de l'autre et actionnent la même tige et la même manivelle. C'est généralement le cylindre à basse pression qui est fixé au bâti et le petit cylindre qui se trouve le plus éloigné de la manivelle. Il faut s'attacher à ce que le conduit de vapeur d'un cylindre à l'autre soit aussi direct que possible. Dans certains cas, les deux cylindres sont placés directement l'un contre l'autre, disposition qui entraîne certaines difficultés en ce qui concerne la garniture de la tige des pistons, sur le fond commun aux deux cylindres, mais offre une grande compacité.

La machine Corliss compound fut d'abord introduite par d'autres constructeurs, puis perfectionnée par M. George H. Corliss lui-même.

Cette machine est le plus souvent du système tandem, dont nous venons de parler, et dans lequel deux pistons, de diamètres différents, actionnent, par l'intermédiaire d'une tige unique, les organes communs de transmission; il n'y a qu'une bielle, qu'une manivelle, qu'un excentrique et qu'un bâti. Ce dispositif est simple, peu coûteux et peu encombrant; il donne en somme sensiblement les mêmes résultats économiques de la machine compound à deux manivelles.

On trouvera, figure 41, une semblable machine due aux plans de M. Edwin Reynolds. Il serait probablement difficile de mieux combiner la simplicité et le bon marché avec l'économie de fonctionnement; non plus que d'arriver, au point de vue de l'encombrement, à une meilleure disposition des organes. La longueur

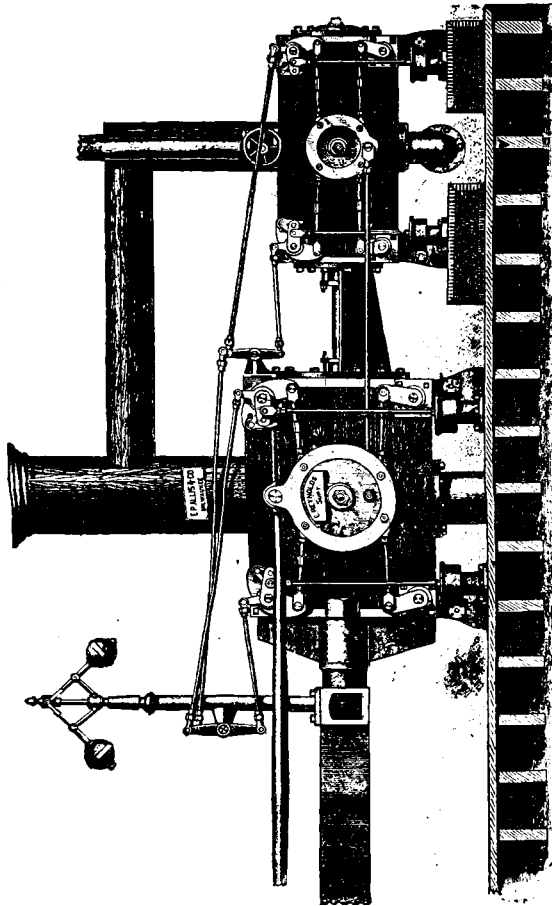


Fig. 41. — Machine compound tandem.

est nécessairement un peu plus grande, mais la largeur n'excède pas celle d'une machine monocylindre.

Les machines de cette classe se sont montrées très économiques. Par exemple celles que M. Corliss a construites pour l'usine de Nourse n'ont consommé que 0^k,720 de charbon par cheval-heure.

La même machine, non compound, dans des conditions identiques, ne consommerait probablement pas moins de 0^k,900, ce qui peut être considéré comme la limite de consommation minimum des appareils monocylindres les plus perfectionnés, à condensation, et alimentés avec de la vapeur bien sèche.

L'inconvénient principal de la machine tandem réside dans la grande longueur du conduit de vapeur d'échappement du petit au grand cylindre, du moins pour la marche rétrograde du piston. Il est vrai que cet inconvénient est en partie compensé par la distance beaucoup plus faible que doit parcourir la vapeur lorsque le piston fonctionne dans l'autre sens.

Dans ces machines, le mécanisme de distribution est ordinairement du même système pour les deux cylindres, mais le régulateur ne commande ordinairement que l'admission au petit cylindre. La variation totale de la détente n'est ainsi opérée que par la modification de l'introduction au petit cylindre.

En Europe, plutôt qu'en Amérique, on emploie aussi la *machine Corliss compound jumelle*. Les deux mécanismes sont placés côte à côte comme dans les machines marines et actionnent des manivelles à angle droit. On rencontre aussi quelquefois des machines compound constituées par deux appareils monocylindres, séparés, indépendants et souvent éloignés l'un de l'autre ; le premier constitue le moteur à haute pression, le second le moteur à basse pression ; la vapeur d'échappement du cylindre de l'une se rend, comme dans toutes les machines compound, dans le cylindre plus grand de l'autre.

Ces diverses machines, qui présentent sensiblement le même rendement, jouissent d'une diminution de moitié environ des causes internes de refroidissement par comparaison avec la machine monocylindre ; il est vrai que les pertes extérieures par rayonnement ou convection et le frottement se trouvent augmentées, mais ce dernier dans une très faible proportion. En résumé, les appareils compound procurent une économie de vapeur d'environ 20 p. 100 relativement aux bonnes machines monocylindres.

Dans quelques circonstances, on a construit des machines compound qui, bien que possédant des cylindres inégaux, permettent, lorsque cela est nécessaire, une admission directe de la vapeur

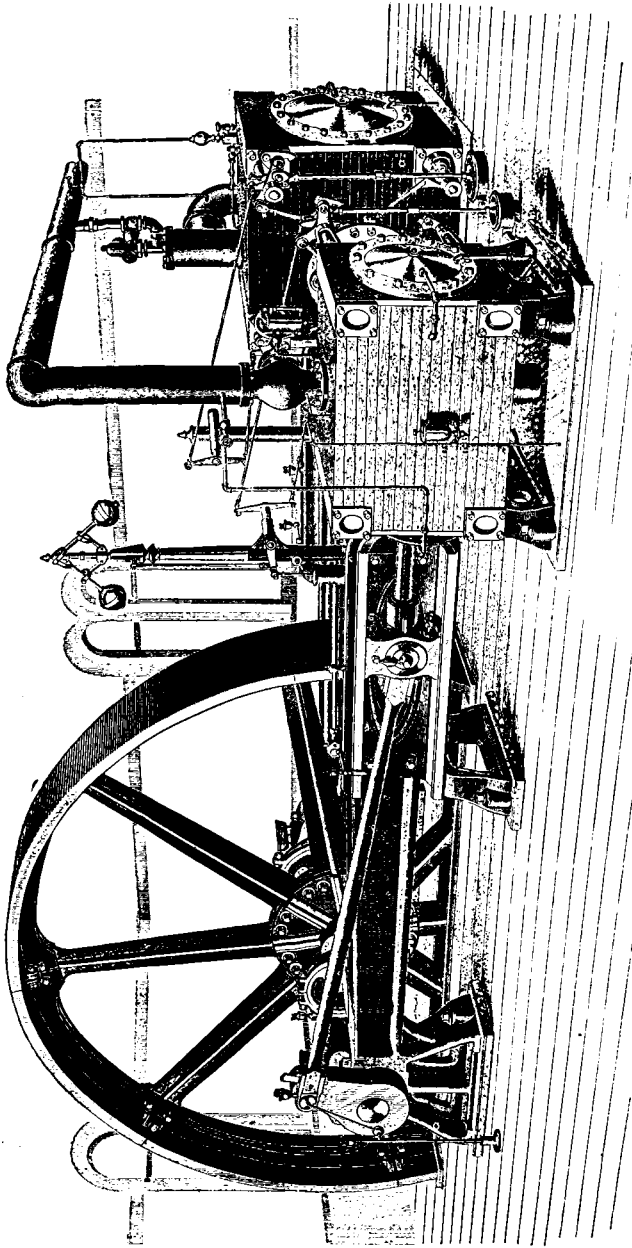


Fig. 42. — Machine Corliss compound jumelle.

des chaudières dans les deux cylindres, quand on a par exemple

momentanément besoin d'un notable accroissement de puissance. Ce système est également avantageux au cas où l'un des deux groupes d'appareils se trouve, par suite d'une avarie, dans l'impossibilité accidentelle de fonctionner. Des machines semblables à celles mentionnées dans le paragraphe précédent ont donné, lorsqu'elles marchaient en compound, de bons résultats économiques, malgré la distance qui séparait les deux cylindres, placés souvent dans deux ateliers distincts. Il faut alors s'opposer de toutes les manières possibles aux refroidissements extérieurs.

On trouvera, figure 42, un bon exemple d'une machine Corliss jumelle dans laquelle les deux manivelles sont calées à angle droit. La machine représentée a été construite par MM. Allis et C^o, suivant les plans de M. Reynolds, pour l'usine de Namquit.

Le réservoir intermédiaire est placé sous le parquet. Ce type est moins répandu en Amérique que la machine tandem, mais on en trouve néanmoins de très nombreux exemplaires.

La figure 43 représente une machine à triple expansion construite par la Société Corliss. Il y a deux cylindres à basse pression accouplés, l'un à la même manivelle que le cylindre admetteur, l'autre à celle du moyen cylindre. Les manivelles sont calées à angle droit. Les diamètres des différents cylindres sont respectivement de 0^m,50, 0^m,86 et 0^m,91 avec une course commune de 1^m,50.

Tous les cylindres sont chemisés, fonds et couvercles compris, et la vapeur est légèrement surchauffée. La condensation est opérée par mélange. Ces machines développent 1000 chevaux et consomment 0^k,650 de charbon par cheval-heure.

Il est souvent avantageux de transformer en compound des machines monocylindres, la méthode employée pour arriver à ce résultat devant évidemment varier suivant les dispositions que présente la machine à modifier. Quand l'appareil est à balancier, on ajoute un cylindre à haute pression que l'on relie au balancier par l'ancien tourillon de la pompe à air. Les machines verticales, particulièrement celles qui se trouvent à bord des bateaux, peuvent être transformées par l'addition d'un cylindre à haute pression, placé au-dessus de l'ancien cylindre qui devient ainsi cylindre à basse pression ; les deux tiges de pistons sont montées sur la même

tige. Il existe bien des cas où la transformation ne peut s'opérer qu'en ajoutant, à quelque distance de l'ancienne machine, un

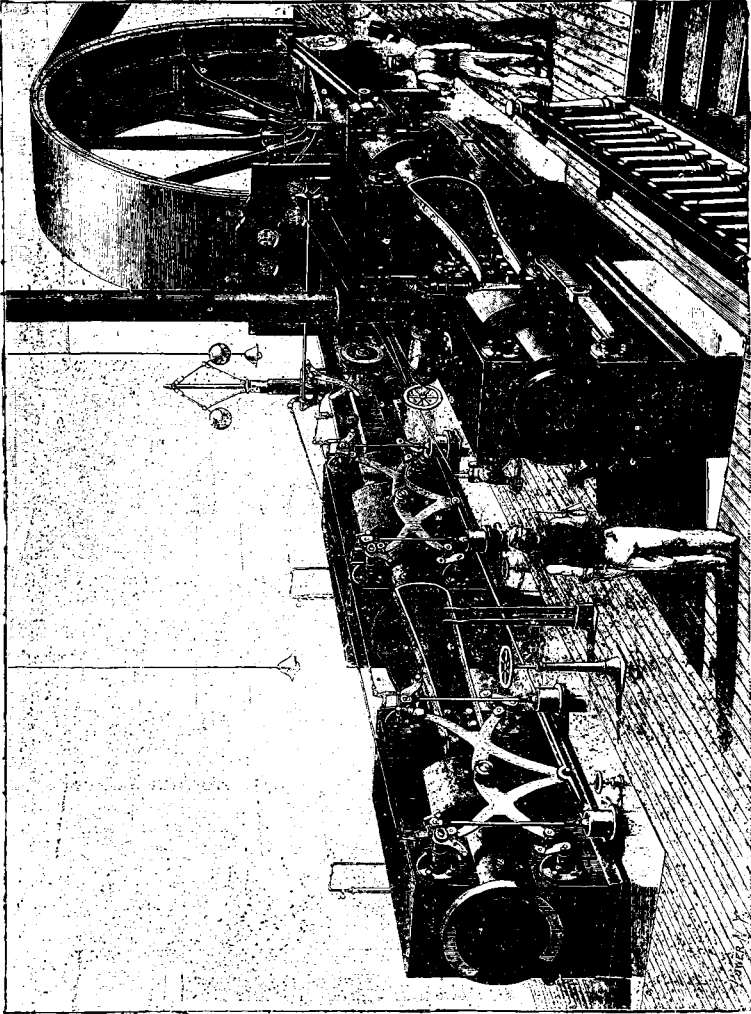


Fig. 43. — Machine Corliss à triple expansion.

nouveau groupe à haute pression qui alimente l'ancienne machine de sa vapeur d'échappement.

Le bénéfice que l'on pourra retirer d'une semblable transformation dépendra en grande partie des conditions suivant lesquelles

elle aura été faite. Si l'on a affaire à une vieille machine fort peu économique, le gain sera d'autant plus considérable que la machine se trouvera entièrement remise à neuf. Dans d'autres applications, le bénéfice sur lequel on est en droit de compter sera moindre ;

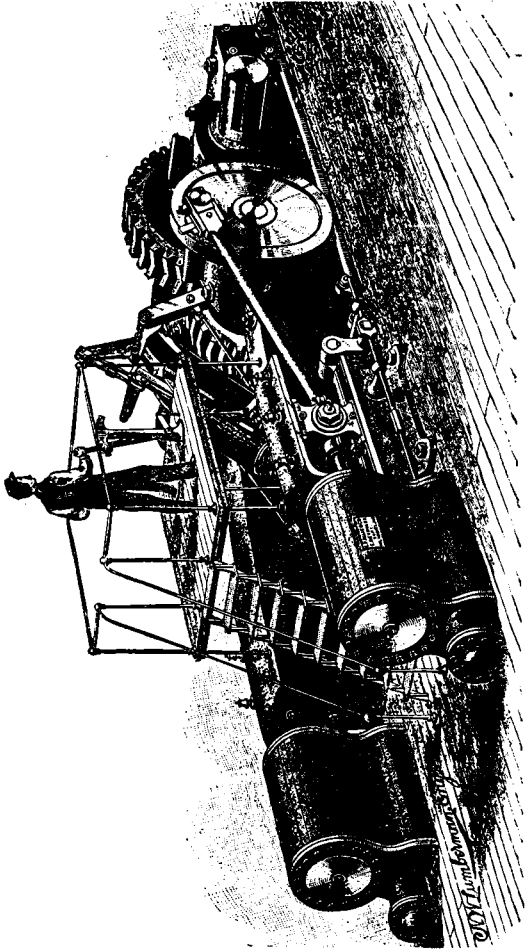


Fig. 44. — Machine pour train réversible.

il proviendra uniquement de la réduction des condensations intérieures, avantage en partie contre-balancé par l'accroissement de frottement. La transformation peut amener une réduction de moitié dans le premier cas, mais seulement de 10 p. 100 dans le second.

Les machines qui actionnent des laminoirs sont ordinairement construites dans ce but spécial et munies de changements de marche.

On trouvera, figure 44, un exemple de ces appareils. Le bâti, en fonte et très robuste, repose sur les fondations suivant toute sa longueur. Ce bâti est simple pour chaque groupe de cylindres et porte, venu de fonte, le palier moteur correspondant et celui de l'arbre de transmission. Ces derniers sont munis de rattrapages de jeu.

Les tiroirs, cylindriques, sont placés sous les cylindres, de manière que l'eau qui peut s'y être condensée trouve une issue facile et constante, ce qui diminue le danger des coups d'eau. Les boîtes à tiroirs sont venues de fonte avec les cylindres.

Pour les très gros laminoirs, tels que ceux dont on se sert pour la fabrication des plaques de blindage, on a souvent besoin de moteurs très puissants, capables d'être instantanément renversés et susceptibles de fonctionner également bien dans les deux sens de la marche. On trouvera (fig. 45) l'exemple d'une semblable machine construite par MM. Allis, d'après les plans de M. Reynolds, pour MM. Carnegie, Phipps and C^o, de Pittsburgh. Il n'y a pas de volant, et ces machines, très robustes, sont étudiées de manière à pouvoir fonctionner à une grande vitesse de rotation.

Les cylindres ont 1^m,016 de diamètre sur 1^m, 372 de course ; ils comportent une distribution sans déclivité du système Corliss Reynolds. La vitesse n'est contrôlée que par le mécanicien et varie en pratique de 15 à 120 tours par minute. La puissance est transmise à l'arbre des laminoirs par une paire de pignons à engrenages hélicoïdaux, en acier.

Le changement de marche, opéré au moyen d'un servomoteur à vapeur, est commandé par un levier placé sur la plate-forme où se tient l'agent de service, et d'où il embrasse l'ensemble de sa machine et du laminoir.

La classification des machines en appareils à *grande et petite vitesse* convient mieux aujourd'hui que les précédentes et fait mieux ressortir les tendances actuelles. On peut, suivant cet ordre d'idées, diviser les machines en deux classes :

1° Les machines qui commandent par courroie ou engrenage les appareils à faire mouvoir et ne sont pas adaptées à une transmission directe ;

2° Les machines spécialement construites pour commander directement des appareils à grande vitesse, tels que des dynamos.

La première catégorie est encore aujourd'hui préférée par les

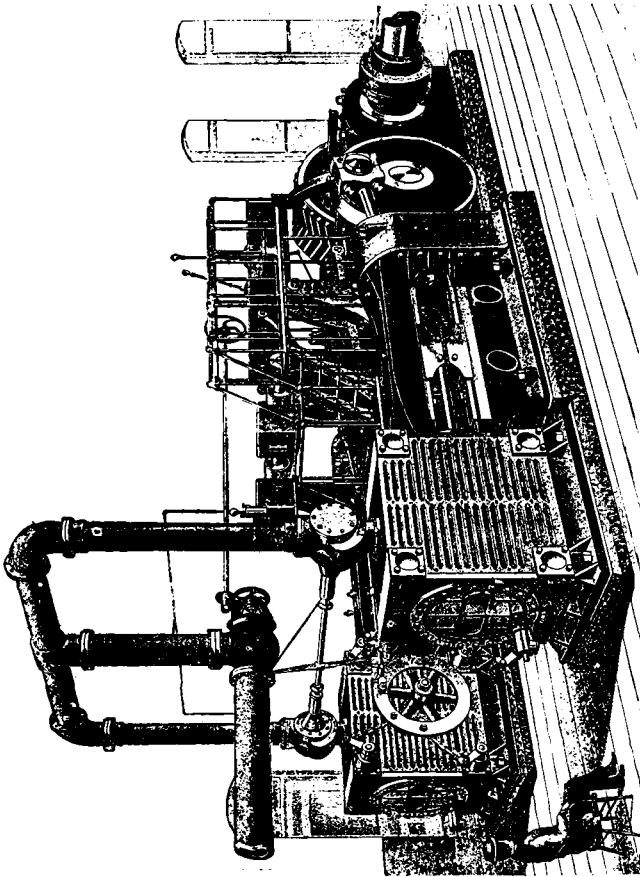


Fig. 43. — Machine à changement de marche pour laminoirs.

ingénieurs de l'ancienne école. La seconde, qui se compose des machines dites à grande vitesse, gagne du terrain tous les jours et certains mécaniciens y ont recours, même quand la transmission ne doit pas être opérée directement. On n'est pas absolument d'accord sur la question de savoir si ces machines sont encore dans la

période d'expérimentation ou si on doit les considérer comme définitivement entrées dans le domaine de la pratique.

Nous avons vu plus haut que l'un des facteurs du fonctionnement économique des machines était la vitesse du piston et qu'il importait de pousser celle-ci à son maximum, du moins dans des limites conciliables avec la sécurité. On peut ainsi réduire la condensation initiale à chaque coup de piston, grâce à la diminution des écarts de température dans le cylindre, le temps accordé à chacune des phases se trouvant d'autant plus petit que le piston va plus vite. C'est un excellent moyen d'améliorer le fonctionnement économique d'une machine, puisque l'utilisation de la vapeur croît en raison inverse des condensations et réévaporations intérieures.

De l'augmentation de vitesse découlent encore d'autres conséquences. Outre la plus grande économie absolue, il en résulte cet avantage que le volant peut être beaucoup moins lourd, ce qui entraîne une réduction du frottement dans les paliers ; en outre, les machines à grande vitesse obéissent mieux à leur régulateur, présentent de moins grandes variations de vitesse par tour, et nécessitent des transmissions moins coûteuses et qui absorbent moins de résistance.

La classe de machines que nous allons examiner est, mieux que toute autre, appropriée à l'adoption de grandes vitesses de piston, tous les organes étant spécialement étudiés dans ce but spécial.

La seule objection que l'on puisse faire à l'emploi de ce genre d'appareils réside dans l'augmentation des chances d'usure ou d'échauffement et dans la crainte de voir les accidents, auxquels ils sont peut-être exposés davantage, prendre plus d'importance et présenter plus de dangers par suite de la grande vitesse dont sont animés tous les organes. Aussi, est-ce à pallier ces différents inconvénients que s'attachent tous les constructeurs de machines à grande vitesse. Les précautions à prendre consistent surtout : à augmenter la résistance et la raideur de tous les organes qui subissent l'effet de l'inertie des pièces animées d'un mouvement alternatif, d'opérer avec soin l'ajustage des différentes parties, d'avoir recours à une exécution irréprochable, d'employer les meilleurs

matériaux possibles et d'assurer un excellent système de graissage pour éviter les échauffements.

Telles qu'on les construit aujourd'hui, ces machines présentent des courses relativement plus faibles que les appareils antérieurs, ce qui, toutes choses égales d'ailleurs, tend à augmenter leurs pertes par condensations intérieures. C'est à ce fait, joint à ce que les conduits de vapeur, de très large section, augmentent le volume des espaces morts, que les machines à grande vitesse doivent de n'être pas beaucoup plus économiques que les autres. En outre, comme il faut une grande période de compression pour neutraliser en partie l'influence des espaces morts, la puissance absolue d'une machine de dimensions données se trouve diminuée d'autant, mais cette fois, bien entendu, pas aux dépens de la consommation.

Quant aux types usuels de machines, ils se prêtent mal à une notable augmentation de vitesse de piston, surtout en raison de leur complication et particulièrement s'ils sont munis de distributions à déclat.

La machine *Porter-Allen*, appelée ainsi du nom de ses inventeurs, fut en réalité la première des machines à grande vitesse. M. C.-T. Porter fut le promoteur de cette classe d'appareils, tandis que M. J.-F. Allen s'occupa d'en étudier la construction, particulièrement en ce qui concerne la distribution.

Dans cette machine, représentée figure 46, le cylindre est relié au bâti comme dans l'appareil de la figure 25, beaucoup de détails de construction, tels que le plateau-manivelle et les paliers, sont semblables. La distribution est notablement différente ; elle comporte quatre tiroirs, placés aux extrémités du cylindre, dont deux pour l'admission et deux pour l'échappement, qui sont équilibrés et d'un fonctionnement très doux. Ces distributeurs sont commandés, sans déclat, par une coulisse solidaire d'un excentrique calé sur l'arbre moteur. La bielle du tiroir est articulée sur un coulisseau qui peut se mouvoir dans ce secteur sous l'impulsion du régulateur. Le degré de détente, et par conséquent l'allure de la machine, est réglé par la position qu'occupe le coulisseau par rapport à l'axe de la coulisse.

Ces machines ont généralement une faible course, égale à deux fois au plus le diamètre du cylindre, et la vitesse de piston y est

généralement de 3 à 4 mètres par seconde¹. Comme la course est très faible, ces chiffres correspondent à une grande vitesse de

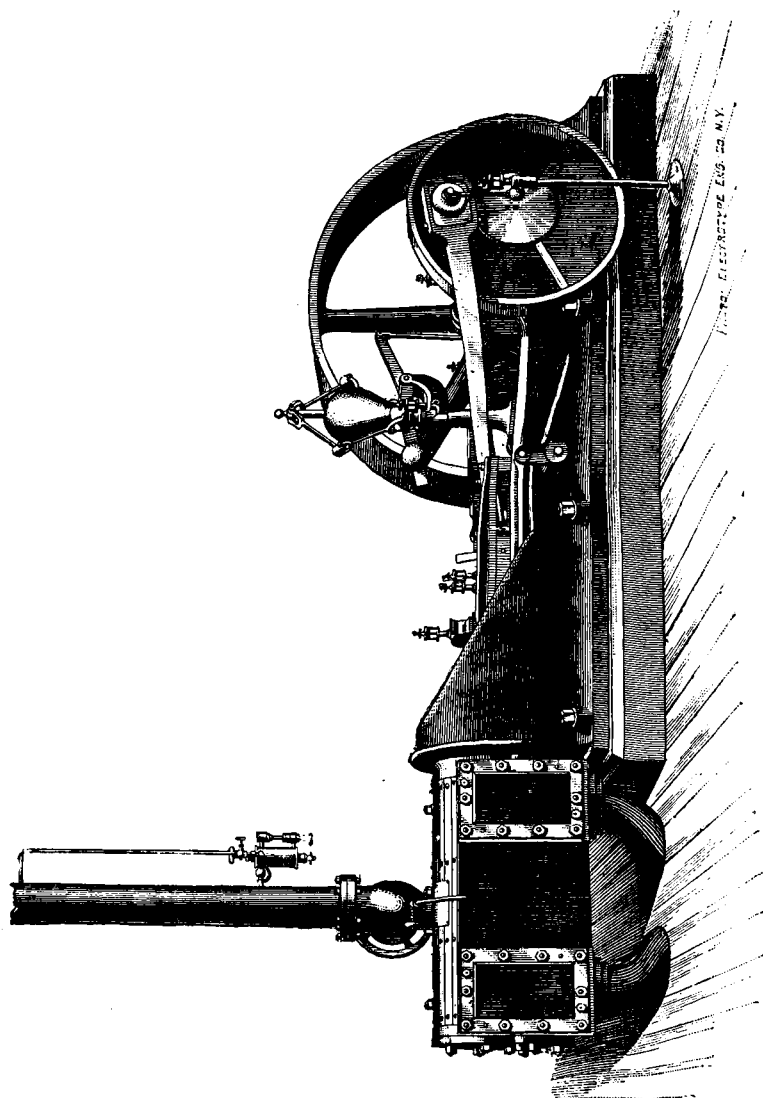


Fig. 40. — Machine Porter-Allen.

¹ Soit environ 600 fois la racine cubique de la longueur de la course mesurée en pieds.

rotation. Néanmoins ces machines ont un mouvement très doux et on a pu réduire le diamètre du volant.

Grâce à la faible course, la machine occupe peu de longueur; le bâti, rigide et indépendant, dispense de fondations coûteuses.

Les tourillons moteurs et tous les axes d'articulation sont rectifiés à la meule à émeri, ce qui assure leur parfaite cylindricité. Les tourillons de la manivelle et ceux de la crosse du piston sont cimentés et trempés. Toutes les articulations de la distribution sont munies de bagues en acier trempé et rectifiées. Grâce à ces précautions, ces machines peuvent fonctionner pendant des années sans usure appréciable et sans dérèglement de la distribution.

Quand on désire une grande stabilité et une rotation régulière, on est souvent obligé de doubler le nombre des cylindres et des manivelles, mais on peut se dispenser de recourir à ce dispositif avec les machines à grande vitesse, souvent plus stables avec une manivelle que les appareils à rotation lente avec deux.

Le régulateur est du système Porter bien connu.

Il doit sa puissance et sa sensibilité au poids additionnel qui lui est adjoint, lequel permet une grande vitesse de rotation, et à ce fait que les boules sont suspendues à des bras à fourche ayant chacun deux tourillons suffisamment écartés pour permettre au régulateur d'exercer, aux changements de vitesse, un effort relativement considérable, sans qu'il en résulte une diminution de la sensibilité.

Les machines à grande vitesse se répandent d'autant plus vite qu'on ne se borne plus à les utiliser pour la commande des dynamos, soit pour l'éclairage, soit pour le transport de la force par l'électricité. On cherche depuis quelque temps à remédier aux pertes de forces résultant des frottements qu'entraînent les arbres de transmission intermédiaires nécessités par les machines lentes. Aussi, la tendance actuelle est-elle de développer de plus en plus l'emploi des machines à grande vitesse, même lorsqu'elles sont un peu moins économiques sous le rapport de la consommation de charbon, et de leur faire commander l'arbre général de la transmission, soit par le moyen d'une courroie ou d'une seule paire d'engrenages, soit même en les accouplant directement, sans intermédiaire, sur cet arbre.

L'invention de la distribution Allen facilita la tâche de M. Porter, qui cherchait à répandre la machine à grande vitesse.

Cette distribution consiste, nous venons de le voir, en un excentrique unique actionnant une coulisse qui commande à la fois les tiroirs d'admission et d'échappement. Elle est disposée de telle sorte que la détente puisse être facilement et rapidement modifiée, dans les limites désirables, par un régulateur, du système Porter. On trouvera (fig. 47) l'arrangement de l'excentrique et de sa coulisse. Cet excentrique est calé comme la manivelle et son collier, en deux pièces, porte, à l'avant, venue de fonte, la coulisse à simple flasque qui reçoit la tige des tiroirs. L'articulation de cette coulisse est placée sur la ligne des centres et se compose de deux tourillons supportés par autant de petites bielles verticales articulées à leur partie inférieure au bâti de la machine. La coulisse porte, vers sa partie supérieure, un bouton qui commande, par le moyen d'une bielle spéciale, les tiroirs d'échappement, lesquels ne comportent pas de variation de course ni d'ouverture. Le coulisseau de la bielle des tiroirs d'admission peut glisser à l'intérieur de la coulisse, depuis sa partie haute dans le voisinage du bouton de la bielle des tiroirs d'échappement, jusqu'en face de l'axe d'articulation de l'excentrique sur ses supports. Le mouvement imprimé aux tiroirs est donc maximum quand le coulisseau est en haut de la coulisse, minimum quand il se trouve en bas de celle-ci ; dans les positions intermédiaires, la course des tiroirs se rapproche plus ou moins de ces deux extrêmes, entraînant par cela même des variations de détente. Grâce à cet arrangement ingénieux et au système plus ingénieux encore de tiroir, on obtient une distribution qui fonctionne avec précision à toutes les vitesses, pour les deux côtés du cylindre, et qui ferme les lumières avec une rapidité d'autant plus grande que l'admission se prolonge davantage. La vapeur entre dans le cylindre sensiblement à la pression de la chaudière et s'y maintient à cette pression pendant toute la période d'admission. La courbe de détente, relevée à l'indicateur, est régulière et le point de fermeture y est nettement indiqué.

On trouvera un dessin des quatre tiroirs et des orifices qu'ils commandent dans la figure 48, qui est une coupe longitudinale suivant l'axe du cylindre et qui permet de se rendre compte du

système de construction de ce dernier. Toutefois, il faut remarquer que la section est déterminée par un plan horizontal, les tiroirs étant disposés verticalement.

Les conduits d'échappement sont placés de telle sorte qu'ils puissent offrir, à l'eau condensée ou entraînée qui se trouverait dans le cylindre, un écoulement facile et direct. Les distributeurs sont équilibrés de manière à offrir le moins de résistance possible et disposés de telle sorte que l'on puisse rattraper le jeu qui pourrait s'y produire. La compensation est effectuée à l'aide d'un

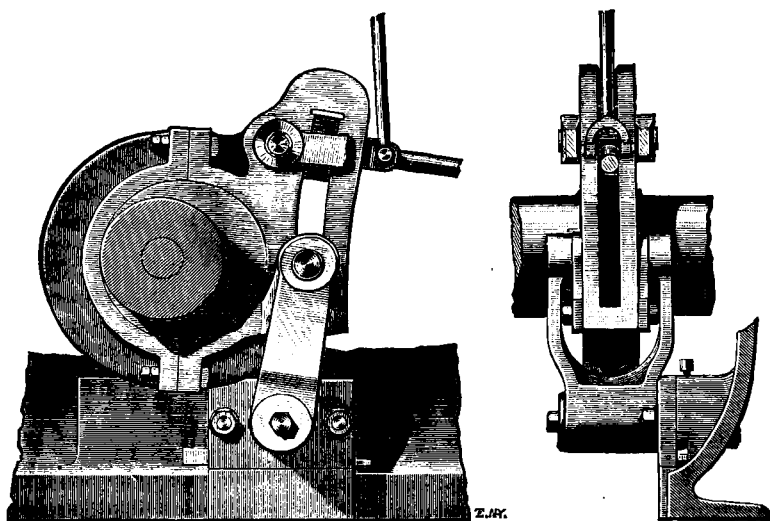


Fig. 47. — Excentrique et coulisse Allen.

tiroir auxiliaire fixe bien ajusté sur la glace et sur le dos du distributeur; on peut d'ailleurs rectifier à la main cet ajustage pour rendre le tiroir étanche et assurer son efficacité. Chaque tiroir est placé dans une boîte spéciale et peut être ajusté sur sa glace indépendamment des autres. A chacun d'eux correspondent quatre arêtes d'admission ou d'échappement déterminant autant d'orifices lorsqu'ils sont ouverts. Ces distributeurs sont mus, deux à deux, par la même tige qui les traverse et que des écrous servent à régler soit au début, soit au fur et à mesure que l'usure se produit. On peut donc à tout moment assurer la compensation, l'usure et le réglage de ces tiroirs. Un rocking-shaft intermédiaire (voir

plus haut la figure 46) entre la tige du tiroir et l'excentrique est disposé de manière à faciliter l'ouverture ou la fermeture rapide des lumières, conditions essentielles d'une bonne distribution.

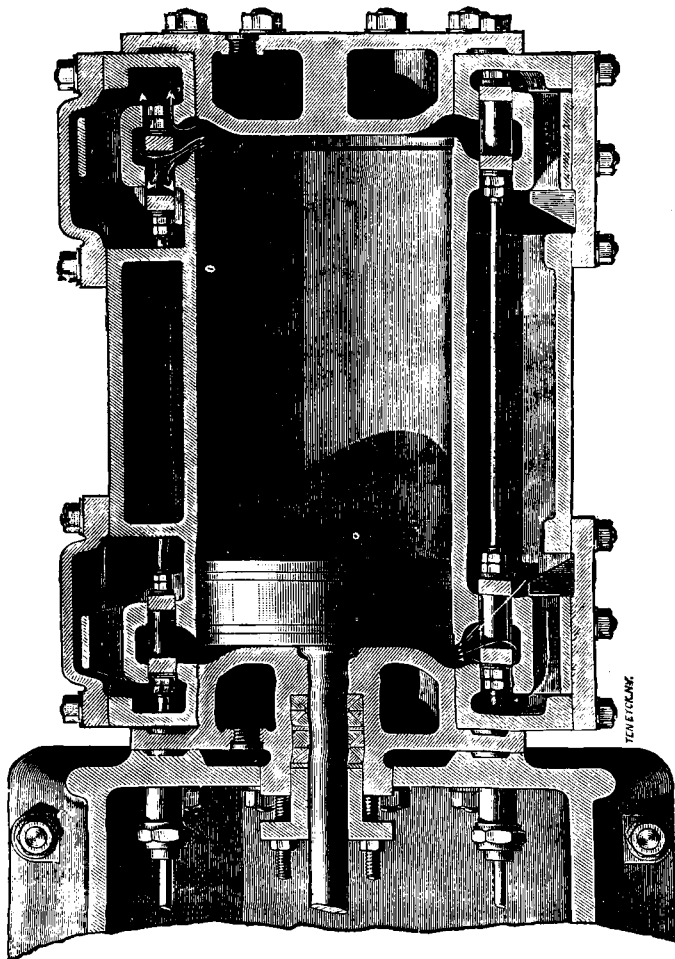


Fig. 48. — Cylindre de la machine Porter-Allen (coupe).

Les particularités que nous venons de décrire ne sont pas nécessairement spéciales aux machines à grande vitesse, bien que, dans ces dernières, il soit indispensable d'adopter des distributions efficaces et conduites par des transmissions rigides. La machine Porter pourrait, sous ce rapport, s'appliquer aussi bien à une vitesse

modérée. Toutefois, elle renferme certaines dispositions qui sont essentiellement caractéristiques et particulières aux machines de cette classe. Citons par exemple : la solidité et la rigidité du bâti et de tous les organes, l'extrême fini et l'ajustage parfait, l'excellente qualité des matériaux employés, particulièrement pour les organes exposés aux efforts de l'inertie. Ajoutons-y de nombreuses modifications de détail ayant pour objet d'adapter cette machine à un but spécial pour lequel l'on ne saurait admettre le moindre jeu dans les articulations, dans les paliers ou les têtes de bielle.

Le bâti est rigide, particulièrement dans les parties exposées à supporter les efforts longitudinaux ou transversaux dus à l'action de la vapeur ou aux effets de l'inertie. Il est large et profond, sa partie supérieure, qui relie le cylindre au palier, étant prolongée aussi haut que possible. Il affecte la forme d'une boîte rectangulaire, ce qui lui assure un grand moment d'inertie.

Le cylindre est attaché au bâti par son fond, dispositif dû à Corliss, nous l'avons vu, qui donne toute satisfaction et évite les désaxements ou les efforts intérieurs qui se produisent toujours avec les autres modes de fixation et sont dus surtout à la différence, sans cesse variable, de température entre les deux parties à relier.

Les paliers moteurs portent quatre coussinets ajustables au moyen de coins qui permettent le réglage dans le sens vertical comme dans le sens horizontal.

Tous les tourillons, particulièrement ceux de l'arbre et des têtes de bielle, sont faits avec un soin particulier et rectifiés sur calibre avant leur montage. Le bouton de manivelle est en acier doux, cémenté et trempé de manière à présenter une surface très dure, peu sujette aux grippages. Enfin on a apporté une attention toute particulière au graissage des différents organes, question dont l'importance, pour de semblables machines, n'échappera à personne.

M. Porter a compris de suite qu'il pouvait trouver un auxiliaire dans les forces dues à l'inertie des organes en mouvement, lesquelles contribuent à assurer la douceur du fonctionnement et la constance des efforts sur le bouton de manivelle. Au commencement de la course, l'inertie du piston, de sa tige, de la crosse et

en partie de la bielle contribue à créer un certain effort retardateur au moment où ils vont être soumis, de la part de la vapeur, à une force accélératrice. Cette résistance diminue, du point mort jusqu'à mi-course, où elle devient nulle, la vitesse des organes étant alors maximum. Ils sont, à partir de ce point, soumis à un effort retardateur qui trouve encore cette fois un antagoniste dans l'inertie des organes, laquelle tend à accroître l'effort sur le bouton de manivelle. Il résulte, pour ce dernier, du mouvement des organes alternatifs une diminution de l'effort moteur dû à la pression de la vapeur, au commencement de la course quand cet effort est maximum et une augmentation quand il est minimum, vers la fin de la course. D'où une plus grande uniformité du moment moteur pendant une course complète. On peut arriver à une bonne régularisation en proportionnant convenablement le poids des différents organes soumis à un mouvement alternatif. Il est néanmoins évident que, si la vitesse subissait un certain accroissement, le poids actuel de ces organes, simplement calculé pour résister aux efforts qu'ils ont à supporter, pourrait devenir suffisant pour assurer la constance de couple moteur. Il n'y a pas de raisons pour supposer que cette vitesse, laquelle paraît logiquement devoir être celle qui conviendrait théoriquement le mieux à une machine à vapeur, ne puisse un jour être atteinte en pratique.

La machine Porter-Allen est la première en date des machines à grande vitesse ; ce fut aussi l'une des premières de ce type auxquelles on appliqua le fonctionnement compound. Il paraissait évident que le régime économique de ces machines étant analogue à celui des meilleures Corliss, le bénéfice obtenu par cette transformation devait être le même ; c'est ce que l'expérience a du reste vérifié.

Cette transformation peut être opérée, comme pour les premières de ces machines, suivant un des systèmes que nous avons examinés, et il en résulte généralement les mêmes avantages. Dans quelques cas, l'économie de fonctionnement qui en découle n'est pas suffisante pour compenser les frais supplémentaires de construction et d'entretien, la plus grande complication, non plus que l'accroissement d'encombrement et de poids ; mais quand les pressions dépassent 4^{at}, 500 à 5^{at}, 500, on y trouve de très réels

avantages qui croissent dans le même rapport que les pressions. Si l'on adopte des pressions plus hautes encore, de 8^{ks} à $10^{\text{ks}}, 500$, un nouveau fractionnement de la détente paraît devoir s'imposer, et l'adoption de la triple expansion se traduit par une économie très sensible ; si l'on atteint des pressions de 14^{ks} à $15^{\text{ks}}, 750$, c'est à la quadruple expansion qu'il faut avoir recours. On obtiendra alors avec ces types de machine des résultats aussi économiques qu'avec les appareils à vapeur appartenant à d'autres catégories. La détente la plus avantageuse à adopter paraît être, dans chaque cylindre, de trois volumes au plus.

Une autre machine de la même classe est celle de M. Thompson, connue aussi sous le nom de machine de Buckeye. Cette machine ne fit pas, au début, concurrence à la première ; ce n'était en réalité qu'un appareil à vitesse moyenne. Elle possédait une distribution par transmission rigide, une détente variable par le régulateur et des tiroirs équilibrés ; grâce à sa stabilité et à l'excellence de sa construction, elle paraissait très bien appropriée aux grandes vitesses, tandis que les diverses dispositions que l'on avait adoptées pour sa construction la rendaient économique.

Le cylindre est, comme dans les machines Corliss, supporté sur un socle spécial ; le bâti consiste en une pièce portant, venue de fonte, les glissières et le palier moteur. L'arbre est supporté, du côté opposé à la manivelle, par un palier indépendant. Un support, placé sous les glissières, soulage le bâti des efforts transversaux causés par l'action de la crosse.

Les tiroirs sont d'une construction spéciale. Ils comportent deux pistons équilibrés et parfaitement étanches, grâce à des segments de forme particulière à l'intérieur desquels passe la vapeur qui y arrive à la pression des chaudières. Lorsque la valve est fermée, des ressorts en spirale appliquent les pistons sur les sièges qui les reçoivent, lesquels sont ménagés dans les tiroirs proprement dits. La vapeur est admise dans le cylindre par l'intérieur des tiroirs, à travers des lumières découpées dans leurs faces et qui viennent alternativement se présenter en face des orifices du cylindre.

Le tiroir de détente est constitué par deux plaques vv (fig. 49), fixées d'une manière rigide aux tiges hh $h'h'$, et qui se meuvent

sur des glaces entourant les lumières des tiroirs d'admission. Elles viennent alternativement les recouvrir d'une quantité déterminée par le régulateur. Ce dernier est d'un type qui n'a pas encore été décrit et notablement différent de celui que nous avons rencontré dans les machines citées jusqu'ici. Dans le régulateur ordinaire, à boules, ces dernières tournent autour d'un axe vertical, auquel elles sont articulées par deux bras qui leur permettent

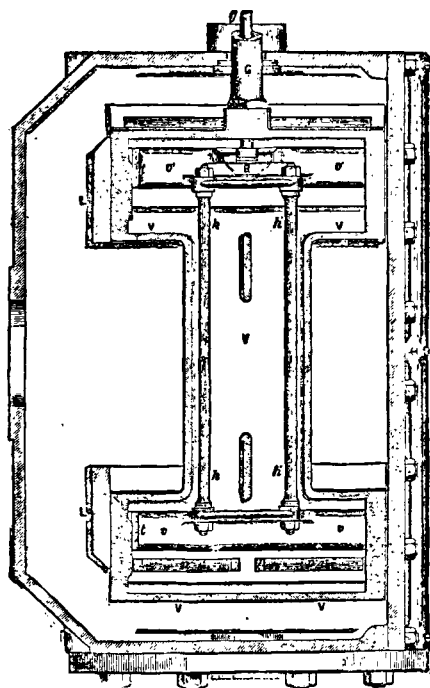


Fig. 49. — Plan du tiroir.

d'obéir à la force centrifuge et de prendre toutes les positions résultantes de cette dernière force d'une part, de leur poids et de celui des accessoires, ainsi que de la résistance exercée par le mécanisme de commande de l'autre. Le défaut de ces appareils consiste dans la constance de la force qui tend à ramener les boules vers le bas ; cette force constante, c'est la pesanteur. Les boules occupent toujours la même position pour une vitesse donnée de la machine ; en effet, le mécanisme qui relie les boules

avec les appareils de commande de la détente variable, ou du papillon suivant les cas, est tel qu'il établit une relation constante entre la position des boules et du mécanisme qu'elles actionnent. Il en résulte que l'on ne pourra régler très exactement la vitesse d'une semblable machine à moins que cette vitesse ne soit précisément la vitesse normale qui donnera au régulateur la position angulaire correspondante. Cette position détermine une détente ou une ouverture de valve telle que l'effort moteur sur le piston soit exactement celui qui est capable d'entretenir la vitesse normale. Si nous substituons à la gravité une force susceptible d'amener un tel changement dans la position des boules que la variation correspondante d'ouverture de papillon se prolonge jusqu'à ce que la vitesse soit redevenue normale, nous aurons obtenu ce qu'on appelle un régulateur *isochrone*. Ce dernier nous permettra de régler très exactement la vitesse de la machine, quelles que soient les variations éprouvées par la pression de la vapeur ou par l'effort résistant, à la condition, bien entendu, que la chaudière soit capable de fournir la quantité de vapeur nécessaire au fonctionnement avec le degré de détente le plus faible que comporte la machine. On arrive à ce résultat en remplaçant l'action de la gravité par celle d'un ressort convenablement disposé.

Le régulateur de la machine que nous décrivons appartient à cette classe. La seule précaution qu'il demande consiste à régler la tension du ressort dans un rapport, facile à déterminer, avec la force centrifuge.

Un tel régulateur, lorsqu'il est bien fait et bien ajusté, produira l'ouverture du papillon ou la diminution de la période de détente, à mesure que la pression tombera ou que l'effort résistant augmentera. Il continuera à se mouvoir dans la direction voulue, soit jusqu'au moment où la vitesse de régime sera atteinte, soit tout au moins jusqu'à ce que la machine produise le travail maximum dont elle est susceptible dans ces conditions. Ce régulateur, représenté figure 50, se compose essentiellement de deux bras placés contre l'arbre, et diamétralement opposés, à l'intérieur d'une boîte circulaire ou d'une poulie sur laquelle ils sont articulés en *bb*. Ces leviers portent des poids *AA* dont on peut régler la position, par rapport aux tourillons d'articulation, au moyen de vis indiquées

sur la figure. L'extrémité de chaque levier, opposée à l'articulation, est reliée par les bielles BB à l'excentrique CC ou sur l'arbre. L'effet de la force centrifuge, qui tend à écarter les deux poids, est contre-balancé par deux ressorts FF.

Suivant que l'une des deux forces antagonistes devient prépondérante, les deux contrepoids s'écartent ou se rapprochent, modifiant ainsi le calage de l'excentrique et par conséquent le degré d'introduction réglant ainsi la vitesse.

Le réglage de ce régulateur se fait facilement soit en déplaçant

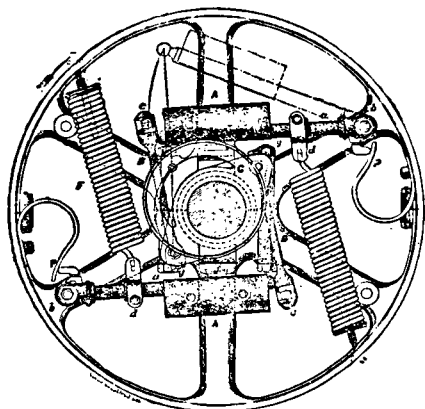


Fig. 50. — Régulateur Tompson.

les poids sur le levier qui les supporte, soit en les augmentant ou en les diminuant, suivant le besoin.

On trouvera, figure 51, l'ensemble d'une machine appartenant à la classe dont nous nous occupons et comportant un régulateur analogue à celui que nous venons de décrire.

On a souvent adapté un dash-pot à ces régulateurs qui, s'ils sont sensiblement isochrones, ont une tendance à osciller fréquemment et brusquement, afin de leur donner quelque stabilité.

L'indépendance des tiroirs d'admission et de détente, ainsi que l'emploi de deux excentriques, permettent l'adoption du degré de détente qui paraît le plus convenable, tandis que le fait de l'excentrique de détente se trouve à peu près calé comme la manivelle donne une large marge de détente variable par le régulateur : presque entre les limites maxima, soit de 0 à 1. A mesure que

l'excentrique tourne autour de l'arbre sous l'influence du régulateur, la détente subit des modifications correspondantes, l'avance croissant à mesure que l'admission diminue.

Dans la machine que nous examinons, le grand tiroir est conduit à la manière ordinaire, mais l'excentrique suit la manivelle au lieu de la précéder et l'admission se fait par les arêtes intérieures, c'est-à-dire à l'inverse de ce qui est d'usage.

En disposant le pivot du mouvement de sonnette qui commande le tiroir de détente sur le rocking-shaft du grand tiroir, on donne au premier de ces tiroirs, qui se meut sur le dos de l'autre, une course constante, quel que soit le degré d'introduction. Il en résulte

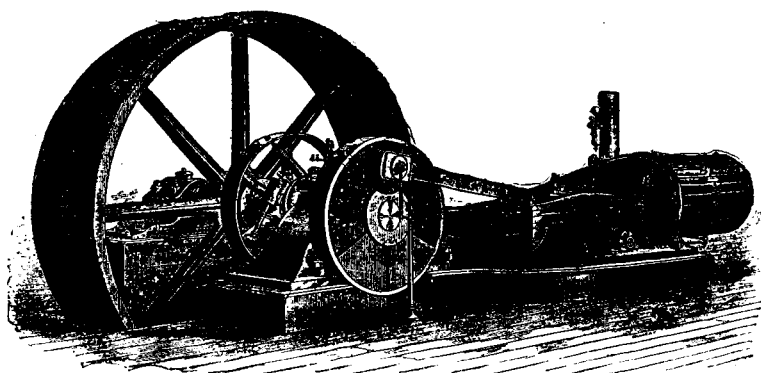


Fig. 51. — Machine Thompson.

une usure uniforme des surfaces frottantes et par conséquent plus d'étanchéité. Dans cette machine, comme dans tous les appareils similaires, une avarie survenue au régulateur entraîne l'arrêt de la machine et prévient tout emballement.

Dans certains cas, avec la forme la plus simple de tiroir, on adopte l'emploi d'un tiroir indépendant de détente commandé par un système de régularisation dit *automatique*. La machine, représentée figure 52 et construite par Sturtevant pour toutes les puissances au-dessous de 150 chevaux, nous servira d'exemple de ce genre de distribution. Les conduits, tracés dans le tiroir d'admission, ne traversent pas entièrement ce dernier, à l'intérieur duquel se trouve une glace cylindrique sur laquelle se meut un tiroir à pistons. Celui-ci reçoit d'un excentrique spécial un mouvement

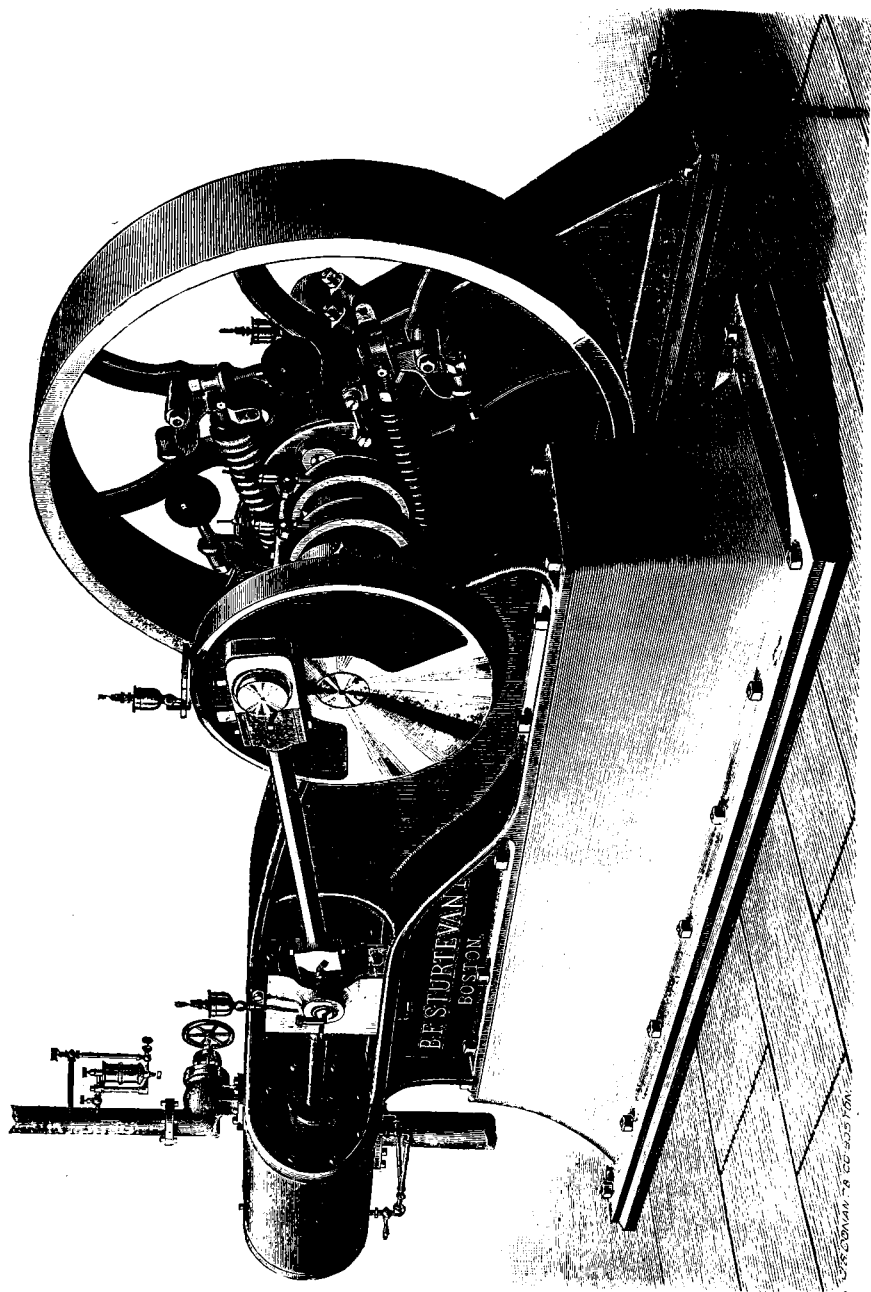


Fig. 52. — Machine à grande vitesse de Sturtevant.

différentiel par rapport à celui du tiroir principal; il découvre les orifices au début de la course. Le tiroir retourne ensuite en arrière pour couper l'admission au point déterminé par le régulateur. Comme les deux distributeurs se meuvent alors en sens contraire, la fermeture s'effectue très rapidement.

Les tiroirs de ce genre présentent une très faible course et sont en grande partie équilibrés. Le tiroir de distribution est disposé de manière à permettre l'introduction pendant les trois quarts de la course, la compensation du grand tiroir est opérée par une glace fixe ajustée sur son dos et sur la table du tiroir.

La machine, connue sous le nom *Straight line engine*, diffère au moins autant de chacune des précédentes que celles-ci diffèrent entre elles. Il n'y a plus, comme dans beaucoup d'autres d'ailleurs, qu'un seul tiroir accomplissant à la fois le rôle de tiroir distributeur et de tiroir de détente.

Cette machine, inventée par M. J.-F. Sweet, présente un très grand nombre de particularités intéressantes qui, pour être examinées en détail, demanderaient plus d'espace que nous ne pouvons leur en consacrer.

Le nom de cette machine (« straight line » : rectiligne) lui vient de la forme particulière de son bâti qui se compose de deux flasques parfaitement rectilignes et divergentes s'étendant entre le plateau arrière du cylindre et les deux paliers moteurs, transmettant ainsi aussi directement que possible les efforts longitudinaux d'un de ces organes à l'autre et suivant l'axe de chacun d'eux. Cette machine est supportée par trois supports seulement, afin de lui donner plus de stabilité et de faciliter son montage. De ces trois supports, l'un se trouve sous le cylindre, les deux autres correspondent chacun à un des paliers moteurs. Les deux tourillons sont également chargés et l'arbre n'est pas soumis à la même flexion que si la manivelle était en porte à faux; cette disposition diminue les pertes par vibrations ou déformations et évite l'usure inégale des coussinets. Le volant, partagé en deux fractions égales situées entre les deux paliers, sert de plateau manivelle. La bielle actionne un tourillon fixé à la fois dans les moyeux de ces deux poulies qui servent aussi à recevoir la courroie de transmission. Il en résulte une notable diminution des

efforts sur les paliers moteurs et sur l'arbre. En outre, ce dernier ne supporte plus d'efforts sensibles de torsion, puisque les efforts

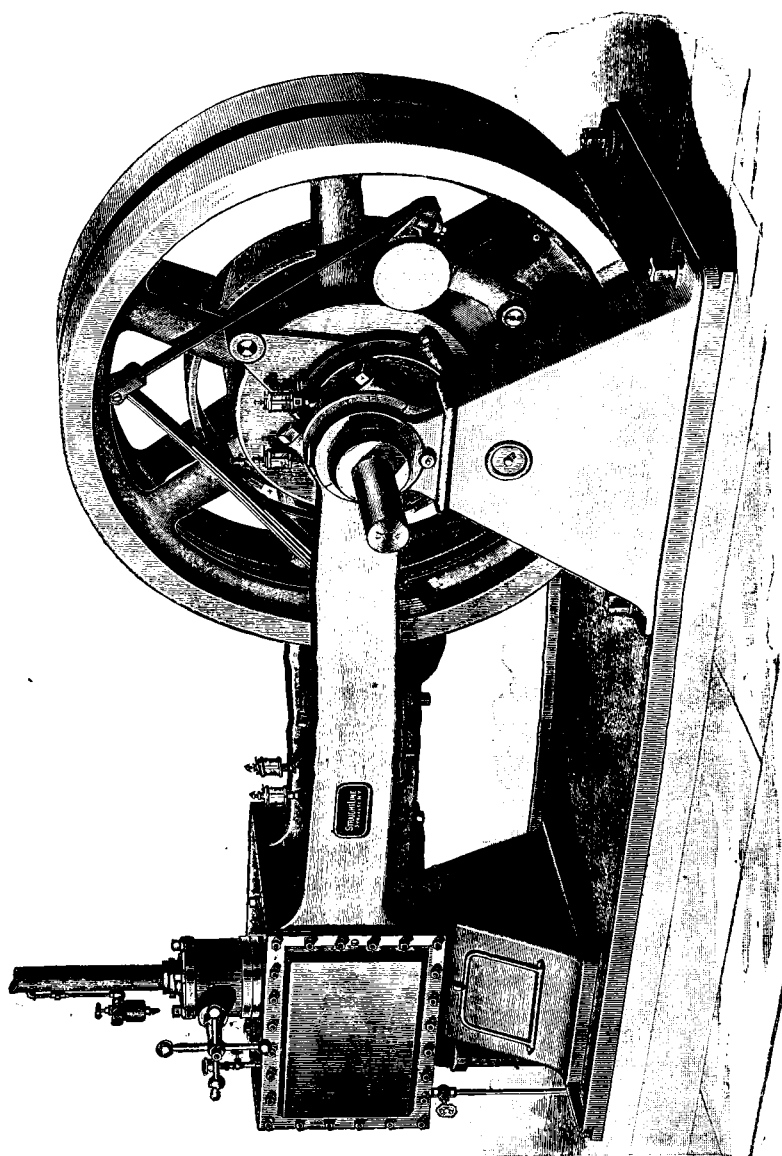


Fig. 53. — Machine de Sweet, dite « Straight-line ».

du piston ou ceux, de signe contraire, émanés du volant et de ses contrepoids et tendant à la régularisation de l'appareil, se trans-

mettent directement par la bielle et à la bielle. Pour donner une certaine liberté à la machine, l'arbre moteur jouit d'un jeu latéral.

La boîte à tiroir se trouve près du plateau de cylindre le moins éloigné de la manivelle. Les tiges de tiroir ne comportent pas de presse-étoupes, elles passent simplement à travers une bague très longue, ajustée avec soin et creusée de gorges annulaires. Cette bague, garnie en métal Babbitt, présente une longueur égale à six fois environ le diamètre de la tige et un diamètre intérieur plus grand d'un dixième de millimètre au plus que celui de la tige qui la traverse. Cette bague est montée avec un certain jeu dans l'orifice de la boîte à tiroir où elle se trouve ; l'étanchéité est obtenue par le moyen d'un collet ajusté sur une partie tournée de la boîte et que la pression de la vapeur applique contre son siège. Cette disposition donne une grande flexibilité à l'ensemble. La tige du piston comporte une garniture exactement semblable. On a diminué les chances de grippement en disposant les coussinets des diverses articulations de manière qu'ils ne portent pas dans les angles ni dans les parties qui ne peuvent s'ajuster convenablement l'une sur l'autre ou ne supportent aucune portion de l'effort à transmettre.

Le tiroir est du genre des distributeurs à piston, toutefois il est, ainsi que sa boîte, de section rectangulaire.

On construit de ces machines dans le système compound-tandem, et elles présentent alors le maximum de compacité dont le système est susceptible. La machine proprement dite et le petit cylindre sont exactement semblables comme proportions, ou dispositions d'ensemble et de détail, aux machines monocylindres du même type. Bâti, mécanisme, régulateur et tiroirs sont identiques dans les deux catégories. Le grand cylindre est placé directement contre le fond du cylindre admetteur avec lequel il forme un tout bien homogène, sans séparation apparente. Toute la machine peut être démontée et remise en état sans qu'il soit nécessaire de démonter les cylindres ni le bâti. On peut ainsi remplacer, retirer et visiter les deux pistons qui sont montés sur la même tige ; la crosse et la garniture du petit cylindre sortent par l'intérieur du grand cylindre. La garniture placée entre les deux cylindres se compose aussi d'une simple bague bien ajustée,

qui peut prendre un certain jeu latéral, et disposée de manière à ne créer aucun frottement imprévu, à ne pas produire d'échauffements et à ne nécessiter aucun entretien une fois en place, tout

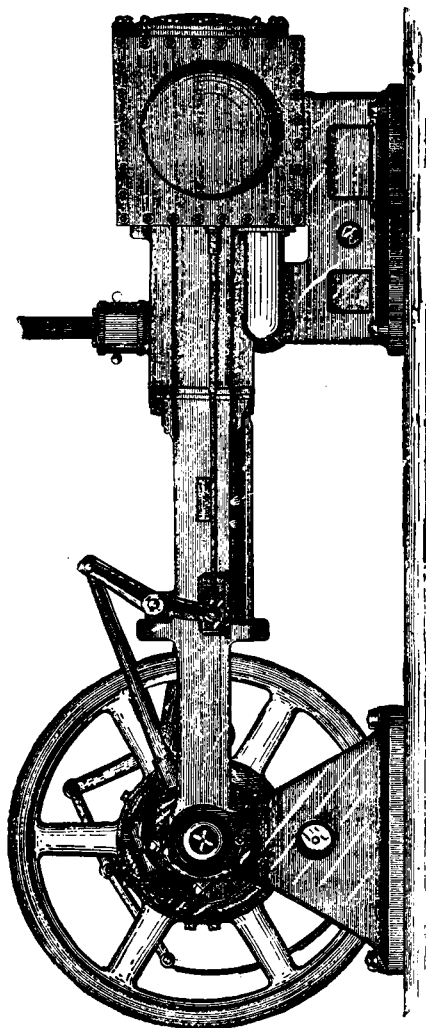


Fig. 51. Machine compound de Sweet, dite « Straight-line ».

en présentant une étanchéité suffisante. Le tiroir du cylindre à basse pression est commandé par un excentrique indépendant et fixe : les variations de la détente sont opérées par le régulateur du cylindre à haute pression, exactement comme si la machine

était monocylindre. Cet arrangement donne toute satisfaction quand la puissance doit rester à peu près constante.

L'inventeur de cette machine a également exécuté les plans d'un type à triple expansion.

La machine *Armington et Sims* se rattache aux précédentes dont elle diffère surtout par un certain nombre de détails, par ses proportions et par la forme du tiroir de distribution ainsi que par les organes intermédiaires entre ce dernier et le régulateur.

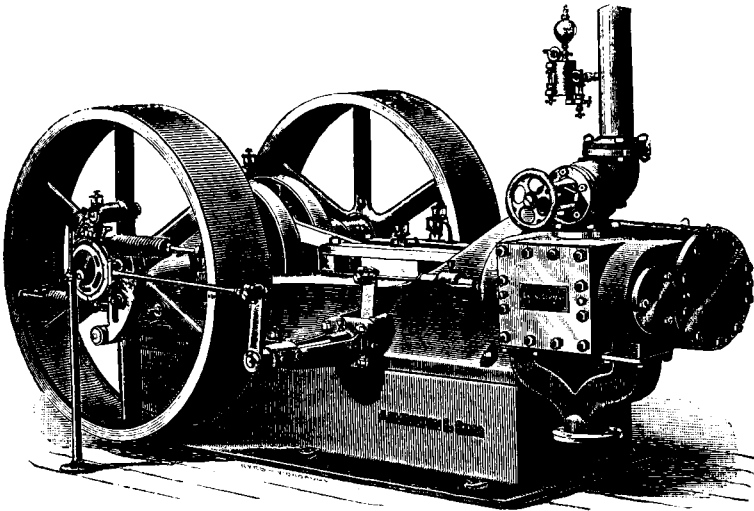


Fig. 55. — Machine Armington et Sims.

La distribution est effectuée par un tiroir cylindrique à doubles orifices.

On trouvera, figure 55, une vue d'ensemble de cette machine. Le bâti, massif et rigide, ressemble, comme on peut s'en assurer, à celui de la machine Porter-Allen ; il porte les glissières à sa partie supérieure, et sa forme creuse lui assure une grande rigidité. L'arbre, en acier, à vilebrequin, supporté dans deux paliers faisant partie du bâti, porte deux volants dont l'un sert à la transmission qui se fait par courroie. Il vaut mieux toutefois, quand on le peut, employer à cette fonction les deux volants afin de mieux égaliser les efforts sur l'arbre et de diminuer la tendance à l'ovalisation des coussinets moteurs. Le cylindre est bou-

lonné en porte à faux sur le bâti, ce qui permet de réduire au minimum l'importance des fondations tout en présentant des garanties suffisantes de stabilité et de solidité. Le tuyau d'échappement descend verticalement sous le cylindre.

Dans certains de ces appareils, on diminue encore l'importance du bâti en mettant un des paliers en porte à faux.

Les surfaces frottantes sont largement calculées pour la vitesse à laquelle ces machines doivent fonctionner. On a apporté au graissage toute l'attention que comporte un sujet d'aussi grande importance pour des machines de ce genre ; tous les graisseurs sont à gouttes visibles, afin que les agents du service puissent, à tout instant, se rendre compte de leur fonctionnement et soient prévenus dès que l'huile cesse de s'écouler sur les parties frottantes. La tête de bielle est graissée par un *lécheur*, suivant un dispositif fréquemment employé pour les machines marines et toujours avec succès.

Un régulateur, semblable à celui des machines Buckeye et Straight-line décrites plus haut, est fixé aux bras du volant. Il contrôle la détente en modifiant le calage de l'excentrique qui, étant en dehors du volant, actionne la tige du tiroir par l'intermédiaire d'un mouvement de sonnette supporté par le bâti.

L'arbre comporte un vilebrequin constitué par deux plateaux-manivelles placés côte à côte et portant des contrepoids pour équilibrer les organes en mouvement. Le cylindre, son fond et la boîte du tiroir sont fondus d'une seule pièce. Le tiroir, cylindrique et à doubles orifices, comme nous l'avons vu, admet par ses arêtes intérieures et échappe par ses extrémités. Ce tiroir est, dans son ensemble, analogue à celui des locomotives, la section de passage offerte à la vapeur est considérable, grâce à la présence d'orifices doubles.

L'espace mort, dans ce type de machine, y compris le jeu du piston à fond de course, ne dépasse pas ordinairement 5 p. 100, et la compression suffit toujours à le remplir de vapeur à la pression de la chaudière. Le tiroir, à pistons, présente une disposition nouvelle en ce qui concerne ses doubles orifices. Les avantages que présente ce système sont nombreux : il est d'une exécution facile et peut se remplacer et se visiter rapidement, il est parfaitement

équilibré et étanche sous toutes les pressions. Sa durée est considérable si on l'entretient avec soin et si l'on n'emploie pas d'eau ou d'acide qui puisse permettre l'entraînement de particules de sel dans les chaudières. Il offre, au contraire, l'inconvénient de s'user très rapidement si on n'apporte pas tous les soins désirables à son entretien, si on néglige le graissage ou les précautions dont nous venons de parler. En outre, le tiroir cylindrique ne pouvant se soulever, on peut craindre que les coups d'eau, s'il y a projection dans les cylindres, viennent briser les fonds de ces derniers.

Le régulateur, fondé sur le même principe que ceux décrits plus haut, est articulé sur l'arbre. Les deux contrepoids qui en forment la partie essentielle se meuvent dans un plan perpendiculaire à l'arbre et sont, comme dans tous les régulateurs de cette classe, articulés sur les bras du volant. Les positions qu'occupent ces poids sous l'influence de la force centrifuge déterminent le calage de l'excentrique et par conséquent le degré d'introduction qui varie en raison directe des modifications apportées à l'effort résistant ou à la pression de la vapeur. Ce régulateur est d'une parfaite sensibilité.

Dans la machine que nous étudions, la distribution est assurée par deux excentriques, ou plutôt par un excentrique double. Une des deux poulies qui compose ce dernier est placée à l'intérieur de l'autre et reliée au régulateur de telle manière que, si les contrepoids viennent à s'écarter, les deux poulies tournent autour de l'arbre et leurs excentricités tendent à s'ajouter ou à s'opposer suivant le cas. Quand les excentricités coïncident, la course totale du tiroir est plus grande ; elle est réduite au contraire au minimum quand les deux excentricités viennent à se trouver diamétralement opposées. Il en résulte quelque chose d'analogue à ce qui se passe avec une distribution par coulisse de Stephenson, du moins dans la période comprise entre le point mort et une des extrémités, puisqu'il n'y a pas de changement de marche dans la machine que nous considérons. A une position intermédiaire des deux excentriques correspondent une course, un calage et par conséquent une détente également intermédiaire. La vitesse est ainsi réglée à tout instant, quelles que soient les variations du

travail résistant et de la pression, par les modifications convenables de la période d'admission, des degrés correspondant de détente et de compression, analogues à celles que produirait la coulisse, mais avec cet avantage que l'ouverture et la fermeture des lumières sont plus rapides. En somme, quand les deux excentriques sont dans leur première position, le mouvement du tiroir est le même que s'il était actionné par une coulisse ordinaire à bout de course, la seconde position au contraire correspondrait à une coulisse au point mort.

Ce système de distribution permet de faire varier l'admission

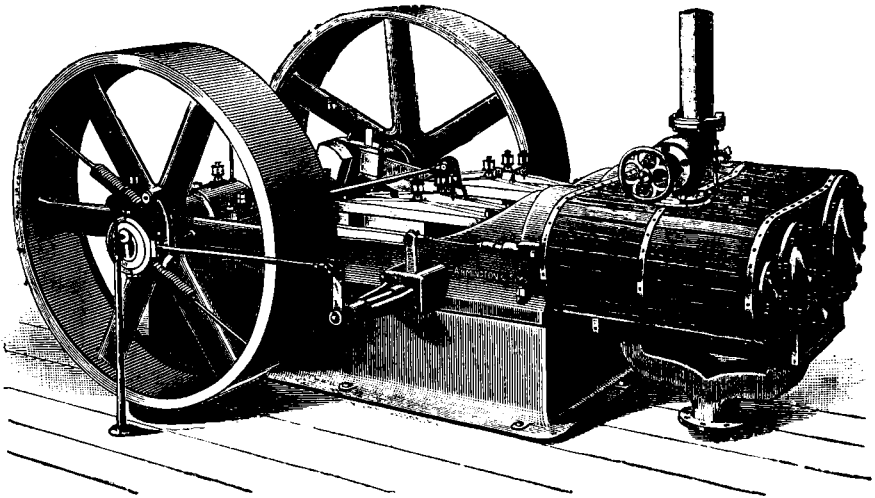


Fig. 56. — Machine compound Armington et Sims.

entre 0 et les trois quarts de la course. L'avance est constante mais la compression augmente avec le degré de détente. Les ressorts du régulateur travaillent à la compression.

La machine *Armington and Sims* fut le premier appareil à distribution par tiroir unique et à détente automatique adopté dans les usines pour l'éclairage électrique ; ce fut aussi le premier de cette classe auquel on appliqua le système compound. Une machine d'expérience de ce modèle fut construite en 1880, mais c'est seulement plus tard que le principe compound se trouva adopté d'une manière courante par les constructeurs. On en trouvera le dessin

figure 56, qui représente un appareil développant 100 chevaux indiqués. Chacun des deux groupes d'appareils est semblable, comme disposition générale et comme détails, à la machine monocylindre du même système. Les deux manivelles sont calées à 180° de manière à offrir un équilibre satisfaisant des organes moteurs, diminuer le volume du réservoir et y réduire au minimum la chute de pression. Les deux cylindres sont chemisés.

Ces machines, qui tournent souvent à 800 tours par minute,

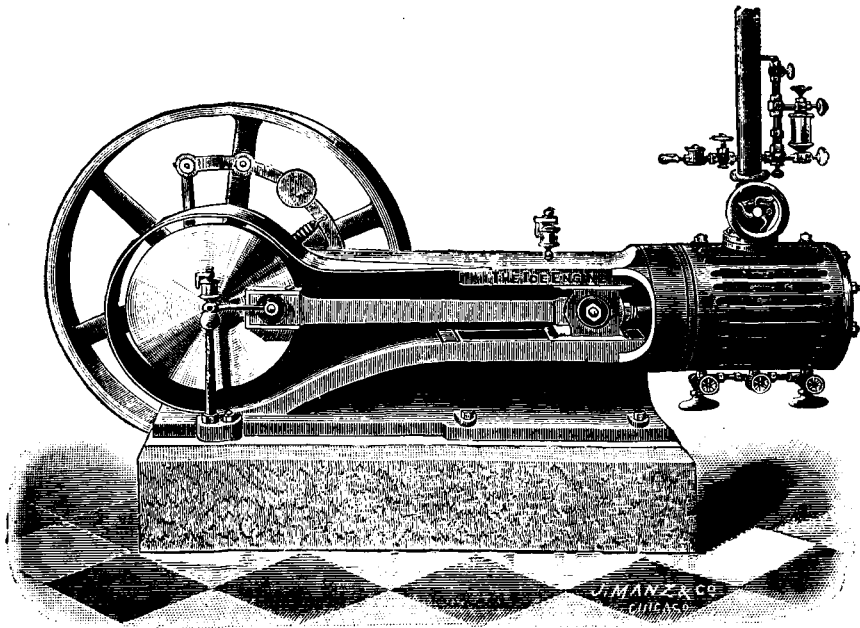


Fig. 57. — Machine Ide.

se construisent pour toutes les forces inférieures à 200 chevaux. La position relative des manivelles permet d'atteindre avec sécurité de pareilles vitesses; tandis que les dangers d'échauffement et de grippement sont écartés grâce à la grande surface de tous les frottements, le système de tiroir adopté, très étanche d'ailleurs, diminue beaucoup le laminage par suite de la grande section d'orifice qu'il présente. Cette machine étant jumelée, la visite et le démontage des deux pistons sont plus faciles qu'avec l'appareil tandem.

On trouvera, figure 57, un autre exemple de machine, appartenant à la même classe, très compacte et possédant également un régulateur sur l'arbre.

Le bâti présente une forme spéciale et très logique ; sa partie supérieure se prolonge sur toute la longueur comprise entre le cylindre et le palier moteur, suivant la largeur de ce dernier. Les coussinets et le chapeau du palier sont disposés obliquement, ce qui permet, comme on le sait, d'effectuer le rattrapage de jeu dans le sens où se produit l'usure. Le serrage se fait à bloc sur cales. Les parties supérieure et inférieure du bâti sont réunies, sur toute

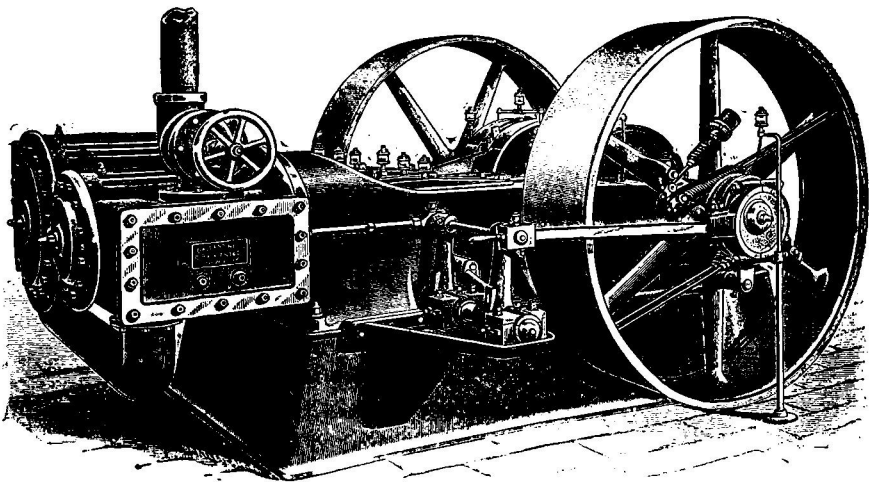


Fig. 58. — Machine compound à grande vitesse.

leur longueur, par une tôle verticale qui raidit l'ensemble. Pour diminuer la fatigue de l'arbre, le volant est placé aussi près que possible de la manivelle.

L'ensemble du bâti forme une boîte rigide, présentant une section rectangulaire. La partie supérieure porte, venues de fonte, les glissières inférieures qui, en raison du sens de la rotation, supportent tout l'effort dû à l'obliquité de la bielle. Les tiroirs sont cylindriques et leurs boîtes, alésées, sont munies de chemises intérieures en fonte dure. Les orifices sont traversés par des barrettes obliques ayant pour but de retenir les bagues à leur passage sur

les lumières. On peut remplacer facilement et à peu de frais, après usure, ces chemises rapportées.

La figure 58 représente une machine compound horizontale et à détente automatique construite suivant les plans de M. F.-H. Hall, et particulièrement destinée à l'éclairage électrique. La machine représentée fonctionne à une pression de $8^{\text{kg}},800$ par centimètre carré et développe 250 chevaux également partagés entre les deux cylindres.

On a adopté de préférence la machine jumelle parce qu'on a

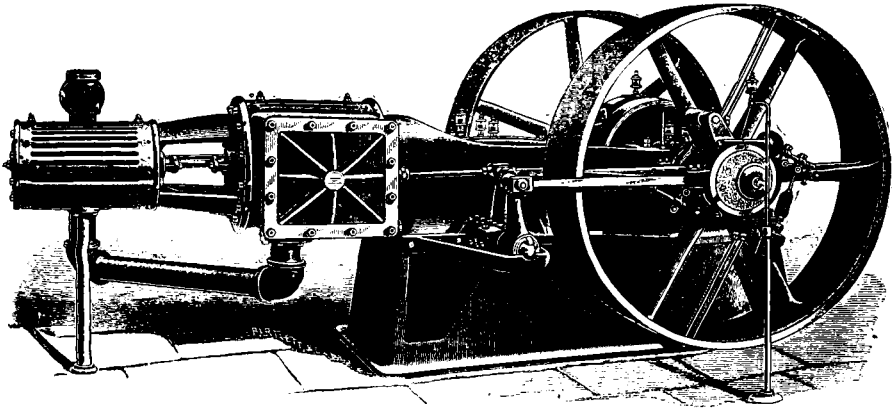


Fig. 59. — Machine tandem à grande vitesse.

pensé avec raison qu'il valait mieux, pour un appareil à grande vitesse, partager les efforts sur deux mécanismes, deux paliers moteurs et deux manivelles, plutôt que de transmettre toute la puissance par une seule bielle, comme c'est le cas avec la machine tandem.

Les dimensions définitives des cylindres ont été déterminées après la prise d'un très grand nombre de diagrammes ; ces dimensions sont : diamètre du petit cylindre, 0,325 m. ; diamètre du grand cylindre, 0,625 m. ; course commune, 0,400 m. La puissance maximum développée a été de 325 chevaux.

Dans la machine du même type représentée figure 59, on a adopté le système tandem pour simplifier le mécanisme. Cette machine, fort employée pour l'éclairage électrique, fonctionne très

bien, mais ne présente pas tous les avantages du type précédent ; elle est cependant plus simple et moins coûteuse.

En réalité, le système compound tandem est généralement pré-

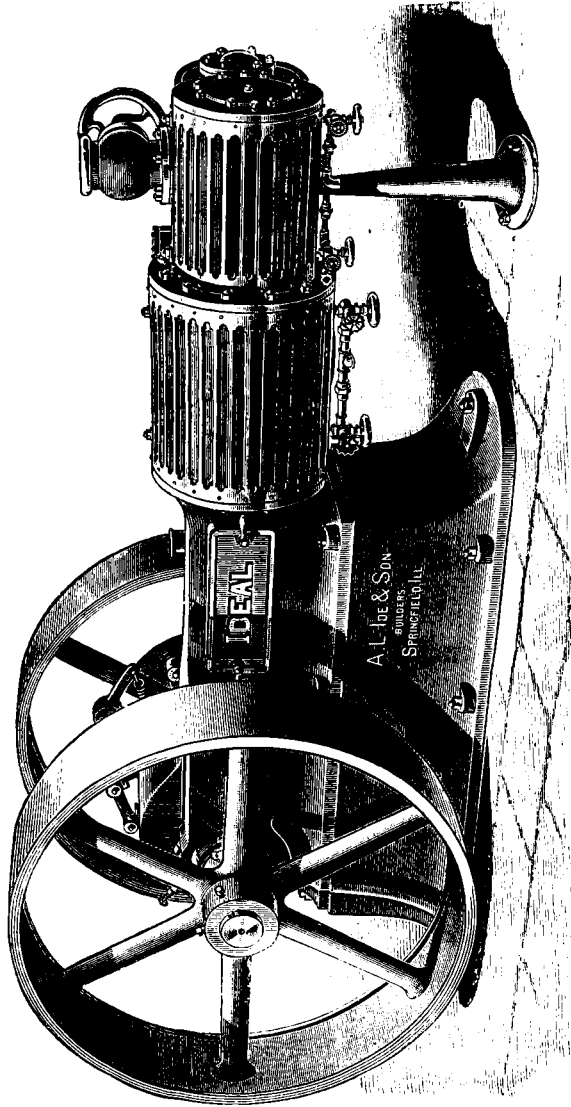


Fig. 60. — Machine tandem Ide.

féré, à moins que l'adoption de deux manivelles ne soit imposée par les conditions générales du fonctionnement comme par

exemple dans les machines marines. L'appareil tandem ne présente en somme qu'un petit nombre d'organes supplémentaires, par rapport à la machine monocylindre, coûte sensiblement le même prix et ne nécessite guère plus d'entretien.

La machine de la figure 60, construite par M. Ide, est un bon exemple d'appareil tandem à grande vitesse présentant plusieurs particularités intéressantes. Les pièces du mécanisme se trouvent dans une boîte entièrement fermée, qui les protège de la poussière et empêche les projections d'huile, ces organes se mouvant dans un véritable bain d'eau grasse qui assure leur lubrification parfaite. De cet excellent graissage résulte une diminution notable des frottements et une amélioration sensible du rendement mécanique. Dans ses grandes lignes, cette machine est simple et comporte un grand nombre de particularités aujourd'hui reconnues comme essentielles au bon fonctionnement des appareils à grande vitesse. Le régulateur est sur l'arbre ; il est complété par un dash-pot qui augmente sa stabilité. Toutes les pièces du mécanisme sont ordinairement en acier ainsi que les axes d'articulation.

Le cylindre à basse pression repose directement sur le bâti auquel il est boulonné ; son plateau extérieur est fondu avec le petit cylindre. On diminue par cette disposition le trajet que la vapeur doit parcourir pour passer du cylindre admetteur au grand cylindre et on supprime les presse-étoupes extérieurs, sur la tige commune des deux pistons et sur celle des tiroirs.

Les cylindres, leurs fonds et les boîtes à vapeur sont entourés d'une enveloppe mauvaise conductrice de la chaleur, de 50 millimètres d'épaisseur, entourée elle-même de tôle. Le couvercle creux, qui sépare les deux cylindres, est rempli des mêmes matériaux.

On trouvera, figure 61, une machine de ce type, arrangée en compound jumelle, telle que la construit l'Harrisburg Company. Si la machine tandem présente, comme nous l'avons vu, certains avantages au point de vue du moindre frottement, du prix moins élevé de construction et de la simplicité, en revanche, l'appareil compound avec manivelles à 90° n'a pas de points morts, est d'une allure plus régulière et les efforts sur les différents organes sont moindres.

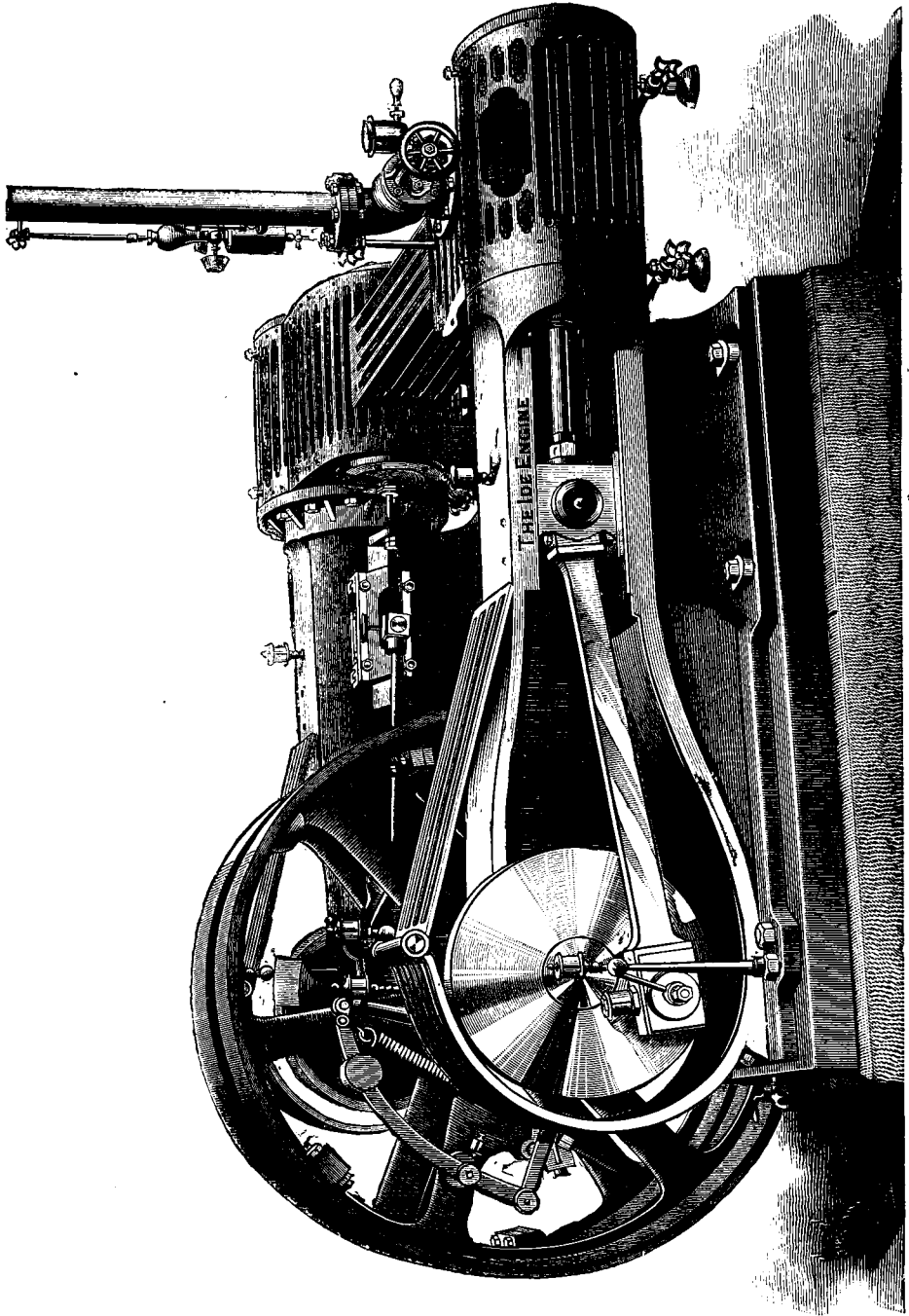


Fig. 61. — Machine compound Ide.

Le réservoir intermédiaire, placé entre les deux machines, est disposé de telle sorte qu'il puisse obéir aux dilatations.

Lorsqu'on exécute un projet de machine compound suivant ce système, il est important de s'attacher à assurer la compacité, sans

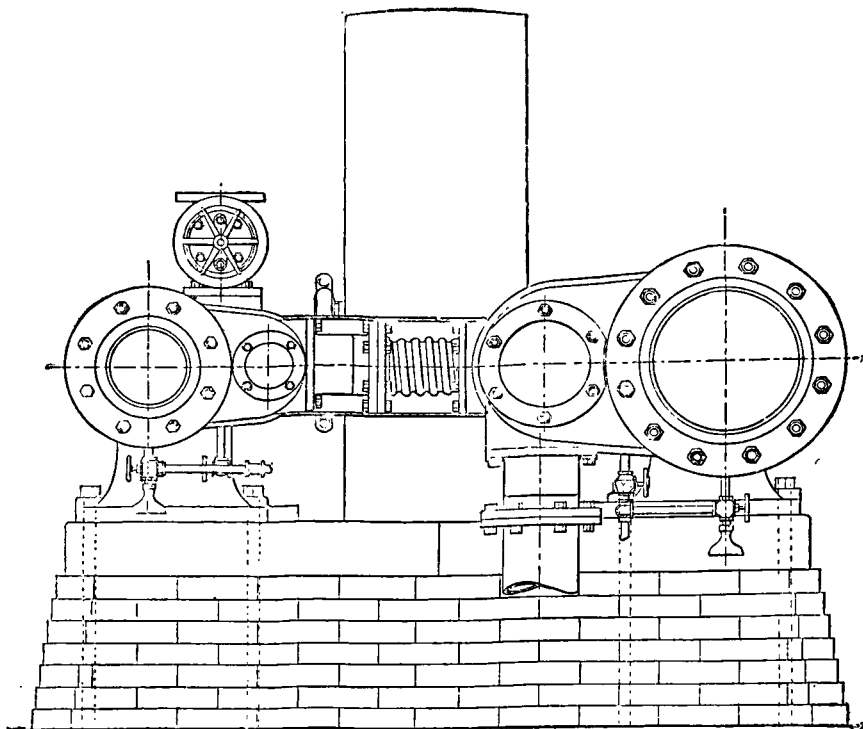


Fig. 62. — Machine compound jumelle. Vue d'arrière.

sacrifier l'accessibilité, l'indépendance des organes destinés à subir des températures variables, enfin de faire choix d'une distribution satisfaisante pour les deux cylindres et qui n'entraîne pas à des pertes de charge considérables dans le réservoir.

On trouvera, figure 62, une vue d'arrière de cette machine. On voit que les deux groupes sont séparés par la poulie-volant qui sert à transmettre la puissance et se trouve calée sur le milieu de l'arbre. Cette disposition, outre qu'elle est avantageuse au point de vue des moindres efforts subis par l'arbre, présente l'avantage de permettre, entre les deux cylindres, l'installation facile des

boîtes à tiroir et d'un conduit de vapeur, suffisamment large, formant un réservoir intermédiaire très direct. Il faut toutefois pré-

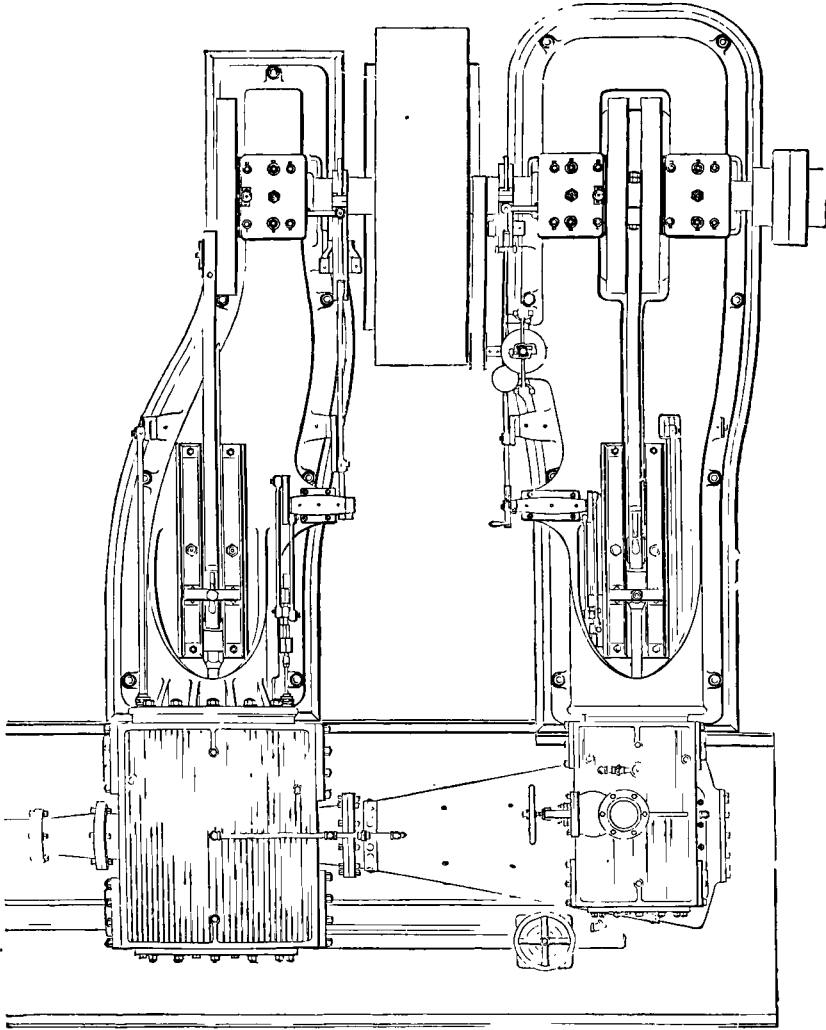


Fig. 63. — Plan d'une machine compound jumelle.

voir sur ce dernier l'installation d'un *soufflet* en cuivre, visible sur la figure, qui permet la libre dilatation. Cette disposition, commune aujourd'hui, présente le maximum de compacité que peut offrir une machine jumelle. On peut d'ailleurs s'en rendre

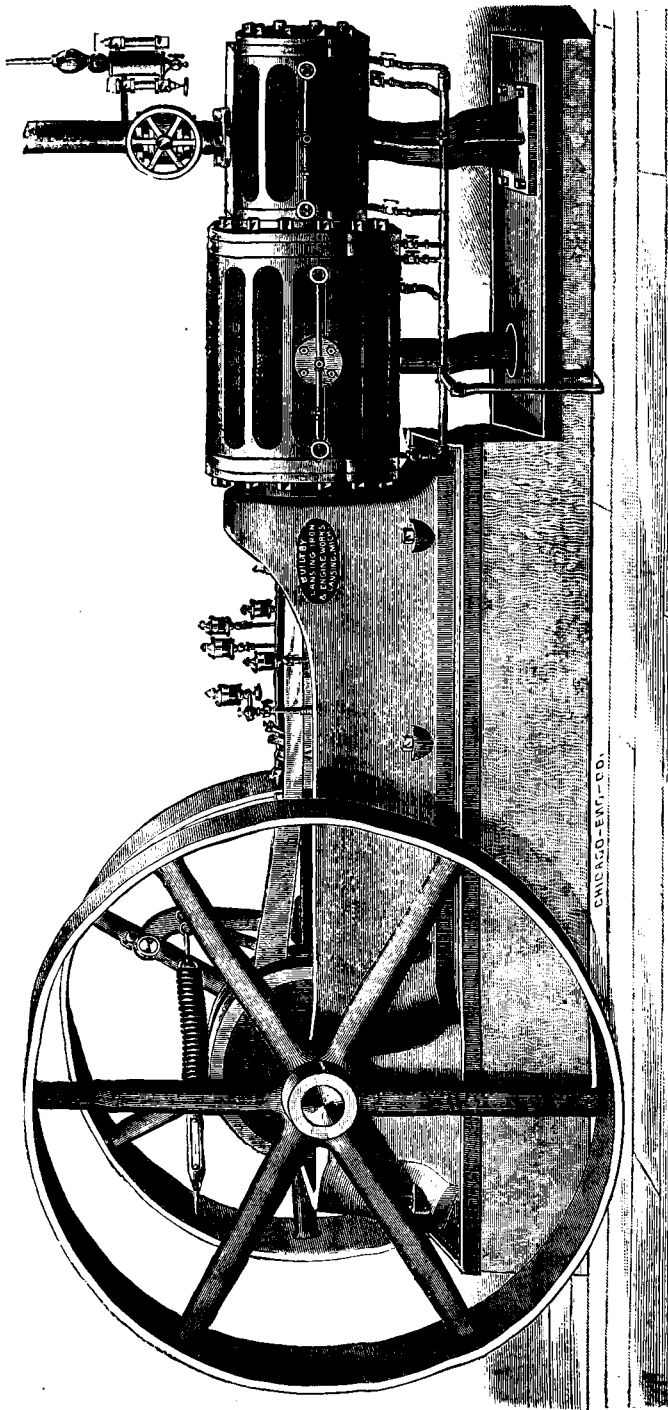


Fig. 61. — Machine compound de Lansing.

compte aussi par l'examen de la figure 63 qui représente en plan une machine analogue. Comme les tiroirs ne sont pas placés à la partie inférieure des cylindres, on a cru nécessaire d'assurer l'écoulement de l'eau qui peut se condenser dans ceux-ci à l'aide de purgeurs automatiques, ce qui écarte la crainte des coups d'eau, particulièrement dangereux dans les machines à grande vitesse. On trouvera, figure 62, la forme affectée par le massif de fondation que l'on fait ordinairement en briques, en pierres, ou, le plus souvent, en briques surmontées d'une assise en pierres de taille.

Dans certaines applications où la transmission se fait directement par l'arbre, comme dans les laminoirs, on remplace la poulie par un volant qui, étant plus étroit, permet de diminuer encore la largeur de la machine. La figure 63 représente une machine Porter-Allen, appliquée à un train de laminoir à laquelle ce dispositif a été adopté et qui nous fournira l'exemple des dispositions particulières nécessitées par la destination spéciale de cette machine.

La machine Lansing, due à M. Jarvis (fig. 64), est un autre exemple de machine tandem compound. Les deux boîtes à tiroir sont placées côte à côte de manière à donner à la vapeur un trajet aussi direct que possible. Le régulateur est claveté sur l'arbre, ce qui évite les inconvénients d'une transmission. La distribution est d'un système dit *radial* : l'excentrique est suspendu à un levier grâce auquel on peut amener l'extrémité de sa barre d'un côté ou de l'autre du plan diamétral passant par l'arbre, par le moyen de deux autres leviers articulés sur les bras du volant. C'est le système Carpenter.

Pour obtenir l'isochronisme, il faut que, pour une très petite variation de vitesse, le régulateur puisse se mouvoir du haut en bas de sa course. On arrive à ce résultat en donnant aux ressorts une tension initiale telle que les bras et les poids, que ceux-ci supportent, reposent sur des taquets placés vers l'intérieur, jusqu'à ce que la vitesse soit parvenue à la zone de régulation. Il suffit alors d'une faible augmentation de vitesse pour que ces bras s'écartent légèrement et, si la vitesse n'est pas immédiatement modérée, ils s'éloignent dans leurs positions extrêmes. Le dash-pot, représenté figure 65, donne de la stabilité au système. L'inertie

intervient auxiliairement en faisant pivoter les bras de manière que les contrepoids arrivent dans une position telle qu'une ligne joignant leurs centres de gravité passe tout entière du même côté du pivot de la bielle d'excentrique. De la sorte, l'inertie, aux

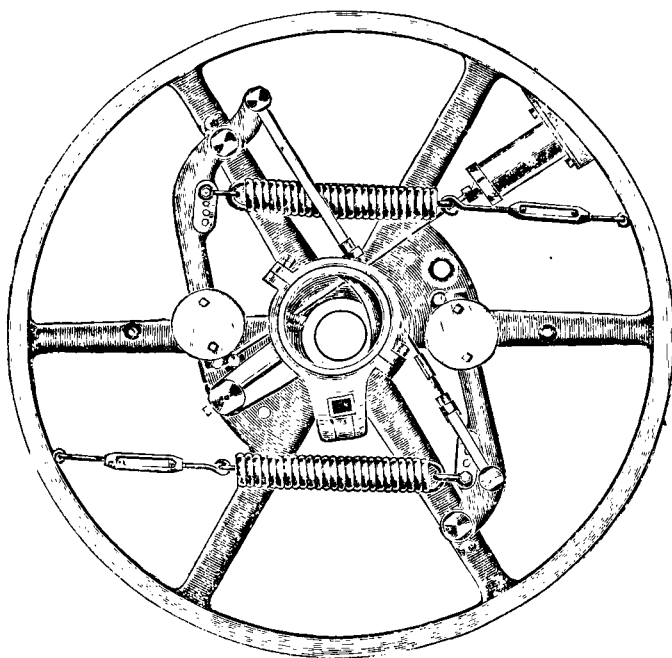


Fig. 65. — Régulateur de Carpenter.

changements de vitesse, agit suivant cette ligne et tend à faire pivoter la barre d'excentrique comme le ferait la force centrifuge, mais avec plus de rapidité, ce qui donne au régulateur une sensibilité supérieure.

36. — La machine à grande vitesse, à simple effet, s'est beaucoup répandue depuis quelques années. Elle présente en principe cet inconvénient que le travail moteur étant produit pendant l'aller seulement du piston, il faut un volant plus volumineux pour arriver à la même régularisation ou, qu'à poids égal de volant, leur régularité est moins bonne que celle des machines à double effet. Or, on sait que la régularité de fonctionnement est un des principaux

facteurs d'un bon rendement. Toutefois, avec les très grandes vitesses atteintes aujourd'hui, l'inertie des organes en mouvement devient telle que des variations modérées de l'effort moteur n'ont plus qu'un effet insignifiant sur la régularité de la rotation.

Néanmoins, à volume et à poids égaux, la machine à double effet est plus puissante et son rendement se trouve accru proportionnellement. Mais lorsque ces machines sont destinées à fonctionner à grande vitesse, ces avantages sont compensés par des inconvénients d'un autre ordre. La manivelle passant deux fois par tour au point mort et, à chacun de ses passages en ce point, la direction de l'effort moteur changeant de sens, il se produit un choc dont l'intensité dépend : de la différence des pressions sur les deux faces du piston, de la rapidité avec laquelle il se produit, du jeu qui existe dans les articulations et qui est nécessaire à ces organes pour éviter les chauffages et les grippements. Les moyens dont on dispose au contraire pour réduire les chocs aux points morts sont : l'inertie des organes en mouvement, l'adoption d'une forte compression et la réduction au minimum strictement nécessaire du jeu dans les articulations. En tenant compte de ces considérations et en perfectionnant de plus en plus l'ajustage et le montage ainsi que la qualité des matériaux employés, on est arrivé, dans ces dernières années, à construire des machines à double effet susceptibles de fonctionner sans inconvénient à des vitesses de 300 à 600 tours par minute.

On a souvent besoin d'obtenir des vitesses plus considérables encore et l'on aura certainement tendance dans l'avenir à construire des machines capables de tourner à des vitesses de plus en plus élevées avec sécurité et sans chocs. Cela pourrait bien apporter des changements radicaux dans les types actuellement courants de moteurs à grande vitesse. Il faut cependant reconnaître que l'on n'a pas encore atteint, avec la machine à double effet, le maximum de vitesse dont elle est pratiquement susceptible. Pourtant on dépasse souvent aujourd'hui une vitesse de piston supérieure à 450 fois la racine cubique de la longueur de la course, soit trois fois le chiffre indiqué par Watt. Il y a quelques années, Ericsson construisit une machine destinée à l'éclairage électrique, qui fonctionna longtemps, sans inconvénients, à une

vitesse de 1 200 tours par minute. La vitesse de piston se trouvait ainsi double de ce qui est ordinairement admis pour les machines à grande vitesse et environ dix fois supérieure à celle que Watt considérait dans son temps comme un maximum.

En établissant les machines de ce genre, l'inventeur se proposait d'actionner directement de petites machines dynamo-électriques sans diminuer les garanties de stabilité et de bon fonctionnement désirables. Il voulait construire des machines présentant le minimum d'organes à graisser et présentant, d'une manière complète et à tout moment, toutes facilités pour leur lubrification.

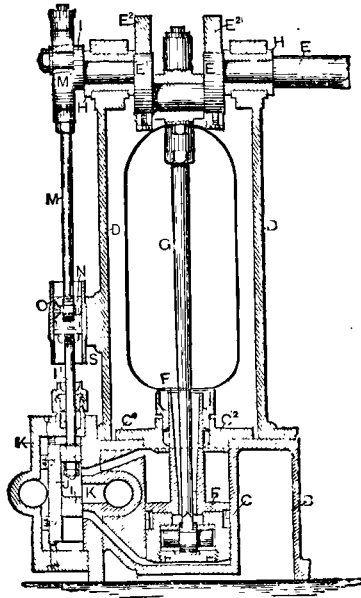


Fig. 66. — Machine d'Ericsson.

La bielle, directement articulée sur le piston, passait dans un fourreau FF servant également de réservoir d'huile. L'articulation de la bielle sur la tige du tiroir se trouvait à l'intérieur d'un petit piston qui se mouvait dans un cylindre N ouvert aux deux bouts, formant aussi réservoir d'huile. Le cylindre C et le bâti de fondation étaient d'une seule pièce de fonte, surmontée d'un bâti creux portant les paliers de l'arbre moteur HF. Chacune des articulations comportait un réservoir d'huile spécial.

La genèse des machines à grande vitesse comprend trois périodes distinctes. Dans la première, on a successivement accru les vitesses jusqu'au moment où les organes en mouvement, simplement calculés pour résister aux efforts qu'ils supportent, arrivaient à présenter un poids suffisant pour assurer la douceur du fonctionnement que l'on recherchait surtout et faciliter le passage des points morts dans les conditions que nous avons exposées plus haut. Dans la seconde, on a augmenté la période de compression jusqu'à ce que la pression finale, devant le piston, soit devenue égale à celle de la vapeur dans la boîte à tiroir, ce qui devait en effet paraître la limite pratique. Dans la troisième, on s'est attaché à ce que les efforts sur les têtes et pieds de bielle ne changent pas de sens aux points morts, afin d'éviter des chocs préjudiciables, et cela tout en conservant aux articulations un jeu raisonnable nécessaire au bon fonctionnement. De cette dernière tendance sont nées les machines à grande vitesse à simple effet qui présentent des particularités non moins intéressantes à étudier que celles des moteurs appartenant aux diverses classes examinées plus haut.

C'est à cette catégorie qu'appartient la machine Westinghouse que nous choisirons comme exemple. Le trait caractéristique de ce système, c'est le retour à la machine à simple effet qui paraissait définitivement abandonnée. Cette machine (fig. 67, 68) consiste essentiellement en deux cylindres AA munis de pistons à simple effet DD. Ceux-ci affectent la forme de fourreaux remplissant la plus grande partie du cylindre, ce qui donne une large surface de contact assurant l'étanchéité. Les bielles motrices viennent s'articuler sur ces pistons en AB, en un point tel que l'obliquité soit assez faible pour qu'elles ne soient pas en contact, lorsque la manivelle est à mi-course, avec le bord du fourreau. La partie supérieure du piston est creuse et renferme un matelas d'air pour empêcher la perte de chaleur de la face active vers l'autre face du piston. Les bielles FF se meuvent, ainsi que les manivelles, dans une chambre fermée C, faisant partie du bâti de la machine EC. Cette chambre forme aussi réservoir d'huile pour les pistons, les bielles et les vilebrequins ; il n'y a pas de graisseurs spéciaux pour ces organes qui sont lubrifiés par les projections

d'huile créées par le mouvement du mécanisme. L'huile flotte à la surface de l'eau qui remplit en partie cet espace et la seule précaution nécessitée par le graissage consiste à ajouter de temps à autre un peu d'huile, dans la caisse du mouvement, pour remédier aux pertes inévitables. Ainsi les organes moteurs sont

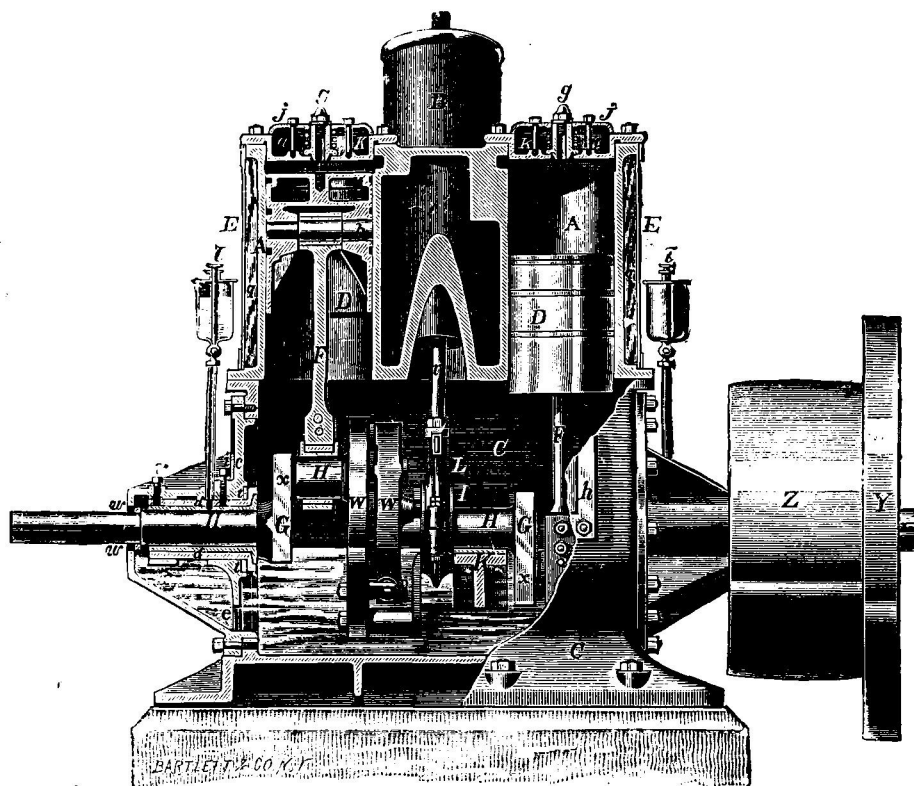


Fig. 67. — Machine Westinghouse. Coupe longitudinale.

enfermés et dissimulés à la vue, ce qui présente des garanties de sécurité et de durée ; en outre, on évite les projections d'huile au dehors.

La distribution est assurée par un tiroir cylindrique, analogue à ceux que nous avons déjà vus, mais qui présente quelques particularités en raison de l'application spéciale qui en est faite. Ce tiroir est guidé par un piston, représenté en J (fig. 68), qui

sépare la chambre précédemment décrite du conduit d'échappement. Ce tiroir V sert à la distribution des deux cylindres dont les manivelles sont calées à 180°. Cet arrangement des manivelles permet un équilibre parfait des organes moteurs animés d'un

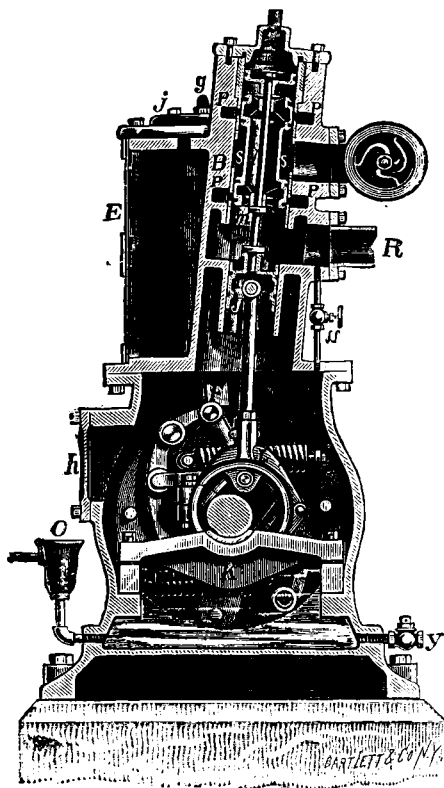


Fig. 68. — Machine Westinghouse. Coupe transversale.

mouvement alternatif, il assure la douceur du fonctionnement et l'absence presque absolue des vibrations à des vitesses qui dépassent au besoin 1 000 tours par minute.

Le régulateur et ses accessoires sont semblables à ceux que nous avons décrits plus haut dans leur application à des machines d'une autre catégorie. Il agit directement sur l'excentrique dont il modifie la course, ce qui amène des variations de détente ; les avances restent constantes. Ce régulateur est ordinairement ajusté de telle manière qu'il intervient seulement si la vitesse s'élève

ou s'abaisse de plus de 1 p. 100 au-dessus ou au-dessous de la vitesse normale. Entre ces deux limites, il parcourt toute son amplitude, la vitesse ne devant jamais varier de plus de 1 p. 100. On peut modifier la détente entre 0 et les $\frac{5}{8}$ de la course.

Un des dangers les plus grands que présentent les machines à grande vitesse consiste dans les coups d'eau qui peuvent se produire lorsque le piston arrive à comprimer, à bout de course, dans des espaces nuisibles, trop petits pour la recevoir, une certaine quantité d'eau entraînée ou déposée dans le cylindre. Dans le but d'éviter les dangers qui peuvent en résulter, malgré l'installation de purgeurs à ressorts généralement adoptés pour ces machines, on a, à dessein, disposé dans le cylindre une pièce plus faible que les autres et destinée à se briser en cas de coup d'eau sans entraîner d'autres inconvénients que son remplacement, cette pièce étant choisie de telle manière que cette opération se fasse facilement et à peu de frais. Dans le cas qui nous occupe, cette pièce de rupture est placée dans le couvercle du cylindre; elle peut être brisée sans entraîner le moindre danger ni d'avarie grave aux autres organes ¹.

On construit aujourd'hui beaucoup de machines de ce genre, à simple effet, multicylindres. La machine Westinghouse compound est de ce nombre; c'est d'ailleurs une des plus simples et des meilleures; aussi la prendrons-nous comme exemple.

Un tiroir unique, cylindrique et horizontal (fig. 69), disposé au-dessus des deux cylindres, effectue dans ceux-ci la distribution d'une manière aussi simple qu'ingénieuse. Il est contrôlé par un régulateur placé sur l'arbre qui fait varier sa course. Les manivelles étant calées à 180°, les mouvements des deux pistons se correspondent exactement, quoique affectés de signes contraires et il n'est pas besoin d'un réservoir intermédiaire. Les deux machines accouplées qui composent cet appareil sont à simple effet et la compression y est poussée assez loin pour supprimer l'influence nuisible des espaces morts qui sont assez considérables. La détente du

¹ L'auteur avait étudié, en 1860, une machine dans laquelle le plateau entier du cylindre formait une véritable soupape de sûreté qui pouvait se soulever et décharger l'eau du cylindre dans une chambre placée en arrière et fermée par un second plateau, fixe. Le plateau mobile était maintenu sur son siège par la pression de la vapeur.

petit cylindre est obtenue par le recouvrement du tiroir. Grâce à cette application du système compound, on a pu réaliser une éco-

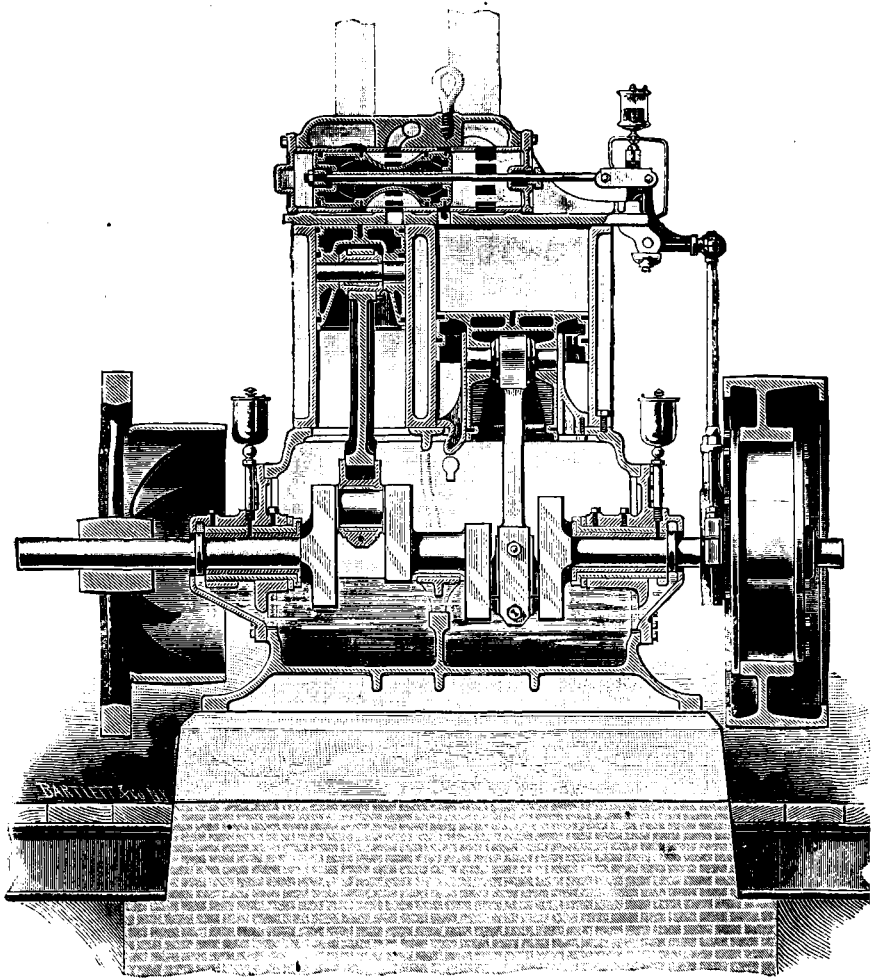


Fig. 69. — Machine compound Westinghouse.

nomie notable par rapport aux autres appareils de la même classe qui sont ordinairement peu économiques; la consommation a été réduite à 9 kilogrammes de vapeur par cheval pour les machines à condensation et à 11 kilogrammes pour les machines sans condensation.

Dans ces machines à simple effet, l'effort sur la bielle est toujours dirigé dans le même sens, ce qui évite les chocs résultant ordinairement des changements de direction de l'effort moteur aux points morts. Cela suppose naturellement que les organes sont dessinés et la vitesse choisie de telle sorte que les effets de l'inertie ne viennent pas contre-balancer, aux points morts, l'effort combiné de la pesanteur et de la vapeur.

La machine à tiroirs centraux de M. Willans est une modification ingénieuse de la machine compound à simple effet, à mécanisme enveloppé. Cet appareil, particulièrement intéressant par suite des essais véritablement scientifiques qui en ont été faits ¹, est représenté figure 70. On construit cette machine en monocylindre, en compound et en triple expansion; elle se prête d'ailleurs très bien à ces différents dispositifs.

Les trois cylindres sont placés en tandem, en série. Les tiroirs sont fixés à la même tige, actionnée par un excentrique qui se trouve dans l'axe de la machine. Les tiroirs sont logés dans des fourreaux ménagés au milieu des pistons. La période d'admission est déterminée par le passage des orifices, ménagés dans les fourreaux, à travers des bagues étanches fixées aux fonds des cylindres. La détente est variable à la main ou par le régulateur. La compression s'effectue dans une chambre spéciale ².

Ces machines sont ordinairement jumelées par paires avec des manivelles à angle droit.

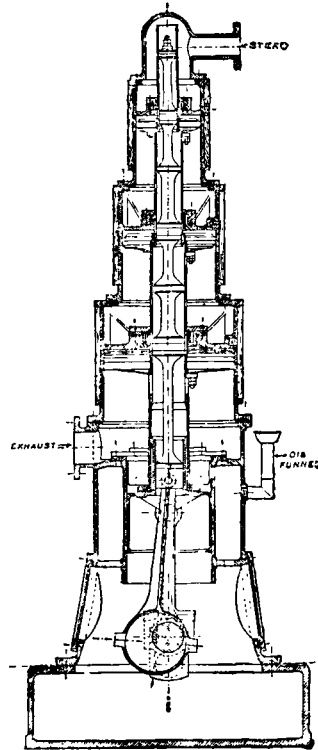


Fig. 70. — Machine Willans.

¹ La discussion de ces essais est particulièrement remarquable : *Trans. Brit. Inst. C. E.* ; mars 1888 ; 1887-89 ; n° 2306, vol. XCIII,

² *Ibidem*, vol. LXXXI, p. 166.

Les fourreaux, remplissant l'office de glaces de tiroirs, se meuvent avec les pistons dont ils sont solidaires; la distribution de

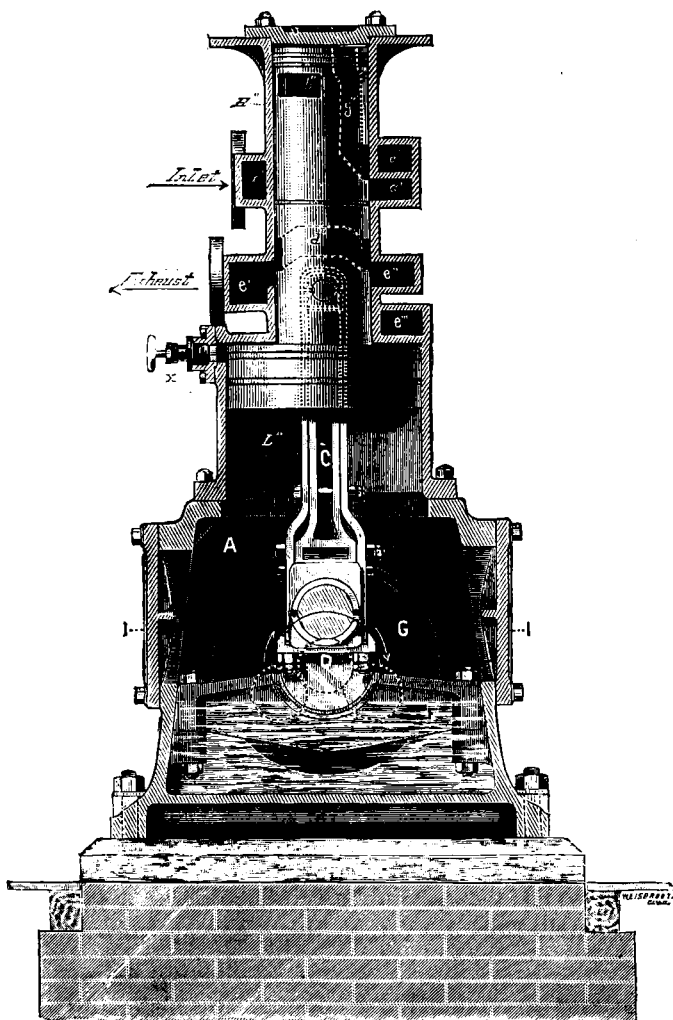


Fig. 71. — Machine Triumph.

chaque groupe est alors effectuée par le moyen du bouton de manivelle de l'autre groupe. Les bielles sont toujours en compression et les coussinets des paliers pressés vers le bas, de sorte que les jeux ne se font pas sentir aux points morts. L'excentrique est

toujours en compression comme les bielles. Le graissage est assuré, comme dans la machine Westinghouse, par les projections d'eau grasse dans la chambre où se meuvent les organes animés d'un mouvement alternatif. Des pistons, servant de guides, sont disposés de manière à atténuer les chocs en comprimant de l'air dans les chambres spéciales dont nous avons parlé plus haut. Le régulateur est du type Hartnell, aujourd'hui bien connu.

Un autre exemple récent de cette classe d'appareils nous est fourni par la machine *Triumph* due à M. Eickershoff. Cette machine ne possède pas de tiroirs, la distribution étant effectuée dans chaque cylindre par les pistons de l'autre groupe. Elle se compose de deux machines accouplées, présentant chacune la même disposition que celle représentée figure 71, et commandant des manivelles calées à 120°. La qualité primordiale de cette machine est sa grande simplicité ; il n'y a ni tiroir, ni excentrique, ni tiges de piston, ni garnitures d'aucune sorte. Il est vrai qu'une partie de ces avantages est commune avec les machines précédentes. La distribution s'effectue dans de bonnes conditions ; le régulateur agit sur la valve.

A l'exception de l'admission, chaque piston contrôle la distribution dans le cylindre qui le précède immédiatement dans l'ordre de rotation, et se trouve remplir les fonctions du tiroir précisément au moment où il atteint sa vitesse maximum alors que les pistons de l'autre groupe se meuvent au contraire le plus lentement. Il en résulte une distribution très satisfaisante.

Le diagramme d'indicateur, représenté figure 72, a été relevé sur une machine sans condensation ayant des cylindres de 0^m,18 et 0^m,35 de diamètre avec une course commune de 0^m,20. XX est la ligne atmosphérique ; AB, BC représentent la période d'introduction au cylindre à haute pression seulement, C la fin de l'admission, CD la courbe de détente du petit cylindre, D le point où se produit l'échappement au grand cylindre. DEF représente la détente aux deux cylindres et LM la courbe d'expansion au grand cylindre. F est le point où commence la compression au petit cylindre ; il correspond à la fermeture du tiroir à basse pression, FA est la ligne de compression proprement dite.

L'autre diagramme représenté est celui du grand cylindre ; KL

est la période d'admission; LM, la période de détente, correspondant à la ligne DEF du petit cylindre; M est le point de fermeture des lumières du cylindre à haute pression correspondant au point F sur la courbe du petit cylindre. MN est la courbe de détente de la vapeur contenue dans le grand cylindre seulement; l'échappement se produit en N et ne se ferme qu'en Q, où com-

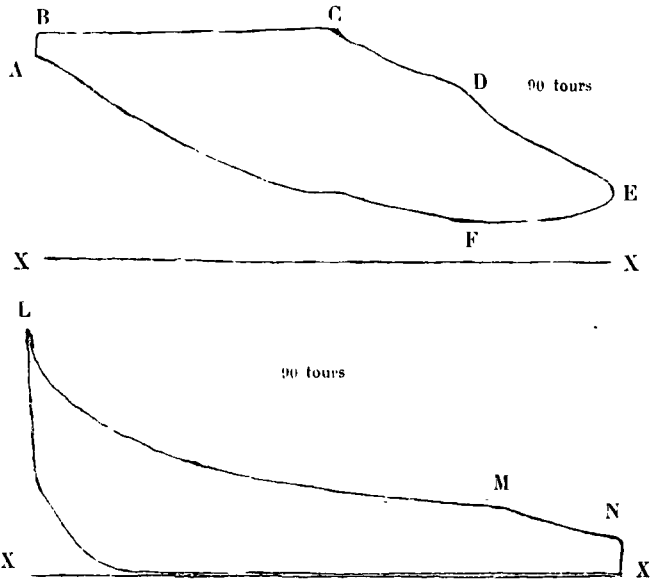


Fig. 72. — Diagrammes de la machine Triumph.

mence la compression. Il est indispensable de faire remarquer que le piston du petit cylindre où ce diagramme a été pris est de 120° en avance sur le piston à basse pression. Le volume des espaces morts au petit cylindre est déterminé de telle sorte que la pression dans le cylindre, à la fin de la compression, soit sensiblement la même que dans la boîte à tiroir, quelles que soient les variations de la charge. Outre que l'on évite ainsi les chocs à bout de course, les parois du cylindre sont ainsi amenées à la température de la vapeur lorsque cette dernière pénètre dans le cylindre, ce qui diminue les condensations initiales.

On trouvera, figure 73, un autre exemple de machine verticale, cette fois à double effet, dans laquelle on a entouré tous les organes

en mouvement d'une boîte fermée. Le but a été, comme précédemment, de protéger des pièces du mécanisme de la poussière, de les immerger continuellement dans un bain d'eau grasse et de les

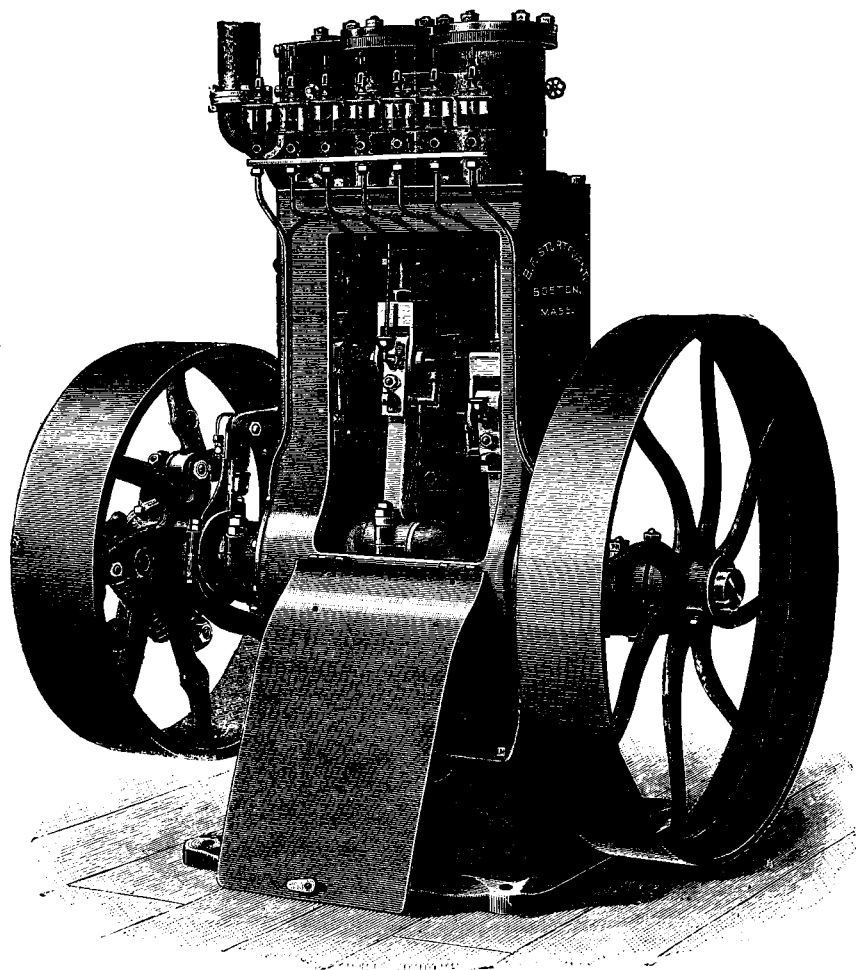


Fig. 73. — Machine pilon à grande vitesse.

dissimuler à la vue, ce qui permet de ne pas les finir ni les polir, d'où résulte une certaine économie de construction. Cette machine, due à Sturtevant, est à deux cylindres actionnant des manivelles calées à 180° pour assurer le balancement des organes

animés du mouvement alternatif. Un seul tiroir, contrôlé par le régulateur, assure la distribution dans ces deux cylindres. Tous les graisseurs, groupés en ligne sur le devant de la machine, facilement accessibles, sont à gouttes visibles et distribuent l'huile aux différents organes par de petits tuyaux. On construit ces machines pour toutes les forces inférieures à 35 chevaux.

37. — Les machines à vapeur à élever l'eau sont aujourd'hui construites suivant le mode compound; aussi n'examinerons-

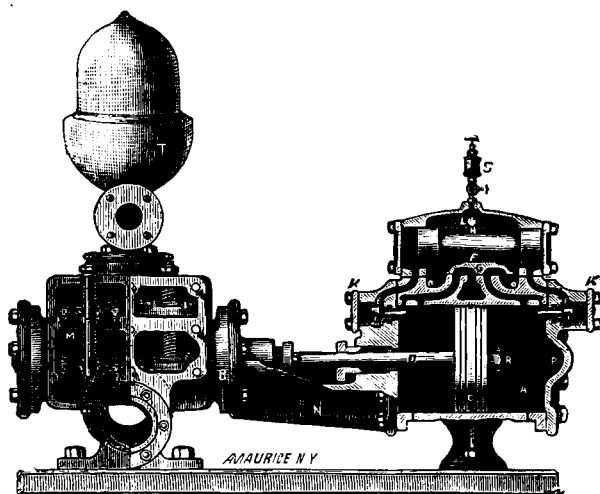


Fig. 74. — Pompe à action directe.

nous que celles qui rentrent dans cette catégorie dans le chapitre spécialement consacré aux pompes. Nous allons toutefois rappeler ici les principaux types de machines se rattachant à cette classe d'appareils.

La pompe à action directe, aujourd'hui si répandue, est la plus simple de toutes; il n'y a ni arbre, ni bielle, ni volant (fig. 74). On a surtout adopté ce type pour les pompes foulantes ou à incendie et partout où le volume d'eau à fournir est peu considérable et la hauteur d'élévation relativement grande. Le cylindre à vapeur et le corps de pompe sont placés dans le prolongement l'un de l'autre et leurs pistons sont montés sur une tige commune. Les deux cylindres sont reliés par un bâti et supportés sur le sol

par deux patins percés de trous et pouvant recevoir des boulons d'attache.

La commande du tiroir est faite d'une manière aussi simple qu'ingénieuse. Dans la figure, le piston est supposé se mouvoir vers la gauche ; quand il atteint la fin de sa course, il vient buter sur un taquet qui met en mouvement un petit tiroir auxiliaire I. Ce dernier commande une lumière E, qui admet ou fait échapper la vapeur derrière un piston auxiliaire F, quand il y a échappement, la pression de la boîte à tiroir repousse ce piston, qui entraîne le tiroir de distribution G auquel il est fixé. La vapeur est ainsi admise sur la face gauche du piston moteur, l'échappement se produisant en même temps sur l'autre face, en A. Ainsi cette machine possède une distribution qu'elle contrôle directement et qui est disposée de telle sorte qu'il ne peut jamais se produire de stoppage aux points morts malgré l'absence d'un volant ou d'un système de distribution analogue par exemple à la cataracte des machines de Cornouailles. Il existe un très grand nombre de systèmes de pompes, différant légèrement entre elles sous le rapport des détails de construction, mais présentant toutes ce trait commun d'une distribution opérée par des valves et pistons auxiliaires commandés directement par le piston correspondant ou, quand la machine est à deux cylindres, par le piston de l'autre groupe.

Dans certains cas, on a construit des machines de ce système sur une très grande échelle et dans des circonstances où la machine de Cornouailles eût été autrefois considérée comme seule applicable. On trouvera, figure 75, une pompe à vapeur de ce type destinée à l'alimentation des villes. C'est la pompe Worthington compound, à action directe. Les cylindres A et B, placés dans le prolongement l'un de l'autre, commandent directement la pompe élévatoire F et, par l'intermédiaire d'un balancier et de menottes, leur pompe à air DD. La vapeur d'échappement du petit cylindre A se rend dans le grand cylindre B qui échappe directement au condenseur C. Les tiroirs de chaque groupe d'appareil sont mus par un mouvement de distribution actionné par la tige de piston de l'autre groupe, exactement pareil au premier, et qui lui est accolé. Ces tiroirs sont ordinairement constitués par des distributeurs analogues à ceux de Corliss et qui, tout en étant d'une

manœuvre douce, présentent une grande section de passage pour un faible déplacement et des espaces morts peu volumineux. La

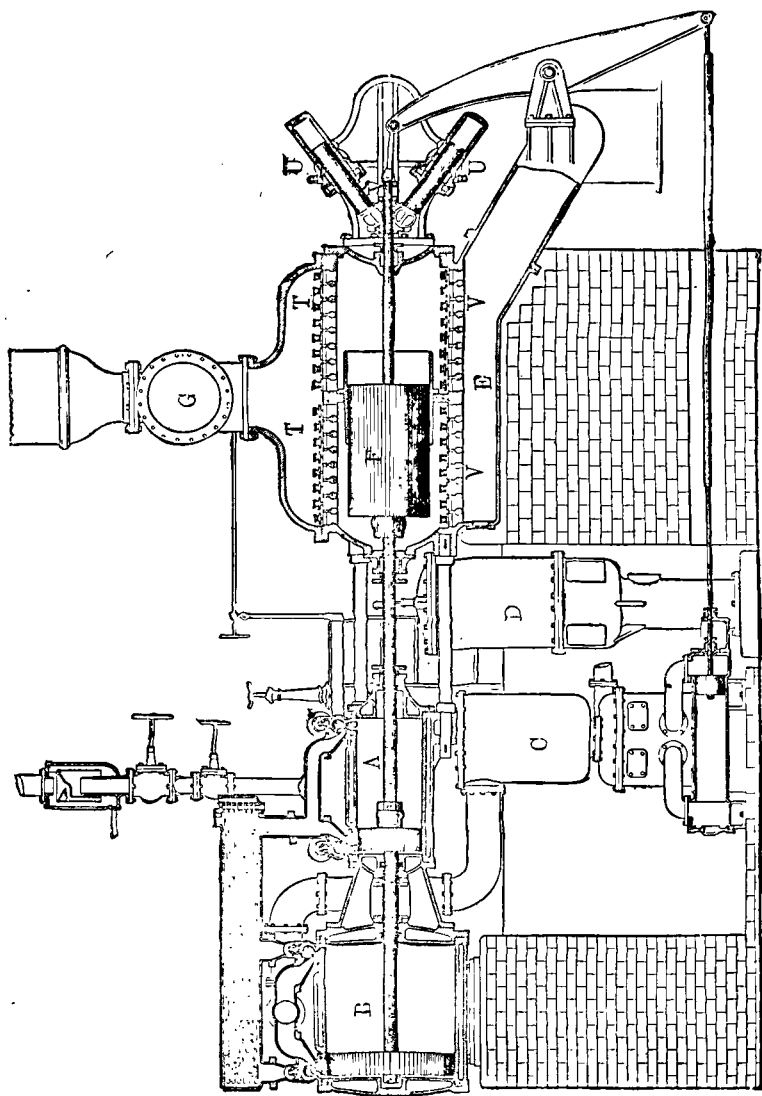


Fig. 56. — Pompe Worthington.

liaison croisée des distributions permet aux deux machines de fonctionner alternativement, l'une se mouvant suivant presque toute sa course, tandis que l'autre est au repos, et, inversement

quand la première arrive dans les environs de son point mort, l'autre commence à se mouvoir.

L'eau est aspirée par le tuyau E et à travers les clapets VV, elle est refoulée à travers les clapets TT, en G dans la conduite principale. Un réservoir d'air, placé au-dessus de G, assure un écoulement régulier et diminue les coups de bélier qui pourraient être plus grands avec une pompe à action directe qu'avec un appareil à volant.

On trouvera, en UU, un accessoire important de ces pompes, lequel constitue surtout l'originalité des machines Worthington et assure leur fonctionnement dans des conditions de régularité que l'on ne saurait obtenir par des moyens plus simples. Sur la tige commune aux pistons de chaque groupe sont attachés deux plongeurs qui pénètrent à l'intérieur de corps de pompe oscillants UU. Derrière ces plongeurs, un accumulateur entretient une pression aussi constante que possible. On voit de suite que, d'après la position qu'occupent les pompes auxiliaires, la pression qui s'exerce sur leurs pistons crée une force retardatrice pendant la première partie de la course du piston à vapeur. A mi-course, les axes des plongeurs, étant perpendiculaires à la ligne d'axe des cylindres moteurs, s'équilibrent mutuellement et n'agissent plus dans le sens de la marche des pistons. Au delà, ils s'inclinent en sens contraire et exercent sur la tige des pistons une poussée accélératrice d'autant plus grande que l'on se rapproche davantage de la fin de la course. Ainsi, l'effort essentiellement variable de la vapeur sur le piston, suivant les différentes phases de la distribution, est régularisé par l'action des plongeurs qui le diminuent au début en emmagasinant l'excès de travail, et l'accroissent vers la fin de la course de la quantité désirable, en restituant ce travail. On peut donc, avec de grands coefficients de détente, obtenir de cette pompe, bien qu'elle soit à commande directe et sans qu'il soit besoin de recourir à l'emploi d'un volant, une régularité satisfaisante par suite de la constance presque absolue de l'effort moteur effectif. Il suffit pour cela de bien proportionner la surface des pistons oscillants, leur angle d'inclinaison et la pression qui s'exerce sur leurs faces.

Cet arrangement, dû à M. C.-C. Worthington, a permis d'aug-

menter la détente dans les pompes à action directe, de rendre ainsi leur fonctionnement aussi économique que celui des pompes à volant les plus perfectionnées, et d'en obtenir un rendement comparable en eau montée. Les plongeurs remplissent donc l'office d'un volant, qui serait beaucoup plus lourd; ils fonctionnent sans danger et avec efficacité à toutes les vitesses et présentent l'avantage de stopper la machine en la calant à un de ses points morts en cas de rupture du tuyau de refoulement.

La détermination des éléments constituant ce système régularisateur résulte des formules suivantes. Soient :

- A, la section totale des plongeurs ;
- p , la pression à laquelle ils sont soumis ;
- L, la charge totale qu'ils supportent ;
- T, l'effort combiné qu'ils exercent suivant l'axe de la tige des pistons ;

θ , l'angle que font les tiges des plongeurs avec la verticale.

L'effort total sur les tiges des deux plongeurs sera :

$$\begin{aligned} L &= Ap = T \cot \theta; \\ T &= Ap \sin \theta = L \sin \theta; \end{aligned}$$

A mi-course

$$\theta_0 = 0 \quad \text{et} \quad T = 0 = L$$

Aux positions extrêmes les angles sont θ_1 et θ_2 et

$$T = Ap \sin \theta_1 = Ap \sin \theta_2;$$

valeurs qui doivent être sensiblement égales : au début d'une course, à la poussée initiale sur les pistons moteurs diminuée de la résistance offerte par les pompes au départ; à la fin de la course, à cette dernière quantité diminuée de la poussée finale sur le piston. La position des tourillons d'articulation des cylindres auxiliaires et leur course, ainsi déterminées, sont les éléments qui déterminent la quantité de travail effectuée dans les cylindres régularisateurs et la parfaite égalité des deux valeurs de ce travail positif et négatif.

La course des plongeurs doit être choisie de telle sorte que le travail accompli par eux à chaque aller et venue soit égal à l'excès

ositif ou négatif du travail développé sur le piston moteur au

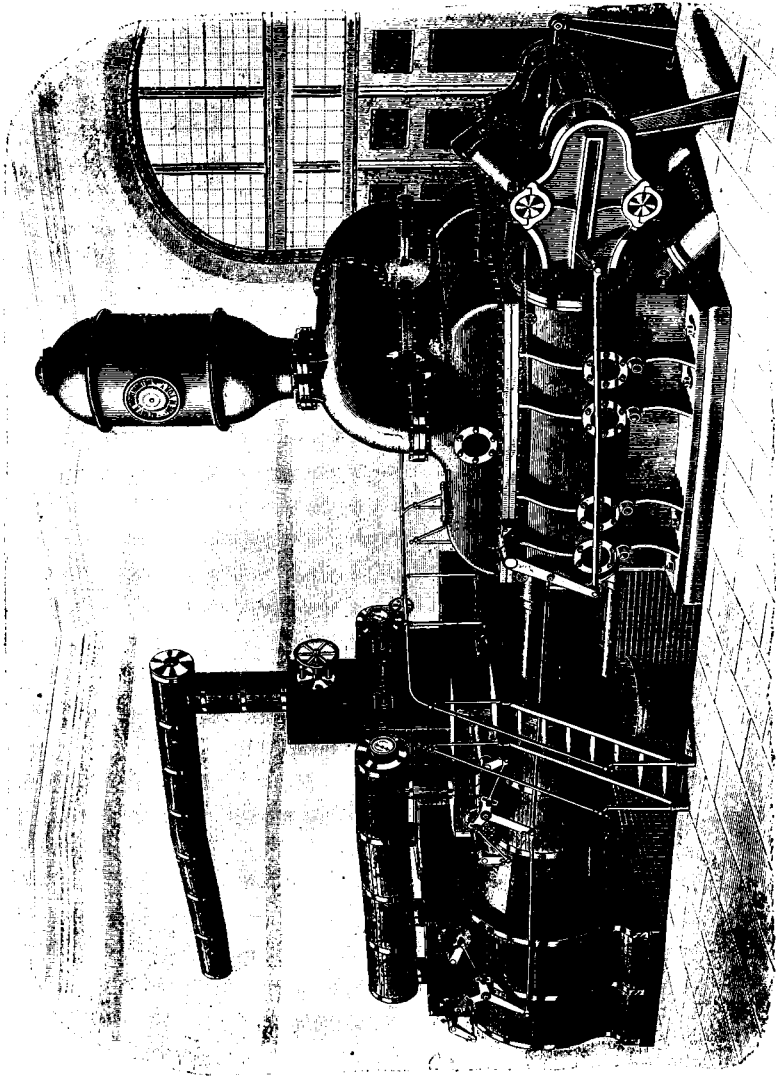


Fig. 76. — Pompe Worthington.

commencement et à la fin de la course par rapport au travail utile moyen absorbé par les pompes. On trouvera dans un des

chapitres de cet ouvrage relatif aux essais des machines un diagramme représentant cet équilibre.

Les pompes à vapeur à balancier se construisent presque toujours aujourd'hui avec volant et manivelle et souvent dans le système compound. On en trouvera un exemple figure 77. Les deux cylindres à vapeur sont en A et B ; ils sont reliés au balancier en fonte EF par le parallélogramme CD. A l'extrémité opposée du balancier est articulée la bielle G, qui actionne le volant MN par l'intermédiaire de la manivelle H. Le volant sert à régulariser le mouvement et à contrôler la longueur de la course de manière à éviter le choc du piston à bout de course.

Le pivot du balancier est supporté sur des colonnes en fonte

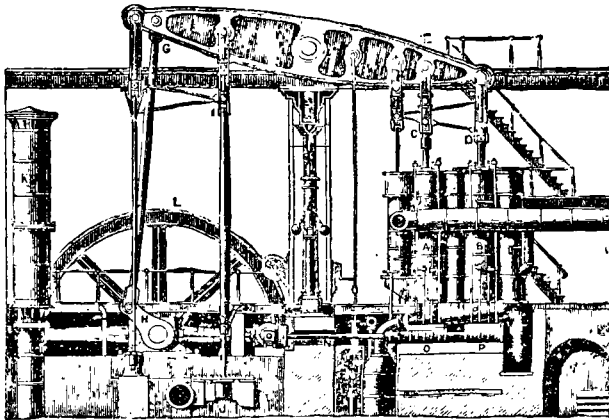


Fig. 77. — Pompe à balancier.

qui reposent elles-mêmes, ainsi que les cylindres, paliers, etc., sur un robuste massif de fondation.

La tige de commande I actionne une pompe à double effet J, complétée par un réservoir d'air K. On sait que le but de ce dernier est de régulariser l'écoulement de l'eau dans la conduite de refoulement, le niveau de l'eau dans ce réservoir montant ou descendant, suivant que la pression dans la conduite subit des variations correspondantes. La distribution est opérée au moyen de cames OP, montées sur un arbre horizontal N mù par l'arbre principal au moyen de pignons, et qui actionnent les soupapes

des cylindres par l'intermédiaire des tiges, visibles sur la figure, qui les surmontent. Le condenseur et la pompe à air sont placés dans un puits disposé entre les cylindres et les colonnes de support du balancier.

Ces machines fonctionnent à des pressions de $4^{kg},000$ à $6^{kg},000$; on détend de 6 à 10 fois.

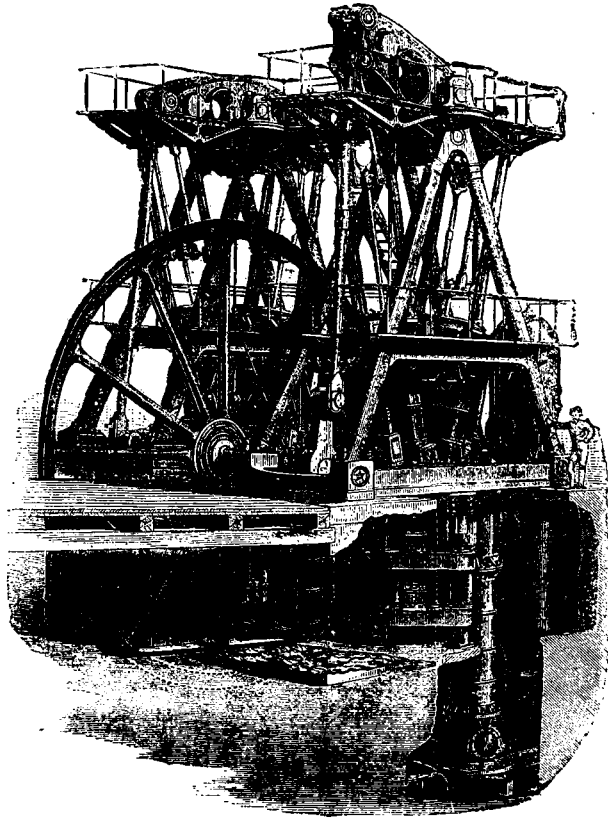


Fig. 78. — Machine élévatrice de M. Leavitt.

On trouvera, figures 78 et 79, un type plus récent de pompe à balancier, dû à M. F.-D. Leavitt. Les deux cylindres sont placés de part et d'autre du balancier et inclinés de telle sorte que leurs tiges puissent être articulées aux extrémités de ce dernier, alors que leurs fonds se touchent. Les parties supérieures des deux

cylindres sont réunies par un tuyau de communication portant une soupape à chaque bout; quant aux fonds, ils sont directement reliés par un court passage qui ne comporte qu'une soupape servant, quand elle est ouverte, d'échappement au petit cylindre et d'admission au grand. Les deux pistons se meuvent en sens contraire, ce qui permet à la vapeur qui a travaillé dans le petit cylindre d'être introduite à l'extrémité la plus rapprochée de l'autre cylindre. La pompe de refoulement est du type élévatoire à plongeur; elle se remplit à l'aspiration, pendant la montée

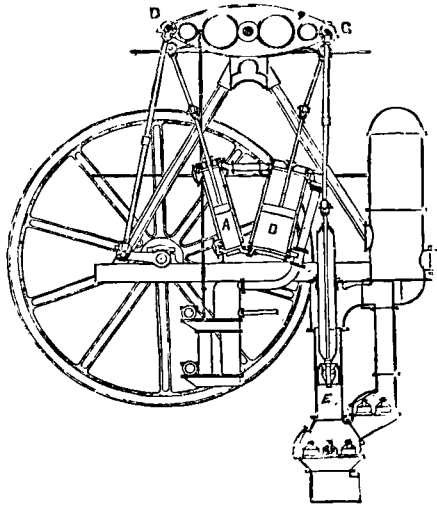


Fig. 79. — Coupe de la machine précédente.

du piston, et refoule, à chaque course, la moitié de la quantité d'eau qu'elle a aspirée.

Ces machines donneraient une utilisation de plus de 335 000 kilogrammètres par kilogramme de charbon brûlé, chiffre très supérieur à la moyenne qu'on reconnaît être ordinairement de 215 000 kilogrammètres.

Les machines à élever l'eau les plus répandues sont du système Woolf ou compound, à réservoir. Dans la première, les deux pistons, attachés à une extrémité commune du balancier, se meuvent dans le même sens. On effectue souvent la transformation d'une ancienne machine en lui ajoutant un petit cylindre

et en augmentant la pression de régime. On place alors le cylindre à haute pression derrière l'ancien qui devient cylindre à basse

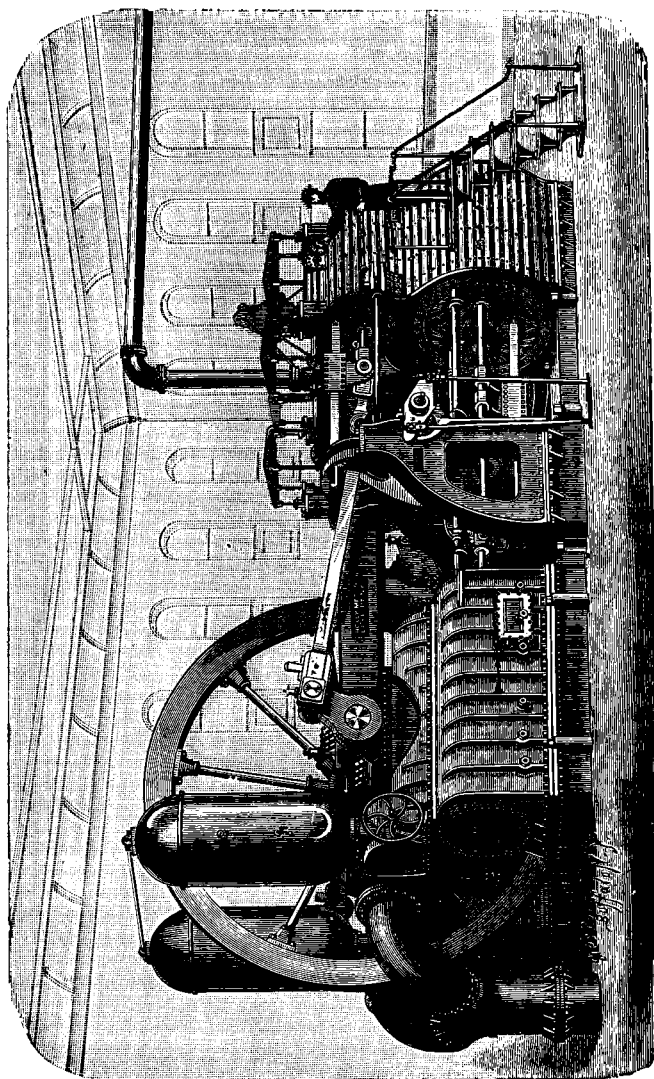


Fig. 80. — Pompe de Gaskill.

pression et on articule la tige du premier sur le bouton servant autrefois à la tige de la pompe à air. M. Mac Naught est le pre-

mier ingénieur qui se livra sur une grande échelle à ces transformations. Il n'y a pas de réservoir intermédiaire, la vapeur passant d'une des extrémités du premier cylindre à l'autre bout du second. Quand on adopte (fig. 80, 81, 82) un diamètre de cylindres

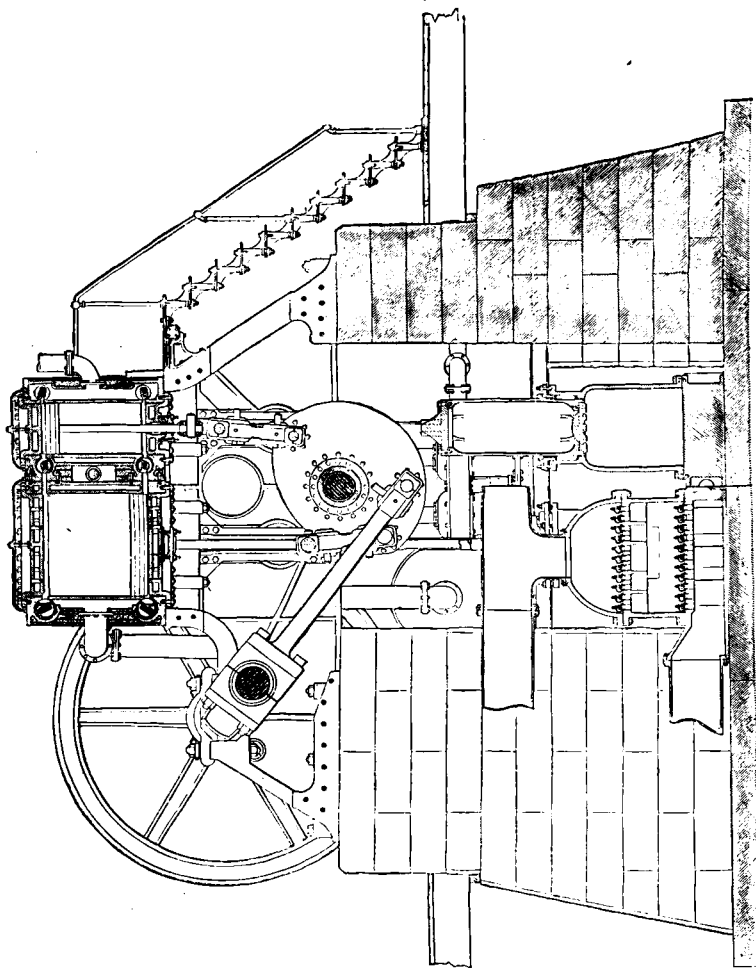


Fig. 81. — Pompe verticale de Gaskill.

relativement grand par rapport à la course, de telle sorte que l'on puisse introduire un balancier comme dans la machine représentée par la figure 81, il devient possible d'articuler les tiges des deux pistons aux extrémités du balancier et les passages de

vapeur d'un cylindre à l'autre pourront être très courts, puisque, les pistons se mouvant en sens contraire, on relie les fonds cor-

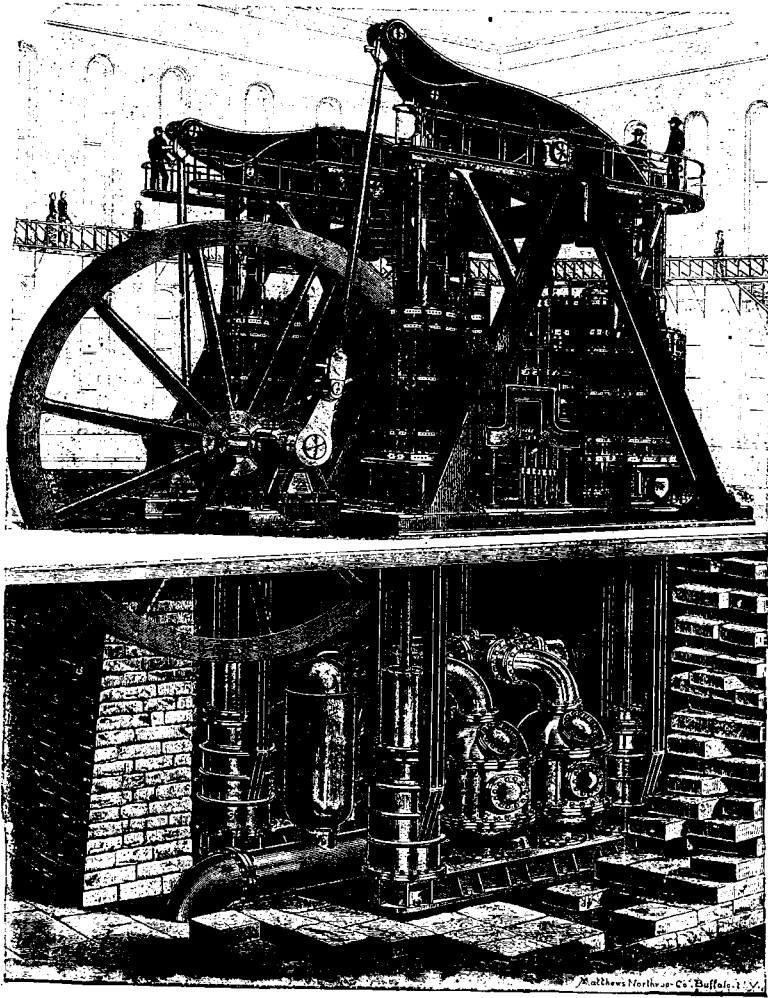


Fig. 82. — Machine compound élévatoire.

respondants. Il en résulte de sérieux avantages économiques, outre que la machine devient très compacte. Nous avons vu que M. Leavitt (fig. 78, 79) était parvenu au même résultat par un

autre moyen. On ne pourrait placer les deux cylindres aux extrémités d'un balancier ayant les proportions usuelles, à cause de la grande longueur des conduits dirigeant la vapeur de l'un à l'autre, ce qui entraînerait des inconvénients sérieux au point de vue de la consommation.

Une pompe construite par Corliss a, paraît-il, donné un ren-

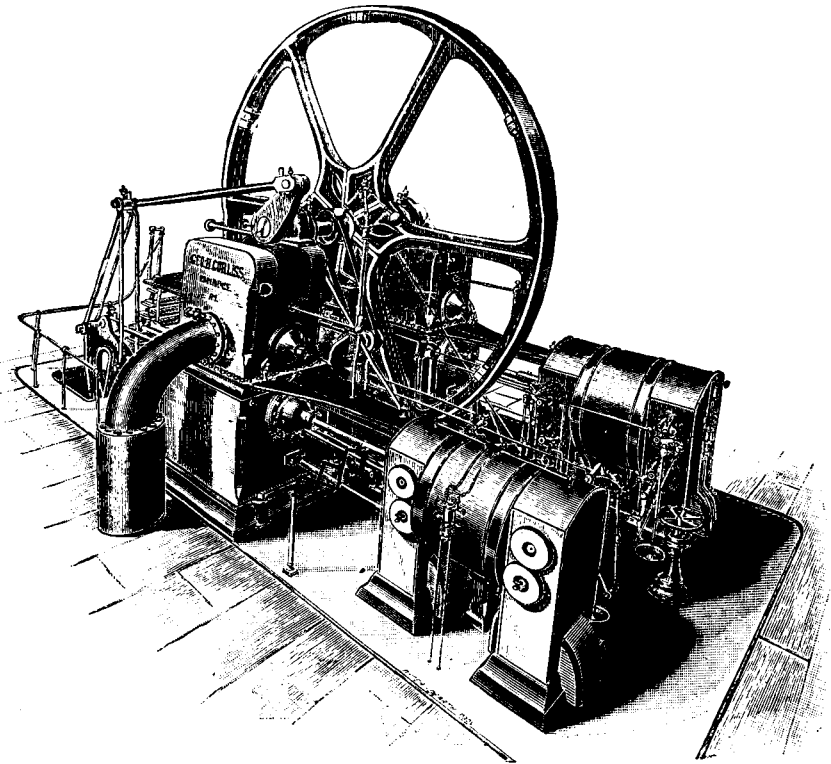


Fig. 83. -- Machine élévatoire de Corliss.

dement de 365 000 kilogrammètres par kilogramme de charbon brûlé. Cette machine est représentée figure 83. Deux cylindres horizontaux, placés côte à côte, commandent des pompes à double effet, disposées dans leur prolongement et dont les plongeurs sont montés sur la même tige que les pistons moteurs. Un balancier vertical et une bielle relie les tiges de piston à un arbre horizontal portant un volant situé entre les deux groupes

de machines. La vapeur arrive au petit cylindre à une pression d'environ 10 atmosphères absolus (9 kilogrammes au manomètre); elle s'en échappe au grand cylindre à la pression d'environ 3 kilogrammes et, de là, va au condenseur placé sous la machine. Le

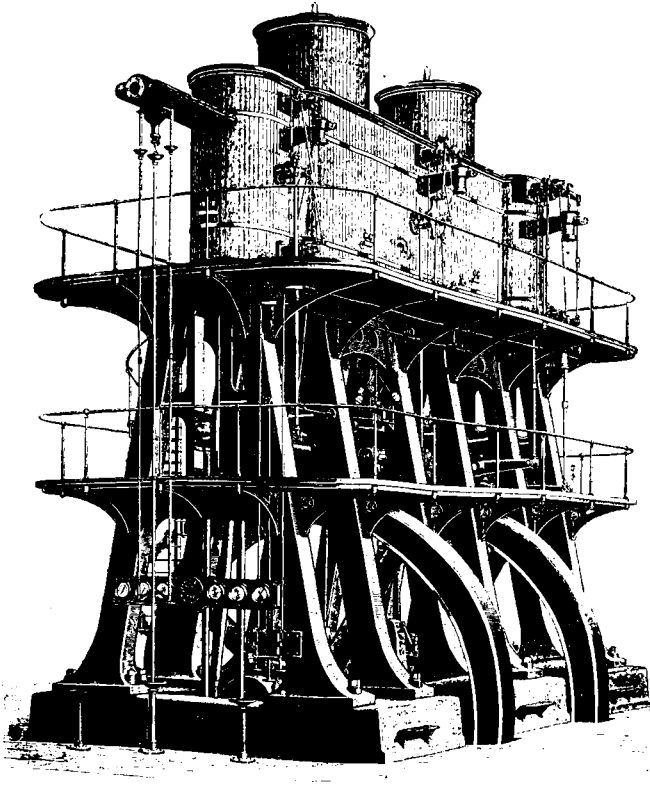


Fig. 84. — Machine élévatoire à triple expansion.

degré total d'expansion varie de 15 à 20 et la vitesse est d'environ 50 tours par minute.

La pompe est munie de clapets nombreux très petits et à faible levée, qui sont peu sujets aux fuites et se lèvent facilement à toute vitesse.

Comme dans toutes les machines de cette espèce, on a disposé un réservoir intermédiaire placé entre les cylindres : la vapeur

est surchauffée, avant son entrée dans la machine et dans le cylindre à basse pression. La distribution est du système Corliss, et la détente est variable dans les deux cylindres.

La figure 84 représente un système de machine à élever l'eau, verticale, à triple expansion, telle que MM. Allis, Reynolds and Co en ont construit un grand nombre pour l'alimentation d'eau des grandes villes. Ces machines peuvent fournir 90 000 mètres cubes par jour.

Les cylindres sont supportés par de robustes bâtis en forme d'A, boulonnés à la plaque de fondation, et qui portent les glissières. Les plongeurs sont clavetés sur le prolongement des tiges de piston et les manivelles sont calées à 120° pour donner un débit plus constant. Les pompes sont à simple effet, à plongeurs, avec presse-étoupes extérieurs. Le condenseur et la pompe à air sont situés sous le parquet, dans un puits. Les clapets des pompes sont placés sur des sièges amovibles, de manière à être facilement visités et remplacés. Tous les leviers de manœuvre sont concentrés, sur une plate-forme, à la main du mécanicien.

On trouvera, (figure 85), une pompe, construite par M. Reynolds pour la ville d'Alleghany, dont le débit est de 27 200 mètres cubes par vingt-quatre heures, refoulés à une hauteur de 67 mètres, ce qui correspond à un rendement de 29 000 kilogrammètres pour chaque kilogramme d'eau vaporisée dans les chaudières. On a même obtenu, pendant un fonctionnement de vingt-quatre heures, un rendement de 32 650 kilogrammètres.

Ce type est très apprécié en Amérique, surtout parce que tous les organes en sont facilement accessibles, parce que la surface occupée en plan est faible, ce qui entraîne une dépense minimum de fondations, et que la connexion entre les pistons moteurs et les pompes est très directe. Dans la figure, on a coupé, par un plan vertical, un des cylindres, ainsi que la pompe qu'il mène, afin de montrer l'agencement des différents organes du cylindre à vapeur et de la pompe.

Passons maintenant à une autre application de la vapeur entraînant à des dispositions analogues. Nous voulons parler des machines soufflantes destinées à refouler l'air dans les hauts fourneaux ou dans les convertisseurs Bessemer. On trouvera,

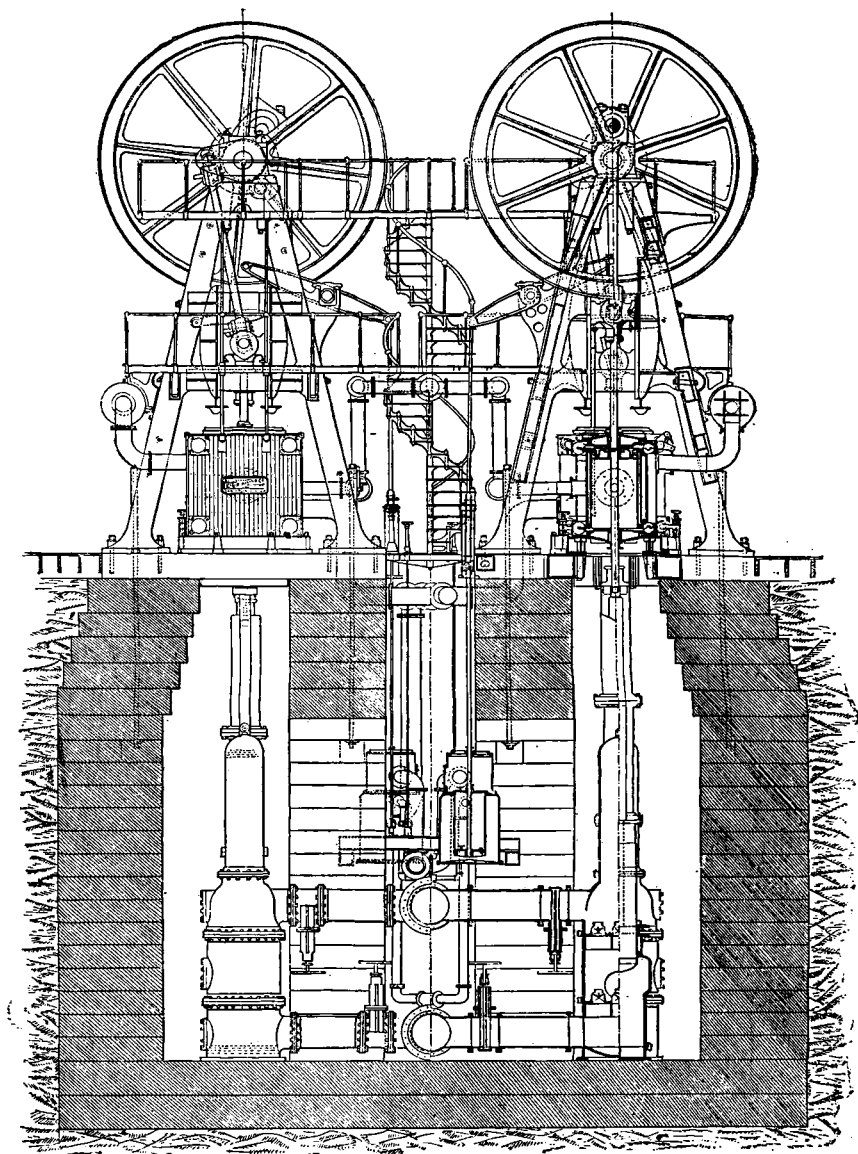


Fig. 85. — Machine élévatoire verticale, compound.

figure 86 le dessin d'un appareil de ce genre étudié par MM. Gordon Strobel et Lawrence, qui présente une compacité et une sim-

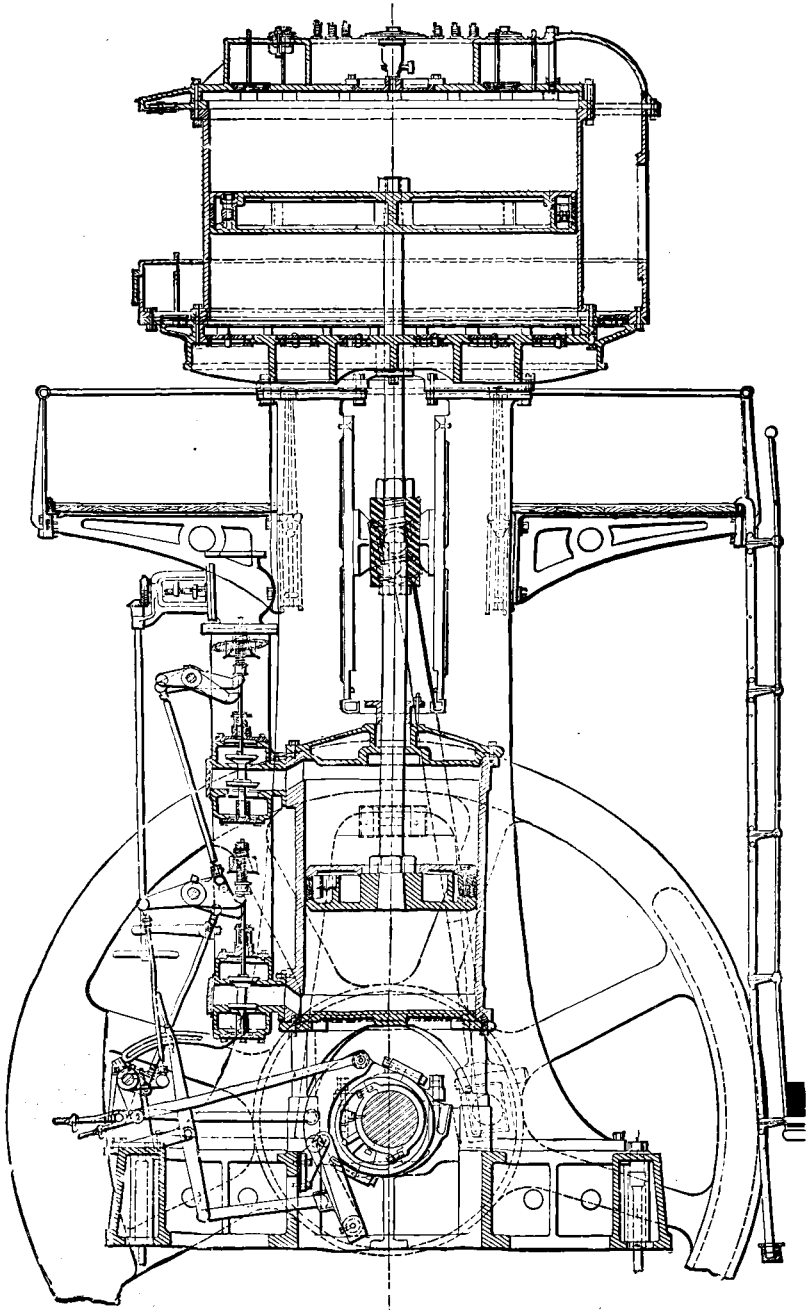


Fig. 86. — Soufflerie verticale.

plicité très grandes. On y retrouvera la distribution par soupapes des premières machines de Watt.

Le cylindre à vapeur a 1^m,06 et le cylindre à vent 2^m,15 de diamètre ; la course commune est de 1^m,20. La forme creuse du bâti lui donne beaucoup de raideur, et permet de mettre les deux cylindres à vapeur et à air dans le même axe, l'arbre étant en dessous, et facilite l'arrangement de la distribution. Cette dernière est effectuée, comme on peut le voir, par un rocking-shaft, directement actionné par la bielle d'excentrique qui fait mouvoir les balanciers chargés de soulever ou d'abaisser les soupapes. Une disposition spéciale permet de faire varier, à la main, l'admission de un quart aux trois quarts de la course, l'avance restant constante. La levée des soupapes d'admission varie, dans les mêmes limites, entre 15 et 35 millimètres. L'échappement est entièrement indépendant de l'admission et reste également constant. Les clapets du cylindre à vent sont de section suffisante pour que, à la vitesse normale, il n'y ait pas de perte de charge sensible, entre le cylindre et la conduite. La hauteur des pistons est de un quart du diamètre pour le cylindre à vapeur et de un huitième pour le cylindre à vent. Avec une pression de 4^{kg},220 et une admission de 0,25, cette machine tourne à raison de 35 tours par minute.

38. — Les machines locomobiles sont, comme leur nom l'indique, destinées à être transportées facilement. Ces machines, généralement de petites dimensions et de puissance modérée, présentent une grande compacité ; elles sont à haute pression, sans condensation et généralement à grande vitesse de piston ; leur chaudière, tubulaire, sert ordinairement de bâti et de support à la machine.

Lorsque la machine et la chaudière sont montées sur un bâti commun, la machine est dite du type *semi-fixe* ; lorsqu'elles sont montées sur roues, ce sont des *locomobiles*.

Les *locomotives routières*, très employées dans certains pays, ne sont que des locomobiles capables de se propulser ; quant aux « rouleaux ou cylindres à vapeur », ce sont des locomotives routières, dans lesquelles les roues sont remplacées par de pesants

rouleaux en fontes qui servent à écraser les pierres des routes macadamisées. De même, les pompes à incendie à vapeur sont des locomobiles dans lesquelles la force motrice est entièrement employée à actionner des pompes.

Dans la machine semi-fixe de la figure 87 l'appareil moteur n'est pas boulonné sur la chaudière ; il n'est donc soumis à aucun

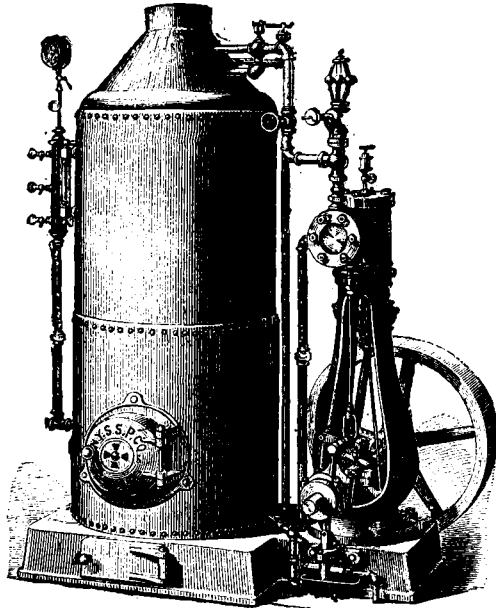


Fig. 87. — Machine semi-fixe verticale.

effort de dilatation de la part de cette dernière, et il n'y a pas crainte de voir les coussinets s'échauffer à son contact. Le volant se trouvant à la partie inférieure, on obtient une stabilité satisfaisante qui a de l'influence sur le rendement général. La chaudière, tubulaire, verticale et à foyer intérieur, est timbrée à 10^{kg},5 par centimètre carré. Elle est munie d'un antiprimeur et d'un bouchon fusible destiné à fondre lorsque le niveau de l'eau est trop bas ce qui écarte la crainte des coups de feu. On trouvera figure 88 un autre exemple de cette classe de machine que l'on ne construit que pour les petites dimensions. Sa particularité consiste en ce que le cylindre est placé à l'extrémité de la chaudière qui est verticale. Grâce à cet arrangement la ma-

chine ne prend que de la vapeur sèche, et l'on supprime les condensations initiales ou celles qui se produisent toujours, même dans un tuyau très court. Notre figure représente une machine de 10 chevaux.

MM. Babcock et Wilcox furent les premiers en Amérique qui se firent une spécialité de ce genre de machine. Celle qu'ils ont introduite est devenue, pour les petites forces, d'un type aussi répandu que les appareils Corliss le sont pour les machines fixes. Il a été copié et reproduit en Europe aussi bien qu'en Amérique. On peut le citer comme un modèle du genre réunissant à la fois l'élégance des proportions, le fini et la perfection de l'ajustage qui sont aujourd'hui reconnus nécessaires dans les machines à vapeur même de la plus petite dimension.

Cette machine, représentée figures 30 et 31 (voir plus haut), est du type vertical. Elle repose sur un bâti robuste et bien dessiné auquel le cylindre à vapeur est boulonné par son fond. Les paliers moteurs étant fondus avec le bâti, la rigidité est satisfaisante et l'ajustage facile. Le tiroir est soit à coquille, soit cylindrique. Dans ce dernier cas, les glaces sont mobiles et peuvent être facilement renouvelées ou tout au moins alésées après usure.

La position verticale de la machine empêche l'ovalisation du cylindre. Les pistons, creux, sont munis de segments qui s'appliquent par leur propre ressort. Les glissières sont alésées et les coulisseaux de la crosse tournés, ce qui assure un montage facile et parfait. La machine représentée est de petites dimensions (4 à 5 chevaux), et particulièrement destinée à l'éclairage électrique; elle tourne à raison de 250 à 300 tours par minute. Le régulateur agit sur le papillon, méthode qui a donné dans ces machines un meilleur résultat qu'on n'était en droit d'en attendre.

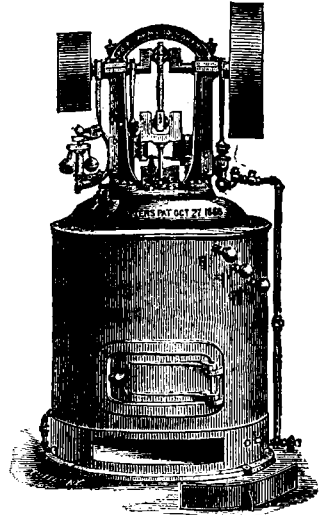


Fig. 88. — Machine semi-fixe.

On a construit des machines de ce type, qui développent jusqu'à 100 chevaux, mais alors ce sont de véritables machines fixes ; elles possèdent un palier indépendant et un plateau-manivelle équilibré.

L'acier est généralement employé pour toutes les articulations et organes moteurs de ces machines, même de la plus petite dimension, et tels que, bielle, tiges de piston et de tiroir, tourillons, etc. Les coussinets sont généralement en bronze garnis en métal blanc et de large surface. Le vilebrequin est tantôt en acier tantôt en fer forgé.

Certains constructeurs anglais se sont attachés depuis peu à perfectionner les machines semi-fixes ou locomobiles, et ont obtenu, dans des essais très rigoureux, des résultats économiques comparables à ceux des bonnes machines marines. Les causes de cette économie découlent nécessairement de leur mode de construction, mais aussi beaucoup de la manière dont les essais ont été conduits. Les machines sont étudiées avec soin dans leurs moindres détails. La vitesse de piston est considérable, la distribution est opérée au moyen d'un tiroir à coquille, complété par un tiroir de détente ; ce dernier actionné par un excentrique indépendant permet des variations considérables de l'admission. Cette distribution, très simple et qui d'ailleurs fonctionne bien, convient parfaitement pour une détente de 4 à 5 volumes. Le régulateur agit ordinairement sur un papillon placé dans le tuyau de vapeur, arrangement qui n'est peut-être pas le meilleur pour de notables variations de puissance, mais qui se trouve suffisant lorsque, pendant des essais au frein, le travail est à peu près constant et voisin de son maximum. Les meilleures de ces machines sont à très haute pression ; elles fonctionnent avec de grands degrés de détente, et leurs cylindres sont pourvus d'enveloppes de vapeur. Les chaudières et les cylindres sont soigneusement enveloppés de matériaux mauvais conducteurs. Les détails sont bien étudiés ; les organes robustes et bien ajustés ; tous les tourillons présentent de larges surfaces frottantes. Les bielles sont longues et tous les organes sont calculés de manière à accomplir leur fonction sans subir d'efforts anormaux ni de frottements exagérés.

Des mécaniciens expérimentés et adroits sont seuls employés pendant les essais ; on a reconnu que la même machine, entre des mains différentes, passant toutes deux pour expérimentées, donnaient des résultats variables de 10 à 15 p. 100. La plus grande attention est apportée à la conduite du feu, le charbon est chargé à des intervalles réguliers et par petites quantités à la fois ; on s'attache à conserver au combustible une épaisseur uniforme et à éviter l'encrassement des grilles, particulièrement dans les coins. On ouvre le moins possible les portes du foyer et il n'est pas un centimètre carré de la surface de grille qui soit inutilisé. Chaque gramme de charbon produit ainsi le maximum de calorique qu'il est capable de donner. L'alimentation est aussi régulière et continue que possible. Dans quelques cas, le mécanicien, qui ne quitte jamais sa machine, charge continuellement le feu par poignée et surveille de très près l'alimentation de la bûche ou du réchauffeur. Ce dernier est d'ailleurs invariablement appliqué à toutes ces machines. L'échappement n'a que juste le diamètre nécessaire pour assurer le tirage. On surveille attentivement le frein au cas où une irrégularité de graissage entraînerait des changements de vitesse par suite d'une variation de résistance. On s'arrange pour que la machine soit essayée à la puissance maximum à laquelle elle est capable de fonctionner économiquement. On s'attache ainsi à assurer toutes les conditions favorables à l'économie, du moins autant que la science et l'adresse des mécaniciens le permettent. En outre, ces essais, n'ayant lieu que pendant une durée de trois à cinq heures au plus, se terminent avant qu'il ne soit devenu nécessaire de dégrasser les feux.

La figure 89 représente une locomobile construite par une des plus anciennes maisons des Etats-Unis particulièrement habituée à ce genre de machines. La surface de chauffe, par unité de puissance, un peu moindre que dans les appareils fixes, est plus grande que dans les locomotives (l'énergie du tirage étant intermédiaire entre ces deux catégories de machines), elle varie de 0,70^{mq} à 1,70^{mq} par cheval. La chaudière est construite avec beaucoup de solidité afin qu'elle puisse supporter, sans fatigue, les efforts dus à l'ébranlement de la machine, qui peuvent s'élever jusqu'à un huitième

ou un dixième de ceux dus à la pression de la vapeur. La chaudière sert de bâti, et tous les organes sont très accessibles en route. Les machines locomobiles du système compound se sont montrées d'un fonctionnement très économique bien qu'il soit généralement convenu que l'on n'a pas grand'chose à gagner avec le mode compound pour les machines sans condensation et particulièrement

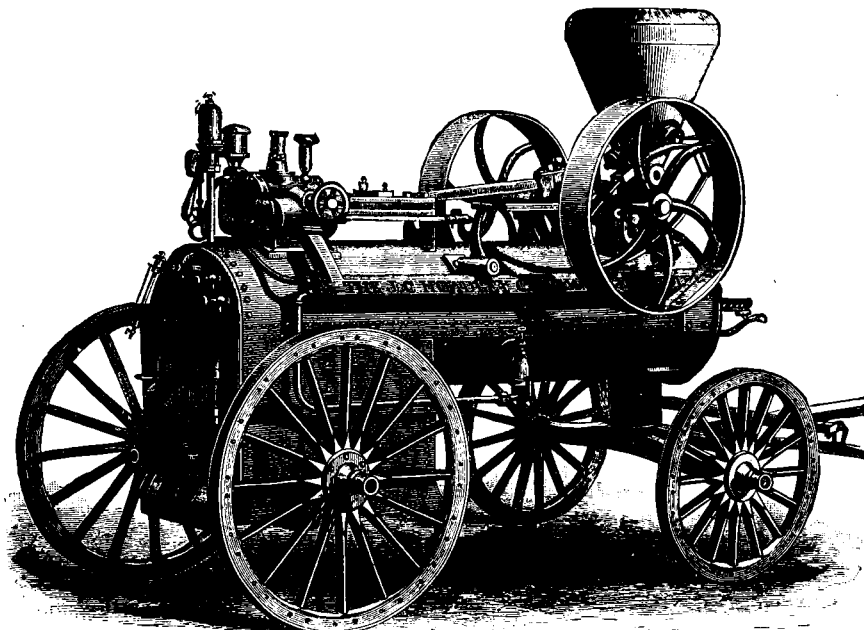


Fig. 89. — Locomobile.

pour les petits appareils. Le système adopté est à deux cylindres inégaux, placés côte à côte et actionnant autant de manivelles calées à angle droit, avec réservoir intermédiaire. Dans quelques cas on a disposé les cylindres et les manivelles de telle sorte que les pistons aient des mouvements corrélatifs directement opposés, disposition acceptable pour les petites machines, mais moins avantageuses pour les grandes puissances. Par l'application du système compound on a obtenu, avec des machines de ce type développant 25 chevaux, une économie qui a pu s'élever jusqu'à 25 p. 100 en eau et en combustible.

Les pompes à incendie à vapeur ont aujourd'hui atteint à peu

près tout leur développement et revêtu une forme précise qui est devenue leur type courant. Ces machines présentent peut-être un des meilleurs exemples que l'on puisse trouver dans aucune des branches de l'art mécanique d'une extrême légèreté combinée avec une puissance relativement considérable et une grande solidité. Ces résultats ont été obtenus : en adoptant une chaudière présentant une grande surface de chauffe sous un petit volume, à production très énergique, et contenant peu d'eau ; en adoptant l'acier comme le seul métal appelé à entrer dans la construction de la chaudière et des organes moteurs ; en faisant choix d'une pression élevée et de grandes vitesses de piston, enfin en ne brûlant que des combustibles de choix. C'est l'observation scrupuleuse de ces principes qui a amené la pompe à incendie à vapeur, en Amérique, à un degré de perfectionnement que l'on rencontrerait difficilement ailleurs. Dans ces pompes, la montée en pression, même lorsque l'on se sert d'eau froide, est extrêmement rapide ; elles peuvent refouler à de très grandes distances. Il est juste de dire que ces qualités sont achetées au prix de certains inconvénients particulièrement en ce qui concerne la régularité du fonctionnement et la facilité de la conduite qui ne peuvent s'obtenir qu'avec des chaudières contenant un grand volume d'eau.

La faible quantité d'eau renfermée dans ces chaudières exige une attention soutenue de la part du conducteur qui ne doit pas un instant perdre de vue l'alimentation, il en résulte en outre des entraînements d'eau fréquents et sérieux. Même quand ces machines sont entre les mains d'agents expérimentés, elles ne sont pas sans présenter quelque danger. Heureusement les chaudières qui leur sont appliquées supportent relativement bien le manque d'eau en raison de leur système même. Il est heureux que ces générateurs ne puissent faire explosion que par suite d'une alimentation brusque succédant à une pénurie d'eau à peu près complète ou que par suite de coups de feu extrêmement graves, car l'alimentation y est d'un contrôle presque impossible en raison des ébullitions continuelles dont elles sont le théâtre et qui faussent les indications du tube de niveau. L'agent en charge préfère ordinairement ne pas s'inquiéter de ces entraînements d'eau et marche avec un fort niveau en alimentant continuellement. La circulation étant très

active dans toutes les parties de ces chaudières, un coup de feu ou une explosion ne paraît pas à craindre tant que l'alimentation se fait régulièrement.

39. — Les locomotives routières et les rouleaux à vapeur sont des machines qui, étant donnés leur service pénible et les chocs

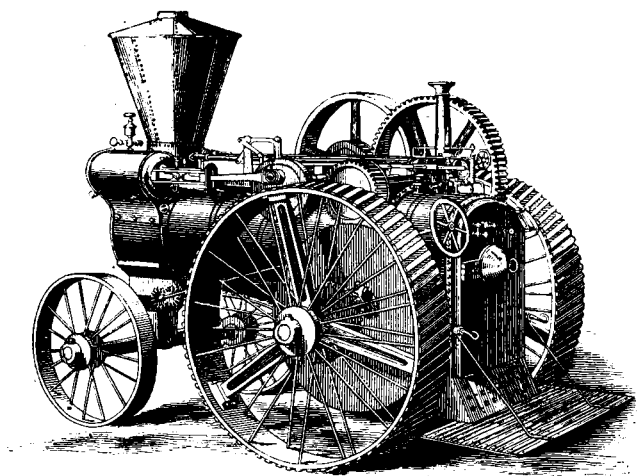


Fig. 90. — Locomotive routière.

continuels qu'elles subissent, demandent à être construites avec la plus grande solidité.

Comme dans les machines dont nous venons de nous occuper, le tirage est assuré par l'échappement, dans la cheminée, de la vapeur qui sort des cylindres. Leur consommation de charbon varie de 2 à 3 kilogrammes par cheval ; on brûle sur leur grille de 70 à 100 kilogrammes environ de charbon par mètre carré, et chaque kilogramme de charbon vaporise généralement 8 kilogrammes d'eau. Le poids de ces machines est d'environ 250 kilogrammes par cheval indiqué.

Nous donnons figure 90 la vue extérieure d'une locomotive routière disposée pour remorquer un réservoir d'eau et une batteuse. Elle peut en outre commander par courroie, les appareils que l'on peut avoir à installer en rase campagne, tels que batteuses, scies, etc. Cette machine peut développer 30 che-

vaux et sa chaudière est timbrée à 14^{kg},500 par centimètre carré. Les roues motrices, en fer forgé, ont 1^m,40 de diamètre et 0^m,20 de largeur. Elles comportent trois rais en fonte, de robuste échantillon, qui servent à transmettre à la jante l'effort moteur auquel les rayons de support en fer rond ne pourraient résister sans fléchir. Les deux roues du même essieu restent motrices aussi bien en courbe qu'en alignement droit grâce à un système ingénieux de transmission. Un seul homme suffit à la manœuvre et à la conduite du feu. Il y a un frein à main pour la descente des

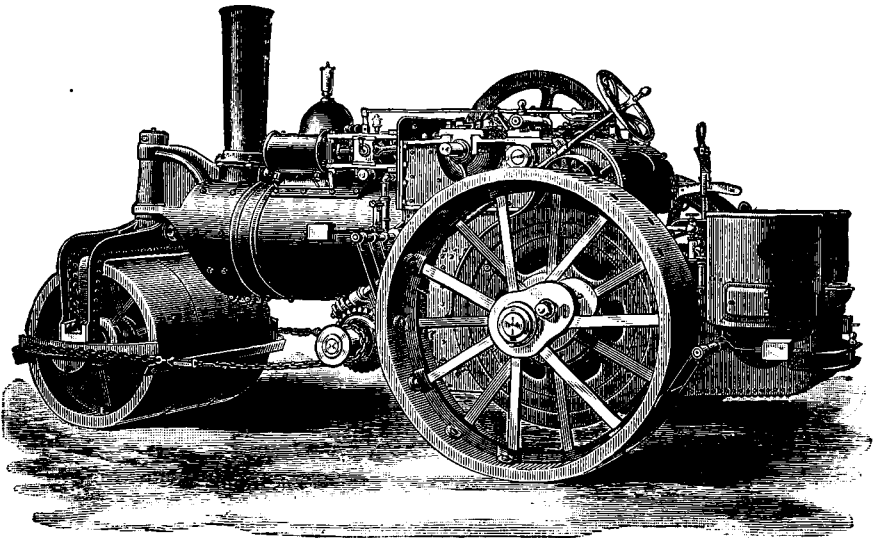


Fig. 91. — Rouleau à vapeur.

côtes. Cette machine peut atteindre une vitesse de 6^{km},500 à l'heure, soit 1 600 mètres de plus que la vitesse pour laquelle elles sont construites. La chaudière est très robuste et bien construite ; elle comporte un réchauffeur ; les cylindres sont à enveloppe de vapeur ; les bâtis sont légers et solides ; l'habillage extérieur est fait avec soin ; tout enfin contribue à faire de ces machines un excellent exemple de la construction moderne.

On trouvera figure 94 un rouleau à vapeur construit par une des meilleures maisons qui se soient vouées à ce genre spécial. On y trouvera plusieurs particularités intéressantes.

Les machines de cette catégorie sont ordinairement à cylindre unique, mais celle que nous décrivons est, ce qui vaut mieux, actionnée par une paire de cylindres horizontaux, placés sur la chaudière et dont les manivelles sont calées à angle droit comme dans les locomotives. On en fait aussi de compound. Leur poids varie de 10 à 15 tonnes. On leur applique toujours la coulisse de changement de marche et tous les organes sont traités dans le style des locomotives. Celles qui sortent de chez les meilleurs constructeurs ont leur chaudière et leur mécanisme en acier. Elles portent un frein à main et sont ordinairement munies de soupapes

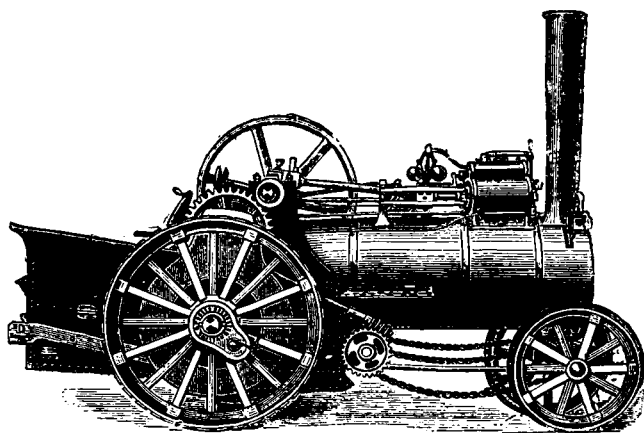


Fig. 92. — Locomotive routière.

de sûreté à échappement silencieux de manière à ne pas effrayer les chevaux. Les engrenages sont en acier recuit et les roues en fonte spéciale analogue à celle que l'on emploie en Amérique pour les roues de wagons et de locomotives.

Ces machines paraissent avoir d'abord été appliquées en France vers 1829 et, plus tard, vers 1865, elles se sont beaucoup répandues en Angleterre.

L'auteur a présidé aux essais d'une machine routière de cette classe construite en Angleterre et représentée figure 92. Ces essais avaient pour but de se rendre compte de la puissance, de la vitesse et des facultés manœuvrières. Les dimensions principales étaient :

Poids de la machine complète	5 300 kilogr.
Diamètre du piston	0 ^m ,195
Course du piston	0 ^m ,254
Rapport du nombre de tours de la machine motrice à celui des roues.	17
Diamètre des roues motrices	1 ^m ,50
Largeur de la jante	0 ^m ,250
Poids de chaque roue	205 kilogr.
Longueur totale du corps cylindrique.	2 ^m ,45
Diamètre du corps cylindrique.	0 ^m ,76
Epaisseur des tôles	0 ^m ,011
» de l'enveloppe de boîte à feu	0 ^m ,012
Charge sur les roues motrices	4 550 kilogr.

La chaudière était du type locomotive et supportait le mécanisme. Le cylindre à vapeur était à enveloppe de vapeur. Tous les mouvements étaient en fer forgé, cimenté et trempé. Les dents des engrenages étaient en fonte malléable. Les paliers étaient supportés, de chaque côté, par une tôle de 12^{mm},5 d'épaisseur formée par le prolongement vertical des parois latérales de la boîte à feu. Les essais ont donné toute satisfaction.

De même que l'étude des machines marines nous apprendra les merveilleux progrès réalisés depuis quelques années dans leur construction, surtout au point de vue de la consommation de combustible et nous fera connaître les plus perfectionnés des moteurs, de même l'examen des pompes à incendie à vapeur nous montrera les résultats obtenus au prix des mêmes efforts, dans un autre ordre d'idées, en ce qui concerne la concentration de la puissance et de la rapidité de mise en pression. Ainsi, dans la machine représentée figure 93 et construite par la Manchester Locomotive Works, on a obtenu la légèreté, la compacité, la puissance et les autres desiderata de cette classe d'appareils par les moyens suivants : adoption d'une chaudière tubulaire verticale dans laquelle la surface de chauffe est plus considérable qu'avec tout autre type de générateur et cela sans compromettre la sécurité ; emploi de l'échappement pour activer le tirage, de pompes verticales à double effet, de cylindres moteurs de grand volume, de tuyaux de vapeur et d'eau de large section, de réservoirs d'air volumineux, et d'un bâti en acier ou tout au moins en fer forgé. Le tout est monté sur des ressorts flexibles et résistants.

Les grandes pompes de cette catégorie pèsent 3 tonnes et

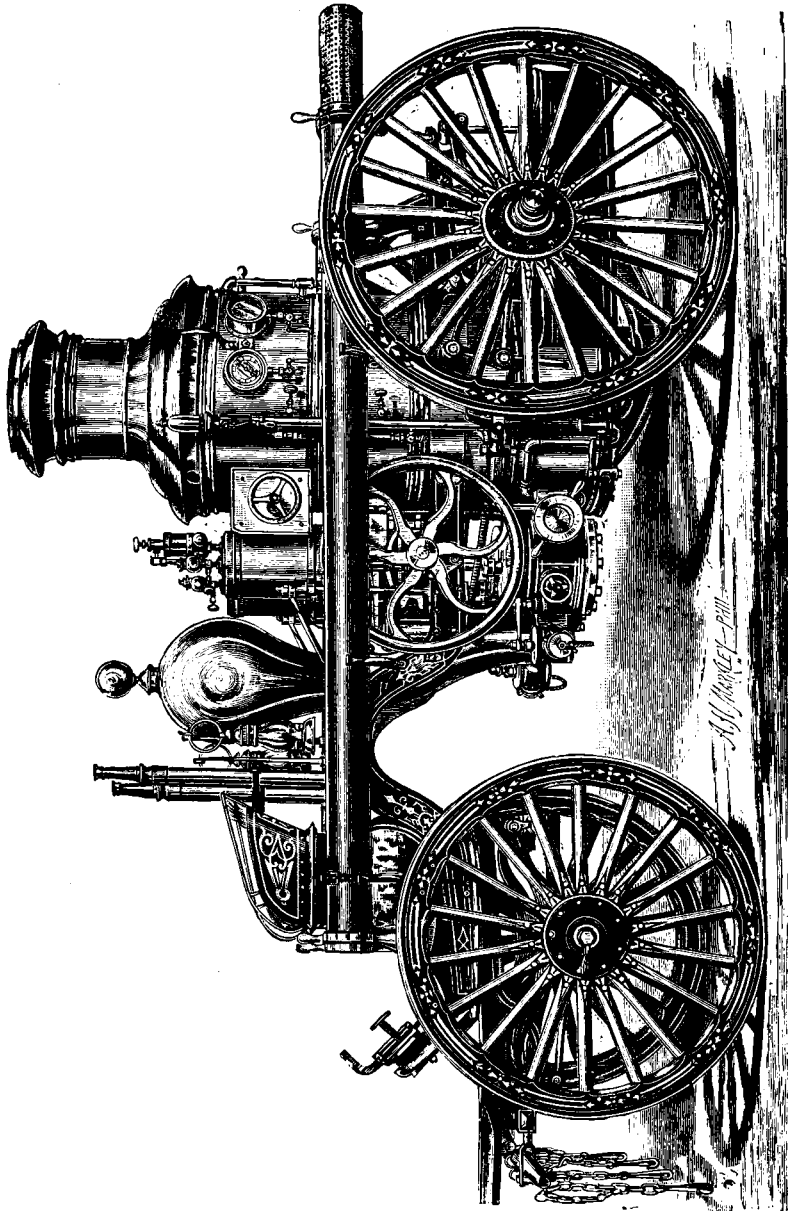


Fig. 93. — Pompe à incendie à vapeur.

peuvent débiter 4 500 litres à la minute, à travers un tuyau de

50 millimètres de diamètre, à une distance de 100 mètres ou à une hauteur de 60 mètres au moins. Les cylindres à vapeur ont jusqu'à 0^m,22 à 0^m,23 de diamètre et la pompe de 0^m,12 à 0^m,15, avec une course commune de 0^m,13 à 0^m,23. De telles machines doivent être construites avec les meilleurs matériaux.

On se trouve très bien, dans ces pompes, de l'emploi de trois cylindres, conjugués sur des manivelles à 120°, qui donnent une excellente régularisation et un débit aussi constant que possible. On comprend facilement l'intérêt qu'il peut y avoir pour de semblables machines, légères et soumises aux trépidations, à régulariser la rotation et à assurer la douceur du mouvement. La figure 93 représente une de ces pompes à laquelle on a appliqué ce principe pour le plus grand avantage du fonctionnement et de la durée. Le surplus de poids qui en résulte est faible si la machine est bien étudiée. Cet excédent, qui ne porte en effet que sur l'appareil moteur, est, en partie tout au moins, contre-balancé par l'excédent d'utilisation que l'on peut retirer de la chaudière ou de la machine elle-même. Cela provient de la réduction des frottements due au meilleur équilibre des moments moteurs et aux moindres pertes de charge dans les tuyaux où l'écoulement est plus régulier. Les particularités de cette machine, construite d'après les plans de M. Knaust, sont suffisamment visibles sur la figure pour que nous puissions nous dispenser d'une plus longue description.

On a construit des pompes à incendie d'une puissance considérable, installées à bord d'un bateau spécial. On peut utiliser, au moment voulu, toute la puissance des chaudières, qui servent à propulser le bâtiment, à la commande des pompes et obtenir ainsi un débit énorme. Par exemple, un bâtiment, construit par M. Cowles, le *New-Yorker*, qui déplace 351 tonnes et file 15 nœuds, possède quatre pompes à vapeur, dont les cylindres à vapeur et à eau ont respectivement 0^m,40 et 0^m,23 de diamètre ; il est capable de débiter 43 tonnes à la minute, à la distance de 75 mètres à travers un tuyau unique de 125 millimètres de diamètre, ou à des distances moindres lorsque le jet est divisé.

40. — La locomotive est certainement, de toutes les machines à vapeur, celle dans laquelle l'ingénieur est arrivé à la plus grande

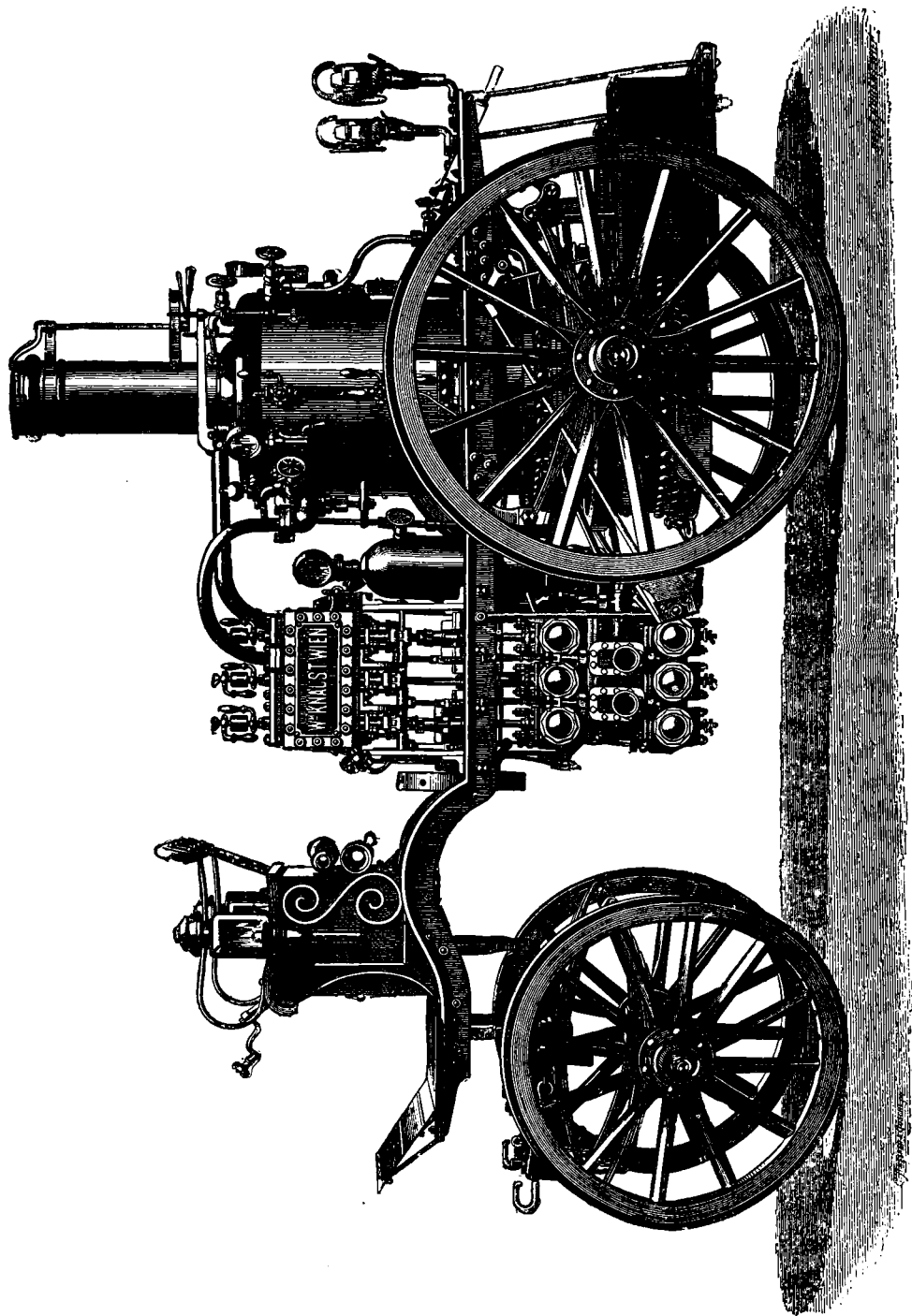


Fig. 94. — Pompe à incendie à vapeur à trois cylindres.

concentration de puissance sous un faible poids et sous un faible volume.

Toute locomotive possède deux cylindres placés soit côte à côte, entre les longerons, soit de chaque côté, à l'extérieur de ceux-ci, au-dessous de la partie avant de la chaudière. Ces machines sont sans condensation, et aussi simples que possible; elles reposent sur des ressorts en acier robustes et flexibles. La pression y atteint généralement au delà de 9 kilogrammes. Dans les conditions les plus favorables, l'effort de traction s'élève au cinquième du poids, mais il descend souvent au dixième sur des rails humides. Le combustible est du bois dans les pays neufs, du coke, du charbon

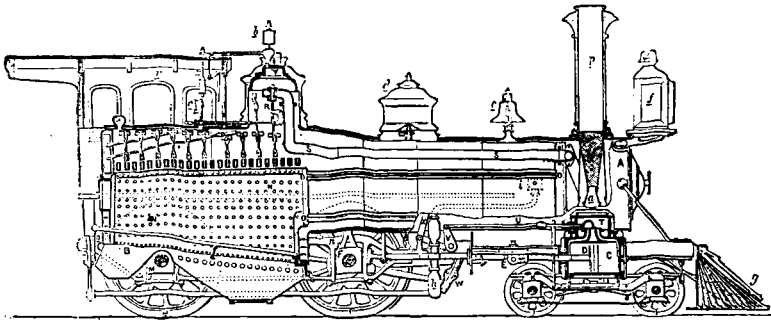


Fig. 95. — Locomotive américaine. Coupe.

ou de l'antracite suivant la production minière de la contrée. L'arrangement général et les proportions des locomotives diffèrent notablement suivant les pays. Ainsi, les particularités du type américain (fig. 95), sont le bogie, I J, supportant l'avant de la machine, les balanciers de suspension qui distribuent le poids sur les différents essieux dans la proportion désirable et sans dérèglement possible et d'autres détails de moindre importance. La cabine ou abri *r*, qui protège le mécanicien et le chauffeur, est un dispositif d'origine américaine, aujourd'hui répandu partout.

La machine américaine se distingue par sa flexibilité qui assure son bon roulement même sur de mauvaises voies. On trouvera (fig. 95) la coupe longitudinale d'une machine express américaine. A B est la chaudière, C un des cylindres à vapeur, D le piston, E la crosse, réunie à l'essieu moteur par la bielle F. Les

roues motrices sont en G et les roues accouplées en H; I, J sont les roues du bogie, MN le foyer et O les tubes (dont deux seulement, pour plus de simplicité, sont représentés sur la figure). Le tuyau RS amène la vapeur dans la boîte à tiroir T; la distribution est assurée par une coulisse W et un renvoi de mouvement UV. Un levier X, placé dans l'abri, permet de monter ou de descendre les coulisses afin de varier l'admission ou de changer la marche. Les soupapes de sûreté sont en Y sur le dôme; elles sont chargées par les balances à ressort Z, qui permettent de faire varier la charge qu'elles ont à supporter. En *a* est la tuyère d'échappement en forme de cône, qui assure le tirage. Les acces-

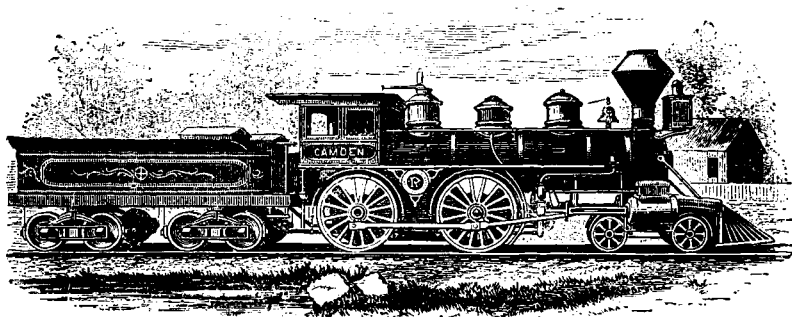


Fig. 96. — Locomotive express américaine.

soires *b, c, d, e, f, g* (sifflets, manomètre, sablière, cloche, fanal et chasse-bœufs) sont spéciaux aux machines américaines, soit par leur forme, soit par la position qu'ils occupent.

La locomotive est accompagnée d'un tender, qui porte son approvisionnement d'eau ou de charbon. Le type de machine généralement employé aux Etats-Unis pour les trains de voyageurs est à quatre roues accouplées de 1^m,80 de diamètre; les cylindres ont 0^m,43 de diamètre et 0^m,60 de course; la surface de grille est de 1^m,45 et la surface de chauffe de 100 mètres carrés. Cette machine pèse, en ordre de marche, 38 tonnes, dont 27 tonnes sur les roues motrices et accouplées et 11 tonnes sur le bogie. Les machines à marchandises sont à six roues accouplées de 1^m,40 de diamètre, les cylindres ont 0^m,45 de diamètre et 0^m,56 de course; la surface de grille est de 1^m,36 et la surface de chauffe de

102 mètres carrés. Elles pèsent 41 tonnes dont 31 tonnes et demi sur les roues accouplées et 9 tonnes et demi sur le bissel placé à l'avant¹.

La première des machines remorque un train de cinq grandes voitures à bogie en rampe de 17^{m/m}. Dans les mêmes circonstances, les secondes remorquent onze de ces voitures. En rampe de 9^{m/m}, la première remorque sept et la seconde dix-sept voitures. On rencontre, dans des districts montagneux des États-Unis, de très puissantes machines-tenders à 10 roues accouplées, à adhérence totale, qui font le service sur des rampes pouvant atteindre jusqu'à 40^{m/m}. Les cylindres ont 0^m,510 de diamètre et 0^m,610 de course; surface de grille 1^m,70, surface de chauffe 125 mètres carrés. Poids en ordre de service avec approvisionnement d'eau complet, 51 tonnes, avec moitié d'approvisionnement 48 tonnes. Une telle machine, timbrée 10 kilogrammes, peut remorquer, sur la rampe dont nous venons de parler, une charge de 110 tonnes à la vitesse de 8 kilomètres à l'heure, lorsque, par un temps sec, l'adhérence permet un effort de traction égal à 23 p. 100 du poids.

Lorsque l'on veut arrêter un train en mouvement, une grande partie de l'effort retardateur à créer doit être absorbé par la machine. On peut le réduire en renversant la machine, l'action de la vapeur venant en aide au frein. Afin d'éviter les ennuis que peuvent alors amener dans les cylindres et sur les glaces des tiroirs les escarbilles appelées par le mouvement du piston, M. Le Châtelier a imaginé d'envoyer un jet de vapeur ou d'eau chaude dans le conduit d'échappement lorsqu'on marche à contre-vapeur.

Il empêchait surtout ainsi l'échauffement des surfaces frottantes et l'appel des gaz de la boîte à fumée. La contre-vapeur est rarement employée aujourd'hui pour arrêter un train si ce n'est en cas de danger immédiat. L'introduction des freins continus à air, qui permettent au mécanicien d'enrayer presque instantanément toutes les roues d'un train, est d'une très grande efficacité et partout employée maintenant sur les grandes lignes. Les

¹ Il ne faut pas oublier que la plupart des observations de l'auteur s'appliquent aux machines américaines qui diffèrent très notablement des nôtres. (N. D. T.)

freins ont apporté une sécurité énorme dans l'exploitation des chemins de fer et ont permis de diminuer les pertes de temps pour les trains à arrêts fréquents.

Pour remorquer un train de 150 tonnes à la vitesse de 96 kilomètres à l'heure, il faut développer environ 800 chevaux. On a quelquefois atteint des vitesses de 128 kilomètres à l'heure et même peut-être, exceptionnellement, de 150.

Ordinairement, la vie d'une locomotive atteint une trentaine d'années. La dépense annuelle d'entretien est d'environ 10 à 15 p. 100 du prix d'achat. Sur une ligne de profil moyen, une locomotive consomme 1^l,400 d'huile par 100 kilomètres et 14 kilogrammes de charbon par kilomètre.

La locomotive compound commence maintenant à se répandre. L'application de ce système entraîne des changements importants dans l'agencement général et paraît permettre un accroissement réel du rendement, ce qui peut se traduire, à puissance égale, par une diminution du volume et du poids de la chaudière ou, la chaudière restant la même, par un surcroît de puissance. De même, la diminution de consommation a comme second résultat de diminuer l'approvisionnement de combustible à emporter. On n'a pas opposé d'arguments sérieux contre la locomotive compound à deux cylindres qui paraît gagner du terrain et sur laquelle nous reviendrons.

L'augmentation du trafic et du poids des trains a récemment amené de nombreux changements dans les types de locomotives employés aux États-Unis et qui passaient autrefois pour classiques. Ainsi, les machines à six, huit et jusqu'à douze roues accouplées ont remplacé en bien des cas, même pour le service des voyageurs, le type normal à deux essieux accouplés, lorsque les trains sont lourds et le profil difficile. Pour la manœuvre des trains lourds dans les gares, on emploie des machines pesant environ 40 tonnes, à six roues accouplées, ayant des cylindres de 0^m,43 à 0^m,48 de diamètre sur 0^m,61 de course.

On suppose généralement, dans les calculs d'établissement des machines, que le poids adhérent devra être de cinq à sept fois plus grand que l'effort de traction à développer. En Angleterre, où les trains sont souvent plus légers et beaucoup plus rapides, on

paraît préférer pour les express la machine à roues indépendantes. Des deux côtés de l'Atlantique, la locomotive compoud se répand rapidement.

Les perfectionnements qu'a subis la locomotive depuis son origine n'ont guère porté que sur les détails et n'ont pas sensiblement modifié ses dispositions d'ensemble. Cette machine est encore en somme, dans ses grandes lignes, ce qu'elle était du temps de Georges et de Robert Stephenson.

Toutefois, le développement des chemins de fer dans des régions où les exigences sont devenues très différentes a amené la création d'un très grand nombre de modèles nouveaux différant entre

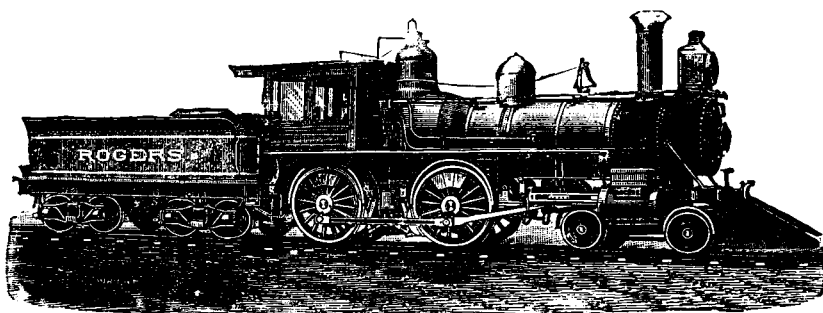


Fig. 97. — Locomotive américaine de Rogers.

eux par leurs proportions générales et leur aspect extérieur. On est ainsi parvenu à adapter la locomotive aux divers services qu'on avait à lui demander. La machine à grande vitesse ressemble généralement assez peu à celle dont on se sert pour le remorquage des trains de marchandises.

On trouvera, figure 97, la machine la plus répandue en Amérique pour le remorquage des trains express. Elle ne diffère guère de la locomotive représentée plus haut que par l'addition d'une boîte à fumée de forme spéciale, très longue, garnie d'une grille à flammèches et qui, outre qu'elle empêche la projection sur la voie des escarbilles enflammées, sert en même temps de régulateur pour le tirage.

On emploie des machines à dix et douze roues, dont six à dix sont accouplées, pour le remorquage des trains les plus lourds.

De telles machines pèsent de 45 à 75 tonnes et quelquefois plus. Les roues accouplées qui supportent la presque totalité de ce poids n'ont souvent pas plus de 1^m,20 de diamètre. Les cylindres ont jusqu'à 0^m,550 de diamètre avec une course de 0^m,610, la surface de grille atteint 3^m²,25 et la surface de chauffe de 140 à 230 mètres carrés. Les roues du milieu n'ont pas de boudins afin de permettre l'inscription du véhicule dans les courbes. Les détails de construction et les accessoires sont généralement les mêmes dans les différents types.

Sur les lignes à voie étroite ou sur celles qui nécessitent des dispositions particulières résultant des conditions anormales du

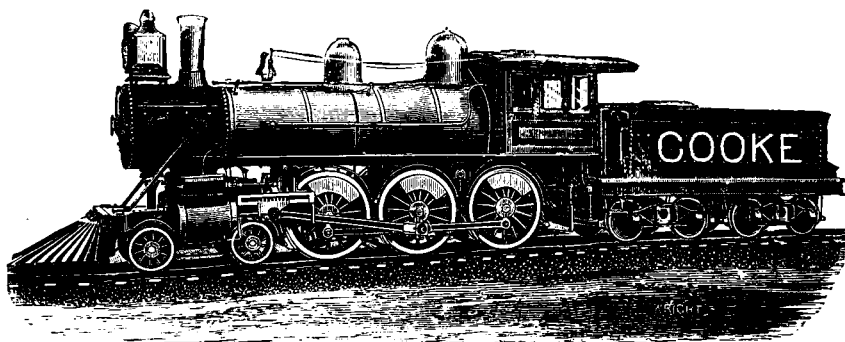


Fig. 98. — Locomotive de Cooke.

tracé, on a quelquefois adopté des types de locomotives très spéciaux. La machine Fairlie, par exemple, se compose de deux machines accolées par l'arrière et réunies par leur boîte à feu. Cette machine est d'une construction coûteuse. Dans la locomotive de Forney le tender est réuni à la machine proprement dite qui repose tout entière sur deux essieux accouplés, les caisses à eau et à charbon étant supportées, à l'arrière, par un bogie (fig. 99). Une telle machine pèse environ 30 tonnes, peut passer dans des courbes très raides et marche également bien dans les deux sens du mouvement.

On construit quelquefois de très puissantes machines-tenders. Nous en citerons une entre autres, construite par les Baldwin Locomotive Works de Philadelphie, pour le Grand Trunk Railway

où elle fait le service du tunnel de Saint-Clair, entre Port-Huron et Sarnia. Cette locomotive possède dix roues accouplées de 1^m,27 de diamètre, l'abri est placé au milieu, latéralement, entre des caisses à eau qui s'étendent à l'avant et à l'arrière. Les cylindres ont 0^m,556 de diamètre et la chaudière, timbrée à 41^{kg}, 250, a 1^m, 88 de diamètre. En ordre de marche, cette machine pèse près de 100 tonnes; avec les approvisionnements à demi épuisés, le poids est encore de 93 tonnes.

Le système compound est plus rarement employé pour les locomotives que pour les machines fixes ou marines. Il commence

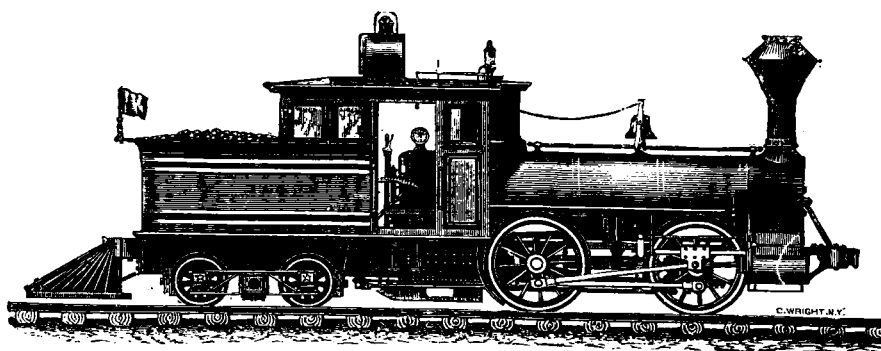


Fig. 99. — Locomotive-tender de Forney.

pourtant à se répandre, pour ce genre d'application, dans les pays où le combustible est cher, et, bien agencé, fait preuve d'une très réelle économie. Dans le dispositif le plus répandu, les cylindres sont au nombre de deux, l'un à droite et l'autre à gauche. Le grand cylindre est toujours combiné de manière à pouvoir recevoir momentanément la vapeur de la chaudière pour faciliter le démarrage et augmenter l'effort de traction.

On trouvera plus loin les diagrammes des machines compound les plus employées, diagrammes extraits de l'ouvrage de M. Woods¹. Le système Von Borries est représenté figures 100 et 101; dans l'une le dispositif est appliqué à une machine à marchandises d'État prussien, dans l'autre à une machine espagnole moins puis-

1. Compound locomotives; A. T. Woods MM. F.; N. Y. 1891.

sante. La première a des cylindres de $0^m,457$ et $0^m,635$ de diamètre avec une course de $0^m,615$; elle pèse 40 tonnes et possède une surface de chauffe de 132 mètres carrés et une surface de grille de $1^m,50$. Les roues motrices ont un diamètre de $1^m,35$; la chaudière est timbrée à $12^k,300$.

La seconde machine pèse 39 tonnes ; ses cylindres ont respectivement 16 et $0^m,584$ de diamètre avec une course de $0^m,610$,

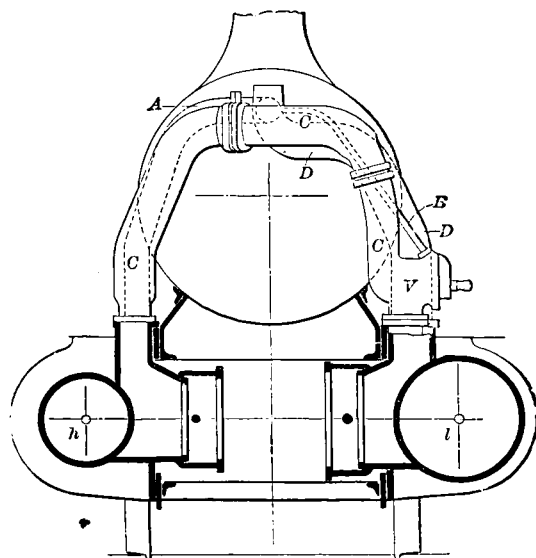


Fig. 100. — Locomotive compound, Etat prussien.

les roues ont $1^m,676$ de diamètre et la chaudière est timbrée à 12 kilogrammes.

Ces deux locomotives sont munies du dispositif spécial qui fait l'objet des brevets Von Borries et qui est représenté figure 101 *a* ; *a* est le tuyau d'échappement du petit cylindre et *b* mène à la boîte à tiroir du grand cylindre. La soupape *v* est représentée dans la position normale qu'elle occupe pendant le fonctionnement en compound ; les flèches indiquent alors le chemin que parcourt la vapeur. Sur le dos de cette soupape sont fixés deux petits plongeurs *cc* qui constituent l'appareil de démarrage. Quand le régulateur est ouvert, la vapeur entre par le tuyau *d*, passe derrière les plongeurs et presse la soupape sur son siège en découvrant

les orifices *h/h* à travers lesquels elle se rend dans la boîte à tiroir du cylindre de détente.

Quand la machine a démarré, l'échappement du petit cylindre

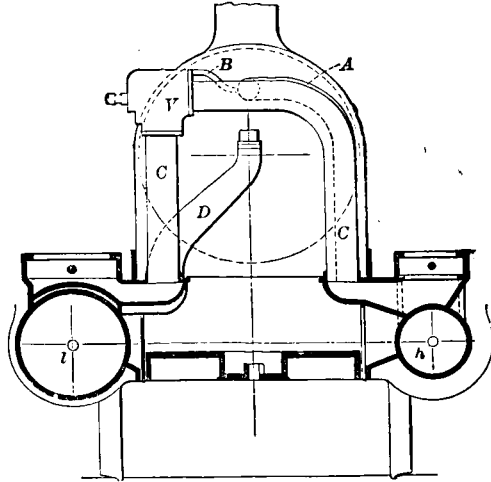


Fig. 101. — Locomotive compound. (N. de l'E.)

fait monter la pression au réservoir jusqu'à ce que celle-ci soit assez forte pour surmonter la pression qui s'exerce sur les petits

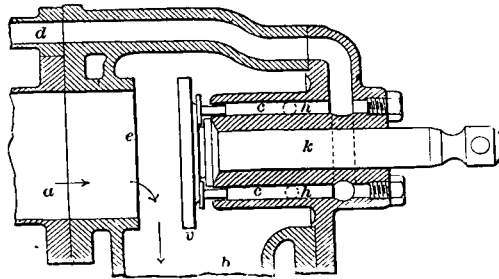


Fig. 101 a. — Soupape automatique de Von Borries.

pistons ; la valve revient alors à la position de la figure, et le fonctionnement compound est rétabli. Ce système est simple et se répand rapidement.

Dans la machine Worsdell (fig. 102), A est le tuyau de vapeur, B le tuyau de démarrage, C le réservoir, D le tuyau d'échappe-

ment, V et V sont les valves de démarrage et d'interception. Cette locomotive, qui peut être prise comme exemple d'une machine anglaise à voyageurs, a des cylindres de 0^m,450 et 0^m,610 de diamètre avec 0^m,610 de course et des roues motrices de 2^m,02 de diamètre. La pression est de 12 kilogrammes et le poids total en charge de 44 tonnes dont 31 sur les deux essieux accouplés.

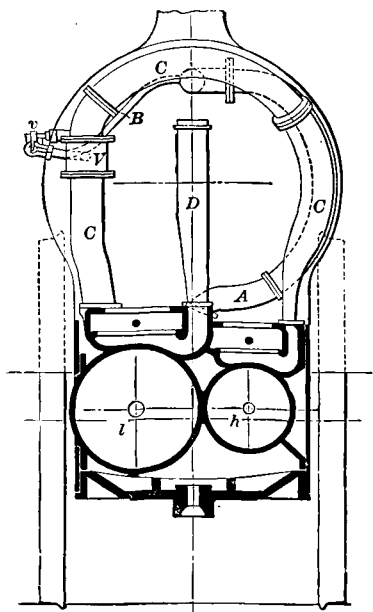


Fig. 102. — Locomotive Worsdell.

Les surface de chauffe et de grille sont respectivement de 122 et de 1,60 mètres carrés. La distribution est du système Joy.

La figure 103 représente l'ensemble de la valve de démarrage employée sur ces machines. La soupape d'interception est représentée dans sa position normale, pour le fonctionnement compound. Son axe est relié à un petit piston représenté en *a*. Cette soupape est placée dans le tuyau formant réservoir intermédiaire ou dans une chambre qui lui est fixée. La valve de démarrage est disposée dans un petit cylindre relié au réservoir par un tuyau représenté sur la figure. Le piston *a* peut recevoir la pression de

la vapeur sur sa face arrière quand une soupape, visible sur la figure et chargée par un ressort, est soulevée de son siège. Lorsque le mécanicien ouvre ce clapet par l'intermédiaire d'une tringle, la vapeur repousse le piston *a* qui ferme la valve interceptrice, permettant ainsi l'admission de la vapeur dans la boîte à tiroir du grand cylindre, sans que celle-ci puisse retourner en arrière vers le cylindre admetteur. Lorsque la pression s'élève dans le réservoir, après quelques coups d'échappement, l'intercepting-valve s'ouvre de nouveau et la machine fonctionne en compound.

La machine du chemin de fer du Nord français, représentée figure 104, nous fournira un exemple de machine à trois cylindres

dont deux de détente suivant un dispositif plus usité en marine. A est le tuyau de vapeur, B la boîte à tiroir du petit cylindre figuré en *h*, CC le réservoir, tous deux venus de fonte avec le cylindre à haute pression ; DD sont les deux tuyaux d'échappement des cylindres à basse pression qui sont extérieurs. Les manivelles des cylindres de détente sont calées à angle droit et

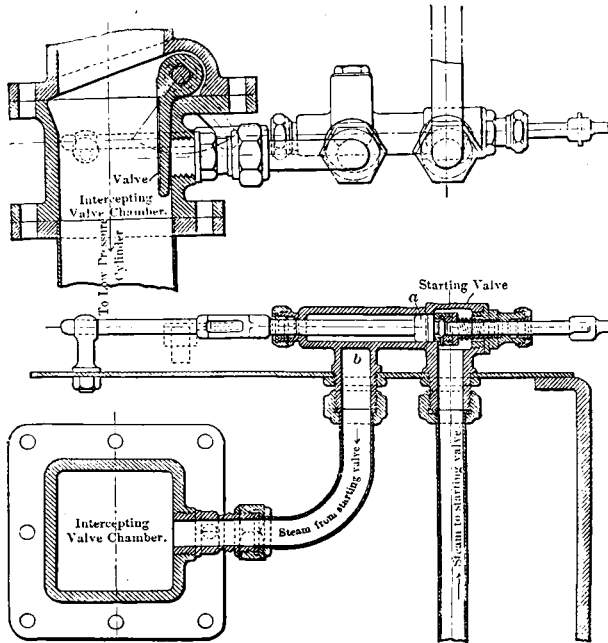


Fig. 103. — Soupape automatique de Worsdell.

Starting valve.	Soupape de démarrage.
Valve.	Soupape interceptrice
Intersecting valve chamber	Chapelle de la soupape interceptrice.
To low pressure cylinder.	Vers le cylindre à B P
Steam from starting valve.	Vapeur vive de la chaudière
Steam to starting valve	Vapeur vive allant au réservoir.

celle du cylindre à haute pression est disposée suivant la bissectrice des deux premières manivelles. Les trois cylindres actionnent l'essieu du milieu. La machine est à six roues accouplées ; il y a en outre un essieu porteur à boîtes radiales à l'avant.

Le tiroir du petit cylindre est une modification du tiroir Meyer (système Rider) qui permet de faire varier l'admission au petit cylindre dans toute la proportion désirable.

Quand les blocs de détente sont dans leur position extrême, la

vapeur peut passer, sans agir, à travers le petit cylindre, et se rendre directement dans la boîte à tiroir des autres cylindres, la machine fonctionnant alors comme une locomotive ordinaire.

Cette machine a des cylindres de 0^m,432 et de 0^m,490 de diamètre et de 0^m,609 de course ; les six roues accouplées ont 1^m,650 de diamètre. La surface de chauffe est de 114^m² et la surface de

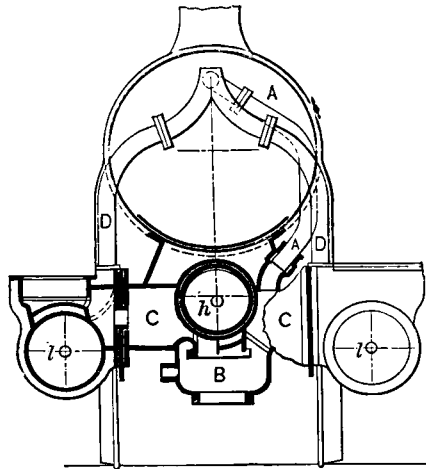


Fig. 104. — Locomotive compound à trois cylindres.

grille de 1^m²,20. Cette locomotive pèse 48 tonnes en charge, dont 41 sur les roues motrices. La pression de la vapeur au manomètre est de 14 kilogrammes.

Le système Mallet, très employé aujourd'hui, est représenté figure 105.

A et B sont, l'un le tuyau de vapeur, l'autre le réservoir intermédiaire et C le tuyau d'échappement. D est une valve de démarrage, à laquelle la vapeur arrive par le tuyau E. La valve interceptrice est en F. Le tuyau G sert d'échappement au petit cylindre quand le fonctionnement n'est pas compound. Une soupape réductrice de pression est placée entre le réservoir et la valve de démarrage. Quand la machine fonctionne en compound, la pression de la vapeur de la chaudière ferme la soupape interceptrice. Au démarrage, cette soupape est soulevée et la vapeur peut passer directement dans la boîte à tiroir du grand cylindre. Une telle

machine peut donc démarrer un train aussi lourd qu'une machine non compound de même dimensions.

Une fois en route, les machines compound exercent souvent un effort de traction un peu moindre que les machines simples du même type, mais cela n'a aucune importance. Dans toutes ces machines il est nécessaire de mettre sur le grand cylindre des

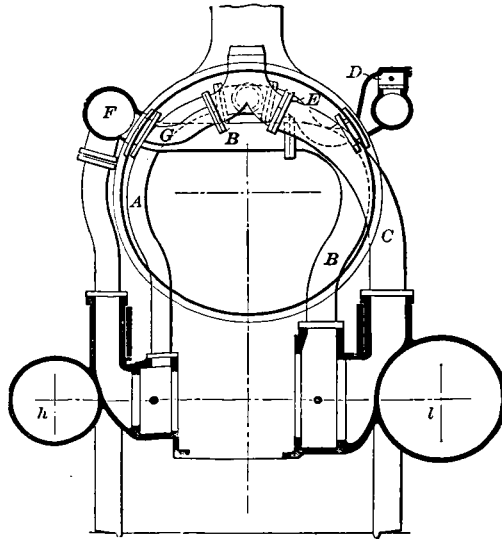


Fig. 105. — Locomotive compound, système Mallet.

soupapes de sûreté; ce cylindre n'étant pas toujours, en raison de son grand diamètre, capable de résister directement à la pression des chaudières, et, en outre, parce que sa grande surface, à la mise en marche, cause une condensation importante qui pourrait amener des coups d'eau.

On trouvera, figure 106, la coupe transversale d'une machine Webb. On sait que les locomotives de ce système sont employées sur une grande échelle au London and North Westen Railway, en Angleterre, particulièrement pour le service des voyageurs. La disposition est inverse de celle que nous avons vue plus haut dans la machine du Nord français : il y deux petits cylindres à haute pression, extérieurs, et un cylindre de basse pression, intérieur. Les tuyaux AA et BB amènent la vapeur au petit cylindre. C et

DD dirigent leur échappement vers la boîte à tiroir du cylindre détenteur. Le dernier est placé en avant, sous la boîte à fumée ; il actionne l'essieu du milieu qui est indépendant de l'essieu arrière également moteur, commandé par les petits cylindres, extérieurs ; il n'y a donc pas de bielle d'accouplement ; la corrélation des mouvements des deux paires de roues motrices n'est assurée que par l'adhérence et par l'action de la vapeur.

M. Webb a construit une machine-tender qui possédait une paire

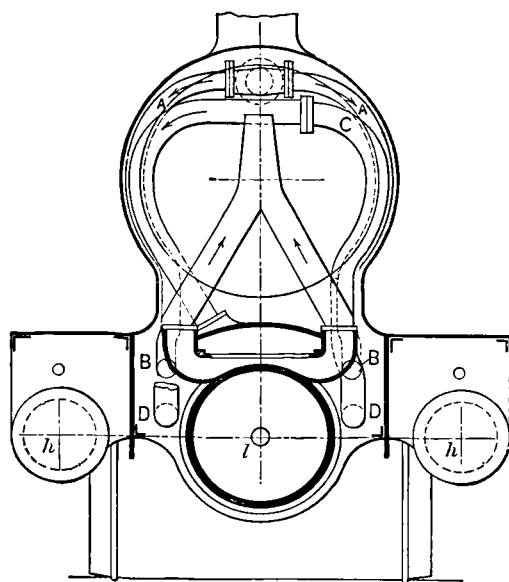


Fig. 106. — Locomotive Webb.

de roues motrices actionnée par le grand cylindre, et deux paires de roues accouplées actionnées par les petits.

La machine express à deux essieux moteurs, présente les dimensions suivantes : diamètres des cylindres, 0^m,356, 0^m,762 ; course, 0^m,610 ; diamètre des roues motrices, 1^m,903 ; pression de la vapeur, 12^{kg},300 ; poids, 45 tonnes ; surface de chauffe, 133 mètres carrés, de grille 1^m2,90. Les deux tiers du poids total reposent sur les roues motrices. La distribution est du système Joy. Une machine de ce système, essayée entre New-York et Philadelphie, accomplit régulièrement un trajet de 140 kilomètres en deux heures avec sept

arrêts, le train pesant de 200 à 225 tonnes sans la machine. L'économie de combustible a été de 25 p. 100 par rapport aux machines ordinaires. Les bielles d'accouplement paraissent avoir de nombreux inconvénients pour les locomotives, et, à ce point de vue, la solution de Webb paraît avantageuse. Il est vrai que, d'autre part, le grand cylindre produit sur l'essieu qu'il commande des efforts de torsion très irréguliers.

On trouvera, figure 107, la coupe transversale d'une machine Pitkin construite par les Schenectady Works.

Il y a deux cylindres extérieurs, l'un à haute et l'autre à basse

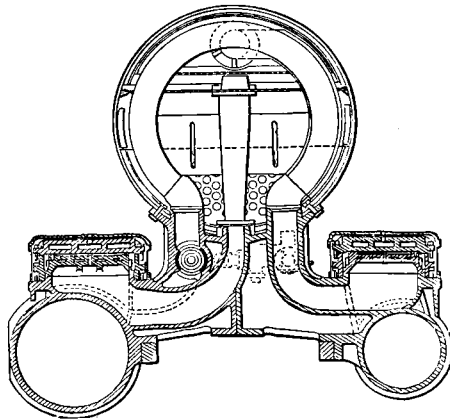


Fig. 107. — Locomotive compound américaine.

pression. La valve interceptrice, très ingénieuse, est représentée figure 108. Le réservoir intermédiaire présente un volume de 50 p. 100 plus grand que celui du petit cylindre. Les espaces morts de ce dernier sont de 10 p. 100, chiffre qui a été reconnu comme le plus convenable après le relevé de nombreux diagrammes. La disposition générale des cylindres et des boîtes à tiroir est identique à celles des machines ordinaires.

L'intercepting-valve est représentée en coupe (fig. 108) dans la position qu'elle occupe au moment du démarrage et avant que la machine ne fonctionne en compound ; les lumières *c* et *d* sont fermées, et aucune communication n'existe entre le réservoir et le grand cylindre qui reçoit alors la vapeur vive de la chaudière à travers une valve réductrice, la lumière *a* et le conduit *b*.

Après le démarrage, l'échappement du petit cylindre remplit le réservoir et la contre-pression qui en résulte vient agir, par *e*, sur la valve interceptrice, ce qui détruit l'équilibre dans lequel elle se trouve et ramène tout le système vers la gauche, le grand cylindre fonctionne alors en compound, la communication avec le grand cylindre étant établie. On voit en *h* une sorte de dash-pot qui empêche que les mouvements ne soient trop brusques.

La première machine sur laquelle cet appareil a été monté présente les dimensions suivantes : diamètres des cylindres, 0^m,508 et 0^m,737 ; course du piston, 0^m,610 ; rapport des cylindres, 2, 4 ; dia-

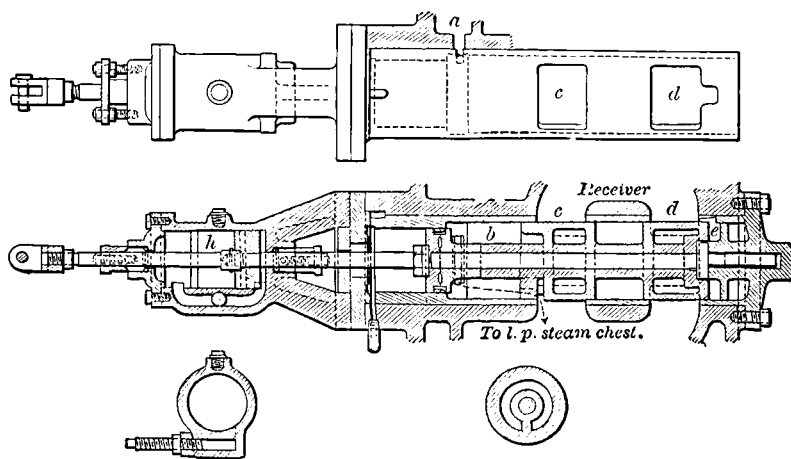


Fig. 108.

To. l. p. Steam chest.

mètre des six roues motrices, 1^m,72 ; poids de la machine, 57 tonnes ; surface de chauffe 155 mètres carrés ; surface de grille 2^m,65. Les roues accouplées supportent environ 14 p. 100 du poids total. M. Von Borries estime que les locomotives compound peuvent donner une économie de 15 p. 100 et au delà pour un prix total de premier achat supérieur de 2 à 3 p. 100. D'après lui, ces machines exercent un effort de traction supérieur de 5 p. 100 environ à celui des machines ordinaires du même type, s'il s'agit de machines à marchandises, et de 10 p. 100 s'il s'agit de machines à voyageurs. M. Lapage soutient les mêmes conclusions. Enfin l'excédent de poids des cylindres et des accessoires nouveaux paraît pouvoir être largement compensé par la diminution de poids de la chaudière.

Quelques locomotives compound, dans des essais très soigneux, n'ont consommé que 10 kilogrammes de vapeur par cheval-heure, soit environ les deux tiers ou les trois quarts de la consommation de machines similaires non compound. M. Mallet a présenté en 1883, à la Société des Ingénieurs Civils de Paris, une note de M. Borodine donnant les résultats d'essais effectués pour déterminer l'économie du système compound appliqué aux locomotives. Ces essais ont porté sur les machines construites pour le chemin de Bayonne à Biarritz. Ils furent prolongés pendant très longtemps et dans des conditions aussi semblables que possible pour les deux types de machines. Ils ont

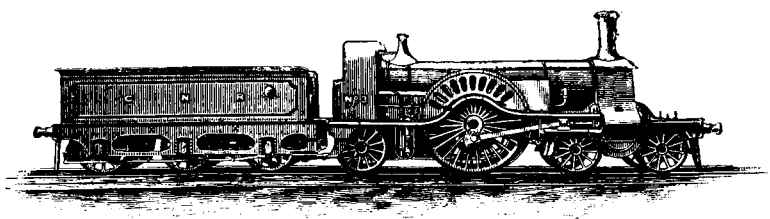


Fig. 109. — Locomotive à roues indépendantes du Great-Northern.

démonstré que le système compound entraînait une économie de 10 à 20 p. 100 suivant les conditions dans lesquelles ils étaient effectués.

La variation du rapport de détente est souvent forcément limitée dans les locomotives compound. Les enveloppes de vapeur dont ces machines étaient munies n'ont point paru avantageuses. La dépense de vapeur était même plus grande lorsque les enveloppes fonctionnaient que quand la vapeur de la chaudière n'y était point admise.

La figure 109 représente un type de locomotive employé en Angleterre pour de très grandes vitesses avec des charges relativement faibles. Cette machine a fait, en service régulier, 320 kilomètres en quatre heures et même 640 kilomètres en huit heures. Le diamètre des roues motrices est de 2^m,44. Les cylindres ont 0^m,460 de diamètre, et 0^m,710 de course. Ce type de machine date de 1870, mais c'est seulement plus tard que l'on a obtenu les résultats dont nous venons de parler.

Les machines anglaises de ce type ou de types analogues ont réellement accompli des prouesses extraordinaires. Sur les grandes lignes, entre Londres et Edimbourg, elles ont pu soutenir, en service régulier, une vitesse commerciale de 85 kilomètres à l'heure et plus. Le Midland Railway possède des machines qui ont des cylindres de 0^m,460 et 0^m,660, et des roues motrices indépendantes de 2^m,235 de diamètre ; la surface de chauffe est de 115 mètres carrés, et la surface de grille de 1^m,85. Ces machines remorquent des trains de 225 à 250 tonnes à la vitesse moyenne de 80 kilomètres à l'heure, avec une dépense de combustible de 7^{kg}, 400 par kilomètre. Sur le North-Eastern, des machines compound de construction récente ont même atteint en essai, avec un train assez lourd, une vitesse de 144 kilomètres à l'heure. Ces machines, construites sur les plans de M. Worsdell, ont des cylindres ayant respectivement 0^m,508 et 0^m,711 de diamètre sur 0^m,610 de course ; la surface de chauffe est de 106 mètres carrés et la surface de grille de 1^m,85 ; la chaudière est timbrée à 12 kilogrammes ; les roues motrices, indépendantes, ont 2^m,32 de diamètre. Une telle machine remorque un train de 300 tonnes, machine et tender compris, à la vitesse de 80 kilomètres à l'heure, avec une dépense de combustible de 7^{kg},3, par kilomètre parcouru.

41. — Nous arrivons maintenant à l'étude générale des machines marines et nous commencerons leur examen par celui des appareils à aubes, si employés à bord des bateaux de rivière américains, et dont le type a fort peu changé depuis leur création. Ces machines sont à balancier, à pression modérée et à grandes courses de piston ; les roues sont à pales articulées. La pression de régime est ordinairement de 4^{kg},200 par centimètre carré et au-dessus ; la distribution est effectuée par des soupapes verticales, le plus souvent équilibrées, au nombre de quatre, deux d'entre elles assurant l'admission et deux autres l'échappement. Ce type à balancier est particulier aux bateaux américains et on ne le retrouve dans aucune autre contrée.

La figure 110 représente dans son ensemble un semblable appareil construit pour un bateau de l'Hudson. Les steamers de la classe à laquelle ces machines sont ordinairement appliquées, sont de

grande longueur, et de petit tirant d'eau ; leur vitesse est généralement élevée.

La tige du cylindre unique attaque le balancier, à une de ses extrémités, par une double bielle pendante, et elle est guidée par des

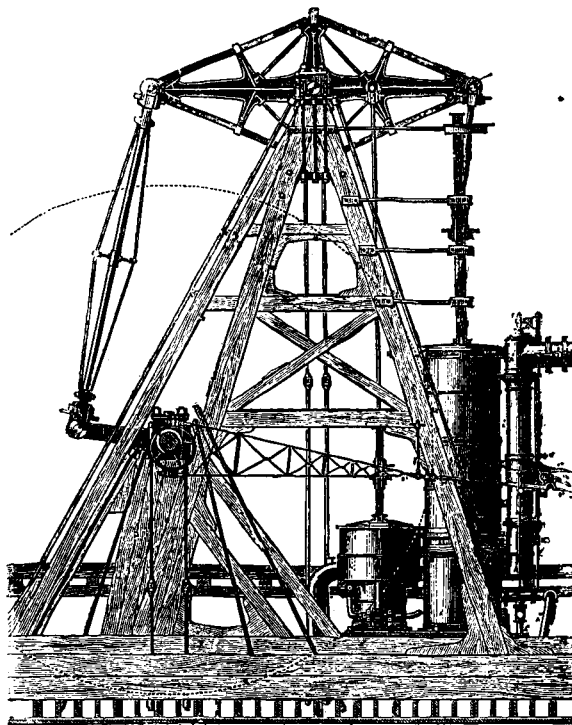


Fig. 110. — Machine de steam-boat américain, à roues.

glissières. L'autre extrémité du balancier transmet le mouvement à l'arbre des roues par l'intermédiaire d'une bielle assez courte, cet arbre étant beaucoup plus haut que le bas des cylindres. Ce balancier se compose d'une partie centrale en fonte renforcée par une sorte d'étrier en fer forgé en forme de losange, qui porte, venus de forge, les tourillons des extrémités servant à l'articulation de la bielle motrice ou de la tige du piston. Le pivot du balancier repose dans des paliers supportés par une charpente en bois triangulaire convenablement renforcée par des équerres en fer. L'arbre et la manivelle sont en fer forgé. La distribution est généralement

du type connu sous le nom de système Stevens, et inventé par Robert-L. et Francis-B. Stevens. Le condenseur est placé immédiatement derrière le cylindre à vapeur. La pompe à air, disposée au-dessous, est mue par une tige articulée sur le balancier. Cette forme de machine, qui peut paraître surannée, est néanmoins très bien appropriée au service qu'elle doit accomplir. Elle est étroite et n'occupe qu'une place insignifiante dans la largeur du bâtiment, elle est fort compacte, d'un fonctionnement très doux et parfaitement régulier. La disposition verticale de ses organes moteurs la met à l'abri des dénivellements et désaxements qui auraient lieu avec toute autre machine, dans ces bâtiments en bois longs, flexibles et plats, sujets à se déformer. Elle est en outre économique et d'un entretien facile. La puissance de ces appareils est ordinairement suffisante pour actionner les bâtiments dans lesquels ils sont installés à la vitesse de 32 kilomètres à l'heure.

A la mer et pour les grands navires à roues, on n'emploie plus la machine à balanciers latéraux dont nous avons parlé dans un autre chapitre. On fait plutôt usage, surtout en Europe, de la machine oscillante qui a l'avantage d'être compacte, légère, assez économique et d'une grande simplicité. On fait toujours emploi de la roue à aubes articulées qui a un meilleur rendement que la roue ordinaire même à des vitesses plus élevées. Il résulte de cette dernière considération que, les roues pouvant avoir un moindre diamètre, leurs tambours offrent moins de prise au vent et à la mer; en outre, les machines, tournant plus vite, sont moins lourdes, moins volumineuses et moins coûteuses. On emploie beaucoup les machines inclinées à connexion directe. Le condenseur et la pompe à air sont alors placés sous la machine, et les pompes sont mues par des balanciers articulés sur les tiges de piston au moyen de menottes. Ces machines sont généralement employées en Europe; en Amérique, on en a fait des applications intéressantes sur des canonnières. Elles ont également fonctionné pendant quelque temps sur des ferry-boats faisant le service entre Brooklyn et New-York.

Sur les rivières de la partie occidentale des Etats-Unis on emploie couramment la machine à haute pression sans condensation fonctionnant à 10 kilogrammes. C'est la forme de machine la

plus simple qu'il soit possible de réaliser en pratique. Les soupapes de distribution sont du type Cornouailles et mues au moyen de cames qui agissent par l'intermédiaire de petits balanciers dans lesquels l'axe d'articulation se trouve reporté au delà du point

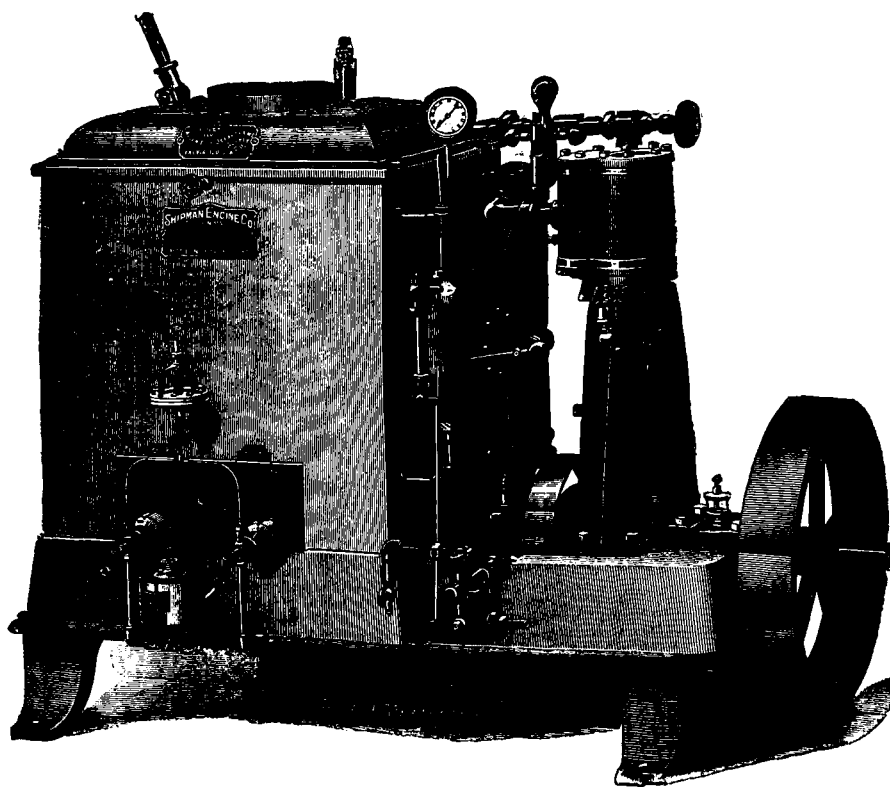


Fig. 111. — Machine de chaloupe à vapeur.

d'attache des tiges des soupapes. Les machines sont horizontales et à action directe.

Les roues à aubes sont presque toujours au nombre de deux et placées de part et d'autre du navire ; toutefois on a, depuis quelques années, fait revivre, pour certains bâtiments à très faible tirant d'eau, tels que des canonnières, un dispositif inventé par Jonathan Hulls en 1737 ; nous voulons parler de la roue unique placée à l'arrière, derrière l'étambot.

Dans certaines applications spéciales telles que les embarcations, on a quelquefois besoin d'adopter des machines spéciales présentant des particularités qui varient avec les circonstances. Ainsi, on trouvera figure 111 une petite machine construite d'après les plans de Shipman et qui rappelle beaucoup les machines semi-fixes, la chaudière et l'appareil moteur étant montés sur un bâti commun, du moins pour les petites forces. La chaudière est multitubulaire et d'un type analogue à celui de Stevens. L'appareil moteur, simple ou compound, est vertical et muni d'une coulisse de changement de marche.

Ce qui caractérise cette machine, c'est la disposition automatique des brûleurs à pétrole destinés à la production de la vapeur, et qui sont réglés, comme nous allons le voir, de telle sorte que, la machine une fois en route et allumée, on n'ait plus besoin de s'en occuper. La seule manœuvre à opérer est celle du robinet de prise de vapeur, pour mettre en route ou stopper. L'activité du feu et de la vaporisation s'ajuste d'elle-même, d'après la dépense et la force produite.

Dans le foyer, sont placés deux brûleurs ou pulvérisateurs, en forme d'injecteurs, qui aspirent le pétrole dans une caisse et le projettent dans l'intérieur du foyer sous forme d'une pluie très fine, ce qui facilite sa combustion. Le débit de la vapeur qui alimente les brûleurs et celui du pétrole est contrôlé automatiquement par un diaphragme sur une des faces duquel agit la vapeur de la chaudière. L'autre face est soumise à l'action d'un ressort antagoniste taré. Ce diaphragme obéit donc aux variations de pression et, comme il est relié aux robinets du brûleur, il accélère ou ralentit le débit de pétrole suivant que la pression tombe ou monte.

De même, un flotteur permet d'entretenir dans la chaudière un niveau normal grâce à une transmission qu'il commande et qui agit sur le robinet d'aspiration de la pompe alimentaire. Afin que ce flotteur ne soit pas affecté par les variations brusques et momentanées de niveau dues à l'ébullition, on l'a placé dans une chambre distincte, reliée à la chaudière par deux tuyaux aboutissant, l'un à la partie inférieure, l'autre à la partie supérieure du générateur. Le flotteur n'obéit ainsi qu'aux variations de niveau dues à l'alimentation ou à la dépense de vapeur.

La vitesse de la machine est contrôlée par un régulateur. Une fois en route on n'a plus besoin de s'occuper ni de l'alimentation ni du feu ; le graissage lui-même est disposé de manière à se produire automatiquement sans que l'on ait à s'en occuper. Il faut toutefois avant le départ s'assurer que la pression est suffisante pour faire fonctionner les brûleurs. La mise en pression, rapide d'ailleurs, se fait en injectant le pétrole dans le foyer à l'aide d'une pompe à main.

Toutes les machines que nous venons de décrire succinctement

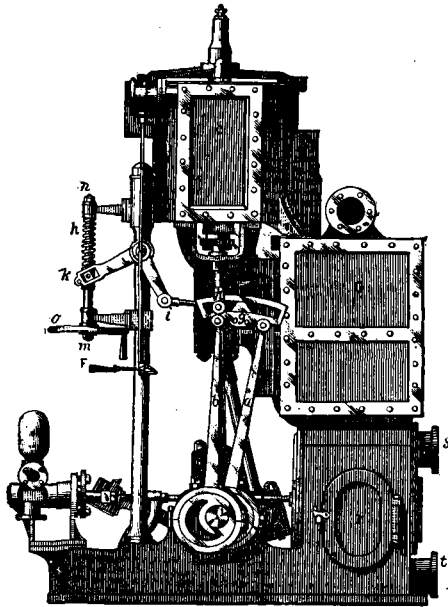


Fig. 112. — Machine marine à pilon.

ne sont en réalité que des exceptions appropriées à des destinations spéciales, passons maintenant à la véritable machine marine. En principe, on fait choix, comme propulseur, d'une hélice actionnée par une machine à action directe. Les deux cylindres sont placés côte à côte et actionnent des manivelles calées à angle droit. Dans les steamers marchands, la machine est ordinairement verticale et à pilon. L'arbre porte deux coudes venus de forge et réunis l'un à l'autre par des plateaux de jonction. Le condenseur, placé derrière

la machine, sert de support aux cylindres et porte les glissières. La pompe à air est mue par un balancier articulé sur une des crosses de tiges de piston. La disposition de ces machines est représentée figure 112. Ces machines présentent pour les bâtiments de guerre ce grave inconvénient que leur hauteur excessive les expose davantage aux coups de l'ennemi ; aussi, pour cette appli-

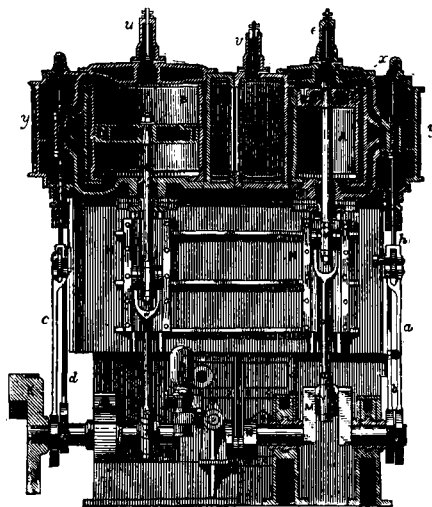


Fig. 113. — Machine marine, coupe longitudinale.

cation spéciale, adopte-t-on presque toujours la machine horizontale.

La machine à fourreau eut son heure de célébrité et fut très employée à une certaine époque dans la marine militaire anglaise. La tige de piston était creuse et de très grand diamètre ; la bielle s'articulait directement sur le piston et passait à l'intérieur du fourreau que formait sa tige. Pour égaliser l'effort sur les deux côtés du piston, ce fourreau était prolongé du côté opposé à la manivelle et traversait un presse-étoupes.

42. — Les machines marines actuellement employées dans les marines militaires et commerciales résultent toutes plus ou moins des modifications de la machine compound telle que nous l'avons décrite dans un autre chapitre. On trouvera, figures 112 et 113, la

coupe longitudinale et l'élévation latérale d'une machine compound à pilon du type le plus répandu. AA est le cylindre à haute pression, BB le cylindre de détente, CC sont les boîtes à tiroir; le condenseur, à surface, est en G. Tantôt l'eau réfrigérante traverse les tubes sur la surface extérieure desquels la vapeur vient se condenser, tantôt au contraire l'eau froide passe autour des tubes et la vapeur à l'intérieur. Dans les deux cas, les tubes sont de très petit diamètre, de 12 à 15 millimètres, et leur longueur varie de 1^m,20 à 2^m,50. Il est vrai que l'on fait passer l'eau réfrigérante dans une série de deux ou trois faisceaux semblables disposés à la suite les uns des autres. La surface réfrigérante du condenseur à surface varie ordinairement entre les deux tiers et la moitié de la surface de chauffe.

Les pompes à air et de circulation sont placées à la partie la plus basse du massif qui renferme le condenseur; dans la figure, elles sont mues par une manivelle spéciale de l'arbre, mais, le plus souvent, ces pompes, verticales, sont actionnées par la tige d'un des pistons, comme nous le disions tout à l'heure, par l'intermédiaire d'un balancier.

Les tiges de piston TS sont guidées par les crosses VV coulissant dans les glissières et auxquelles sont articulées les bielles motrices XX qui actionnent les manivelles MM. Ces manivelles sont ordinairement calées à 90°, et quelquefois à 120° ou même à 180°, mais alors la machine est du type Woolf. Dans le type que nous considérons, un réservoir intermédiaire PO, situé entre les cylindres, a pour but de diminuer les variations de pression qui accompagneraient autrement les diverses phases du mouvement relatif de deux pistons, à mesure que la vapeur s'écoulerait par des orifices, plus ou moins ouverts, du petit au grand cylindre. La vapeur des chaudières pénètre dans la boîte à tiroir du petit cylindre X dont le tiroir la distribue alternativement sur les deux faces du piston correspondant. La vapeur d'échappement du premier cylindre se rend dans le réservoir P d'où elle sort pour pénétrer dans la boîte du tiroir à basse pression. Elle est alors distribuée comme plus haut sur les deux faces du grand piston et s'échappe ensuite au condenseur. La distribution est ordinairement opérée par des coulisses de Stephenson dont on peut faire varier

la position et par conséquent le degré d'admission ou le sens de la marche, au moyen de la roue à main et de la vis *mnp* reliée par l'équerre *ki* à la coulisse.

La bâche qui reçoit la décharge de la pompe à air est disposée à l'intérieur du bâti. La pompe à air, à simple effet, est visible en T. La même manivelle qui conduit la pompe à air actionne les pompes de circulation et de cale.

La machine marine tandem (fig. 114) est de beaucoup la plus

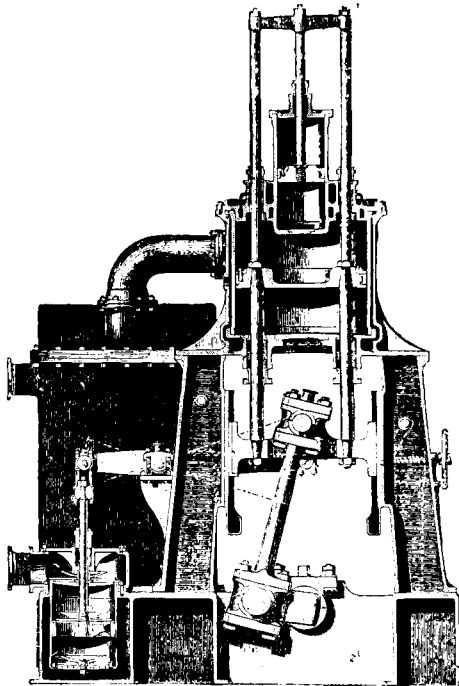


Fig. 114. — Machine tandem.

simple, mais la présence d'une seule manivelle la rend assez irrégulière et sujette à se *piquer* aux points morts, ce qui, dans cette application spéciale, est un grand inconvénient. Aussi, est-il d'usage, quand on adopte ce genre d'appareils, de disposer côte à côte deux machines tandem actionnant deux manivelles à angle droit, mais alors ce système perd tous ses avantages de simplicité puisqu'il y a quatre cylindres pour opérer, dans des conditions

analogues, le travail que l'on peut obtenir avec deux cylindres dans la machine compound ordinaire. Toutefois, ce dispositif est excellent pour les machines à quadruple expansion et possède au contraire, dans ce cas, le maximum de simplicité. Alors, les deux premiers, ayant une tige de piston commune, forment une véri-

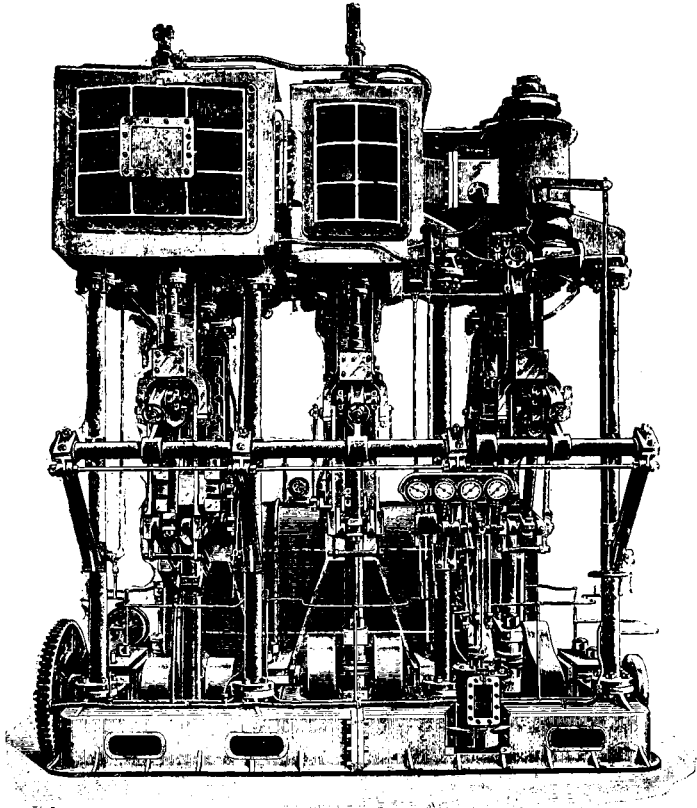


Fig. 115. — Machine à triple expansion.

table machine compound tandem alimentant, de sa vapeur d'échappement, la seconde qui la détend de nouveau à deux reprises.

Les types les plus récents de machines marines se composent d'une série de trois ou quatre cylindres détendant successivement la vapeur, actionnant deux, trois ou quatre manivelles et même, dans certains cas, deux ou trois arbres d'hélice distincts; le pre-

mier de ces cylindres seul recevra directement la vapeur des chaudières. Dans ces appareils, dérivés du système compound et qui n'en sont en somme que l'extension, il paraît désirable de porter à trois le nombre des manivelles, mais sans dépasser ce

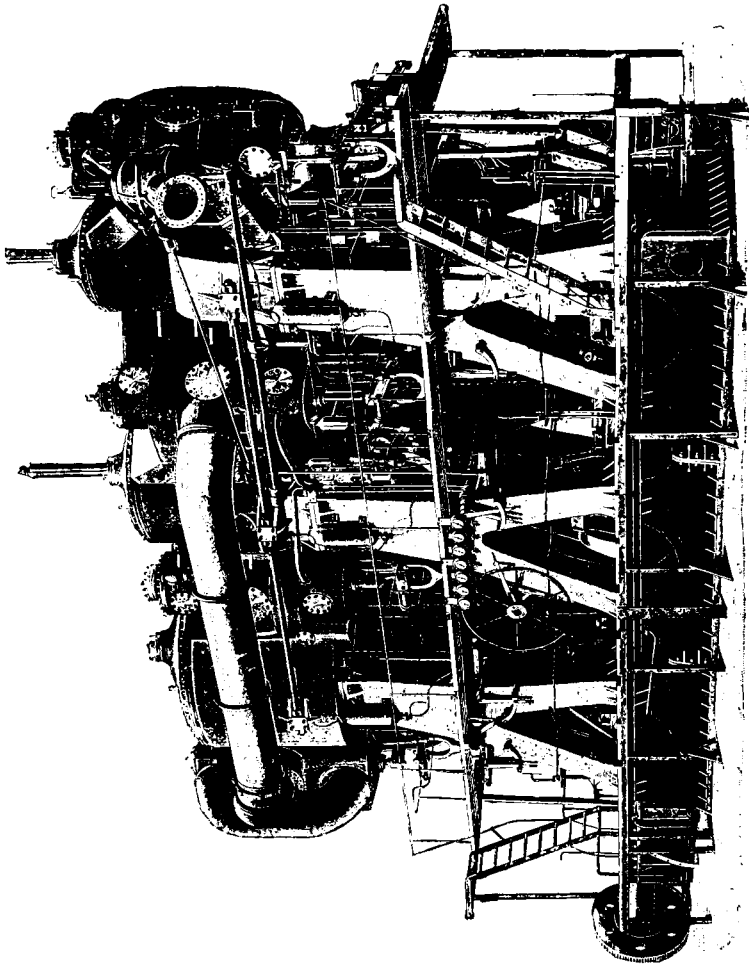


Fig. 116. — Machine du *City of New-York*.

nombre pour combiner la construction la plus économique avec la plus grande régularité possible des moments moteurs et le frottement minimum. C'est d'ailleurs dans ce cas que l'équilibre des couples moteurs paraît être le plus parfait.

Dans toutes les machines construites suivant ces principes, la

disposition d'ensemble et les principaux éléments sont les mêmes. Il n'y a guère que les proportions des cylindres à vapeur qui changent. Ainsi, la machine à triple expansion est, en principe, un moteur se composant de trois machines, accouplées, dont les cylindres sont proportionnés de manière à fonctionner en série, chacun d'eux recevant et détendant la vapeur qui s'échappe du cylindre immédiatement antécédent. On déroge quelquefois à cette pratique en composant la machine à triple expansion de deux appareils tandem à cylindres inégaux actionnant seulement deux manivelles. Le premier groupe se compose, par exemple, du petit cylindre et du premier cylindre intermédiaire, l'autre groupe du second cylindre intermédiaire et du grand cylindre.

La figure 116 représente un des groupes de la machine du *City of New-York* qui est à triple expansion et à deux hélices. Ces machines présentent des dimensions gigantesques comme on pourra s'en rendre compte dans le tableau suivant qui donne leurs dimensions principales.

Diamètre des cylindres	4 ^m ,40, 4 ^m ,80, 2 ^m ,87
Course des pistons	4 ^m ,62
Rapport des volumes des cylindres	1 ; 2 489 : 6 304 ; 1 ; 2,33
Pression aux chaudières	10 ^{kg} ,400
Nombre de tours par minute	87
Vide	0 ^m ,600
Pressions moyennes par cent. carré	4 ^{kg} ,500,2 ^{kg} ,250 0 ^{kg} ,984
Puissance indiquée	19 175 chevaux.
Température de l'eau d'alimentation	48° centigrades.
— de l'eau de mer	12°,2
Surface de chauffe	4 680 m.carrés.
— de grille	120 —
— de condensation	3 065 —
Puissance indiquée par mètre carré de grille	159 chevaux.
— — de chauffe	411 —
— — de surface	—
condensante	6,25 —
Rapport de la surface de chauffe à la surface de grille	38,8 —
Rapport de la surface de chauffe à la surface condensante	1,52 —

Ceux des chiffres de ce tableau qui ne sont pas des dimensions d'établissement ont été donnés par le chef-mécanicien, comme résultats obtenus au cours d'un voyage à travers l'Atlantique dont la durée fut de cinq jours, dix-neuf heures et trente-quatre minutes,

le plus rapide qui ait encore été effectué à cette date. Pendant une journée de vingt-quatre heures, le parcours s'éleva à 511 milles marins (946 kilomètres), soit une moyenne supérieure à 20 nœuds.

On trouvera figure 117 l'arrangement général de machines à hélices jumelles. Ce sont celles du steamer *Columbia*, de la Ham-

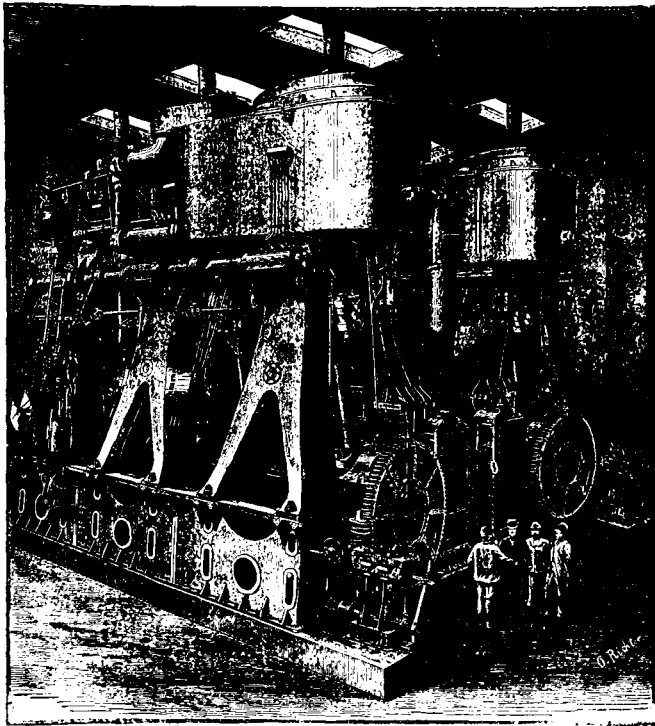


Fig. 117. — Machine à triple expansion.

burg American Line, navire de 12 000 tonnes de déplacement et de 15 000 chevaux. Cette puissance est également divisée entre les deux groupes d'appareils actionnant chacun une hélice. Les cylindres ont respectivement comme diamètre, 1^m,016, 4^m,676, 2^m,565, avec une course de 4^m,676. Les arbres, en acier, ont 0^m,510 de diamètre, ils actionnent des hélices en bronze manganèse de 5^m,50 de diamètre et de 9^m,75 de pas. Ces machines ont permis au *Columbia* de faire la traversée de Southampton à New-York, soit

3 045 nœuds, en six jours, ce qui correspond à une vitesse de 19,15 nœuds à l'heure.

La coupe longitudinale de la figure 118 permet de bien saisir le

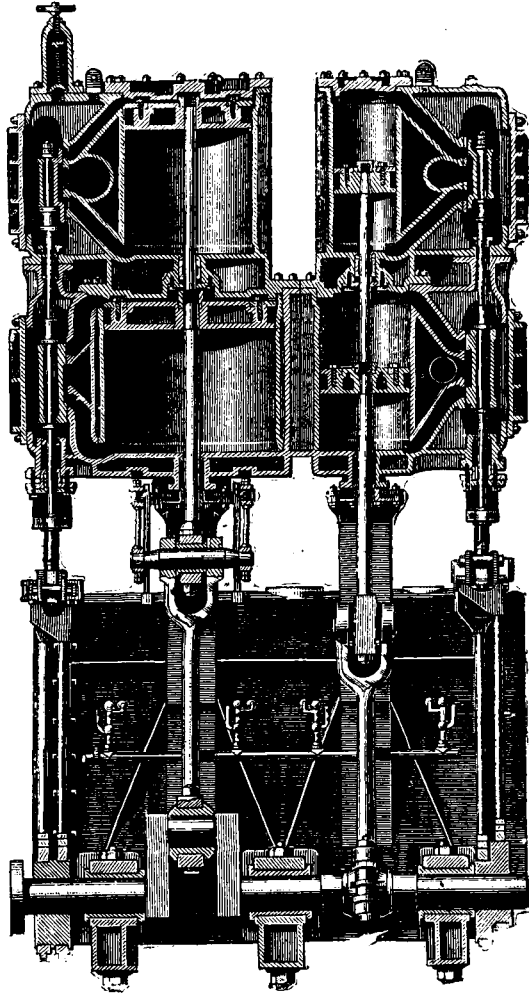


Fig. 118. — Machine à quadruple expansion.

fonctionnement d'une machine à quadruple expansion ; l'appareil représenté est de construction écossaise ; il développe 350 chevaux et possède des cylindres de 0^m,255, 0^m,356, 0^m,508 de diamètre

avec une course commune de 0^m,508. Le cylindre à basse pression seul, est chemisé. Comme les deux manivelles sont calées à angle droit, les mouvements des deux groupes ne sont pas corrélatifs, aussi a-t-il fallu disposer un réservoir intermédiaire entre le deuxième et le troisième cylindre, afin de régulariser autant que possible les chutes de pression entre leurs boîtes à tiroir.

Les machines de torpilleurs nous fourniront l'exemple de la plus grande concentration de puissance que l'ingénieur ait su réaliser jusqu'à ce jour. Ces petits bâtiments possèdent des coques étroites d'une grande finesse et présentant le maximum de légèreté possible ; ils sont extrêmement rapides et tout y est sacrifié à la vitesse. L'*Ariete* (fig. 120), construit en Angleterre pour le gouvernement espagnol, a obtenu à ses essais la vitesse considérable de 26 nœuds, soit 48 kilomètres à l'heure. Il déplaçait alors 100 tonnes. La coque n'a que 43 mètres de longueur, sur 4^m,419 de largeur et 1^m,254 de tirant d'eau ; c'est dire qu'il est à peine plus long que le *Clermont* de Fulton cité plus haut. La machine a développé 1 600 chevaux ; elle est alimentée de vapeur à la pression de 10^{ks},540 par des chaudières multitubulaires. A vitesse réduite (10 nœuds), la consommation de charbon n'est que de 7 tonnes et demie par jour. Ce bâtiment est à deux hélices.

La chaudière multitubulaire est encore l'exception dans les torpilleurs où elle est ordinairement remplacée par la chaudière locomotive. Ces machines, où tout est sacrifié à la légèreté, sont néanmoins assez économiques puisqu'elles ne consomment généralement que 1 kilogramme de charbon par cheval-heure.

La machine marine moderne est remarquable par la légèreté, la capacité, l'endurance, qualités qu'elle combine à une puissance considérable et qui en font un des triomphes de l'art mécanique. Les machines de torpilleurs que nous venons de citer en sont une preuve éclatante. Ainsi, des appareils à triple expansion, ayant des cylindres de 0^m,356, 0^m,508 et 0^m,800 de diamètre avec 0^m,406 de course et fonctionnant à 14 kilogrammes par centimètre carré, ont développé 1 300 chevaux et au delà. Dans de semblables machines, la plus grande attention doit être apportée à l'établissement des surfaces frottantes et au graissage : toutes les articulations sont garnies de métal blanc. Les tiroirs sont équilibrés et les bagues de piston

sont composées d'un métal nécessitant le moins de graissage possible afin de diminuer l'introduction des matières grasses dans le



Fig. 120. — L'Ariete, torpilleur.

condenseur. On fait un large emploi de l'acier forgé ou coulé, même pour les bâtis.

L'expérience, maintenant très étendue, a démontré que les machines compound présentaient, par rapport aux anciennes machines monocylindriques, une économie de 30 p. 100 et que les appareils à triple expansion qui les ont à leur tour détrônées permettaient une nouvelle économie de 20 à 25 p. 100, la pression de la vapeur ayant passé de 7 kilogrammes à 9^{kg},800 et 11^{kg},250. Les causes théoriques de ces résultats sont d'ailleurs bien connues aujourd'hui ; nous en avons dit un mot et nous y reviendrons en détail. Si, allant plus loin encore, on adopte la machine à triple expansion, on obtiendra un nouveau bénéfice à condition de pousser la pression à 14 kilogrammes. Cette pression est trop élevée pour les machines à triple expansion et ne paraît pas, avec ces dernières, donner des résultats plus avantageux que la pression de 11^{kg},250.

Au point de vue pratique, la machine à trois manivelles se montre également supérieure à l'appareil à deux vilebrequins par suite de sa plus grande régularité de rotation, de la constance relative et de l'équilibre partiel des moments moteurs qui diminuent la fatigue des coussinets. Une machine à triple expansion pourra développer une puissance plus grande qu'une machine compound possédant un cylindre de détente de même dimension et cela avec une moindre fatigue de l'arbre. On conçoit donc que deux machines de ces différents systèmes et de même puissance puissent être établies au même prix.

Comme exemple moderne de bateau de rivière à roues, nous citerons le *Plymouth* de la Fall River Line, qui circule entre New-York et New-England. Ses dimensions principales sont les suivantes :

Longueur totale	411 ^m ,50
— à la flottaison	107 00
Largeur hors tambours	26 50
— de la coque	15 23
Creux minimum	6 40
Tirant d'eau, léger	3 35
Hauteur des mâts au-dessus de la quille	36 25
— du dôme	16 75

Ce navire est à double fonds et entièrement en acier ; il sort de chez les mêmes constructeurs que le *Puritan*, cité plus haut.

La machine, à triple expansion, est à quatre cylindres inclinés

dans les deux sens, deux à deux ; elle développe 5 500 chevaux. Le cylindre à haute pression a 1^m,20 de diamètre, il reçoit la

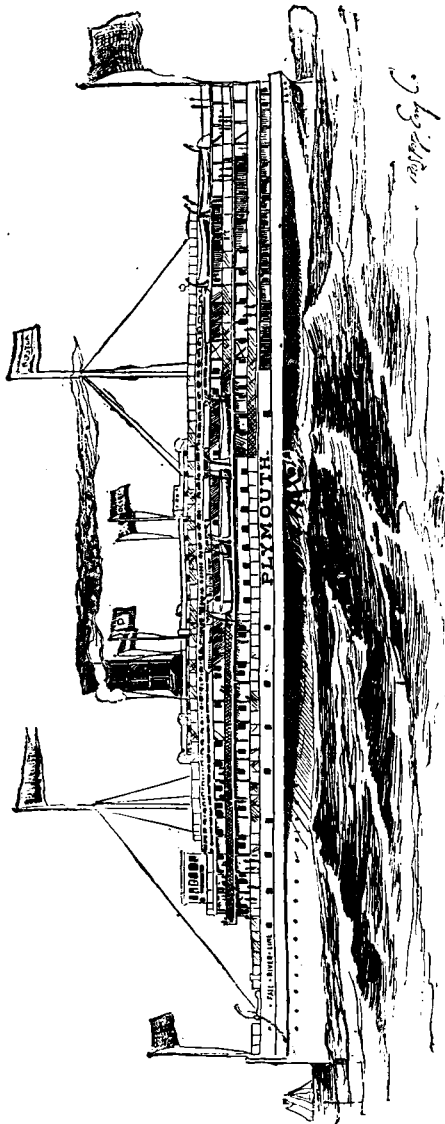


Fig. 421. — Bateau de rivière à roues.

vapeur à une pression de 11^{kg},250. Le cylindre intermédiaire, placé à côté du premier cylindre, à l'avant de l'arbre, a 1^m,90 de dia-

mètre. Les deux manivelles que ces cylindres actionnent sont calées à 90°. Les deux grands cylindres, placés à l'arrière de l'arbre, et commandant aussi des manivelles calées à angle droit, ont chacun 2^m,06 de diamètre. Ils sont accouplés deux à deux sur les mêmes manivelles que les cylindres à haute et moyenne pression. La course, commune à tous les pistons, est de 2^m,50. Chacun des deux cylindres à basse pression commande une pompe à air, et possède son condenseur distinct ; les pompes de circulation, centrifuges, sont indépendantes. Le cylindre à haute pression est muni d'une détente variable par déclic ; l'admission est fixe sur les autres cylindres.

Ces machines reposent sur un carlingage composé de poutres en acier soigneusement entretoisées par des carlingues intercostales.

Les roues, à pales articulées, ont 9^m,13 de diamètre extérieur. Chacune d'elles porte 12 aubes en acier de 1^m,20 de largeur et de 4 mètres de longueur.

43. — C'est évidemment vers l'amélioration du régime économique des machines à vapeur, aujourd'hui l'élément essentiel du succès, que doit se porter l'attention des constructeurs. Comme nous le montrerons plus loin, pour chaque type de machine et pour toute pression répond un degré déterminé de détente qui donne les meilleurs résultats ; dans les machines à expansion fractionnée, le nombre convenable de cylindres que doit successivement parcourir la vapeur est fixé par la pression initiale adoptée. C'est ainsi qu'à mesure de l'augmentation des pressions, la machine compound a d'abord remplacé, à la mer, la machine monocylindre et qu'elle a été elle-même détrônée, pour des pressions supérieures à 10 atmosphères, par la machine à triple expansion. Pour des pressions supérieures, la machine à quadruple expansion avec ses quatre cylindres en série commence à se répandre très rapidement.

En somme, ces machines sont toutes semblables en ce qui concerne leurs éléments. Le nombre ou l'arrangement des cylindres seuls différent. Ainsi, dans une machine à triple expansion, le cylindre intermédiaire n'est autre que le cylindre admetteur d'une machine compound de même puissance, le grand cylindre d'une

machine à quadruple expansion présente les mêmes dimensions que le cylindre unique d'une machine monocylindre de même force et fonctionnant avec le même coefficient de détente.

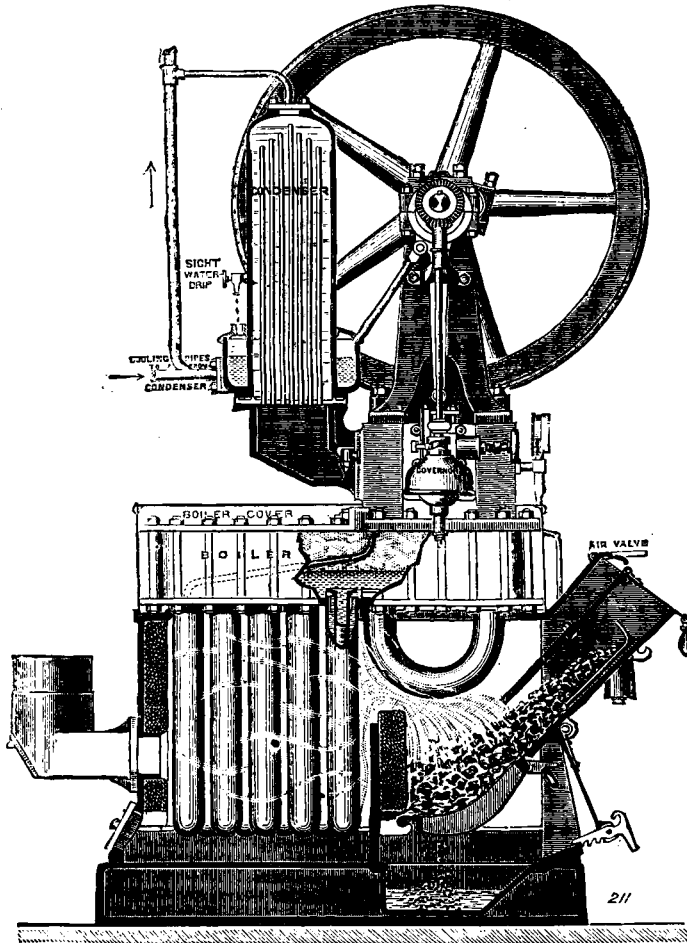


Fig. 122. — Moteur Bailey-Friedrich.

Condenser.	Condenseur.
Sight water drip	Réglage de l'eau réfrigérante, à gouttes visibles.
Cooling pipes to and from condenser.	Arrivée et sortie d'eau du condenseur
Boiler cover.	Couvercle de la chaudière
Governor.	Régulateur
Air valve.	Admission d'air.

Terminons ce paragraphe par l'examen d'un moteur domestique qui appartient à une classe d'appareils pour la construction des-

quels on a dépensé beaucoup d'ingéniosité en ce qui concerne surtout la sécurité et la facilité de la conduite, la plupart des opérations étant rendues automatiques.

Le *moteur Friedrich* se rattache en somme aux machines semi-fixes, le moteur et la chaudière formant un ensemble inséparable. Cette machine fonctionne avec un haut degré de détente, contrôlé par un régulateur qui la fait varier suivant la quantité de travail à produire.

La vapeur d'échappement se rend dans un condenseur à surface; après sa condensation, elle est renvoyée à la chaudière, c'est donc toujours la même eau qui sert à l'alimentation ce qui supprime les incrustations dans la chaudière. Un moteur de ce genre, de quatre chevaux de force, ne dépenserait que 61 kilogrammes de coke en six heures.

La chaudière se compose d'une caisse, formant la partie inférieure du bâti de la machine, qui constitue surtout le réservoir de vapeur et renferme le cylindre; sur le fond de cette caisse sont suspendus des tubes, pour la plupart du genre Field, qui produisent la plus grande partie de la vapeur fournie par cette chaudière. La région qui renferme les tubes est entourée d'une enveloppe en tôle, garnie de terre réfractaire, qui se démonte facilement pour les visites ou le nettoyage.

Le foyer est à grille très inclinée et en forme de gazogène; il est surmonté d'un conduit de rentrée d'air fermé par une soupape mue par un piston sous lequel agit la vapeur de la chaudière.

De cette manière, la levée de la soupape varie automatiquement avec la pression de manière à régler l'intensité de la combustion d'après la dépense de vapeur. L'ensemble est monté sur une plaque de fondation doublée de terre réfractaire, et qui est munie, sous la grille, d'un cendrier rempli d'eau ayant pour but de la refroidir et de protéger les barreaux de grille.

44. — On rencontre des types particuliers de machines à vapeur employés soit à titre temporaire et expérimental, soit, au contraire, d'une manière permanente dans certaines applications spéciales pour lesquelles ils sont convenablement appropriés. C'est ainsi que, comme nous l'avons vu, la machine à simple effet avait son

champ particulier d'applications; la pompe de Cornouailles, par exemple, resta longtemps appliquée à l'épuisement des mines; de même, la machine rotative et la turbine à vapeur trouvent leur

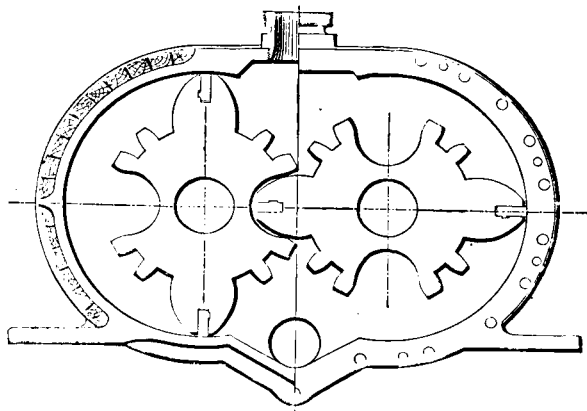


Fig. 123. — Machine rotative.

emploi pour la commande directe d'appareils à très grande vitesse, et donnent toute satisfaction dans ce genre spécial d'application. La supériorité de la machine rotative sur la machine ordinaire, au

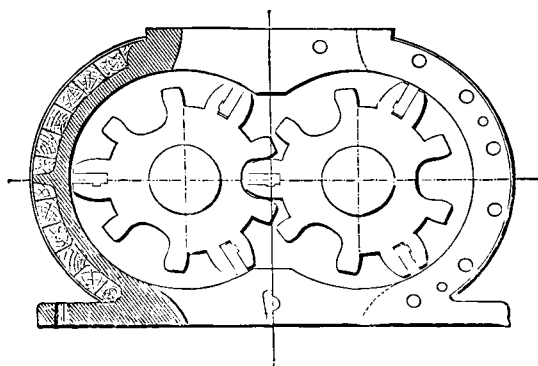


Fig. 124. — Pompe rotative.

point de vue mécanique, paraît tellement évidente que ce genre de moteur a été l'objet de l'attention spéciale de beaucoup d'inventeurs qui se sont efforcés de vaincre les difficultés pratiques qu'en-

traînait sa construction. La plus grande de ces difficultés consiste à opérer une étanchéité suffisante autour de l'organe qui remplit l'office du piston usuel. Les avantages que les différents inventeurs de ces machines mettent en avant, résident : dans la réduction des dimensions de l'appareil résultant de sa grande vitesse de rotation, dans la régularisation du moment moteur et dans la diminution de la puissance qui est absorbée avec les machines ordinaires à rotation par les organes animés de mouvement alternatif et par l'inertie aux changements de direction. Ces dernières pertes de la machine ordinaire à piston ont été singulièrement exagérées par lesdits inventeurs ; la transmission par piston, bielle et manivelle, présente au contraire un excellent rendement. Toutefois, les avantages de la machine rotative, si peu qu'ils existent, rendent son application intéressante pour les pompes à incendie à vapeur, par exemple.

Dans la pompe à vapeur de Holly, représentée figure 123, on a pu supprimer les excentriques et les cames à glissement qui sont les accessoires indispensables de beaucoup de machines rotatives. Les pistons, rotatifs et jumelés, ont une section en forme de came irrégulière et se meuvent à l'intérieur d'une chambre qui les embrasse et à la partie inférieure de laquelle arrive la vapeur. La pression de cette dernière tend à écarter les pistons et à les faire tourner. La seule garniture employée consiste en une barette métallique logée dans l'extrémité la plus saillante des cames et qui est appliquée contre la périphérie alésée de la chambre, à la fois par la force centrifuge et par de petits ressorts auxiliaires. La pompe de cette machine est représentée figure 124 ; elle est analogue à la machine motrice, mais absorbe, paraît-il, moins de frottement. Les constructeurs affirment qu'ils peuvent, avec cette machine, refouler l'eau plus loin avec une moindre pression de vapeur qu'avec les pompes à mouvement alternatif. Il paraît probable que la régularité du mouvement et des efforts moteurs entraînent peu d'usure et rendent la machine très durable. En outre, ce genre de pompe, ne présentant pas de clapet, on peut, sans inconvénients, s'en servir avec des eaux boueuses ou contenant du sable en suspension. A cet égard, elles sont supérieures aux pompes à piston. La machine dont nous parlons se compose,

nous l'avons vu, de deux cames rotatives présentant chacune huit

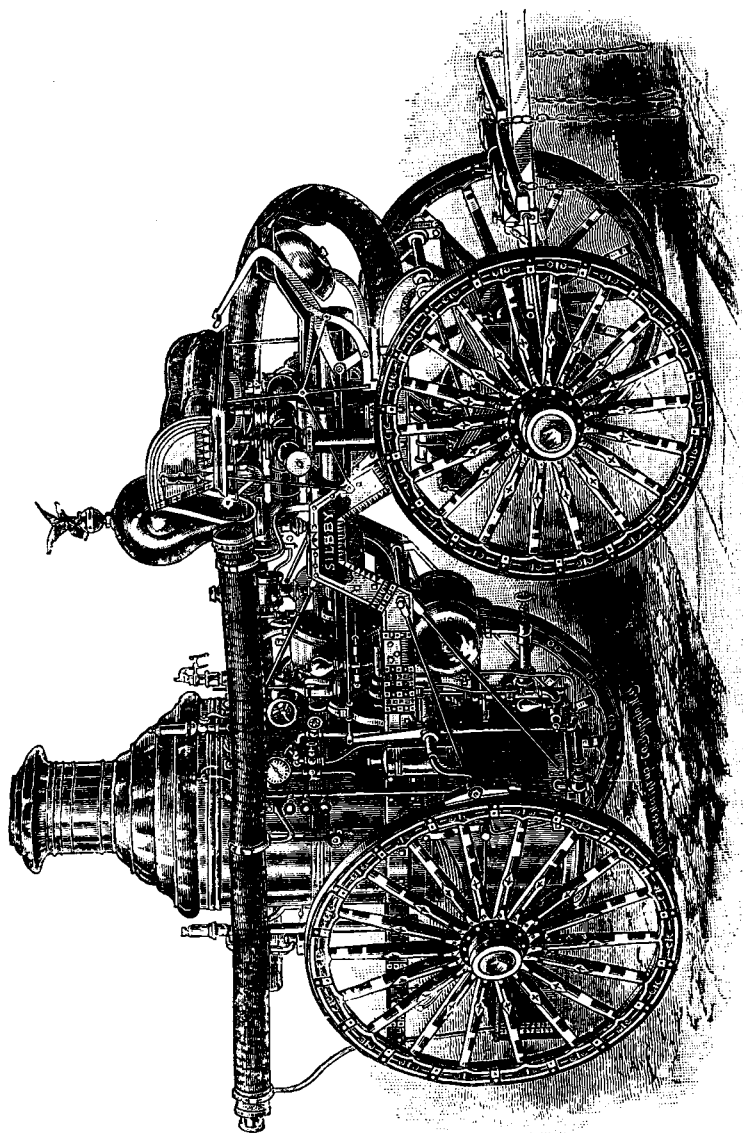


Fig. 125. — Pompe à incendie à vapeur (rotative).

à deux, deux dents plus longues et deux cavités de même dimension. Les petites dents n'ont d'autre objet que d'assurer l'engrènement des cames. Les grandes dents servent à recevoir la poussée de la vapeur et forment joints étanches avec les parois de la chambre dans laquelle elles se meuvent, et avec le fond des cavités

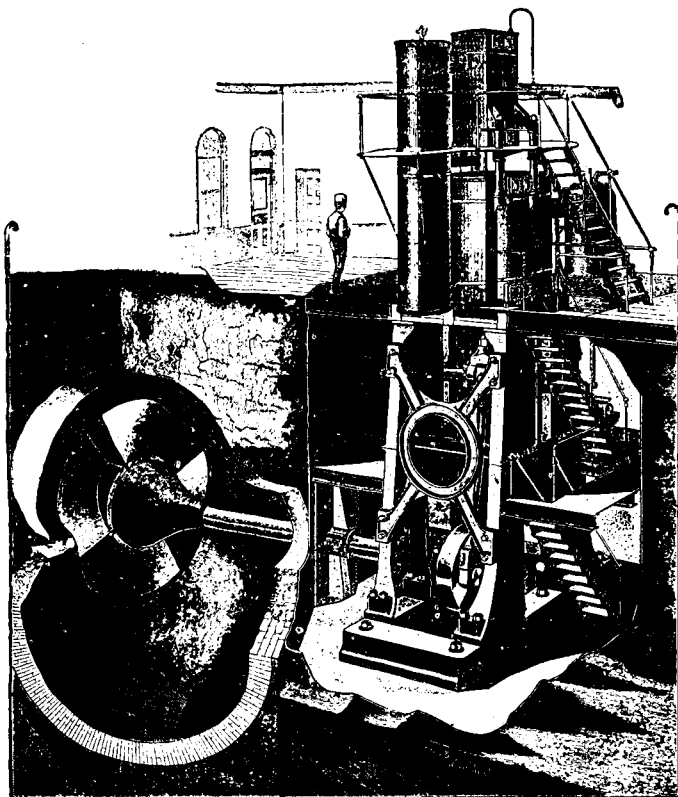


Fig. 126. — Pompe à vapeur à hélice.

dans lesquelles elles s'engagent l'une l'autre. La vapeur entre par le bas et sort par le haut. Les parois latérales des cames s'ajustent exactement sur les côtés de la chambre qui sont munis de graisseurs. Dans la pompe, au contraire, chaque came porte trois grandes dents et six petites seulement; l'eau entre à la partie inférieure et se trouve refoulée à la partie supérieure. La rotation

des deux cames en sens contraire produit un vide vers le bas. De même il se produit un refoulement vers le haut. L'augmentation du nombre des dents formant piston a pour but de rendre l'écoulement plus régulier qu'il ne le serait si l'on employait par exemple la machine motrice comme pompe.

Le mouvement de rotation étant continu et la connexion directe, l'écoulement est constant. Les tourillons de la machine et de la pompe présentent de grandes surfaces de frottement et tournent dans des presse-étoupes, convenablement disposés.

En plus des dents que portent les cames, l'engrènement est

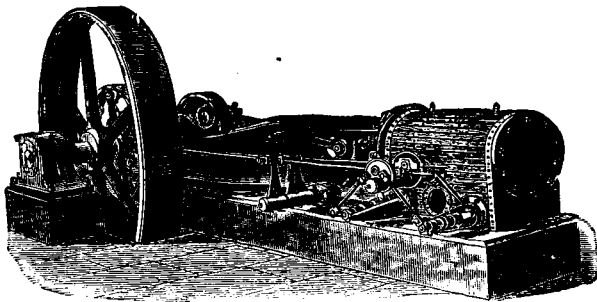


Fig. 127. — Machine Corliss à grande vitesse.

assuré par des roues dentées, clavetées sur les axes de rotation des cames, en dehors de la chambre.

On a donné un plus grand diamètre aux pistons rotatifs de la machine motrice qu'à ceux de la pompe afin de permettre le refoulement à de plus grandes hauteurs. La régularisation de l'écoulement est en outre assurée par un réservoir d'air.

Des machines de cette espèce fonctionnent d'une manière satisfaisante depuis plusieurs années. On trouvera, figure 126, le dessin d'un appareil assez singulier mais qui est d'une application rationnelle lorsqu'il s'agit d'élever de grandes masses d'eau à de faibles hauteurs. Cette machine, construite par Allis pour la ville de Chicago, se compose d'un appareil moteur vertical, d'un type économique disposé pour tourner à une assez grande vitesse et actionnant directement l'arbre d'une hélice de diamètre et de pas déterminés. Cette hélice qui diffère surtout de celles employées à la mer par la plus grande surface de ses ailes, est placée à peu près

à mi-hauteur entre le niveau d'aval et celui d'amont. Le rendement est assez satisfaisant.

Une modification intéressante de la machine Corliss, en ce qui concerne son adaptation à l'emploi d'un régulateur automatique monté sur l'arbre, est représentée figure 127. Dans ce système, M. Payne, son inventeur, a combiné les avantages cinématiques de la distribution Corliss avec ceux des distributions par transmission.

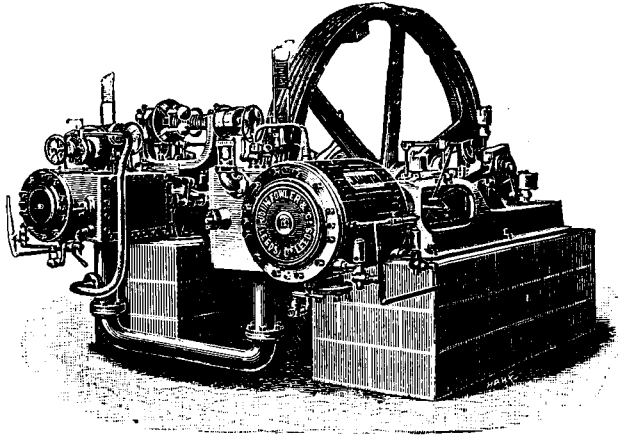


Fig. 128. — Machine compound à détente automatique.

rigide qui sont, nous l'avons vu, d'un emploi essentiel pour les machines à grande vitesse. Comme dans d'autres appareils du reste, les soupapes d'admission et d'échappement d'une même extrémité sont placées dans une boîte commune, ce qui réduit les espaces morts. Cette machine, très compacte, peut tourner régulièrement à de grandes vitesses, la détente étant contrôlée d'une manière très efficace par le régulateur.

La figure 128 représente une machine compound à détente variable par le régulateur, construite par MM. Fowler and C^o de Leeds. On y remarquera que le volant est muni, suivant sa périphérie, de canelures destinées à recevoir les câbles de commande, mode de transmission très usité aujourd'hui. Le mécanisme de détente variable est commandé par un régulateur à axe horizontal, placé au-dessus de la boîte à tiroir du petit cylindre. La figure indique clairement la forme et la position des principaux acces-

soires de la machine : le tuyau de communication des deux cylindres, la soupape de sûreté de la boîte du grand tiroir, la commande de l'indicateur, les graisseurs et différents autres organes qui sont étudiés avec un soin minutieux.

La turbine à vapeur appartient à une classe de machines qui, bien connue de tous les ingénieurs depuis Héron d'Alexandrie, et réputée pour posséder un rendement théorique élevé mais une utilisation pratique très faible, n'a été rendue pratique que très récemment; on se rappelle que la machine de Héron a été représentée figure 1. La machine due à Atwater, vers 1840, était conçue sur le même principe, mais passe pour avoir donné un rendement pratique comparable à celui des appareils à vapeur de l'époque. Depuis, d'autres inventeurs, tels que Gorman, ont construit de véritables turbines à vapeur.

La turbine compound, récemment inventée, a été très employée depuis quelques années pour la commande directe des dynamos. Elle se compose essentiellement de deux groupes de turbines, à écoulement parallèle, disposées sur un arbre commun, de part et d'autre du tuyau d'arrivée de vapeur, afin qu'elles puissent se faire équilibrer. Les passages offerts à la vapeur sont de sections successivement croissantes, à mesure que la détente se fait sentir.

Les plateaux qui constituent les éléments de turbine et les disques fixes sont alternés, les proportions et la forme des orifices, l'épaisseur des disques et l'inclinaison des pales sont déterminées avec soin de manière à obtenir le maximum d'effet utile à la vitesse normale de marche.

Le rendement mécanique d'un tel appareil est d'environ 87 p. 100 dans les meilleures conditions. La consommation de vapeur paraît s'élever à 15 à 18 kilogrammes de vapeur par cheval électrique produit et par heure, suivant que la pression de régime est de 4^k,200 ou de 6^k,000 par centimètre carré. La vitesse normale de rotation varie de 5 000 à 10 000 tours par minute, suivant les dimensions. Avec les petits appareils de ce genre, les vitesses de 18 000 à 20 000 tours par minute ne sont pas rares. Quant à la turbine Dow, dans laquelle la vapeur est admise par l'intérieur et qui comporte une succession de vannes et d'anneaux fixes et concentriques, agissant en série, passe pour avoir atteint la vitesse

énorme de 35 000 tours à la minute et pour avoir fonctionné régulièrement à 25 000 tours, avec une sommation de vapeur de 25 kilogrammes par cheval-heure. Il est à peine besoin de dire que, dans de semblables machines, il est indispensable que les matériaux soient absolument supérieurs et l'exécution irréprochable.

La théorie de ce genre de machine est familière à tous les ingénieurs qui se sont occupés d'hydraulique. On sait que, pour obtenir un rendement maximum dans l'appareil de Héron, il faut que la vitesse d'écoulement à l'orifice soit infinie et que, dans les turbines, elle soit égale à la moitié de la vitesse finale d'écoulement. Ces vitesses étant irréalisables en pratique, il en provient fatalement une perte d'énergie. Par contre, la turbine à vapeur présente cet avantage thermique que les parties exposées à la vapeur ne sont pas soumises aux écarts de température qui, dans la machine à vapeur ordinaire, entraînent les condensations intérieures si nuisibles au rendement calorifique. Le bénéfice ainsi obtenu peut s'élever à 25 ou même à 50 p. 100.

La turbine de Dow, du type qui a été employé particulièrement pour commander des torpilles Howell, développe environ 41 chevaux à sa vitesse normale (10 000 tours), avec une pression de régime de 4^{ks},200; elle pèse de 45 à 68 kilogrammes, soit environ 6 kilogrammes par cheval. Avec de la vapeur à 10^{ks},50 et à la même vitesse, l'inventeur estime pouvoir développer une puissance de 40 chevaux, ce qui donne pour le cheval-vapeur un poids mort inférieur à 2 kilogrammes. Il affirme pouvoir réduire ce poids à 1,25 kilogramme par cheval en augmentant encore la pression et la vitesse. Un semblable moteur paraît particulièrement propre à la navigation aérienne.

La turbine à vapeur de Parsons, représentée figure 129, consiste en une série d'éléments ou de disques rotatifs et fixes, alternés, placés de telle manière que la vapeur, dans son parcours, les traverse successivement. L'écoulement se fait parallèlement à l'axe de rotation. Comme dans l'appareil précédent, on dispose, de chaque côté de l'arrivée de vapeur, deux groupes d'appareils semblables, afin que les efforts de poussée longitudinaux, dirigés en sens contraire et égaux, se fassent équilibre, ce qui évite une

poussée sur les paliers moteurs. L'échappement se fait par les bouts. L'huile est chassée à travers les paliers par une pompe fou-

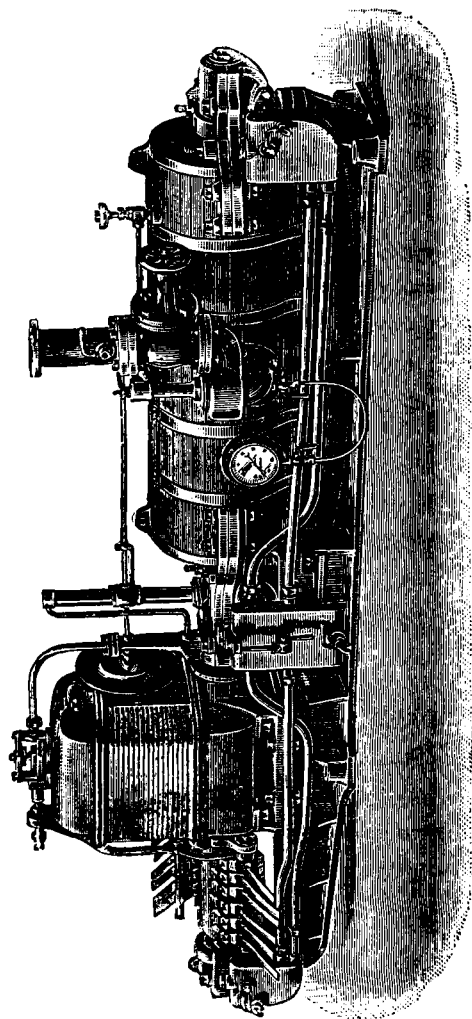


Fig. 129. --- Turbine de Parsons.

lante et retourne à un réservoir où elle est puisée à nouveau. Le régulateur est aussi simple qu'ingénieux. Il se compose d'un ventilateur aspirant, agissant sur un diaphragme, contre lequel s'applique un ressort antagoniste, qui est relié au registre de vapeur. La dépression d'air variant avec les vitesses, la valve

ouvre ou ferme suivant que la machine se ralentit ou s'accélère.

Ces appareils ont été employés avec succès pour commander directement des dynamos ou pour communiquer au volant de la torpille Howell l'impulsion initiale qui constitue la force motrice de cet engin. Ce système permet d'adopter des dynamos à courants alternatifs n'ayant que deux pôles, et de les actionner, sans transmission intermédiaire, à des vitesses continues de 10 000 tours et plus par minute. Avec les machines ordinairement employées, si la commande est directe le nombre de pôles nécessaire est égal au quotient de 12 000 divisé par la vitesse de la machine.

Les meilleures de ces turbines consomment 15^{kg},875 de vapeur par cheval-heure environ. Le poids de charbon consommé en kilogrammes paraît pouvoir se déterminer d'après la formule :

$$W = \frac{a}{\sqrt{p_1}};$$

où p_1 la pression, varie entre 3^{kg},500 et 14 kilogrammes par centimètre carré. Avec de la vapeur sèche il faut donner au coefficient a une valeur de 50 environ.

Aux Etats-Unis, la substitution de la turbine Dow aux autres moteurs, préalablement employés pour les torpilles, a permis une réduction du poids qui est passé de 163 kilogrammes, considéré autrefois comme un minimum, à 34 kilogrammes, l'encombrement ayant en même temps passé du triple au simple.

Les *machines expérimentales* sont celles qui, souvent installées dans les écoles techniques, servent à effectuer des essais et des recherches scientifiques. Le frontispice de cet ouvrage représente une telle machine appartenant à l'Owens College de Manchester¹. D'autres machines, de destination analogue mais dissemblables comme construction, étudiées en Amérique et installées au Sibley College, Cornell University, et au Massachusetts Institute of Technology, seront représentées dans un autre chapitre (vol. II), consacré aux *Essais de machines*.

Le problème qu'il s'agit de résoudre, dans la construction de

¹ *Triple expansion engines trials*, par le professeur Reynolds; Proc. Inst. C. E. N° 2 407. Van Nostrand's Science Series, n° 99.

semblables machines, consiste à ménager la possibilité de fonctionner dans des conditions très différentes de vitesse et de pressions, de manière que l'on puisse étudier en toute connaissance de causes l'influence des températures, des pressions, des vitesses, du degré d'expansion, etc., sur les rendements thermique et mécanique. Ces machines doivent aussi servir à la recherche des progrès à réaliser dans l'avenir et à la vérification de certains résultats annoncés et qui demandent confirmation.

La machine dont nous nous occupons est à triple expansion, mais chacun des cylindres est capable de fonctionner indépendamment, et la machine peut devenir au besoin monocylindre ou compound. Le type adopté est la machine à pilon, si répandue dans la marine où la triple expansion est généralement usitée. Tous les cylindres sont chemisés et les enveloppes sont indépendantes entre elles.

La pression maximum de régime est de 14 kilogrammes par centimètre carré; la vitesse de piston peut atteindre 5 mètres à la seconde; la distribution, du système Meyer, permet de faire varier la période d'admission de 0 à 0,66. Les cylindres ont respectivement 0^m,127, 0^m,203 et 0^m,305 de diamètre, 0^m,254, 0^m,254 et 0^m,381 de course. On peut marcher avec ou sans condensation. Cette machine a été construite par MM. Mather and Platt sous la surveillance du professeur Reynolds.

Le condenseur, à surface, présente une surface refroidissante de 14 mètres carrés; il est muni d'une pompe à air, que commande la crosse du cylindre à basse pression par l'intermédiaire d'un balancier, et qui mesure 0^m,229 de diamètre et 0^m,115 de course. Les freins, hydrauliques, constituent une nouvelle application de la pompe centrifuge.

Lors de ces premiers essais, cette machine fonctionna d'une manière parfaite et économique, ne consommant que 0^k,600 de charbon par cheval-heure et le rendement thermique total s'élevant à 0,20, lorsque la pression de régime atteignait 14 kilogrammes par centimètre carré. Le rendement mécanique de la machine motrice était de 0,80. (Voir § 128, ch. v.)

CHAPITRE III

THÉORIE DE LA MACHINE A VAPEUR

45. — Une étude complète de la théorie des machines à vapeur, considérée tant au point de vue purement scientifique qu'au point de vue de l'ordre chronologique des découvertes, devrait comprendre : 1° l'historique de la Théorie Mécanique de la Chaleur; 2° l'histoire de la Thermodynamique, qui n'est que le développement de la première; 3° l'historique des phases traversées par l'application pratique de ces sciences à la machine à vapeur; 4° un complément à la théorie de la machine à vapeur et des autres appareils thermiques, traitant des pertes susceptibles de réduction grâce à l'amélioration de la machine, par opposition aux pertes inévitables et nécessaires, indiquées par la thermodynamique pure. La première et la seconde de ces divisions sont traitées tout au long dans les ouvrages de thermodynamique ou même de physique. Quant à la troisième division, elle n'est que très brièvement résumée dans la plupart des livres concernant la machine à vapeur, tandis que la dernière embrasse des perfectionnements et des découvertes trop récentes pour qu'elle ait encore été l'objet, dans aucun traité existant, de développements complets.

Le but de cet ouvrage est de condenser, sous une forme aussi concise que possible, et en tenant compte de leur importance relative, toutes les questions qui ont trait à ces quatre branches de la théorie des machines à vapeur, laissant pour une époque mieux appropriée leur étude complète et détaillée.

46. — La série des opérations, successivement effectuées dans la machine à vapeur, embrasse une grande partie des phénomènes et des principes fondamentaux des sciences physiques. La machine à vapeur est un appareil très ingénieux, mais fort imparfait en ce qui concerne la transformation, en énergie mécanique, de l'énergie calorifique dérivée de la combinaison chimique d'un combustible avec l'oxygène de l'air.

Il faut retourner aux premiers âges du monde pour retrouver l'origine première de cette énergie que nous empruntons actuellement à la chaudière à vapeur. Après que le système solaire eût été formé par la condensation de la nébuleuse primitive, la masse lumineuse, qui est aujourd'hui le soleil, se trouva avoir emmagasiné des quantités incommensurables d'énergie qu'elle commença à déverser à flots et sans interruption, par radiation calorifique, à travers l'espace, aux astres qui composaient le système dont elle était le centre. La portion de l'énergie calorifique, émanée du soleil, que recevait notre globe pendant les premiers siècles de son existence, fut dépensée en partie à la production de la végétation, qui prit un essor inouï. Il en résulta l'accumulation d'immenses quantités de carbone, empruntées à l'atmosphère du globe où elles étaient alors combinées à l'oxygène sous forme d'acide carbonique. Les transformations géologiques qui suivirent eurent pour effet la création des gisements houillers, c'est-à-dire la mise en réserve d'une énorme quantité de carbone qui conserva son affinité pour l'oxygène, à l'état pour ainsi dire latent, jusqu'au jour où l'homme, la découvrant, lui permit de se recombinaisonner à l'oxygène de l'air par la combustion. C'est donc à l'énergie solaire que nous sommes redevables, comme l'avait déjà deviné le grand Stephenson, de l'immense accumulation d'énergie qui a été la principale cause des progrès de la civilisation moderne.

Ce charbon, brûlé sur la grille d'une chaudière à vapeur, s'unit à l'oxygène et met précisément en liberté la même quantité de chaleur qu'il avait emprunté au soleil et s'était appropriée pendant la croissance de l'arbre. Cette énergie calorifique, rendue disponible, est transmise par conductibilité et rayonnement à l'eau de la chaudière qu'elle vaporise ; sa transformation en travail mécanique est rendue apparente par le changement du liquide en

vapeur et par son expansion, malgré la pression atmosphérique qu'il supporte. Transportée de la chaudière à la machine, la vapeur se détend en produisant un travail utile ; c'est ainsi que l'énergie calorifique qu'elle renferme se transforme partiellement en énergie mécanique pratiquement utilisée.

Nous pouvons donc suivre pas à pas l'absorption et l'accumulation de l'énergie contenue dans le charbon, ainsi que les modifications qu'elle subit lorsque nous venons à l'utiliser dans nos machines. Poursuivant plus loin encore nos investigations, nous pourrions observer, dans la plupart des cas, comment l'énergie mécanique issue de la chaleur se retransforme à son tour en énergie calorifique.

47. — On peut définir aisément et retracer la nature, la source et les transformations successives de l'énergie dans ces opérations. La modification qui s'opère dans le foyer est du domaine de la chimie ; le transfert de la chaleur à l'eau ainsi que les phénomènes ultérieurs, qui marquent son passage dans la machine à l'état de vapeur, appartiennent à la physique ; quelques-uns de ces phénomènes demandent, pour leur analyse, le secours des hautes mathématiques. L'intelligence complète des principes qui président aux opérations effectuées dans la machine à vapeur suppose donc une étude suffisamment précise et minutieuse des phénomènes de la physique, pour qu'il soit permis de formuler avec exactitude les lois qui forment la base de cette science. L'étude théorique de la machine à vapeur comprend celle de la chimie, de la physique et de la science de l'énergie dont la thermodynamique est une des branches importantes. Il convient d'y ajouter l'examen historique des découvertes successives qui ont fait de ces sciences ce qu'elles sont et surtout de la thermodynamique, laquelle est plus particulièrement la base de la théorie des machines thermiques ¹.

48. — Les seuls principes de chimie, qui entrent en jeu dans le

¹ L'auteur a développé dans son *History of the Steam-Engine*, chap. vii. (International Series ; D. Appleton and Co, New-York), l'histoire des sciences physiques dans l'antiquité et au moyen âge.

fonctionnement des machines à vapeur, résident dans les phénomènes de la combustion. Tous les éléments essentiels de cette partie de la science des machines thermiques sont aujourd'hui, tout au moins, très approximativement connus. Il est permis à l'ingénieur qui connaît la composition chimique et la structure physique d'un combustible donné, de déterminer très exactement la quantité d'énergie calorifique emmagasinée dans sa masse, la proportion probable de cette énergie que l'on pourra pratiquement obtenir dans le foyer et celle qui est susceptible d'être absorbée par le fluide moteur et dirigée plus tard dans la machine.

Dans tous les cas, on se trouve en présence d'un combustible qui renferme une proportion déterminée de carbone et d'hydrogène, ou des composés de ces premiers gaz, une proportion beaucoup moins importante d'autres combustibles, tels que le soufre, et une certaine quantité d'autres matières minérales incombustibles formant finalement les cendres ou le mâchefer. La combinaison de ces éléments combustibles ou de leurs composés avec l'oxygène de l'air produit une quantité d'énergie calorifique, nettement définie et facilement calculable, dont une partie, qu'il est également aisé de déterminer quand on connaît l'étendue, la nature et la disposition de la surface de chauffe des chaudières, se trouve utilisée pour la production de la force motrice. Le reste constitue les gaz perdus et s'échappe par la cheminée. Les caractères physiques ou chimiques des combustibles, la perfection plus ou moins grande de la combustion, et par conséquent la nature des gaz perdus sont autant d'éléments qui permettent de déterminer le résultat final et le rendement total du système.

49. — Les principes de physique qui président à l'accumulation, au transport et à l'utilisation de la chaleur dans les machines à vapeur se composent de ceux qui commandent aux différentes transformations de l'énergie calorifique, des gaz de la combustion à la chaudière, à son accumulation dans l'eau et la vapeur et à son transport vers la machine.

Ce calorique est constamment soumis à des causes de perte jusqu'à ce que, finalement, une partie en ayant été transformée en énergie mécanique employée à un travail utile, le reste en soit défi-

nitivement déchargé au dehors par la machine et entièrement perdu en tant que force motrice. Les phénomènes physiques auxquels on a affaire dans ces diverses opérations sont : la conductibilité, le rayonnement, la convection ou les transformations de la chaleur en d'autres formes d'énergie.

Dans quelques cas, ces phénomènes, fort obscurs, restèrent longtemps incompris. Tel est particulièrement le cas, pour les phénomènes qui se passent à l'intérieur du cylindre, au cours du cycle qui s'y accomplit, lorsque les parois, plus froides, absorbent la chaleur de la vapeur dont une partie se condense. Nous citerons de même la diminution graduelle de température et de pression de la vapeur, correspondant à une augmentation de volume déterminée, la restitution au fluide d'une partie de la chaleur absorbée par les parois, et, finalement, l'échappement de la vapeur du cylindre à une température, plus réduite encore, qui correspond à une restitution, cette fois complète, de la chaleur préalablement absorbée par les parois. L'application des principes de physique à cette série de modifications est tout aussi essentielle à une théorie complète de la machine thermique que celle des principes de thermodynamique l'est au processus de la transformation d'énergie.

50. — Les principes de mécanique que l'on peut rencontrer dans l'étude du fonctionnement des machines thermiques seront développés dans les chapitres relatifs à la construction des différents organes de la machine. Il nous suffira ici de résumer les principes généraux de la mécanique.

Cette science est d'origine relativement récente ; elle ne revêtit guère une forme logique et rationnelle, et encore dans la faible mesure que l'on pourrait seule espérer, avant les découvertes modernes relatives à la science de l'énergie, qu'après la publication des *Principia* de Newton. Les lois du mouvement, énoncées par ce savant, furent la base de la dynamique. Celle-ci, on le sait, forme la partie de la mécanique dans laquelle on considère les corps se mouvant librement sous l'action de forces constantes ou variables. Ces lois constituent pour cette science des fondements aussi précis et aussi parfaits que les principes de géométrie élé-

mentaire pour toutes les sciences mathématiques qui ont été édifiées sur eux.

Les trois principales lois de la dynamique peuvent s'exprimer comme suit :

1° Tout corps matériel ne peut modifier de lui-même, ni son état de repos, ni son état de mouvement ; une telle modification implique l'intervention de forces extérieures ;

2° La modification de mouvement est proportionnelle à la force appliquée et se produit dans la direction rectiligne de cette force ;

3° L'action est diamétralement opposée à la réaction ; à toute action correspond une réaction égale.

Nous pouvons ajouter à ces principes une définition de la force, qui est à la fois parfaitement exacte et complète.

On appelle *force* toute *cause* capable de produire le mouvement ou d'en modifier l'état. On la mesure, au point de vue statique, par le poids qui lui fait équilibre ou par la pression qu'elle produit, et, dynamiquement, par la vitesse ou l'accélération qu'elle produira en agissant, pendant l'unité de temps, sur l'unité de masse.

La détermination quantitative de l'effet dynamique des forces peut être opérée facilement si l'on se souvient que la pesanteur produit sur les corps une accélération de $9^m,81$ par seconde environ, quantité qui sert d'unité pour les mesures dynamiques.

On appelle *travail* le produit d'une force constante par le déplacement que cette force imprime suivant sa direction.

L'énergie est le travail qu'un corps matériel est susceptible de produire par son poids ou son inertie, dans des conditions déterminées. Ainsi, l'énergie d'un corps lancé dans l'espace résulte du produit de son poids par la hauteur de chute réelle ou par celle qui correspond à la vitesse du corps au moment considéré. Ces quelques principes, joints aux définitions données depuis plus longtemps et relatives aux idées d'espace et de temps, suffisaient à eux seuls pour conduire à la plus grande et à la plus féconde de toutes les généralisations physiques, *la conservation de l'énergie* sous toutes les formes, à la démonstration expérimentale des transformations de l'énergie, d'un de ses modes de mani-

festation à un autre, et à son existence universelle dans les différents états de mouvement des corps ou de leurs molécules.

A l'époque de Newton, on commençait à peine à reconnaître la physique expérimentale comme la seule méthode propre à acquérir des connaissances exactes sur les phénomènes naturels, principe universellement accepté dans la suite. Toutefois, avant l'époque dont nous parlons, les expériences remarquables de Gilbert et celles de Galilée à Pise, fournissaient déjà des exemples de recherches effectuées dans cet esprit. En chimie, ce fut seulement un siècle plus tard, lorsque Lavoisier eut montré à ses contemporains les résultats que peuvent produire l'application intelligente et réfléchie des mesures précises, et après qu'il eut fait de la balance le plus important des outils du chimiste, que fut véritablement fondée cette science qui comprend et étudie tous les faits et toutes les lois relatives aux changements chimiques et aux combinaisons moléculaires.

Ainsi donc, on retrouve à l'origine des sciences physiques et particulièrement de la mécanique, quatre notions fondamentales : celles de matière, de force, de mouvement et d'espace, ces deux derniers termes comprenant toutes les relations de position.

La science mécanique, basée sur ces notions, se divise en quatre parties qui sont d'une application générale dans l'étude de tous les phénomènes physiques, à savoir :

La *Statique* qui traite seulement de l'action et de l'effet des forces ;

La *Cinématique* qui étudie le mouvement dans ses rapports avec le temps et avec l'espace.

La *Dynamique*, ou *Cinétique*, qui considère le mouvement comme un simple effet de l'action des forces.

La science de l'*Energie*, qui traite des modifications que subit l'énergie sous l'action des forces et de ses transformations d'un mode de manifestation à un autre, ou de son transport d'un corps à l'autre.

51. — La science de l'Energie et la Thermodynamique comprennent l'étude des mêmes lois mais d'une manière plus ou moins générale. La Thermodynamique est la dernière venue des sciences

mécaniques dont les machines à feu et particulièrement la machine à vapeur forment la plus importante application. Cette science n'est en réalité que le résultat de la généralisation de principes qui ont été formulés isolément par des savants appartenant à des époques ou à des nationalités très diverses. Les éléments, ainsi accumulés un à un, ont constitué, par leur réunion, une science qui se développe tous les jours et qui tend à nous amener vers un état de connaissances scientifiques assez élevé pour rendre de plus en plus probable à nos yeux la vérité de cette phrase de Cicéron : « Une seule loi, éternelle et immuable, embrasse tous les temps et toutes les choses. »

La science entière de l'Energie repose sur un principe qui a été formulé avant que la science n'ait encore un nom ou une patrie : *Tout ce qui existe, matière ou force, et sous quelque forme que ce soit, est indestructible.* L'indestructibilité de la matière, tout au moins sous l'action d'une puissance finie, fut admise par tous les chimistes, aussitôt que leur grand maître, Lavoisier, eut si largement et avec tant de succès, appliqué sa méthode des pesées. Les savants purent ainsi apprendre et démontrer que toute modification chimique n'entraîne qu'un changement dans la forme ou dans la combinaison des éléments, sans qu'aucune perte de matière pût jamais avoir lieu. La « conservation de l'énergie » est une découverte plus récente, qui est surtout le résultat des études expérimentales, relatives à la conversion de l'énergie calorifique en travail mécanique, dues particulièrement à Rumford et à Davy. Elle a aussi été amenée par la détermination de l'équivalent mécanique de la chaleur, deviné par Newton, démontré et calculé approximativement par Colding et Mayer, puis mesuré avec une très grande approximation par Joule et Rowland.

52. — Il conviendra, dans tout ce qui suit, de distinguer entre la **machine idéale** et la **machine réelle**. Dans le fonctionnement de la première, on ne fait intervenir que des phénomènes thermodynamiques. On y considère uniquement le transport de la chaleur d'un point à un autre de son cycle d'opération et la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique ou inversement. Le problème qu'on se propose de résoudre dans cette étude consiste à détermi-

ner le rendement de la machine, dans certaines conditions données, c'est-à-dire la proportion de travail net accompli par rapport à l'énergie brute demandée pour sa réalisation. Dans une telle machine, on suppose que les matériaux dont elle est construite sont imperméables à la chaleur, qu'ils ne peuvent ni conduire, ni accumuler cette dernière, qu'ils ne donnent naissance à aucun frottement et qu'ils sont incapables de résister par eux-mêmes à aucune des forces qui entrent en jeu. C'est, on le voit, une machine purement idéale.

La machine réelle ne peut être composée que des matériaux mis à la disposition de l'ingénieur et qui sont, par leur nature, durs, résistants et quelquefois élastiques. Ils doivent résister à l'usure aussi bien qu'aux efforts qu'ils servent à transmettre en même temps que se plier, facilement et à peu de frais, aux formes et aux proportions qu'il est utile de leur donner. Aussi le fer, l'acier, le cuivre et ses alliages qui satisfont à ces exigences, entrent seuls en pratique dans la construction des machines. Les cylindres à vapeur sont toujours en fonte, substance qui présente une excellente conductibilité et une grande chaleur spécifique. Il en résulte une énorme différence dans la manière dont se comportent la machine idéale et la machine réelle aussi bien en ce qui concerne l'utilisation de la chaleur que l'application à un travail utile, de l'énergie produite dans le cylindre par la transformation de la chaleur. De grandes quantités de chaleur sont nécessairement perdues pour les raisons que nous avons sommairement indiquées plus haut en traitant des principes physiques qui président au fonctionnement de la machine. En outre, une fraction assez considérable de la puissance développée par la vapeur sur le piston est absorbée par le frottement des divers organes.

On comprend donc l'intérêt qu'il y a à distinguer la réalité de la théorie pure, cette dernière ne constituant qu'un des éléments qui peuvent aider à l'investigation des phénomènes qui se passent dans la machine matérielle.

53. — Le problème scientifique en présence duquel on se trouve en étudiant la théorie de la machine à vapeur réside donc : dans la détermination de la quantité d'énergie calorifique que contient

un combustible donné; dans la proportion de cette énergie que l'on peut raisonnablement attendre de sa combustion; dans la détermination de la portion de cette chaleur utilisée par la chaudière et accumulée dans la vapeur, de celle qui sera perdue par la cheminée, de celle qui sera cédée à la machine après son passage à travers un tuyau de vapeur de dimensions déterminées, malgré les condensations qui se produisent pendant ce transport ou à l'intérieur du cylindre; enfin dans le calcul de la quantité de cette énergie qui sera définitivement transformée en travail, ce dernier subissant encore une réduction avant d'être utilisée comme force motrice.

La détermination de cette dernière quantité n'est que la mesure de la portion d'énergie finalement utilisée, déduction faite de toutes les pertes. Le rendement serait le rapport de cette quantité à l'équivalent mécanique de toute l'énergie calorifique dépensée. Suivant que l'on veut obtenir le rendement total de l'ensemble constitué par la machine et la chaudière, ou celui de la machine seule, la quantité initiale d'énergie sera mesurée dans le foyer ou dans la vapeur à son entrée au cylindre.

Considéré dans ses détails, toutefois, le problème à résoudre comprend l'application de principes connus de chimie, de physique et de mécanique, qui servent à la détermination isolée de ces quantités d'énergie et permettent de les suivre pas à pas, depuis le foyer jusqu'à l'arbre moteur. Grâce à eux, on peut établir, à tout instant, les quantités d'énergie dépensées ou utilisées, de telle sorte que l'on puisse faire une balance finale donnant tous les éléments qui constituent l'actif et le passif et permettent de répondre exactement à toute question relative à la recette ou à la dépense de travail mécanique et d'énergie.

54. — Un résumé historique ayant trait aux progrès des sciences qui ont reçu leur application dans la machine à vapeur peut avantageusement trouver sa place ici. Si ces sciences ont pris leur origine auprès des premiers philosophes, il n'en est pas moins vrai que leur partie véritablement pratique et leurs applications sont relativement récentes. Comme on le verra, toutes les sciences physiques ont progressé très lentement jusqu'il y a deux ou trois siècles. Même si le véritable esprit scientifique eût existé et si les

méthodes précises eussent été connues plus tôt, il est probable que ces sciences fussent restées aussi longtemps dans l'enfance, puisque les progrès dépendaient absolument d'une expérimentation continuelle et méticuleuse. Or, celle-ci exigeait des instruments de précision que l'homme a seulement appris à construire dans les temps modernes.

Depuis le commencement du xvii^e siècle, les sciences physiques n'ont cessé de se développer, mais d'une manière irrégulière, intermittente et pour ainsi dire spasmodique. La mécanique appliquée, qu'il faut distinguer de la mécanique purement mathématique, a eu pour véritables créateurs Galilée et Newton, qui vivaient, l'un au commencement et l'autre à la fin de ce siècle fécond. Quant à la chimie, elle n'est réellement devenue une science qu'entre les mains de Lavoisier, à la fin du xviii^e siècle. La physique, elle, a eu une plus longue période d'incubation, mais la science de l'énergie et ses branches, telle, par exemple, que la thermodynamique, n'ont été sérieusement étudiées et leurs lois ne se sont trouvées formulées qu'au xix^e siècle.

Un observateur attentif remarquera, à ces périodes successives de transformations scientifiques, que ces différentes sciences, qui paraissent au début si indépendantes et si éloignées l'une de l'autre, se rapprochent continuellement au fur et à mesure des progrès et accusent leur dépendance mutuelle. Tous les phénomènes de mouvement et de changement de relation moléculaire, considérés en physique, en chimie ou en mécanique, sont soumis à des lois mécaniques, et il n'est pas douteux qu'une science nouvelle ne doive apparaître un jour qui les comprenne tous.

Dans ce qui suivra, nous ne considérerons que les développements de la thermodynamique et l'échafaudage graduel de la théorie des machines thermiques¹.

On ne saurait trop inviter, toutefois, les jeunes ingénieurs à étudier soigneusement et avec méthode le développement de toutes ces sciences, particulièrement dans leurs relations mutuelles ou dans les rapports qu'elles peuvent avoir avec la science de l'énergie au point de vue mécanique ou moléculaire.

¹ Pour plus de détails, on peut se reporter à *l'Histoire de la machine à vapeur* du même auteur, chap. vii, viii.

55. — L'origine de la théorie mécanique de la chaleur, telle qu'on la comprend aujourd'hui date, en tant que pure spéculation, de la plus haute antiquité. Les discussions auxquelles se livraient, non sans aigreur, les philosophes et les savants du siècle dernier n'étaient en somme que la répétition de polémiques dont on retrouve des traces à différents moments de l'histoire. Ces discussions se terminèrent vers le commencement du xvii^e siècle, époque qui fut marquée par une importante évolution scientifique. Cette période fut marquée au début par l'introduction des recherches expérimentales, elle se termina vers le milieu de ce siècle, lorsque l'ensemble des résultats découlés de ces expériences se trouva accepté par tous les hommes de science. La doctrine qui considérait la chaleur comme une chose matérielle dont le transport impliquait un mouvement réel de substance entre la source et le récepteur de chaleur, fut définitivement détrônée par cette théorie, devenue maintenant une vérité incontestable, que la chaleur est une des formes de l'énergie et que sa transformation n'est qu'un changement du mode de vibration moléculaire et de l'emplacement qu'il affecte. Les premières bases solides de la théorie dynamique de la chaleur furent posées par les expériences du comte Rumford (Benjamin-Thompson) en 1796-97, dont un rapport fut présenté par Rumford à la Société Royale de Grande-Bretagne en 1798, par les expériences de sir Humphry Davy en 1798-99, puis par la détermination plus précise et plus récente de la valeur de l'équivalent mécanique de la chaleur, due à Joule.

James Prescott Joule obtint, dès 1843, une série de résultats donnant d'abord à cet équivalent une valeur de 322 à 563 kilogrammètres d'où il déduisit un équivalent de 422,73 en étudiant le frottement de l'eau dans de petits tuyaux. L'année suivante, après de nouvelles recherches, M. Joule annonça que cette équivalent était de 440,29, chiffre qu'il porta à 488 par d'autres expériences datant de 1845. Deux années plus tard, il obtint 428,22.

¹ La plus grande partie de ce qui suit relativement à ce sujet est extrait d'une note lue par l'auteur devant l'Association Britannique pour l'avancement des sciences, réunion de Montréal, 1884. Pour plus de détails, voir *Trans. B. A. A. S.* 1884. — *On the Theory of the Steam-Engine*; et aussi *The Development of the Philosophy of the Steam-Engine*, R. H. Thurston. N. Y., 1889.

En 1849, il entreprit une détermination définitive et effectua une série de quarante expériences sur le frottement de l'eau, de cinquante sur celui du mercure et de vingt sur celui de plaques en fonte, d'où il déduisit, pour l'équivalent mécanique de la chaleur, la valeur de 423,82 kilogrammètres (772 pieds-livres) qui fut acceptée pendant une vingtaine d'années. La dernière détermination qu'il en fit, en 1876, pour l'Association Britannique, lui donna ce chiffre de 424,98. Des déterminations plus récentes encore ont donné une valeur légèrement supérieure.

Julius Robert Mayer s'occupait à la même époque de recherches d'une égale importance, mais dirigées suivant des méthodes entièrement différentes. En 1840, alors qu'il était médecin à Java, il remarqua que le sang veineux de ses malades présentait une rougeur inaccoutumée ; il en conclut ingénieusement que, dans un pays chaud, la chaleur du corps humain pouvait être maintenue par une moindre oxydation des tissus que dans les pays plus froids. En développant cette pensée, il en vint à établir qu'un rapport déterminé existe entre la chaleur et le travail, rapport qu'il essaya de déterminer numériquement en 1842. Tyndall résume ainsi la méthode qu'employa Mayer : « On sait qu'une quantité déterminée d'air, lorsque sa température s'élève d'un degré, absorbe deux proportions différentes de chaleur, suivant que son volume ou sa pression restent constants. Ces deux quantités différentes ont reçu le nom de chaleur spécifique à volume constant et à pression constante. Le rapport de la première à la seconde est de 1/1,421.

Le Dr Mayer fut le premier à se rendre compte que cet excès de 0,421, présenté par la chaleur spécifique à pression constante, ne se composait pas, comme cela était universellement admis, de la chaleur accumulée dans le gaz, mais bien du calorique dépensé pour produire son expansion malgré la pression extérieure. Le travail ainsi effectué pouvait être déterminé avec exactitude, aussi bien que la quantité de chaleur dépensée. D'après ces données, Mayer entreprit la détermination de l'équivalent mécanique de la chaleur. Déjà, dans son premier mémoire, il put appeler l'attention sur l'énorme disproportion qui existe entre la puissance potentielle théorique du combustible brûlé dans les machines à vapeur

et l'effet utile de ces dernières. Ainsi donc, en ce qui concerne ce sujet, cet obscur médecin était, dès 1842, de beaucoup en avance sur tous les hommes de son temps. »

Dans un mémoire lu devant la Société Royale, en 1878, Joule établit que l'équivalent mécanique, mesuré au niveau de la mer et à la latitude de Greenwich, de l'unité calorifique considérée comme capable d'élever un kilogramme d'eau (pesée dans le vide) de 60 à 61° F. (15°,5 à 17°,4) relevés sur le thermomètre à mercure, était de 424,129 kilogrammètres. Favre donna à cet équivalent une valeur de 413,39 déduite du frottement de plaques d'acier et de 443 d'après la quantité de chaleur absorbée par une machine magnéto-électrique pour la production d'un travail. Hirn déduisit une valeur de 432 du frottement des liquides et de 424,47 de la compression du plomb.

Quintus Icilius trouva 392,26 d'après la quantité de chaleur développée dans un circuit électrique. En comparant le travail dépensé pour faire tourner le plateau d'une machine électrique de Holtz avec la chaleur produite par le courant qui en résultait, Rosetti trouva 426,07 kilogrammètres. Le Roux, d'après la chaleur produite par la rotation d'un tube plein d'eau dans un champ magnétique, trouva le chiffre de 458. Violle, dans des expériences similaires, mais où le tube plein d'eau était remplacé par des disques métalliques, trouva les chiffres de 435,46 avec le cuivre, de 436,07 avec l'étain, de 437,71 avec le plomb, de 435,19 avec l'aluminium. En étudiant le frottement du mercure dans des tubes étroits, Bartoli trouva le chiffre de 423,34.

Regnault, en observant avec soin la vitesse du son dans les gaz, détermina de nouveau le rapport des deux chaleurs spécifiques des gaz adopté par Mayer dans son premier calcul. Il trouva le chiffre de 1,3945 au lieu de 1,424 ; en refaisant les calculs de Mayer, il trouva ainsi pour l'équivalent mécanique une valeur de 436,12.

Le professeur Henry A. Rowland fit une dernière détermination de l'équivalent mécanique au moyen de recherches qui entraînèrent des problèmes difficiles de thermométrie. Il trouva que la chaleur spécifique est plus grande près du point de congélation, que dans les environs de 26° C. Les résultats trouvés par ce savant donnent à l'équivalent mécanique de la chaleur une valeur de 426,8 à 4° C.,

lorsque la température est mesurée avec un thermomètre à mercure et de 429,8 avec un thermomètre à air.

La valeur de l'équivalent mécanique de la chaleur est ainsi, selon toute probabilité, de :

778 pieds-livres par unité anglaise de chaleur¹;

426,8 kilogrammètres par calorie.

Ces valeurs sont probablement exactes à 0,003 près ; elles ne s'abaissent donc pas au-dessous de 425 et ne s'élèvent pas au-dessus de 428.

56. — La science de la thermodynamique a pour base essentielle ces faits bien établis : nature dynamique de la chaleur et équivalence de deux formes de l'énergie, mouvement calorifique et mouvement mécanique, énergie moléculaire et énergie de masse. Reposant comme elle le fait sur des résultats d'expériences, elle ne pouvait exister avant que les phénomènes et les lois qui y ont trait n'aient été convenablement étudiés et formulés, vers le commencement de ce siècle.

La première période qui marque le développement de cette science fut presque entièrement occupée par l'exposition de la théorie dynamique de la chaleur qui en est le premier élément. Mohr, en 1837 ; Seguin, en 1839 ; Mayer, en 1842 et Colding en 1843, firent chacun un pas dans ce champ si vaste dont ils ne pouvaient voir les limites et dont l'importance ne devait pas être soupçonnée à leur époque. Mayer paraît avoir eu une conception très claire de l'influence que la nouvelle théorie devait avoir sur la dynamique, et fit preuve d'une remarquable clairvoyance en ce qui concerne les principes, découverts plus tard, de cette science nouvelle. Il compara des faits, qui furent plus exactement déterminés plus tard par Joule et d'autres, avec le principe de la conservation de l'énergie et appliqua les rudiments d'une science ainsi édifiée aux calculs de la quantité de carbone et de la dépense de chaleur nécessaire à un ascensionniste accomplissant un travail déterminé, pour élever son propre corps à une hauteur donnée.

¹ La British thermal Unit (B. T. U.) ou unité anglaise de chaleur est la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1° F. une livre d'eau prise à 39° F. (4° C.). (Note du T.)

Les travaux de Mayer peuvent donc être considérés comme le premier échelon de la thermodynamique et comme le premier pas accompli dans la déduction des conséquences d'un fait qui n'avait auparavant que rarement attiré l'attention des savants. C'est vers le milieu du XIX^e siècle seulement que l'on commença à reconnaître généralement l'existence d'une telle science. On découvrit alors que l'équivalence dynamique de la chaleur et de l'énergie, sous forme mécanique, ne constituait qu'un simple fait dépendant des grands principes de la conservation de l'énergie et que l'on retrouve dans tous les cas où l'on produit un travail grâce à une dépense de chaleur et par l'intermédiaire de corps élastiques.

En 1850, Clausius adapta les travaux de Carnot aux lois de la thermodynamique moderne, et définit ainsi le principe de Carnot :

· Chaque fois que la chaleur est convertie en travail, *une autre quantité* de chaleur doit, pendant la partie du cycle qui est productrice du travail, être transportée d'un corps plus chaud à un corps plus froid. La quantité de chaleur ainsi transmise dépend seulement des températures extrêmes entre lesquelles se produit cet échange et non de la nature des corps qui servent de véhicule.

· Ce principe est une conséquence directe de la seconde loi de la thermodynamique.

57. — La théorie de la machine à vapeur repose, comme tout autre système scientifique, sur un certain nombre de faits déterminés par expérience et de principes déduits de l'étude minutieuse des lois qui y ont trait, ainsi que de phénomènes servant à les contrôler, convenablement classifiés par cette science. Comme il arrive le plus souvent, pour les éléments qui servent à l'établissement d'une science, cette théorie n'a été développée que postérieurement à l'établissement de ses faits fondamentaux, et l'examen historique de ses progrès prouve que l'application a précédé la science.

La théorie de la machine à vapeur comprend tous les phénomènes et tous les principes qui ont rapport à la production de travail au moyen de cette machine, en remontant à la source de l'énergie calorifique, dérivée de la combinaison chimique d'un combustible avec l'oxygène de l'air.

Le reste de ce chapitre sera consacré à l'examen du développement de la théorie de la machine à vapeur considérée simplement en tant qu'appareil mécanique servant à la transformation de l'énergie d'une forme à une autre, à savoir, celle de l'énergie moléculaire du mouvement calorifique, emmagasinée dans la vapeur d'eau, en énergie de masse ou mécanique appliquée à faire mouvoir des machines. Ainsi limitée, la théorie comprend l'étude des phénomènes thermodynamiques qui commandent plus particulièrement le fonctionnement de la machine, puis l'examen des autres phénomènes physiques qui président aux diverses opérations accomplies dans la machine et qui, dans l'état actuel de nos connaissances, entraînent des pertes en apparence inévitables et considérables d'énergie.

Une portion, nettement définie et facile à calculer lorsque l'on connaît la puissance développée, de la chaleur envoyée de la chaudière à la machine, est transformée en énergie mécanique ; une autre partie, également facile à déterminer, est dépensée pour combler les pertes qui se produisent fatalement au cours de la transformation d'énergie ; une autre portion est perdue par conductibilité et rayonnement ; enfin, une dernière portion, souvent très grande si on la compare même à la première, se trouve perdue à l'intérieur du cylindre, entre l'admission et l'échappement, sans production d'effet utile, d'une manière à la fois singulière et intéressante à étudier. La thermodynamique ne s'occupe que de l'énergie dépensée dans la première et la seconde de ces catégories ne formant souvent qu'une minime fraction de l'ensemble. Les autres divisions appartiennent au domaine de la physique qui nous permet de calculer leur importance.

La science de la machine à vapeur, ainsi du reste que toutes les autres sciences appliquées, doit être considérée comme le résultat de deux phases distinctes de développement : l'une, expérimentale, et l'autre, purement théorique. En ce qui concerne l'application utile, de principes reconnus exacts, aux perfectionnements de la machine, on doit reconnaître que ces derniers ont toujours devancé la première dans sa déduction des principes généraux. L'application de ces principes a toujours au contraire marché la première dans la recherche des résultats pratiques et dans la détermination

des faits exacts où des questions d'une importance économique ont pu se poser.

58. — L'œuvre de Carnot constitue la première base de la science de la machine à vapeur et on en trouvera l'exposition dans son ouvrage : *Réflexions sur la puissance motrice du feu*¹. Bien que ce savant ait adopté comme vraie la théorie de la chaleur substantielle, il a énoncé, dans son examen de la théorie des machines à feu, quelques principes essentiels et a jeté les premiers fondements de la théorie de la machine à vapeur. Cette théorie reçut sa forme exacte et définitive aussitôt que la théorie dynamique vint lui servir de principe fondamental. D'après Carnot, la puissance motrice du feu est indépendante des moyens employés pour la développer ; elle est déterminée simplement par la température des corps entre lesquels s'opère l'échange de chaleur. « Partout où il existe une différence de température, il peut y avoir un développement de travail. *Le maximum de puissance motrice résultant de l'emploi de la vapeur est aussi le maximum qu'il est possible d'obtenir par quelque moyen que ce soit.* L'avantage que présente les machines à haute pression, relativement à celles à basse pression, réside simplement en ce que leur fonctionnement a lieu entre des températures extrêmes plus éloignées. » Ce savant eut alors l'idée d'une exposition de ces phénomènes connue sous le nom de « cycle de Carnot ». Ce cycle permet de retracer successivement la détente et la compression du fluide moteur, dans les machines thermiques, lors des changements successifs de volume et de température. On peut suivre ainsi la série des transformations de la chaleur en travail, le fluide étant ramené à son état initial. Il montra que l'on doit suivre les phases d'un tel cycle complet, afin de déterminer la proportion de l'énergie calorifique disponible qui peut être utilisée par sa conversion en énergie mécanique. C'est là un des principes les plus essentiels que comprenne la science moderne. Clapeyron donna plus tard une représentation graphique du cycle de Carnot.

¹ *Réflexions sur la puissance motrice du feu*; Paris, 1824, réédité par Gauthier-Villars, 1878. Voir aussi l'édition de l'auteur, *Reflexions on the Motive Power of Heat*, by N.-L.-Sadi Carnot; avec notes; N.-Y., J. Wiley and Sons.

Carnot montre que l'on obtient, dans les machines thermiques, le maximum d'effet utile du fluide en détendant ce dernier depuis la température et la pression la plus élevée, qu'il soit possible d'atteindre, jusqu'à la température et par conséquent la pression minimum que l'on puisse produire du côté de l'échappement. C'est-à-dire qu'on doit adopter comme rapport d'expansion, si l'on admet la détente hyperbolique, le quotient de la pression maximum par la contre-pression. Ce savant enseigne aussi que la détente donnant le maximum de rendement est adiabatique¹. Il fait également remarquer que l'expansion adiabatique de la vapeur peut entraîner sa condensation partielle, fait découvert et prouvé vingt-cinq ans plus tard par Rankine et Clausius. Depuis, ces principes ont été admis par tous les savants qui font autorité et souvent indiqués, comme nouveaux, dans la suite, par des auteurs de moindre importance auxquels les travaux antérieurs étaient inconnus. Si l'on introduit, dans l'œuvre de Carnot, la relation dynamique de la chaleur et du travail, la théorie de la machine à vapeur se trouve nettement définie et substantiellement assise. Le comte de Pambour, dont les œuvres ont commencé à paraître en 1835, s'occupa de déterminer le rendement de la machine à vapeur et établit clairement la distinction qu'il faut faire entre le rendement du fluide et le rendement de l'appareil. Il rechercha la valeur du rapport de détente qui corresponde au maximum d'effet utile pour une machine donnée. D'après lui, ce rapport doit être égal au quotient de la pression initiale maximum divisée par la somme des résistances internes ne produisant pas de travail mécanique à savoir : la contre-pression et le frottement ramenés à une pression de même mesure, par unité de surface de piston. Ce résultat a été tout d'abord généralement accepté ; depuis il a été remis en question et démontré de nouveau par un certain nombre d'écrivains modernes qui paraissent ignorer les travaux de Pambour. Ce dernier, appliquant en particulier sa méthode à la locomotive, résolut le problème suivant : étant donné une certaine quantité de chaleur fournie par la chaudière dans l'unité de temps et la résistance connue de la machine, déterminer la vitesse que l'on peut atteindre. Le professeur

¹ Pour la définition de ce terme et des autres qui pourront se présenter dans la suite, voir le chapitre consacré à la *Thermodynamique*.

Thomas Tate dans sa *Mechanical Philosophy*, parue en 1853, donne, au principe précédent, une acception plus large : « A la fin de la course, la pression de la vapeur est égale à la somme des résistances de la machine fonctionnant à vide, quelle que soit la loi d'après laquelle on exprime la relation des volumes et des pressions. »

Le développement de la thermodynamique est surtout dû à Rankine et à Clausius, dont les travaux, datant de 1849, furent contemporains, mais indépendants ; c'est à eux que cette science doit sa forme rigoureuse.

Combes, dans des mémoires présentés à l'Académie des Sciences, fut probablement le premier qui introduisit, dans la théorie de la machine à vapeur, l'examen du phénomène, découvert par Watt, et dont ce dernier chercha à diminuer l'effet nuisible par l'emploi de l'enveloppe de vapeur¹. Cet auteur donne peu à peu une forme à ses idées qu'il fit connaître par différents ouvrages publiés en 1845² et, plus tard, en 1863-67³. Il devança même Rankine et Clausius dans l'une de leurs plus fameuses découvertes, lorsqu'il dit : « La vapeur d'eau, à l'état de saturation et entièrement sèche, se dilatant sans addition, ni soustraction de chaleur, son expansion est accompagnée d'une liquéfaction partielle de vapeur. C'est à peu près ainsi que les choses doivent se passer dans les machines à vapeur ordinaires. » Le même auteur a décrit très clairement les phénomènes dits de « condensations intérieures ». Pourtant, dans ses derniers travaux, il paraît avoir apporté moins d'attention à leur action et ne semble pas en avoir entièrement saisi l'importance. Il n'en est pas moins vrai que sa conception de l'ensemble des phénomènes qui amènent les causes de pertes dans les cylindres et des moyens de les prévenir par l'enveloppe de vapeur était exacte et bien exprimée.

59. — Les travaux de Clausius commencent un peu avant 1850. Il appliqua la théorie moderne de la machine à vapeur à la réso-

¹ Comptes rendus, 1843.

² *Traité d'exploitation des Mines*.

³ *Principes de la Théorie mécanique de la chaleur*.

lution des problèmes variés que l'ingénieur peut rencontrer en pratique, dans la mesure toutefois où on peut leur appliquer les principes de la thermodynamique. Ses mémoires sur ce sujet parurent en 1855¹. Le comte de Pambour s'était placé à un point de vue purement mécanique et basait ses calculs du travail accompli dans le cylindre de la machine à vapeur sur l'hypothèse de Watt, à savoir que le poids de vapeur agissant dans la machine restait constant pendant la détente. Cette supposition était, suivant lui, également applicable à la masse de vapeur, contenue dans la machine et dans la chaudière, et susceptible de se détendre pendant la période d'admission. Il avait, en 1844, publié, dans son travail sur la théorie de la machine à vapeur, des formules empiriques établissant la relation des volumes et des pressions pendant la détente. Il avait établi ses déterminations de la quantité de travail effectué et de la dépense de vapeur au moyen de ces formules et de ces hypothèses, d'après lesquelles la vapeur devait rester dans sa condition initiale sèche et saturée, ou humide, suivant les différents cas, depuis le commencement jusqu'à la fin de la course. Il introduisit ainsi dans son calcul des causes d'erreurs lesquelles, malgré le peu d'importance qu'elles présentaient comparativement à celles qui sont le résultat de la thermodynamique pure par rapport à la réalité, étaient néanmoins assez grande pour devenir sensibles quand la véritable théorie des machines à vapeur fut mieux connue et appliquée d'une manière plus rigoureuse.

Clausius démontra que, dans la détente, à l'intérieur du cylindre, de la vapeur saturée sèche, il se produit une condensation partielle qui entraîne forcément une diminution du poids de la vapeur sensible au cylindre, après que l'orifice d'admission est fermé. L'effet inverse se produit pendant la période de compression; la vapeur, si elle était sèche au début, devant alors se surchauffer. Il en concluait que le travail accompli, dans un cylindre non conducteur de la chaleur, devait être sensiblement différent de celui qu'indiquerait la méthode de de Pambour. En se servant des chiffres indiqués par Moritz qui avait déterminé à nouveau les constantes des équations

¹ *Poggendorff's Annalen*, 1850 et suiv. Voir aussi *The Mechanical Theory of Heat*, traduite en anglais par W.-B. Browne. Londres, 1897.

tions de Regnault, Clausius donna des résultats numériques permettant l'application de la théorie exacte et en déduisit la quantité de travail accompli à l'intérieur de la machine à vapeur, dans les différentes conditions que l'on peut rencontrer en pratique. Il montra comment le fonctionnement de la machine peut être ramené au cycle de Carnot et détermina l'influence des variations de la température initiale de la vapeur. Cette investigation est, somme toute, restée purement théorique ; l'auteur ne s'est pas occupé des cas que l'on peut rencontrer en pratique et la comparaison des résultats dus à l'application de la nouvelle théorie fût laissée à d'autres.

L'œuvre de Clausius est, d'un bout à l'autre, parfaitement logique, remarquablement simple et concise. Son application de la théorie de la machine à vapeur, a entraîné une réédification complète des travaux de Carnot et de ses successeurs, fondée sur des bases rigoureuses. Ce savant développe, avec une exactitude mathématique et méthodique, les principes fondamentaux de la thermodynamique. Il a établi les équations fondamentales qui sont connues sous le nom d' « Equations Générales de la Thermodynamique ». Il a prouvé, au cours de ses travaux, ce fait important qui consiste dans la condensation partielle de la vapeur saturée se détendant en créant un travail et en vainquant une résistance.

60. — Rankine commença ses travaux relatifs à la théorie de la transformation de la chaleur en énergie mécanique, à peu près vers la même époque que Clausius (1849) ; il publia, en même temps que ce dernier, mais peut-être un peu plus tôt¹, son premier mémoire important contenant déjà la forme de l'Equation Générale de la Thermodynamique. Il apporta toute son attention au développement de la thermodynamique appliquée, qui était alors incomplète, et, non seulement il exposa la théorie entière de cette science, mais il résolut en outre un grand nombre de problèmes pratiques concernant son application aux machines thermiques. Posant, avec une correction et une clarté remarquable, les prin-

¹ Trans. Royal Soc. d'Edimbourg, 1850 et suiv. Voir aussi les *Micellaneous Papers* et *Manual of the Steam-Engine*, de Rankine.

cipes généraux et développant les équations fondamentales sous une forme analogue à celle adoptée par ses devanciers, mais moins facile à suivre, il passa de suite à leur application. Il détermina les fonctions thermodynamiques pour l'air et les autres gaz, donna la théorie des machines à air chaud (ou du moins de celles appartenant aux principaux types connus), en déduisit les expressions de leur rendement, puis les quantités de chaleur et de combustible nécessaires à leur fonctionnement, en s'occupant seulement des causes de perte autres que la conductibilité et le rayonnement. Plus tard, par une méthode semblable, il appliqua sa théorie à la machine à vapeur, prouva la condensation partielle pendant la période de détente et donna des formules qui permirent de calculer les quantités de chaleur, de combustible et de vapeur dépensées ainsi que le travail effectué, déterminant ainsi le rendement de la machine. Il considéra à part les machines qui emploient de la vapeur surchauffée ou celles qui sont munies d'une enveloppe de vapeur, il s'occupa même de la machine à vapeur régénérée et remania le problème de de Pambour. Il donna lui-même des exemples de l'application pratique de sa théorie.

Les œuvres immenses de Rankine, relatives à la machine à vapeur et à la construction navale, ajoutées à un grand nombre de mémoires, dont beaucoup n'ont pas été publiés, constituent un monument, qui fait le plus grand honneur à ce remarquable génie, et que l'on peut considérer comme une des plus grandes merveilles qu'ait enfantées le monde intellectuel. Ainsi Rankine, qui obtint en partie les mêmes résultats que Clausius par l'application de sa méthode si remarquablement concise, tourna plus particulièrement son attention vers l'application de la théorie aux machines à vapeur et aux autres appareils thermiques.

Il couronna son œuvre, en 1859, par son livre *Prime Movers* qui contient une exposition concise et cependant complète de la théorie des machines à feu, autant du moins qu'on peut le faire en se basant sur la thermodynamique pure. Comme tous les savants de son temps, il ne paraît pas avoir saisi jusqu'à quel point les conclusions théoriques, auxquelles il arriva, se trouvent modifiées, dans la réalité, par l'intervention de phénomènes physiques autres que ceux dont s'occupait sa science favorite.

Sir William Thompson, tant par les travaux qu'il accomplit seul que par ceux qu'il effectua en collaboration avec Joule, a ajouté d'importants matériaux à l'œuvre de Clausius et de Rankine ¹. Entre les mains de ces grands hommes, la science de la thermodynamique prit forme, et, grâce à eux, elle est venue occuper sa place parmi les plus importantes branches des sciences physiques.

Ce fut Sir William Thompson qui découvrit et révéla, en Angleterre, les remarquables travaux de Carnot et aida ainsi à l'édification de la science dont nous nous occupons. Voici du reste en quels termes parle Rankine des œuvres de ce savant éminent ².

« Sir William Thompson, en adoptant vers 1850 la véritable théorie de la chaleur, ne résolut pas seulement quelques nouveaux problèmes de thermodynamique et ne se borna pas à combiner et à mener à bien, en collaboration avec M. Joule, de très importantes expériences ; il étendit ses principes à l'électricité et au magnétisme et créa, dans toute l'acception du mot, une science nouvelle. Ses mémoires ont paru dans les *Transactions of the Royal Society of Edinburgh* en 1851 ; plus tard, dans le *Philosophical Magazine* (1851) et les *Philosophical Transactions* (depuis 1854). Les données numériques sans lesquelles ces recherches théoriques fussent restées stériles lui ont été fournies : par les expériences de Dulong, de Bravais, de Martins, de Moll, de Van Beeck et d'autres, sur la vitesse du son ; par celles de M. Rudberg sur l'expansion des gaz ; enfin par les recherches de M. Regnault sur les propriétés des gaz et des vapeurs, qui, sous le double rapport de l'étendue et de la précision, sont pour ainsi dire sans rivales, recherches effectuées aux frais du Gouvernement français et publiées dans les *Mémoires de l'Académie des Sciences* de 1847 à 1854. Il puisa d'autres chiffres dans des expériences effectuées par lui-même et, par Joule, sur les effets thermiques dus aux courants des fluides élastiques, effectuées aux frais de la « Royal Society » et publiées, en 1834, dans les *Philosophical Transactions*. »

Plus loin, Rankine conclut ainsi : « Bien que ces hypothèses

¹ Edin. Trans., 1850 et suiv. *Phil. Mag.* et *Mathematical and Physical Papers*.

² *Steam-Engine*. Introduction, p. xxxi.

mécaniques que nous venons de mentionner puissent être utiles et intéressantes pour relier la thermodynamique à la mécanique ordinaire, on ne doit pas oublier que l'exactitude de la première de ces sciences n'est nullement dépendante de cette hypothèse ou d'autres analogues.

« Cette science est maintenant réduite à une série de principes ou de faits généraux exprimant rigoureusement le résultat d'expériences ayant trait aux relations qui existent entre la chaleur et le mouvement considérés au point de vue dynamique. A ce point de vue, les lois de la thermodynamique ne doivent être considérées que comme des cas particuliers de lois plus générales, applicables à tous les états de la matière qui constituent l'énergie ou le travail à l'état potentiel, loi générale qui forme la base de l'*Energétique*. Cette dernière science comprend, comme branches principales, les théories du mouvement, de la chaleur, de la lumière, de l'électricité et de tous les autres phénomènes physiques. »

Le physicien, aussi bien que l'ingénieur, cherche encore à reconnaître d'une manière définitive le mécanisme de la transmission de l'énergie calorifique. Il est maintenant bien reconnu que la chaleur et la lumière résultent originairement dans l'espace de la vibration, de l'oscillation ou de la translation des particules d'un fluide connu sous le nom « d'éther », dont les propriétés physiques ne sont pas encore définies avec certitude. Les recherches de Hertz et de quelques autres semblent indiquer la probabilité de l'hypothèse de Clerck Maxwell, à savoir que ce mode de transport de l'énergie peut avoir un caractère électro-magnétique.

Le professeur G.-V. Wood, en traitant le sujet au point de vue mathématique, déduit, par un procédé simple basé sur des données qui paraissent exactes en substance, les propositions suivantes ¹ :

1° Ce milieu (l'éther) transmet l'énergie à la vitesse de 300 000 kilomètres par seconde ;

2° L'énergie calorifique est transmise, du soleil à la terre, à raison de 197 kilogrammètres par mètre carré de la section des rayons émis ;

3° Ce milieu peut être considéré comme présentant tous les caractères d'un gaz sensiblement parfait.

Les procédés de ce savant permettent de déterminer les caractères physiques essentiels d'un fluide capable de transmettre cette quantité donnée d'énergie à une vitesse également connue. Ce fluide doit avoir une légèreté spécifique telle que, pour un poids de 1 kilogramme, il occupe un volume 40 fois plus grand que celui de la terre. La pression qu'il exerce serait d'environ $0^{\text{kg}},180$ par kilomètre carré. Sa chaleur spécifique doit être d'environ $4\ 600\ 000\ 000\ 000$, celle de l'eau étant prise comme unité. Il pèserait un kilogramme pour un volume de 4×10^{21} mètres cubes. Le nombre des vibrations calorifiques serait d'environ 10×10^{13} par seconde. Ce fluide est, « en tout lieu, pratiquement sans résistance ; de température, de densité et d'élasticité uniformes », qu'on le considère dans les profondeurs infinies de l'espace ou à la surface du soleil et des plus grandes étoiles de l'univers. Sa faible densité ne lui permettrait pas de détruire le mouvement d'une comète de taille moyenne dans un million de millions d'années.

61. — La théorie thermodynamique de la machine à vapeur est aujourd'hui, en substance, telle qu'elle fut laissée par Clausius, Rankine et Thompson à la fin de leur carrière, entre 1850 et 1860. Depuis, de nombreux traités ont été publiés, quelques-uns par des hommes d'une valeur exceptionnelle, mais ceux-ci ont tous suivi les grandes lignes du sujet tracé tout d'abord par les maîtres et n'ont pu, qu'à de rares intervalles, trouver quelques points de moindre importance à développer.

Combes, Zeuner et quelques autres savants ont développé ce sujet dans tous ses détails, le dernier, en particulier, a étudié la théorie des divers fluides moteurs, de la vapeur surchauffée, par exemple, et les phénomènes de transformation calorifique en ce qui concerne leurs effets sur le fluide servant de véhicule. Toutefois, la théorie pure de la thermo-dynamique était longtemps auparavant complète dans son essence ; il n'y a plus guère d'importants développements à en attendre aujourd'hui si ce n'est sous le rapport de la généralisation de principes similaires, dans le champ plus large de l'énergie considérée au point de vue général.

62. — **James Watt** avait déjà découvert les limites imposées aux applications de la thermodynamique aussi bien dans l'étude que dans le fonctionnement pratique des machines à vapeur. Clark s'occupa, vers 1852, d'études expérimentales méthodiquement dirigées dans ce sens ; Hirn (1855-57) observa correctement ces limites et interpréta leur signification que les expériences d'Ishewood (1860) mirent de nouveau en lumière ainsi que celles dues à Emery et plus récemment à un certain nombre d'autres savants des deux côtés de l'Atlantique. Cette délimitation provient de ce qu'il se produit, dans le fonctionnement des machines à vapeur, des pertes dont ne tient pas compte la théorie acceptée jusqu'ici et dont les causes ne sauraient trouver place dans un traité de thermodynamique proprement dite.

Dans la théorie purement thermodynamique de la machine à vapeur, on suppose que la détente du fluide moteur se produit à l'intérieur d'un cylindre dont les parois sont imperméables à la chaleur et dans lequel il ne peut se produire de pertes par conductibilité ou par rayonnement non plus que par des fuites d'aucune sorte. De toutes les causes de perte qui ont lieu dans la machine réelle, la dernière peut être évitée par une construction soignée et un bon entretien, mais il est impossible, dans l'état actuel de la science, de construire un cylindre en matériaux absolument mauvais conducteurs de la chaleur. Il en résulte que la vapeur ou le fluide moteur entrant à une température sensiblement plus basse, les surfaces du cylindre, de ses fonds et de son piston seront soumises à des alternatives de température. A chaque course, les surfaces métalliques, exposées à l'action du fluide qui se détend, absorberont d'abord une partie de la chaleur propre de ce dernier qu'elles dégageront ensuite pendant la période d'échappement ; cette chaleur est rejetée du cylindre et perdue. L'importance de cette perte s'accroît à mesure que les écarts de température, entre l'admission et l'échappement, deviennent plus grands, que le poids de vapeur débité par course diminue et que le temps alloué pour les différents échanges de chaleur se trouve augmenté. Les phénomènes physiques, si longtemps négligés, n'ont pas une moindre influence sur le fonctionnement de la machine et sur son rendement, et ne sont pas des éléments moins essentiels et moins

dignes de considération, dans la théorie générale de la machine, que ceux dont s'occupe la thermodynamique pure. Ce sujet sera développé ultérieurement au chapitre v.

63. — **James Watt**, non seulement découvrit l'existence de ces causes de perte, mais encore il en détermina expérimentalement l'importance dans la première machine qui fut confiée à ses soins. C'est en 1763, nous l'avons vu, qu'il fut prié de réparer le modèle de la machine de Newcomen qui se trouvait et se trouve encore dans les collections de l'Université de Glasgow. Il construisit une nouvelle chaudière, remit la machine en état et commença ses expériences. Il trouva, à sa grande surprise, que le cylindre absorbait à chaque course quatre fois son volume de vapeur; les trois quarts de la vapeur, comme il le remarqua, étaient ainsi perdus. En outre, il était nécessaire d'envoyer dans le cylindre quatre fois autant d'eau d'injection qu'il n'en avait fallu pour condenser une cylindrée simple de vapeur. Watt fut tellement frappé de ce fait que toutes ses inventions primitives eurent pour objet la réduction de cette perte immense. Il se proposa tout d'abord de maintenir le cylindre « à la même température que la vapeur qui y entrait » et résolut en partie ce problème par l'invention du condenseur séparé et de l'enveloppe de vapeur. Ce fut surtout cette découverte ayant pour objet de délimiter l'application de la thermodynamique à la machine à vapeur qui établit la réputation de Watt.

John Smeaton, un contemporain distingué de Watt, paraît avoir eu connaissance du défaut inhérent à la machine à vapeur, et peut-être même tenta-t-il d'y remédier avant Watt lui-même. Il construisit un grand nombre de machines de Newcomen, de 1765 à 1770, dans lesquelles il essaya de remédier aux pertes par condensation inférieure en recouvrant de bois les pistons et les couvercles du cylindre. Il apporta cette modification même à de grandes machines ayant des cylindres de six pieds de diamètre.

Bien que ces pertes fussent connues des premiers inventeurs de la machine à vapeur, et qu'elle fût relatée tout au long dans les traités spéciaux sur la construction et la conduite des machines à vapeur, tous les auteurs de la théorie pure paraissent avoir méconnu la production, à l'intérieur du cylindre, d'une grande

quantité d'eau, mêlée à la vapeur, qui en résulte. Beaucoup même ont cru longtemps que cette eau provenait d'ébullitions dans la chaudière et d'entraînements.

Rankine, tout en décrivant avec exactitude le phénomène de la condensation à l'intérieur du cylindre, attribue la présence de l'eau dans le cylindre à la condensation de la vapeur sèche pendant la période de détente. Plus tard seulement il s'aperçut que la quantité d'eau ainsi condensée ne saurait être que relativement insignifiante et ne pourrait former qu'une faible fraction de l'eau présente au cylindre. Il considère la détente incomplète comme la principale source de perte ainsi d'ailleurs que la majorité des écrivains qui se sont occupés de thermodynamique pure.

C'est en 1855 que Hirn publia son *Mémoire sur l'utilité des enveloppes de vapeur*¹. Ce travail mémorable est la première analyse précise, où il nous soit donné de trouver des expériences ayant en vue la mesure de l'action thermique des parois du cylindre. Ce sujet spécial y est traité d'une manière entièrement scientifique et la quantité de chaleur transmise par la vapeur aux parois, puis restituée à la vapeur pendant l'échappement, alors que cette chaleur ne peut plus être transformée en énergie mécanique équivalente, y est évaluée d'une manière indiscutable. Dans chaque expérience, Hirn mesure l'eau d'alimentation et en compare le poids à celui de la vapeur sensible au cylindre suivant les phases de la distribution et aux différents points du cycle. Il alla même jusqu'à déterminer, à l'aide de son calorimètre, le degré d'humidité que contient la vapeur à son entrée dans la machine, de telle sorte que ses mesures sur les condensations produites à l'intérieur du cylindre ne se trouvent pas faussées par l'influence des entraînements d'eau. C'est également ce savant qui, le premier, songea à déterminer le poids d'eau sortant du condenseur et la température de cette eau, recueillant ainsi les éléments de la méthode d'essai connue souvent sous les noms de MM. Farey et Donkin. Il fut assez sage pour ne pas établir de théorie, en croyant, disait-il, l'établissement impossible avant que les connaissances relatives à ce sujet ne fussent plus complètes.

A la suite de sa première série d'expériences, il put dire : « L'influence de la chemise de vapeur, se trouve maintenant clairement expliquée : elle consiste à empêcher la condensation partielle de la vapeur qui diminue la pression pendant l'expansion. Comme la chaleur absorbée pour l'enveloppe ne forme, comme on l'a vu, qu'une petite fraction de la chaleur totale dépensée, la puissance ainsi gagnée ne coûte presque rien. Resterait-il quelques doutes à ce sujet qu'ils seraient complètement écartés par les faits suivants constatés dans nos expériences :

« 1° Après que la machine a fonctionné avec enveloppe de vapeur, si nous supprimons l'admission de vapeur dans celle-ci, le fonctionnement se prolonge pendant quelque temps comme s'il n'y avait rien de changé. Les diagrammes relevés à l'indicateur sont précisément les mêmes qu'auparavant. C'est seulement au bout de 10 à 20 minutes que la puissance de la machine se trouve diminuée de 23 et demi p. 100. Il paraît donc évident que c'est, dans le premier cas, la chaleur communiquée aux parois du cylindre qui a entraîné cette économie de 23 et demi p. 100.

« 2° L'enveloppe modifie la température de la vapeur ; lorsque l'enveloppe fonctionnait, la vapeur s'échappait dans le condenseur à une température de 64° et à une pression de 0^m,073 tandis que, l'enveloppe n'agissant pas, sa température s'abaissait à 68° bien que sa pression s'élevât à 0^m,096. »

Plus loin, Hirn dit : « Puisque cette amélioration du fonctionnement provient de l'élévation de température des parois du cylindre, échauffées par la vapeur de l'enveloppe, on ne peut mettre en doute un instant que tous les moyens d'obtenir une telle température seront également efficaces et économiques. »

Il proposa alors l'usage d'une enveloppe chauffée par les produits de la combustion, mais il trouva en pratique qu'elle était de peu d'efficacité, la chaleur ne passant pas assez vite des gaz à la vapeur contenue dans le cylindre à travers les parois de ce dernier.

Dans son mémoire, Hirn propose d'adopter définitivement la mesure de la chaleur consommée par la machine comme la véritable valeur de son rendement.

différents cas. Il est plus ou moins grand, selon que les pertes qui se produisent à l'intérieur de la machine augmentent plus ou moins vite, et selon la position du point critique, dont l'existence est reconnue en pratique, auquel l'effet utile déterminé par la comparaison du gain obtenu d'une part et des pertes qui se produisent de l'autre cesse de s'accroître.

Au point de vue thermodynamique nous avons vu que la limite d'utilisation des machines thermiques était déterminée par celle de la détente complète. Les causes de la délimitation pratique du rapport de détente, à un degré inférieur à celui qui semblerait indiqué par la théorie pour obtenir l'utilisation maximum du fluide, n'ont pas toujours été considérées avec assez de soin ni d'attention, par des auteurs auxquels le fonctionnement dynamique était familier en dehors des modifications qu'il peut subir en pratique au point de vue qui nous occupe. Les différents problèmes forment le sujet du chapitre VII.

65. — Les condensations produites à l'intérieur du cylindre sont aujourd'hui reconnues comme entraînant de très sérieuses modifications des conditions du fonctionnement. Watt, et probablement ses contemporains et ses successeurs directs, ont supposé que l'irrégularité du mouvement de la machine due aux écarts de pressions résultant d'une détente prolongée limite seule le degré d'expansion. Ils ne paraissent pas avoir compris que les condensations intérieures, d'ailleurs pressenties par Watt, pussent avoir aucune influence économique sur le rapport de détente. Aussi, n'est-il pas douteux que la crainte d'un fonctionnement irrégulier limita seule la détente dans les machines de cette époque, à longue course et à petite vitesse, qui étaient volumineuses et encombrantes. Jusqu'à l'époque actuelle, la plupart des ingénieurs ont supposé que cette cause de perte n'avait pas d'influence sur la valeur du rapport d'expansion.

Thomas Tredgold, dont les travaux sont un peu postérieurs à ceux de Carnot, fixa, en 1827, la limite économique de la détente à un point également indiqué plus tard par de Pambour à la suite d'une démonstration plus complète. Il s'exagéra évidemment les pertes dues aux conditions pratiques du fonctionnement, mais il perçut

évidemment leur nature et leur effet général. Cet auteur démontra aussi que les pertes peuvent être réduites à un minimum, tout au moins en ce qui concerne l'influence de la forme du cylindre, en donnant à la course une valeur égale au double du diamètre.

M. D. K. Clark, cependant, dans son *Railway Machinery* publié en 1855, fut le premier qui discuta ce sujet en connaissance de cause et avec une intelligence suffisamment claire des effets de la condensation à l'intérieur du cylindre, sur le rendement des machines à vapeur.

Dans les machines de Cornouailles on avait, dès le début, limité l'admission minimum à environ un quart de la course ; Watt, lui-même, avait adopté, pour ses machines, un appareil de distribution qui limitait la détente aux deux tiers. Hornblower avait bien essayé de réagir sur cette opinion en opposant aux machines monocylindres de Watt ses appareils compound, mais ceux-ci se trouvèrent inférieurs aux premières sous le rapport économique, bien qu'ils fonctionnassent avec une détente prolongée. Clark n'en fut pas moins, il y a un demi-siècle, le premier à comprendre quel était le véritable obstacle. Il établit clairement que, dans les conditions ordinaires du fonctionnement, l'économie des machines à vapeur était particulièrement limitée par ce fait qu'à une augmentation de la détente correspondait un accroissement des condensations intérieures, les pertes qui en résulteraient subissant une marche ascensionnelle beaucoup plus élevée que le gain.

Après une longue et difficile série d'expériences sur les locomotives, ayant surtout en vue la détermination de la perte due aux causes qui nous occupent, Clark s'exprima comme suit : « L'importance de ces pertes est assez grande pour défier toutes les tentatives effectuées dans le but d'améliorer le rendement par l'accroissement de la détente et pour expliquer suffisamment ce fait bien reconnu en pratique qu'une détente prolongée devient onéreuse.

« Il est prouvé aujourd'hui que, dans bien des cas, à une augmentation définie de la détente correspond un accroissement de la dépense de combustible et une diminution de la puissance développée. » Clark indique aussi quelques méthodes ayant pour effet de diminuer cette cause de perte, et particulièrement l'augmentation

de la vitesse du piston. D'après lui « moins grande est la période d'admission comparativement à la longueur de la course, plus grande est la quantité d'eau condensée à l'intérieur du cylindre ». Les expériences qui ont révélé ces faits sont, dans certains cas, antérieures à 1852, mais beaucoup de mécaniciens les avait observés avant Clark lui-même. Cet auteur constate que les mécaniciens de chemins de fer en Angleterre adoptent rarement volontiers une admission inférieure à 20 p. 100, l'expérience leur ayant prouvé qu'ils n'y trouvent aucun avantage. Après avoir recherché la cause directe de la perte ainsi observée, l'auteur fait remarquer que : « pour empêcher complètement la condensation de la vapeur pendant la détente, le cylindre ne doit pas seulement être protégé par une enveloppe mauvaise conductrice mais encore qu'il doit être maintenu, par des moyens extérieurs, à la température initiale de vapeur ». Clark a été ainsi amené à formuler de nouveau le principe énoncé par Watt trois quarts de siècle auparavant.

Ce même auteur, dans son ouvrage paru en 1877, dit : « Dans la pratique, le seul obstacle qui empêche d'adopter avantageusement des détentes prolongées, dans un cylindre unique, consiste dans la condensation qui s'opère au début de la course, du moment où la vapeur est admise contre les surfaces moins chaudes du piston et du cylindre.

Cette condensation s'accroît à mesure que le degré de détente est plus prolongé et, au delà d'une certaine limite, non seulement le bénéfice dû à ce surplus de détente est perdu, mais encore, la consommation totale de vapeur s'accroît.

L'influence de ce genre de perte est bien démontrée par ce fait que les machines à très haute pression de M. Loftus Perkins, lesquelles fonctionnaient à 21 kilogrammes par centimètre carré, consommaient encore 0^{kg},735 de charbon par cheval, chiffre d'ailleurs remarquable pour l'époque, mais obtenu fréquemment aujourd'hui dans des machines où la pression est trois fois moins élevée et la détente plus faible.

M. Humphreys, dont les travaux parurent après ceux de Clark, montra que la consommation de charbon s'accroît sérieusement, quand le rapport de détente dépasse une certaine limite, d'ailleurs rapidement atteinte, et qui se trouvait en particulier peu élevée

dans les machines marines de l'époque, dont s'occupait surtout cet auteur.

66. — **Hirn fut, sur le continent européen, le premier savant qui s'occupa de ces questions à un point de vue entièrement pratique.**

Peu de thermodynamistes avaient envisagé et compris le rôle que jouent les condensations dans la limitation du degré de détente indiqué par la théorie, jusqu'au jour où Hirn, qui, peut-être mieux qu'aucun savant de son temps, joignait aux connaissances scientifiques pures l'expérience et la valeur pratique, put dire en 1876 : « Qu'il est absolument impossible d'édifier à priori une théorie de la machine à vapeur d'eau d'un caractère scientifique et exact, » en raison des causes que nous examinons. Au cours de ses essais sur le fonctionnement des machines à vapeur, Hirn, en comparant le volume de vapeur dépensé à celui engendré par le piston, avait trouvé de grandes différences qu'il attribua tout d'abord à des fuites du piston. C'est alors que M. Leloutre lui suggéra certaines idées qui le mirent sur la bonne voie et l'amènèrent aux mêmes conclusions que Watt avait si longtemps formulées auparavant. D'après lui, l'omission de cette seule cause de perte peut entraîner une erreur d'évaluation de 30 à 70 p. 100. Combes avait déjà prévu l'importance de cette perte.

M. de Fréminville fut le premier à conseiller l'emploi de la compression poussée jusqu'à la pression de la chaudière, comme le meilleur moyen d'annihiler la perte provenant des condensations intérieures. Cet expédient est aujourd'hui universellement reconnu comme un des plus efficaces.

Hirn, le premier, étudia en détail la distribution des pertes de chaleur à l'intérieur du cylindre et démontra que l'on ne peut, dans la machine réelle, approcher des résultats fournis par la théorie, en ce qui concerne les détentes prolongées, que par l'adoption de certains artifices : surchauffage de la vapeur, enveloppe de vapeur et adoption du mode compound, qui ont tous pour effet de diminuer les pertes par condensations intérieures.

Ses travaux et ses expériences, conduits avec méthode et dans un esprit entièrement scientifique, commencèrent de très bonne

heure. Il n'eut connaissance des travaux de Mayer (1842) et de Joule (1846), qu'après avoir lui-même déjà opéré des recherches sur la nature de la chaleur. En 1848, il publia ses premières conclusions relatives à cette question, à la suite d'expériences sur le frottement. En 1853, il put démontrer que Carnot, dans son ouvrage aujourd'hui fameux, avait méconnu la véritable nature de la chaleur. Il prouva, par des expériences, que celle-ci disparaît, en tant que chaleur, dans la machine à vapeur et, plus tard, que l'emploi de la chemise de vapeur, qui paraissait à quelques-uns devoir accroître la dépense, était au contraire une source importante d'économies par la diminution qu'elle amenait des pertes extrathermodynamiques.

Hirn démontra que les hypothèses de Mayer étaient bien fondées et que le phénomène signalé par Rankine et Claudius relativement à la condensation partielle pendant la détente adiabatique de la vapeur se reproduit intégralement dans le fonctionnement pratique des machines à vapeur. Son grand ouvrage : *Théorie mécanique de la chaleur*, publié à Paris en 1876, renferme une analyse, aussi claire que celle donnée précédemment par Clark et Isherwood, des opérations physiques effectuées à l'intérieur du cylindre de la machine à vapeur et un exposé de la théorie de la machine réelle, théorie qu'il appela expérimentale et qui a servi de bréviaire à tous les auteurs ayant, depuis, traité le même sujet.

M. V. Dwelshauvers-Dery, vers 1878, commença à compléter l'ouvrage de Hirn en développant dans ses détails la théorie de ce savant et son application à la transformation de chaleur qui prend place dans le fonctionnement de la machine à vapeur¹. Ce savant avait travaillé, depuis 1875, avec Hirn, avec Hallauer, le collaborateur de ce dernier et avec M. Grosseteste, à l'établissement d'une théorie de la machine réelle par opposition à la machine idéale fondée sur des faits d'expérience et ramenée à une forme pratique et facilement applicable.

Il publia, dans la *Revue universelle des Mines*, un exposé, consciencieux et élégant, de ce développement tout moderne de la théorie des machines thermiques qui fut finalement assise par la

discussion à laquelle donnèrent lieu ces travaux et dans laquelle se trouvèrent engagés tous les physiciens et les ingénieurs faisant autorité en Europe. Cette science en reste encore, au point de vue mathématique, au point où l'a laissée M. Dwelshauvers-Dery, mais elle demande de nouveaux développements.

67. — Les travaux d'Isherwood doivent être classés parmi les premiers qui furent effectués en Amérique, sur des bases expérimentales rigoureuses, en vue d'étudier le développement de la dernière phase ou problème que présente l'étude du rendement des machines à vapeur.

M. B. F. Isherwood était, en 1860, ingénieur en chef de la marine des Etats-Unis et chef du service des machines. Il paraît avoir été un des premiers à étudier, au point de vue expérimental et par des recherches méthodiques, l'importance des condensations intérieures et la loi de leurs variations pour les différents degrés de détente. Des expériences qu'il effectua sur les machines du steamer *Michigan*, qui étaient à basse pression, du type monocylindre et ne comportaient pas d'enveloppe de vapeur, lui démontrèrent que la consommation augmentait encore lorsque le rapport de détente dépassait deux volumes. Il détermina les quantités de vapeur dépensées et condensées pour tous les degrés d'admission compris entre 1 et $\frac{1}{10}$. Les résultats obtenus permirent d'établir la loi des variations de la condensation avec une exactitude suffisante aussi bien pour la machine considérée que pour celles du même type. Il renouvela, dans la suite, ces expériences sur un grand nombre d'appareils et, de cette époque surtout, datent la plupart des données précises que nous possédons sur ce sujet spécial.

En étudiant les résultats fournis par ces expériences, l'auteur a remarqué que les condensations intérieures variaient comme la racine carrée du rapport de détente ; cette loi doit pouvoir s'étendre à toutes les machines à vapeur du même type et se trouvant dans les mêmes conditions.

La quantité d'eau, ainsi condensée, varie généralement entre un cinquième et un dixième de la racine carrée du rapport de détente, si on l'estime en fonction de la quantité de vapeur nécessaire à une machine semblable ayant un cylindre non conducteur

de la chaleur. Ce rapport est surtout vrai pour les appareils d'une certaine dimension. La proportion de perte varie en raison inverse des dimensions de la machine; elle est probablement inversement proportionnelle au diamètre du cylindre.

M. Isherwood donne, dans ses œuvres, une analyse remarquable du *modus operandi* en ce qui concerne la production de cette perte¹. Dans un résumé de ses travaux, il a expliqué, avec une clarté exemplaire, l'influence des pertes internes, avant lui peu connues, sur le rendement qui résulte du degré de détente indiqué par la théorie comme étant le plus favorable.

Le D^r Cotterill a porté son attention sur ce sujet au moins autant qu'aucun écrivain avant lui; il a consacré un grand nombre de pages à étudier les phénomènes d'absorption et de dégagement de chaleur par les surfaces métalliques qui emprisonnent la vapeur, construisit des diagrammes qui dénotent clairement cette action et résolut le problème étudié par lui avec autant de précision que d'élégance. Il résuma les résultats d'expériences acquises à la date où il écrivait et démontra, d'une manière complète et très claire, comment s'opère la transformation de la portion de chaleur qui passe dans le cylindre sans se transformer en travail. Le traité de M. Cotterill, sur la machine à vapeur considérée au point de vue thermique, constitue un ouvrage des plus intéressants pour l'ingénieur².

M. Sutcliffe établit, en 1875, que des machines à vapeur, de types approuvés, peuvent présenter des pertes par condensations intérieures dépassant 40 p. 100³. Il indiqua les chiffres suivants comme ayant été relevés sur des machines Corliss :

Rapport de détente.	Condensations intérieures.
7,40	27,00 p. 100.
9,04	36,37 —
11,40	46,67 —

Ces chiffres se rapprochent beaucoup de ceux obtenus aupara-

¹ *Engineering Researches*, 2 vol. in-4°. Philadelphie, 1860. Voir particulièrement l'Introduction du volume II.

² *The Steam-Engine considered as a Heat-Engine*. Londres, 1878.

³ Voir le traité de Hopkinson : *Steam-Engine Indicator*, 7^e éd., 1875.

vant par Isherwood sur des machines beaucoup moins perfectionnées.

68. — La théorie de la machine à vapeur était déjà, vers 1850, bien assise en tant que système thermodynamique; les phases plus récentes de cette science avaient même déjà commencé à prendre forme.

Le Dr Albans, dans un travail paru en 1840, traitant la question du rapport de détente dont on doit faire choix, s'exprime en ces termes : « Les considérations d'ordre pratique qui sont ici les meilleurs guides, sont le plus souvent entièrement délaissées par les mathématiciens. On s'est livré à un grand nombre de calculs théoriques pour la détermination de ce rapport, mais ils paraissent tous contradictoires et aucun n'est satisfaisant. » En 1848, Benwich indique comme meilleur rapport de détente celui qui résulte du quotient de la pression initiale par la contre-pression; toutefois, il analyse d'une manière exacte l'effet de la chemise de vapeur et reconnaît qu'elle doit avoir une influence particulière sur le fonctionnement par détente, grâce à la chaleur que la vapeur peut recevoir d'un cylindre maintenu sensiblement à la température de la chaudière.

John Bourne, le premier des auteurs qui font autorité en ce qui concerne l'étude, la construction et la conduite de la machine à vapeur, indiqua, il y a longtemps déjà, la nécessité de réduire la détente dans un certain degré pour obtenir des résultats économiques.

Rankine ne reconnaît à ce point de vue aucune limitation en ce qui concerne la détente. Il considère que le rapport d'expansion qui donne le rendement maximum est bien celui que Carnot a établi, et il ne lui assume pas d'autres limites que celles imposées par des considérations d'un ordre commercial. Or, si celles-ci peuvent avoir une très grande importance, elles ont souvent en pratique une influence moindre que les pertes par condensation intérieure. Toutefois plus tard, dans sa *Vie d'Elder* (1872), il reconnaît l'existence d'une limite pratique de la détente et donne sensiblement les mêmes chiffres qu'Isherwood avait présentés pour les machines non munies d'enveloppe de vapeur.

Ainsi, la théorie de la machine à vapeur était encore incomplète à cette époque ; il ne fallait, pour la perfectionner, que lui fournir, à l'aide de quelques expériences bien dirigées, les éléments alors indéterminés. Isherwood et quelques ingénieurs venus après lui établirent des faits qui prouvent, comme nous l'avons vu, que la perte par condensation intérieure est sensiblement, sinon exactement, proportionnelle à la racine carrée du rapport de détente, Esscher, de Zurich, montra aussi que cette perte est proportionnelle à la racine carrée du temps alloué pour la production du phénomène ou, en d'autres mots, à la réciproque de la racine carrée de la vitesse de rotation. Il ne restait donc plus qu'à déterminer le mode exact de variation des pertes, à mesure que les écarts de température se trouvaient modifiés, et à donner une base rationnelle à l'ensemble de ces études, pour former un ensemble de matériaux qui permit d'établir une théorie capable de fournir à l'ingénieur les moyens de prévoir les résultats économiques fournis par une machine donnée.

Dwelshauvers-Dery a beaucoup fait pour populariser la théorie moderne de la machine réelle. Il s'est efforcé de représenter l'action de l'enveloppe de vapeur et l'influence qu'elle eut avoir sur l'action des parois. Il a aussi cherché à montrer comment la théorie expérimentale de la machine pouvait entraîner des modifications dans les proportions du condenseur. Il a également observé que le rendement maximum correspond à un certain rapport de détente et il a basé la construction d'une théorie sur ses travaux antérieurement publiés et relatifs à la transformation de la chaleur.

Une partie de l'œuvre de M. Dwelshauvers-Dery a été traduite par Donkin, et publiée, en divers fragments, dans *Engineering*. On en trouvera le reste dans la *Revue universelle des Mines*. M. Sinigaglia en a publié un résumé bien exposé.

Il ne se passera probablement pas longtemps avant que des recherches directes ne viennent combler les lacunes qui existent encore. Quand il en sera ainsi, les remarques de Hirn et d'Hal-lauer, son distingué collègue, ne seront plus basées sur des hypothèses.

D'ailleurs Hirn dit à ce sujet : « Ma conviction reste aujourd'hui

ce qu'elle était il y a vingt ans, une théorie proprement dite de la machine à vapeur est impossible ; la théorie expérimentale, établie sur le moteur lui-même et dans toutes les formes où il a été essayé, en mécanique appliquée, peut seule conduire à des résultats rigoureux. »

69. — On peut distinguer trois périodes dans l'histoire de la théorie de la machine à vapeur. Au point de vue chronologique cette division est indiquée : la première, qui s'étend jusqu'au milieu de ce siècle, se distingue surtout par les efforts de Carnot et de Clapeyron pour formuler une théorie physique et thermodynamique de cette machine ; la seconde commence aux travaux de Rankine et de Clausius qui établirent la théorie purement dynamique ; la troisième enfin, qui commença il y a peu d'années, fut marquée par le développement de la théorie en ce qui concerne les modifications de la portion de chaleur qui ne produit pas d'effet utile.

On peut aussi considérer la première période comme le début des recherches expérimentales, elle fut également marquée par la découverte de la nature et de l'étendue des pertes inévitables, que James Watt et John Smeaton essayèrent de diminuer en partie. Dans la seconde période, on s'efforça de déterminer le mode de production et l'importance de ces pertes par des recherches plus méthodiques ; on arriva à formuler exactement la loi qui présidait à la perte nécessaire de chaleur telle que la thermodynamique l'avait révélée. La troisième période, encore ouverte aujourd'hui, ne se terminera probablement pas sans une investigation complète et pratique de toutes les causes de pertes d'énergie auxquelles la machine est sujette, et sans une détermination, résultant de recherches théoriques et expérimentales, de toutes les données nécessaires à l'édification d'une théorie féconde.

Hirn a reconnu l'existence de ces trois périodes ; il a proposé d'appeler la seconde « époque théorique » et la troisième « époque expérimentale ». L'auteur préfère avoir recours à une autre nomenclature qui soit plus en conformité avec ce qui lui semble être la véritable méthode de développement du sujet. On a vu que l'époque expérimentale avait réellement commencé avec Watt, et qu'elle avait successivement embrassé les deux autres.

D'autre part, il est évident que la période théorique, si tant est que l'on puisse assigner ce nom à une des périodes qu'a traversées la théorie de la machine à vapeur, s'étend encore à l'époque actuelle ; la tâche de l'ingénieur et du physicien ne consiste-t-elle pas, en effet, dans l'application de la théorie des transformations calorifiques à la machine. Il faut toutefois distinguer ceci : dans la seconde période la théorie fut bornée à des recherches thermodynamiques, tandis que dans la troisième période, elle comprend en outre la théorie physique relative à la conductibilité et au rayonnement.

Ces considérations nous conduisent à établir les trois époques suivantes :

1° Première période : recherches incomplètes, relatives à une théorie encore inexacte ;

2° Seconde période : établissement d'une théorie thermodynamique exacte ; en un mot, *Théorie de la machine idéale* ;

3° Troisième période : production d'une théorie complète de la machine, ou véritable *Théorie de la machine réelle*.

70. — Il ne reste plus, en somme, comme on peut le voir, qu'à déterminer, par expérience, quelles sont les lois physiques qui président aux échanges de calorique entre le métal et la vapeur, à l'intérieur du cylindre, et à appliquer ces lois à la théorie de la machine. Cotterill a montré comment la chaleur pénètre dans le métal et le traverse et Grashof a indiqué l'existence, dans les parois d'une température intermédiaire, à peu près constante, entre la température de la vapeur à son entrée et à sa sortie. Les travaux de ces deux savants ont fourni à la science quelques données nouvelles.

L'auteur, en étudiant la nature de la véritable « courbe d'utilisation » de la machine à vapeur, qu'il a eu la bonne fortune de découvrir, a montré les services qu'elle peut rendre pour la solution des problèmes pratiques et théoriques renfermés dans la théorie appliquée des machines thermiques que beaucoup d'ingénieurs cherchent à développer aujourd'hui. Tout porte à penser que cette science sera bientôt complète.

Il y aura matière, dans cette étude et dans les expériences aux-

quelles elle peut donner lieu, à occuper pendant de longues années des esprits chercheurs et méthodiques. L'étude des modifications que subit la théorie, dans son application aux différents types de machines présents et futurs, pourra offrir un champ d'étude non moins important et intéressant aux ingénieurs qui seront à même d'entreprendre ce travail, ou qui en trouveront l'occasion. On sait, aujourd'hui, analyser le fonctionnement des machines à expansions successives dont la théorie est actuellement en cours de développement. MM. Hirn et Hallauer, Donkin, Dwelshauvers-Dery, Zeuner et Hirsch ont déjà fait faire à la théorie de la machine réelle, des progrès sensibles en se basant sur les données préalablement établies par Clark et par d'autres.

Les recherches expérimentales de MM. Gately et Kletsch, dont nous parlerons plus loin, et d'autres, plus rigoureuses encore, effectuées depuis, fourniront bientôt toutes les données nécessaires. Ces travaux, qui peuvent être considérés comme les premières tentatives de recherches méthodiques sur les lois qui président aux diverses pertes intérieures de la machine à vapeur et sur leur importance relative, ont été effectuées en 1884, d'après un programme tracé par l'auteur quelques années auparavant (1878). Les résultats obtenus fournissent d'une manière assez complète les chiffres nécessaires pour l'établissement d'une théorie de la machine comprenant les pertes d'ordre physique et thermodynamique, les lois du transport et de la transformation du calorique.

Il est aujourd'hui possible d'estimer à l'avance, d'une manière pratique, la valeur relative des types de machine nouvellement proposés et les résultats qu'ils pourront donner, d'établir les proportions qui conviennent le mieux à une machine de puissance et de type déterminés, et de prévoir l'utilisation qu'elle présentera. Quelques-uns des chiffres les plus intéressants fournis à ce sujet ont découlé des expériences de MM. Hill¹, Willans², Schneider³, English⁴, et Kennedy⁵.

¹ Marks Stearn-Engine Design.

² Trans. Brit. Inst. C. E., 1888.

³ Rapport de M. Delafond, 1884.

⁴ Trans. Brit. Inst. Mech. Engrs, 1887.

⁵ Trans. Brit. Inst. Mech. Engrs, 1890.

71. — Le présent ouvrage devra donc comprendre : l'étude scientifique et raisonnée du développement graduel de la machine à vapeur; la description de la machine moderne sous ses principales formes; un résumé de l'évolution des connaissances scientifiques qui y sont relatifs, même des plus récentes; la discussion des principes que l'on doit appliquer pour la production, l'utilisation et l'étude des pertes dans les appareils employés en pratique ; enfin, l'application de ces principes nécessaire à l'étude, à la construction et à la conduite rationnelle des machines à vapeur et de leur mécanisme.

Ces différents sujets se suivront successivement dans un ordre logique et naturel : Chimie relative à la combustion ; Lois physiques relatives à la transformation et à l'emmagasinement de la chaleur ; Thermodynamique ; Théorie de la machine réelle et de la machine idéale ; Etude des organes ; Construction ; Fonctionnement et conduite ; Essai des machines ; Théorie relative à l'utilisation et renseignements pratiques ; Installation des machines ; Cahier des charges et marchés ; Partie commerciale.

Nous pouvons ainsi suivre pas à pas la production de l'énergie sous une forme qui en rend l'application possible en pratique, et les phases successives qu'elle doit traverser avant d'être appliquée, depuis sa première manifestation lors de la combustion du charbon dans lequel elle était emmagasinée, jusqu'au moment où, après les différentes étapes par lesquelles elle doit passer avant d'être accumulée dans la vapeur, elle est définitivement transmise à la machine pour y être partiellement convertie en énergie mécanique. Cette dernière est elle-même plus ou moins partiellement employée à surmonter les frottements du mécanisme et à accomplir le travail demandé.

Les *Principes fondamentaux de mécanique* qui président à ces opérations sont, en résumé, contenus dans les considérations qui suivent :

Tout mécanisme a pour objet de produire un certain mouvement déterminé, d'un ou de plusieurs organes, dont on connaît la forme, la position et l'action réciproque, en dépit des résistances qui peuvent s'opposer à un tel mouvement. Une machine est donc en réalité un appareil combiné en vue de transformer et de trans-

mettre à un certain point, pour y accomplir un travail déterminé et y surmonter des résistances connues à des vitesses également connues, l'énergie ou la puissance dont on dispose en un autre point et dont l'intensité, la direction ou la vitesse sont définies.

Le but de l'ingénieur qui étudie une machine doit être d'effectuer ce transport et ces transformations d'énergie en combinant les dépenses minima d'établissement et d'entretien avec la meilleure utilisation possible. Dans certaines applications il convient aussi de combiner un volume et un poids minima de machine à un fonctionnement sûr et à un rendement supérieur.

Le travail d'une machine a pour mesure le produit de l'intensité de la résistance qu'elle surmonte par la vitesse à laquelle elle agit. En dehors de son caractère purement dynamique, la nature du travail accompli peut varier à l'infini et embrasser toutes les branches de l'industrie humaine.

Les *moteurs* sont des machines qui reçoivent directement l'énergie, empruntée aux sources naturelles, et la transmettent aux autres appareils disposés pour accomplir les travaux de différents genres que l'on peut leur demander. Ainsi, la machine à vapeur dérive sa puissance de l'énergie calorifique dégagée par la combustion du charbon ; les roues hydrauliques utilisent l'énergie des chutes d'eau ; les moulins à vent permettent d'asservir la puissance des vents ; la pile voltaïque développe l'énergie produite par l'action chimique opérée en elle, énergie qui, au moyen d'une machine électro-dynamique, peut être communiquée à d'autres appareils pour produire un travail utile.

Les *organes de transmission* servent à la transformation de l'énergie fournie par le moteur sous une forme utilisable pour l'accomplissement de différents travaux ou, simplement, pour la transmission de cette puissance à des machines disposées en vue d'accomplir ce travail. Ce dernier peut consister à élever des poids, comme dans les appareils de levage et les pompes, à transporter des fardeaux, comme sur les chemins de fer ou sur mer, à modifier la forme de masses solides comme dans les machines-outils ; à surmonter ou à utiliser les résistances dues au frottement comme dans les freins, ou à accomplir les innombrables opérations effectuées dans les usines et les fabriques.

Les *machines-outils* appliquent l'énergie, produite par le moteur, et qui leur est transférée par les organes de transmission, aux différents genres de travaux auxquels elles sont destinées par leur forme et leur système. Par exemple, cette énergie est employée à tisser les étoffes, à tourner, à raboter, à aléser, à percer le bois ou les métaux.

La force qu'exige une machine se compose de la quantité nécessaire pour effectuer le travail que doit produire cette machine, augmentée de celle qui est absorbée par la machine elle-même pour transporter, par l'intermédiaire du mécanisme, la première, de la source de puissance vers le point auquel ce travail doit être accompli. Cette fraction de travail dépensé par la machine elle-même est plus ou moins grande suivant que l'appareil est sujet à des chocs et à des vibrations, que ses articulations présentent un jeu plus ou moins important et que les surfaces frottantes sont plus ou moins bien disposées et lubrifiées. Lorsque les surfaces frottantes s'échauffent, on perd une quantité considérable d'énergie sous forme d'énergie calorifique. Il en est de même lorsque la puissance est transmise par la détente ou la compression de fluides élastiques.

La puissance absorbée par toute machine dépasse donc toujours celle qui est nécessaire à la production du travail utile. Si de telles pertes n'existaient pas, la puissance transmise se trouverait être la même suivant tous les points successifs de la machine.

Le *travail*, considéré au point de vue de la science de l'ingénieur, peut être défini comme l'action par laquelle le mouvement est communiqué à un corps donné en dépit de résistances antagonistes qui s'opposent, d'une manière continue ou intermittente, à sa production. On le mesure au moyen du produit de la composante directe de la résistance par l'espace parcouru. Soit R la résistance, et S l'espace parcouru; si la résistance est constante, le travail sera :

$$U = RS, \quad (1)$$

où U est exprimé en kilogrammètre.

Pour une résistance variable, R , et un espace parcouru, s , on a,

$$U = \int R ds, \quad (2)$$

que l'on peut intégrer quand R est connu en fonction de s .

Les résistances et les forces qui leur sont directement opposées se mesurent ordinairement en kilogrammes. L'énergie et le travail dépensés ont comme mesure, en pratique, le produit de ces résistances, exprimées en kilogrammes, par l'espace parcouru exprimé en mètres; l'unité d'énergie ou de travail sera donc le *kilogrammètre*. L'unité anglaise est le *pied-livre*, la résistance y étant exprimée en livres et l'espace parcouru en pieds. On trouve d'ailleurs, dans beaucoup d'ouvrages, des tables qui permettent la réduction facile des mesures anglaises en mesures métriques, et inversement, puisqu'il existe entre elles des relations bien définies.

Quand le mouvement de la machine ou de l'organe qui accomplit le travail est circulaire, l'espace parcouru peut être mesuré par le produit du mouvement angulaire α et du bras de levier l ; ce produit, multiplié à son tour par la force appliquée R , donne la mesure du travail accompli :

Ainsi :

$$\begin{aligned} U &= \alpha R l \quad) \\ &= 2\pi n R l; \quad) \end{aligned} \quad (3)$$

expression où n exprime le nombre de tours dans l'unité de temps.

Cette valeur est d'ailleurs équivalente au produit du mouvement angulaire par le moment de la résistance.

Dans les machines à vapeur, à air chaud, à gaz ou à eau sous pression, le travail effectué peut être mesuré au moyen du produit de la surface du piston A par la pression moyenne qui s'exerce sur lui, l , et par le nombre de courses accomplies dans l'unité de temps. Ainsi,

$$\begin{aligned} U &= A p l n \\ &= A p s \\ &= p V, \end{aligned} \quad (4)$$

où V exprime le produit du volume du cylindre par le nombre de courses, autrement dit, le volume engendré par le piston.

Lorsque la force ou la résistance ont une direction oblique à celle du mouvement, il est évident que l'on doit faire seulement entrer dans le calcul la composante parallèle à la direction du mouvement.

Il est souvent avantageux de représenter par des *diagrammes* la quantité de travail effectuée et la loi de ses variations. Dans ces

diagrammes, on porte généralement les forces ou les résistances en ordonnées, tandis que les espaces parcourus sont portés en abscisses. La courbe qui résulte d'un tel tracé forme donc le lieu des relations qui existent entre ces deux quantités, et la surface qu'elle détermine constitue la mesure du travail accompli. Lorsque la résistance est constante, la figure obtenue, rectiligne, est un parallélogramme. Si, au contraire, les vitesses et les résistances sont variables, elle revêt une forme caractéristique, propre à la machine particulière et au mode de fonctionnement que l'on étudie. Dans le premier cas, l'aire du diagramme résulte du produit de la différence des ordonnées par celle des abscisses maximum et minimum. Dans le second cas, on peut obtenir cette surface par un mode quelconque d'intégration ; on emploie surtout en pratique l'intégration mécanique donnée par le planimètre.

La puissance peut être définie : *Vitesse du travail* ; on la mesure par la quantité de travail à accomplir dans l'unité de temps, soit en pieds-livres ou en kilogrammètres par minute ou par seconde. L'unité généralement employée en Angleterre et aux Etats-Unis par les ingénieurs est le « cheval-vapeur » déterminé par Watt qui lui donna une valeur de 33 000 pieds-livres par minute, correspondant à 550 par seconde, et à 1 980 000 pieds-livres par heure ¹. Le travail peut être considéré comme représentant celui que peuvent accomplir les vigoureux chevaux de trait qu'on trouve en Angleterre, mais il dépasse considérablement la force d'un cheval ordinaire, laquelle n'est que d'environ 25 000 pieds-livres par minute en moyenne. Le cheval-vapeur adopté en France présente une valeur inférieure de 1/2 p. 100 environ à celle de l'unité anglaise. Il est de 75 kilogrammètres par seconde, soit 4 500 kilogrammètres par minute ou 270 000 kilogrammètres par heure.

Cette unité sert presque uniquement de mesure pour le travail effectué ou absorbé par les machines.

La puissance a également pour mesure le produit de la résistance ou de l'effort exercé par la vitesse du mouvement produit. Puisque $s = vt$, on a :

$$U = R_s = Rvt.$$

¹ Le cheval-vapeur anglais (Horse-power) équivaut à 76,9 kilogrammètres par seconde ou à 1,0139 cheval-vapeur français.

Lorsque t est égal à l'unité, la puissance ou le travail accompli dans l'unité de temps sont :

$$U' = Rv, \quad (5)$$

où la force et l'espace sont exprimés en unités, comme plus haut. La puissance d'un moteur s'évalue d'ordinaire expérimentalement, en mesurant le travail accompli pendant un temps donné ; la durée de l'essai peut, suivant les cas, varier de quelques heures à plusieurs jours. Cette puissance s'exprime en kilogrammètres. Le travail total, ainsi mesuré, est ensuite divisé par la durée de l'expérience et par la valeur accordée au cheval-vapeur ; il est donc finalement exprimé en chevaux-vapeur qui donnent la puissance moyenne ramenée à l'unité de temps.

Les forces qui agissent dans les machines se distinguent en *forces motrices* et *résistantes*. La composante de la force motrice qui se trouve parallèle à la direction du mouvement est la seule qui doive entrer dans l'évaluation du travail. Cette composante est « l'effort moteur ». Il en est de même pour les résistances. Dans les deux cas, si nous appelons α l'angle formé par la direction du mouvement et par celle de la force motrice ou résistante, l'effort sera

$$P = R \cos \alpha. \quad (6)$$

L'autre composante, qui agit à angle droit de la direction de l'effort, est

$$Q = R \sin \alpha. \quad (7)$$

Non seulement elle ne produit aucun effet utile, mais elle entraîne une perte de travail en créant une pression latérale et un frottement.

L'énergie, que nous définirons « capacité d'accomplir un travail », peut être *actuelle* ou *potentielle*.

L'*énergie actuelle* ou *dynamique* est celle que possède tout corps en mouvement ; elle a pour mesure le travail qu'elle est susceptible d'accomplir avant d'être amenée à l'état de repos, sous l'action d'une force retardatrice. Ce travail est égal au produit du poids du corps W , par la hauteur $h = \frac{v^2}{2g}$ d'où il doit retomber

pour acquérir, par la seule action de la gravité, cette vitesse v à laquelle il se meut ; c'est donc :

$$E = U = Wh = W \frac{v^2}{2g}. \quad (8)$$

Une variation de vitesse de v_1 à v_2 entraîne une variation d'énergie actuelle $E_1 - E_2$ qui ne peut se produire que par la dépense d'une quantité égale de travail :

$$E_1 - E_2 = U = W \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} = W (h_1 - h_2). \quad (9)$$

On retrouve cette forme d'énergie dans tous les organes en mouvement de machines, et les variations qu'elle subit affectent souvent leur fonctionnement.

L'énergie totale actuelle de tout système résulte de la somme algébrique de toutes les énergies qu'en possèdent les organes à l'instant considéré, soit

$$E = \Sigma W \frac{v^2}{2g}. \quad (10)$$

Quand cette énergie est entièrement comptée comme acquise ou dépensée en un point donné, par exemple au point d'application des forces, les différentes parties étant animées de vitesses égales à n fois celle de ce point où la vitesse est v , l'énergie totale devient :

$$E_1 = \Sigma W \frac{n^2 v^2}{2g}. \quad (11)$$

L'énergie actuelle est ordinairement calculée relativement à la masse de la terre ; il est cependant des cas où l'on doit la calculer en fonction d'une masse donnée, en mouvement. L'énergie est alors la mesure du travail que le corps en mouvement est capable de produire en agissant sur cette masse, quand il est amené par elle à la vitesse dont cette masse est animée.

L'énergie *potentielle* est la capacité de produire un travail que possède un corps en vertu de la position qu'il occupe, des conditions dans lesquelles il se trouve ou de ses propriétés intrinsèques. Ainsi, un poids suspendu à une hauteur déterminée possède, par suite de la position qu'il occupe, une énergie potentielle $E = Wh$, c'est-à-dire qu'il pourrait accomplir un tel travail en tombant de

cette hauteur h , sous la seule action de la pesanteur. Un arc tendu ou un ressort pressé possèdent une énergie potentielle qui devient actuelle lorsqu'il est permis au premier de projeter la flèche ou au second d'entraîner un mécanisme.

La poudre à canon et les différents explosifs présentent une énergie potentielle en vertu de l'équilibre des forces chimiques qui agissent sur ses molécules. Les aliments possèdent une énergie potentielle proportionnelle à la quantité d'énergie vitale ou musculaire que l'animal peut en extraire par leur absorption. Ces énergies potentielles ne sauraient, dans aucun cas, avoir pour mesure l'énergie actuelle qui peut être dérivée de ces substances et devenir sensible. Ce sont en réalité les quantités maxima d'énergie qu'il serait possible d'obtenir en les transformant ou en les utilisant avec un appareil absolument parfait. Dans les applications pratiques, on doit toujours s'attendre à une perte plus ou moins grande. La loi de la conservation de l'énergie affirme que la quantité totale d'énergie actuelle ou potentielle renfermée dans l'univers ou dans tout système de corps isolés forme une quantité invariable et que toute cette énergie est indestructible, bien que susceptible de transformations sous les différentes formes physiques ou chimiques.

Toute disparition d'énergie actuelle implique l'accomplissement d'un travail et la production d'énergie potentielle ou de quelques formes nouvelles d'énergie actuelle en quantités égales. Une pierre lancée verticalement dans l'air perd à mesure qu'elle s'élève une proportion d'énergie dynamique précisément égale à l'énergie potentielle qu'elle acquiert, si l'on néglige la résistance de l'air. Une masse, venant frapper la terre en tombant, abandonne l'énergie actuelle acquise pendant la chute par la perte d'énergie potentielle. Le travail alors effectué au point frappé est équivalent à cette quantité d'énergie ainsi dégagée. Cette énergie se dissipe sous forme d'énergie calorifique, équivalente, produite par le frottement ou le choc. L'énergie chimique potentielle d'une substance explosible est équivalente à l'énergie dynamique du projectile qu'elle a servi à lancer dans l'espace, et cette dernière est elle-même équivalente au travail effectué au moment du choc, lorsque le projectile arrive à l'état de repos, et à la chaleur produite

par la transformation finale du mouvement de masse en mouvement moléculaire ou calorifique.

Ainsi, l'énergie, sous toutes ses formes, est transmissible en proportions définies et équivalentes; elle change de forme chaque fois qu'un travail est accompli. Nous pouvons maintenant définir le travail comme l'opération qui résulte d'un changement dans le mode de manifestation de l'énergie, et l'énergie comme ce qui est transmis ou transformé quand le travail est effectué. Du mouvement d'un projectile résulte la transmission de l'énergie d'un point à un autre. Cette énergie est engendrée au point de départ, emmagasinée sous forme d'énergie actuelle ou dynamique, transférée au point de destination et, là, restituée et appliquée à produire un travail.

Les accélérations positive ou négative de masses en mouvement ne peuvent être produites que par une dépense de travail, qui leur est appliquée dans le premier cas où qu'elles produisent dans le second, en un mot, que par l'énergie qu'elles absorbent ou qu'elles fournissent, et qui est précisément équivalente à celle qui mesure la variation de leur énergie actuelle ainsi produite. Par exemple, tout corps qui subit une accélération reçoit et emmagasine l'énergie; toute masse soumise à un mouvement retardateur doit accomplir un travail et restituer ainsi l'énergie qui lui a été préalablement communiquée. Dans toute machine qui travaille d'une manière continue et dans laquelle les organes sont alternativement accélérés et retardés, l'énergie est successivement emmagasinée et restituée en quantités précisément égales. Le travail absorbé par une machine peut être ainsi partiellement dépensé à accomplir un travail utile d'une part et à emmagasiner l'énergie de l'autre. De même, cette machine pourra, à un autre moment, accomplir un travail, partie en dépensant l'énergie qu'elle en reçoit, partie en dépensant l'énergie préalablement acquise. L'accumulation ou la restitution d'énergie découle ainsi de tous changements de vitesse. Il est évident, puisque cette accumulation ou cette restitution implique une variation de vitesse, que la condition nécessaire pour obtenir une vitesse uniforme est que le travail, fourni à la machine, soit précisément égal à celui qu'elle accomplit.

Le travail dépensé doit être égal à celui que produit la résistance au point d'application des forces, ainsi :

$$\Sigma P v = \Sigma R v' ; \int P d v = \int R d v' ; \quad (12)$$

et l'effort, en tous points de la machine, sera égal à la résistance et en raison inverse de la vitesse du point auquel il est appliqué :

$$\frac{P}{R} = \frac{v'}{v}. \quad (13)$$

Lorsqu'on met en mouvement une machine, il se produit une accumulation d'énergie pendant toute la période d'accélération, jusqu'à ce que la vitesse de régime soit atteinte. Cette énergie intégralement restituée d'ailleurs et dépensée, pendant la période retardatrice et jusqu'à ce que la machine revienne à l'état de repos, est ordinairement employée à vaincre les frottements.

La somme du travail produit par la machine et de celui absorbé par elle, pour vaincre ses résistances intérieures, est égale à la quantité d'énergie qui lui est fournie. Le *travail utile* est celui que la machine accomplit et auquel elle est destinée; le *travail perdu* est celui qui est absorbé par les frottements et autres résistances préjudiciables du mécanisme. La fraction d'énergie ainsi absorbée pourrait être transformée en travail utile si ces résistances n'existaient pas. La somme de ces deux quantités de travail constitue le *travail total* ou *brut* dépensé ou accaparé par une machine ou un ensemble d'appareils. Dans tous les cas, une quantité déterminée d'énergie se trouve perdue et le travail utile est diminué d'autant.

Dans les machines mal proportionnées, le travail perdu est souvent partiellement dépensé à la déformation ou à la destruction des organes eux-mêmes. Dans celles qui sont au contraire bien proportionnées et bien ajustées, le seul travail inférieur absorbé correspond aux frottements.

Si la machine agit en comprimant ou en aspirant des fluides, le travail perdu est en partie absorbé par le frottement de ces fluides dans les corps de pompe ou les conduits et par les remous. L'énergie actuelle est ainsi produite sous une forme nouvelle qui ne peut produire d'effet utile. Cette dernière quantité d'énergie est finale-

ment convertie en chaleur, comme celles qu'absorbent les frottements du mécanisme, et dissipée sous cette forme d'énergie moléculaire.

En résumé, tout le travail perdu est dû à la conversion de l'énergie de masse en énergie moléculaire et disparaît, en apparence, sous forme de chaleur.

Le *rendement* d'un mécanisme a pour mesure le quotient du travail utile accompli par le travail brut développé. C'est donc toujours une fraction inférieure à l'unité. Cette dernière constitue la limite dont on peut se rapprocher d'autant plus que les pertes d'énergie et de travail sont plus réduites, mais que l'on ne peut jamais atteindre. Si nous appelons R la résistance moyenne utile et s' l'espace pendant lequel elle agit, et si P est l'effort moyen qui actionne la machine suivant un espace s , les *travaux totaux* et *utiles* seront respectivement P_s et $R_{s'}$; le *travail perdu* sera $P_s - R_{s'}$ et le rendement Π aura pour expression :

$$\Pi = \frac{R_{s'}}{P_s} < 1. \quad (14)$$

Nous désignerons par C l'inverse du rendement :

$$C = \frac{P_s}{R_{s'}}. \quad (15)$$

Le rendement d'une machine ou d'un ensemble d'appareils est le produit des rendements particuliers des différents éléments qui constituent cet ensemble et transmettent l'énergie du point où celle-ci est absorbée à celui où elle est utilisée sous forme de travail.

Comme nous l'avons vu, le frottement est la principale et souvent la seule cause de perte d'énergie à l'intérieur des machines. Si une quantité donnée d'énergie est dépensée sur l'organe moteur d'une machine, elle devra être, d'après le principe de la conservation de l'énergie, transmise sans diminution, d'organe à organe et d'élément à élément, s'il n'intervient aucune déformation permanente ni aucun frottement entre les différents organes du mécanisme ou entre ceux-ci et les organes extérieurs. Toute déformation temporaire, c'est-à-dire produite au-dessous de la limite d'élasticité, ne cause aucune perte d'énergie ; les déforma-

tions permanentes au contraire entraînent une perte d'énergie égale à l'ensemble du travail absorbé pour les produire. Toutefois, les déformations permanentes, n'étant dues qu'à un manque de résistance ou d'élasticité, ne sauraient être tolérées dans des machines bien étudiées et bien construites. Nous pouvons donc maintenant formuler ce principe important :

Dans toute machine, la seule cause de perte intérieure de travail que l'on doit prévoir ou calculer, en appliquant les principes élémentaires de mécanique, réside dans le frottement inévitable résultant du mouvement relatif des organes en contact et soumis à des pressions.

L'étude de la théorie du frottement et l'analyse de ses lois, ainsi que l'investigation expérimentale des conditions entraînant de ce fait, une diminution du rendement des machines, présente donc une importance majeure pour l'ingénieur qui étudie, le mécanicien qui construit, et l'industriel qui emploie une machine.

Au point de vue de l'ingénieur toutefois, les principes de la mécanique pure et ceux qui sont relatifs à l'énergie et à la thermodynamique doivent être considérés comme servant d'introduction à une science appliquée. Dans celle-ci, tous les calculs doivent être établis conformément aux modifications qu'entraînent les pertes d'énergie et l'influence du frottement sur les forces qui sont en jeu. C'est là, pour l'ingénieur, une branche très importante de la science appliquée et qui doit marcher de front avec les applications de la science mécanique.

L'importance de la perte du travail dans les moteurs ou les machines-outils est variable, mais toujours très grande. Il n'est probablement pas téméraire d'estimer qu'en moyenne, dans les ateliers et dans les usines de toute espèce, la moitié de la puissance développée est perdue sans production de travail utile et absorbée, par les frottements, même de surfaces bien graissées. L'évidence de cette proposition résulte de faits observés par Cornut et d'autres ingénieurs. La puissance absorbée pour commander les appareils de divers ateliers varie, d'après eux, dans la proportion de 13 à 20 p. 100 par suite des seules variations de température dues aux différentes saisons, et un changement du mode de graissage suffirait pour entraîner des réductions de frottement qui

se sont élevés jusqu'à 50 p. 100. M. Fairbairn a observé, dans une filature, des variations de travail de 10 à 15 chevaux dues seulement à la première cause que nous venons de signaler.

Le frottement des arbres de transmission absorbe un travail qui varie, suivant leurs dimensions et la force qu'ils transmettent, de 0,33 à 1,5 cheval-vapeur, pour chaque longueur de 30 mètres ; la moyenne, avec un bon graissage, est d'environ 1 cheval-vapeur. La perte de travail dans les usines varie de 5 à 90 p. 100, suivant le genre de machines employées ; pour les filatures de coton elle est d'environ 60 p. 100 si l'entretien est bon, et s'abaisse à 40 p. 100 dans les filatures de laine, les rendements sont donc respectivement dans les deux cas de 40 et de 60 p. 100. Dans les grosses machines-outils, le frottement absorbe environ 15 p. 100 de travail moteur et le rendement s'élève à 0,85.

Dans la machine à vapeur, la perte est à peu près constante pour toutes les puissances développées par un même appareil, elle correspond sensiblement à une diminution de pression de 0^{kg},27 pour les petites machines de 25 à 50 chevaux et s'abaisse jusqu'à 0^{kg},07 pour les machines marines très puissantes, ce qui donne des rendements respectifs de 84,95 et 97 p. 100. Le rendement d'une machine à grande vitesse destinée à actionner des dynamos a été trouvé, par l'auteur, obéir à une loi que l'on peut exprimer par

$$r = 1 - \frac{0,06}{U},$$

où U est le travail effectué.

Nous donnerons, dans un des chapitres suivants, les règles qui permettent de calculer l'importance de cette perte.

Nous appellerons *puissance absolue* celle qui est indiquée sur le piston et mesurée au moyen des diagrammes d'indicateur. Si l'on rapporte à cette base la dépense de vapeur par cheval et par heure, on peut établir une comparaison entre les mérites intrinsèques de différents types d'appareils ou de machines particulières appartenant au même modèle.

La *puissance nominale* est celle pour laquelle la machine est fournie par son constructeur. Elle peut représenter, comme on le fait souvent aujourd'hui pour les chaudières, la puissance que la

machine devra raisonnablement produire dans les conditions usuelles. Elle peut aussi, comme suivant l'ancienne pratique anglaise où on supposait une pression moyenne effective de $0^{\text{kg}},492$ par centimètre carré, ne donner qu'une simple indication sur les dimensions de la machine, alors que le véritable travail produit peut être très supérieur.

La règle anglaise pour déterminer la puissance normale d'une machine est la suivante : Multiplier le carré du diamètre du piston par sa vitesse et diviser le produit par 6 000. Ainsi :

Soit d = diamètre du piston en pouces ;

l = course en pouces ;

n = nombre de tours par minute.

La vitesse du piston = $2ln$;

la surface du piston = $\frac{\pi d^2}{4} = 0,7854d^2$;

le travail accompli par minute est : $0,785 d^2 \times 7 \times (l \times 2 \times n)$.

Puissance nominale = $\frac{0,7854 \times 7d^2 (2ln)}{33000}$

= $\frac{\text{vitesse du piston} \times d^2}{6000}$ (très approximativement).

CHAPITRE IV

THÉORIE THERMODYNAMIQUE DE LA MACHINE IDÉALE

TRANSFORMATION ET UTILISATION DE LA CHALEUR

72. — La théorie thermodynamique de la machine à vapeur comprend simplement l'étude des transformations calorifiques qui se produisent à l'intérieur de cette machine et se traduisent par la production d'énergie mécanique employée à effectuer un travail utile. Elle ne constitue toutefois, ainsi qu'on le verra plus loin, qu'une partie de la théorie de la machine à vapeur malgré l'opinion longtemps prédominante que cette théorie était purement thermodynamique. Nous avons d'ailleurs retracé plus haut l'historique du développement de cette science et des découvertes qui en ont successivement fait connaître les éléments. Le but du présent chapitre est de montrer les relations qui existent entre les sciences relatives aux transformations de la chaleur et la théorie complète de la machine à vapeur.

Les différences qui divisent les théories ancienne et moderne relatives aux machines thermiques étant nées de l'observation de ce fait que la thermodynamique ne peut, dans ce cas particulier, s'appliquer dans toute sa rigueur qu'à la machine idéale, et que le fonctionnement de la machine réelle présente des opérations infiniment plus compliquées entraînant des pertes supérieures à celles de la première, la théorie qui convient devra comprendre des études plus étendues. Nous aurons donc à examiner : 1° l'étude de la machine idéale au point de vue purement thermodynamique; 2° l'examen de la machine réelle et sa comparaison avec la machine

idéale; 3° l'étude des faits tels qu'ils se présentent en réalité et tel qu'ils résultent des modifications qui découlent de conditions de fonctionnement caractéristiques de la machine réelle dans ses applications usuelles.

73. — La thermodynamique, définie en tant qu'étude des lois et phénomènes qui président à la transformation de l'énergie calorifique en énergie dynamique, de la chaleur en travail, est la science de la *machine thermique parfaite*.

Cette science n'étudie pas d'autres phénomènes, elle ne considère aucune opération d'ordre physique ou mécanique, et elle ne s'occupe pas des autres formes d'énergie.

Ainsi donc, toutes les pertes de chaleur qui ont lieu sans transformation à l'intérieur de la machine par conductibilité ou par rayonnement, non plus que celles entraînant la conversion de l'énergie sous une forme autre que la chaleur et la dynamique, ne sont pas du domaine de la thermodynamique et doivent être étudiées à part:

La thermodynamique est donc une science qui traite des systèmes dans lesquels deux formes seulement d'énergie sont en cause et agissent par leur transfert ou leurs réactions mutuelles pendant leur transformation.

74. — La thermodynamique et la science de l'énergie n'ont entre elles d'autres rapports que ceux pouvant exister entre les parties et le tout. Comme on va le voir, les lois que comprend la première ne sont que la spécialisation des principes plus généraux de la seconde qui est une science plus étendue. Les phénomènes que l'on y étudie sont des formes particulières de transformation d'énergie qui reproduisent, dans un cadre plus restreint, des principes et des faits qui s'étendent à l'univers entier et comprennent tous les effets que peut produire l'énergie sous toutes ses formes.

Une étude raisonnée de la science ainsi définie suppose l'intelligence préalable des principes fondamentaux des autres sciences et de leurs rapports avec tous les phénomènes physiques, chimiques, ou mécaniques, en un mot de tous les mouvements naturels qu'ils soient atomiques, moléculaires ou de masse.

L'étude de l'énergie et de la thermodynamique, qui n'en est qu'une division, sont donc des sciences importantes ayant pris naissance dans les découvertes relatives à la nature de la chaleur et aux relations qui existent entre les différentes formes d'énergie. Ces découvertes sont le fruit de recherches opérées dès le commencement du siècle, mais surtout depuis une vingtaine d'années. Elles représentent peut-être l'œuvre la plus élevée de l'humanité en ce qui concerne la substitution de la méthode déductive à la méthode spéculative, en un mot de la science véritable aux pures hypothèses. Au lieu de considérer l'étude de l'énergie et la thermodynamique comme deux sciences distinctes, il convient de ne regarder la seconde que comme une subdivision de la première. On peut aussi distinguer deux branches nouvelles appelées la thermo-électrique et l'électro-dynamique. Mais, à vrai dire, l'étude de l'énergie n'est-elle pas, elle-même, une division de la *mécanique*, cette science si étendue qui comprend, plus ou moins directement, tous les phénomènes de la nature jusqu'aux confins les plus éloignés de l'univers et dont les principes généraux se trouvent à la base de toutes les sciences appliquées : art de la construction, physique et chimie, astronomie, enfin étude des forces et du mouvement sous toutes ses manifestations.

Comme nous l'avons vu, la *mécanique* comprend quatre divisions principales :

(1). La *statique*, qui s'occupe des relations mutuelles des forces agissant sur un système matériel n'entraînant aucun mouvement.

(2). La *cinématique*, qui ne traite que des relations du mouvement et de ses effets.

(3). La *dynamique*, qui s'occupe du mouvement des corps dans son rapport avec les forces.

(4). *L'étude de l'énergie*, qui a pour mission de suivre le transport et les modifications de l'énergie, sous l'action des forces, et les variations du mode de manifestation de cette énergie qui en résultent.

75. — La science de l'énergie peut être considérée comme l'étude des phénomènes naturels qui, grâce à l'action des forces sur la matière, se traduisent par la production du mouvement, que ce

soit un mouvement relatif d'atomes, de molécules ou de masses. Nous pouvons répéter ici ce que nous avons dit § 51.

La science de l'énergie traite donc des modifications que subit l'énergie sous l'action des forces, de ses transformations d'un mode de manifestation à une autre et de son transport d'un corps à un autre. Cette science, plus étendue, en comprend une autre dont le développement est plus récent : la *thermodynamique* dont les machines thermiques et particulièrement les machines à vapeur représentent la plus importante application.

Il est généralement reconnu maintenant que toutes les formes d'énergie sont mutuellement convertibles en quantités équivalentes : il n'est même pas certain que les énergies vitales et intellectuelles ne retombent pas sous les mêmes lois.

Les faits importants et intéressants à dégager de cette théorie aussi bien pour l'ingénieur que pour le physicien¹ consistent en ce que les lois de l'énergie s'appliquent entièrement aux phénomènes atomiques et moléculaires, aussi bien qu'aux transformations d'énergie de toute espèce. Au point de vue dynamique il n'y a, sous ce rapport, aucune distinction à établir entre les méthodes et les procédés de la physique, de la chimie et de la mécanique. Tous ces phénomènes appartiennent en réalité à une science unique et sont dus à l'énergie de la matière en mouvement.

76. — La matière, la force et l'énergie sont les seuls éléments sensibles que reconnaissent les sciences naturelles. La *chimie* s'occupe des formes que revêt la matière sous l'action de forces moléculaires, atomiques et mesurables, qui agissent sur les différents corps résultant de divers états de la matière ; la *physique* est une science qui considère toutes les autres formes de force et leurs effets. La science de l'énergie traite de l'action des forces qui produisent un mouvement, quelles que soient ces forces et quel que soit l'état de la matière ; elle s'étend ainsi sur les domaines de la chimie et de la physique.

¹ Le mot « Energie » fut employé pour la première fois par le Dr Young comme représentant une quantité équivalente au travail d'un corps en mouvement, dans ses *Lectures on Natural Philosophy*, 1807.

La *matière* constitue ce qui est capable d'affecter nos sens et ce qui occupe une certaine étendue de l'espace. Nous ne savons rien encore de sa structure intime et nous n'en connaissons que ce qui tombe sous l'action de nos sens. On la divise ordinairement en quatre classes : les solides, les liquides, les gaz, et la matière dite impondérable, c'est-à-dire celle à laquelle on ne peut attribuer une mesure spécifique de masse ou de poids, par exemple l'éther qui sert à la transmission de la lumière. Les trois premières sont d'ailleurs les seules dont s'occupent la plupart des traités.

Un *corps* est une portion limitée de matière.

On appelle *forces* les causes qui produisent ou tendent à produire le mouvement ou à en modifier la nature. On les mesure, statiquement, par le poids qui leur fait équilibre ou en les comparant à une unité connue de force, et, dynamiquement, par la vitesse qu'ils peuvent imprimer, dans l'unité de temps, à une masse connue, c'est-à-dire par l'accélération qu'elles sont capables de produire. Le *travail*, qui n'est accompli que par une dépense d'énergie, est le produit d'une force par le déplacement qu'elle entraîne.

Les forces ou les résistances peuvent être constantes ou variables, ainsi que leur nature : pression, inertie de masse ou de molécules soumises à des accélérations positives ou négatives ; elles peuvent avoir une origine physique ou chimique. Ainsi, U représentant le travail effectué par une force F agissant pendant un espace S, on a :

$$U = Fs. \quad (1)$$

Pour le mouvement varié,

$$dU = Fds. \quad (2)$$

Pour des forces variables,

$$dU = sdF. \quad (3)$$

Pour des forces et des mouvements variables,

$$dU = d(Fs) \quad (4)$$

L'unité de travail est le produit des unités de ces facteurs : force et espace, par exemple, le *pied-livre*, le *kilogrammètre*, le *pied-tonne*, le *gramme-centimètre*.

Le *travail utile* est celui qui est appliqué à la production de travaux industriellement utilisables ; le *travail perdu* est celui qui est accidentellement dissipé, pour la production d'un travail utile et pour surmonter les résistances préjudiciables. Il ne produit aucun travail utile. Ainsi que nous l'avons vu, la perte principale résulte du frottement des différents organes d'une machine.

Le *travail d'accélération* représente le travail dépensé à accroître la vitesse d'un corps se mouvant librement dans l'espace.

L'effort exercé dépend de l'inertie de la masse et on le mesure comme suit : Un corps se mouvant librement sous l'action de la gravité, c'est-à-dire d'une force égale à son poids, acquiert, dans nos latitudes, une vitesse de 9^m,81 environ par seconde. L'accélération de tout corps [se mouvant librement est proportionnelle à l'effort appliqué ; de même l'accélération négative est proportionnelle à la résistance. Si f représente l'accélération considérée, g l'accélération de la pesanteur, F la mesure statique de l'effort et W le poids du corps, nous avons :

$$\begin{aligned} \frac{F}{W} &= \frac{f}{g} ; \quad t = \frac{v_2 - v_1}{f} ; \\ F &= \frac{f}{g} W ; \\ &= \frac{v_2 - v_1}{gt} W. \end{aligned} \tag{5}$$

Où v_1 et v_2 sont les vitesses initiale et finale et t le temps pendant lequel agissent les forces accélératrices ou retardatrices.

Pour une accélération variable, on a :

$$f = \frac{dv}{dt} \tag{6}$$

$$F = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{W}{g} \tag{7}$$

L'espace s est égal à $\frac{v_2 + v_1}{2} t$ et le travail effectué est, pour une accélération uniforme :

$$\begin{aligned} U = Fs &= \frac{v_2 - v_1}{t} \cdot \frac{v_2 + v_1}{2} \cdot t \cdot \frac{W}{g} \\ &= W \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \end{aligned} \quad (8)$$

Pour une accélération variable, ce sera

$$U = d(Fs) = Wd \frac{v^2}{2g} = W \frac{v dv}{g}. \quad (9)$$

Puisque $\frac{v^2}{2g} = h$ hauteur correspondante à la vitesse v , le travail est égal à celui qui serait nécessaire pour élever le corps de la différence des deux hauteurs dues respectivement aux vitesses initiale et finale.

L'énergie, qui est le produit de ces forces agissant sur la matière, peut être définie « la capacité de produire un travail ou d'effectuer un changement physique ». On la mesure soit par le travail qu'elle peut produire Fs , soit par la force vive disponible $W \frac{v^2 - v_1^2}{2g}$ ou travail d'accélération; la quantité $W \frac{v^2}{2g}$ représente l'énergie « actuelle » de la masse W . Quand le corps est en repos relatif et qu'il ne possède par conséquent aucune énergie actuelle disponible, mais qu'il occupe une position telle qu'un changement dans sa situation pourra entraîner la production d'un travail déterminé grâce à l'action des forces existantes et disponibles, comme, par exemple, quand il est placé à une certaine hauteur qui lui permettrait, en tombant, de développer un travail, il possède une énergie potentielle définie par $Wh = W \frac{v^2}{2g}$.

L'énergie de masse et l'énergie moléculaire, partout où elles existent, présentent des caractères du même ordre et peuvent se mesurer de la même manière. Toutefois, la facilité, avec laquelle elles peuvent être mises en œuvre et utilisées, dépend en grande partie de la nature des corps par l'intermédiaire desquels elles agissent et de leurs modes de manifestation. Ces derniers ont lieu sous forme d'énergie de masse et d'énergie moléculaire atomique. A la première catégorie appartient l'énergie contenue dans un corps tombant d'une certaine hauteur dans un projectile, dans

l'eau courante ; à la seconde se rattachent les énergies calorifiques, électriques et chimiques.

Dans ces deux classes, l'énergie peut être potentielle, par exemple dans un poids suspendu, ou dans l'eau contenue à l'intérieur d'un réservoir, s'il s'agit d'énergie de masse, dans un combustible non allumé, dans une pile dont le circuit n'est pas fermé, dans la poudre à canon, s'il s'agit de l'énergie moléculaire.

L'énergie, sous cette seconde forme, est souvent mesurée, bien que cela ne soit pas indispensable, en unités d'une ordre différent de celui qui est adopté en mécanique, par exemple en « unités calorifiques » ou « calories », en « ergs » ou « volt-ampères ». Toutes ces mesures peuvent être ramenées à un étalon commun qui est le pied-livre en Angleterre et le kilogrammètre en France comme dans tous les pays qui ont adopté le système métrique. C'est cette dernière unité dont nous ferons choix. Le travail et l'énergie doivent évidemment être rapportés au même étalon.

Les quantités de travail effectuées ou d'énergie transformées sont mesurées au moyen d'une unité de puissance qui, pour les applications pratiques de la mécanique, est ordinairement le *cheval-vapeur*. Ce dernier équivaut, en mesures anglaises, à

530	pieds-livres	par	seconde;
33 000	—	—	minute;
1 980 000	—	—	heure.

Le cheval-vapeur, rapporté au système métrique correspond à

75	kilogrammètres	par	seconde;
4 500	—	—	minute;
270 000	—	—	heure.

Ces unités sont légèrement différentes entre elles ; le cheval-vapeur anglais équivalant à 1,014 cheval de 75 kilogrammètres. Ce dernier correspond donc à 542 1/2 pieds-livres par seconde et à 32 549 par minute.

Aucune de ces deux mesures ne correspond d'ailleurs à la puissance réelle d'un cheval ordinaire qui lui est inférieure de 20 à 25 p. 100 environ.

77. — **Les lois de l'énergétique**, qui constituent la base de la science que nous nous proposons d'étudier, sont :

(1) *La loi de la conservation de l'énergie*, d'après laquelle l'énergie totale, actuelle et potentielle, de tout système isolé ne peut être variée.

C'est évidemment là un corollaire de cette loi plus vaste qui affirme l'indestructibilité de la matière et que nous avons énoncée plus haut.

(2) *La loi de la diffusion et de la déperdition de l'énergie* ; toute énergie tend à se répandre à travers l'espace, ce qui amène une diminution de son intensité, qui semble être le résultat inévitable de sa dispersion uniforme et complète à travers l'univers et la rend alors inapplicable pour l'homme.

Ce sont seulement les différences qui existent dans l'intensité de l'énergie et sa tendance à la dispersion, qui en rendent possible l'utilisation pratique à des travaux industriels.

(3) *La loi de la transformation de l'énergie*, l'énergie peut être transformée d'un état ou d'une forme de manifestation en un autre : l'énergie de masse peut se transformer en énergie moléculaire de toute espèce, ou d'une forme à une autre d'énergie moléculaire, en quantités équivalentes.

Ces lois conduisent à ces conclusions que, dans toute masse ou dans tout système de corps isolés, la somme de toutes les énergies présentes est toujours constante, bien que ces énergies puissent se transformer de différentes manières et dans une proportion limitée seulement par les conditions spéciales dans lesquelles se trouve le système. Elles amènent aussi à conclure qu'une énergie, d'intensité supérieure à la moyenne, doit occuper un espace limité et tendre à se dissiper ou à se disséminer continuellement en affectant successivement des quantités de matière de plus en plus grandes et en subissant une réduction proportionnelle d'intensité, jusqu'à ce que le système entier soit occupé par l'énergie originale dont l'intensité finale reste uniforme et minimum. Puisque l'énergie, confinée dans un espace limité, tend continuellement à se disperser et à reculer les bornes qui lui sont imposées, si ces dernières sont invariables, il y aura production d'une pression sur les surfaces enveloppantes. On en trouve un exemple dans la tension

des gaz et des vapeurs renfermés dans un récipient. S'il ne lui est point imposé de bornes, l'énergie tendra à se répandre indéfiniment.

Une forme quelconque d'énergie peut en produire une autre, dans des conditions favorables. Rankine a formulé ainsi « la loi générale de la transformation de l'énergie »¹ :

« Lorsqu'une transformation d'énergie a lieu dans une substance, l'effet produit par la totalité de l'énergie actuelle présente résulte de la somme des effets de tous ses éléments. »

L'axiome de Rankine : « Toute espèce d'énergie peut être susceptible de produire un travail de quelque genre que ce soit » est le résultat de l'induction basée sur l'observation ; il est confirmé par toutes les expériences.

La science de l'énergie peut être basée sur l'un de ces principes, mais il vaut probablement mieux lui donner comme fondement la loi plus générale, qui s'applique à toute existence, bien qu'elle ait trouvé son origine dans les mêmes sources. C'est là d'ailleurs une science, comme l'a dit son célèbre fondateur, dont le développement est sans bornes et dont l'esprit humain ne pourra jamais sonder la profondeur ni reculer les limites.

Le professeur Balfour-Stewart considère l'univers comme étant « composé d'atomes placés dans un milieu particulier qui obéit aux lois de l'énergie ».

Les *sources de l'énergie* sont :

(1) Potentielles : (a) combustibles ; (b) aliments ; (c) captage des eaux ; (d) forces chimiques.

(2) Actuelles : (a) air en mouvement ; (b) chutes d'eau ; (c) marées.

78. — Les « lois de Newton » découlent directement de la loi générale de la conservation de l'énergie, à laquelle on peut ajouter ce corollaire : un changement d'énergie ne peut être produit que par l'action d'une force et en produisant un travail.

Les « lois de Newton » peuvent être formulées comme suit :

(1) Un corps à l'état libre ne peut modifier de lui-même ni son état de repos, ni son état de mouvement.

¹ Rankine, Phil. Mag., 1850, t. III, p. 479.

(2) Toute modification de mouvement, dans un corps libre de se mouvoir, est proportionnée à la force qui occasionne ce changement et a lieu suivant la direction de cette force.

(3) La réaction, opposée par un corps aux forces qui agissent sur lui, est égale et directement opposée à ces forces.

L'inertie est cette propriété des corps qui les rend capables d'obéir à ces lois.

Les lois de Newton se vérifient facilement au moyen de la machine d'Atwood, représentée dans la plupart des traités de physique, et particulièrement construite en vue de contrôler expérimentalement ces lois. Cette vérification est moins facile pour les autres lois relatives à l'énergie qui reposent plutôt sur des hypothèses dont la vérité ne paraît toutefois pas discutable grâce à leur concordance parfaite avec l'expérience générale. Si l'on accepte préalablement la théorie moderne sur la constitution de la matière, les lois générales de l'énergie découlent facilement des principes de Newton. La première loi, par exemple, n'est qu'une énonciation différente de ces trois principes combinés.

Affirmer que tout corps ne peut modifier de lui-même son état de mouvement et exerce, suivant la direction du mouvement, un effort égal et de signe contraire à la force accélératrice ou retardatrice, n'est-ce pas dire que son énergie ne saurait être altérée que par la production d'un travail équivalent et d'une énergie égale et de sens contraire. C'est, sous une autre forme, assurer la conservation absolue de l'énergie. Avancer que tous les corps en mouvement, à l'état de masses ou de molécules, tendent à se mouvoir suivant des trajectoires rectilignes, n'est-ce pas reconnaître la tendance de l'énergie à se disséminer indéfiniment à travers l'espace. De même, on admet les lois de la conservation de l'énergie et sa transformation en quantités équivalentes (ce qui est l'énoncé de la troisième loi), lorsqu'on assure que tout corps en mouvement obéit aux lois de Newton. Du moment qu'il est établi que le transport de la chaleur, de la lumière, de l'électricité ou même du son constituent des modes de mouvement affectant les corps de toute espèce, ces phénomènes sont rattachés par les lois de Newton, au domaine des principes généraux de l'énergie. Tous les phénomènes, d'ordre quelconque, qui impliquent un mouvement relatif de

masses, les vibrations des éléments constituant ces dernières ou du fluide impondérable qui les enveloppe, sont sujets à ces lois autant du moins que la science moderne est à même de l'affirmer.

Tait a trouvé, dans les *Principia* de Newton, l'énoncé du principe de d'Alembert et même de la loi de la conservation de l'énergie. Il a interprété ce passage comme suit :

« Le travail accompli à l'intérieur de tout système trouve son équivalent sous forme de travail effectué pour vaincre le frottement, les forces moléculaires ou la gravité, s'il n'y a pas d'accélération. Si, au contraire, il se produit une accélération, une partie du travail est dépensée à surmonter la résistance créée de ce fait et le supplément d'énergie absorbé est équivalent au travail ainsi produit¹. »

79. — Les expressions algébriques relatives à la transformation de l'énergie sont désormais faciles à déduire. Si, dans tout système isolé, il existe une certaine quantité d'énergie, homogène de caractère mais inégalement distribuée, et si, pour une cause quelconque, d'autres formes d'énergie apparaissent dans ce système, ces dernières ne pourront que résulter des transformations de portions définies de la quantité initiale d'énergie convertie sous les formes nouvelles. Ces modifications sont soumises à une loi d'équivalence parfaitement déterminée et exacte.

Il devient facile de mesurer ces quantités partielles d'énergie au moyen des mêmes unités, si l'on rapporte leurs valeurs relatives, exprimées au moyen des mêmes unités usuelles, à un système défini d'équivalents. Nous en donnerons comme exemple l'équivalent mécanique de la chaleur auquel Joule a assigné une valeur de 423 kilogrammètres par unité calorifique, celle-ci, la calorie, étant, par définition, la quantité de chaleur ou d'énergie équivalente nécessaire pour élever de 1°, au-dessus du point correspondant à la densité maximum (4° centigrades), la température de 1 kilogramme d'eau.

Quelle que soit l'unité dont on aura fait choix pour cette mesure, on pourra obtenir la quantité initiale d'énergie, d'une forme donnée.

altérée par la quantité qui, en unités correspondantes, sert de mesure à la somme des diverses quantités d'énergie résultant de la transformation; et on a :

$$dE = \frac{dE}{dT} dT + \frac{dE}{dU} dU + \frac{dE}{dV} dV +, \text{ etc.}; \quad (1)$$

où E, T, U, V , etc., représentent respectivement les diverses espèces d'énergie initiale et finale.

Si T mesure l'énergie calorifique et U l'énergie potentielle sous une forme moléculaire, V l'énergie potentielle d'un fluide élastique dont le volume subit des variations, W le travail développé par un mécanisme quelconque, la variation totale de l'énergie initiale E sera égale à la somme de toutes les énergies nouvelles dans des proportions qui deviennent connues dès que les coefficients partiels $\frac{dE}{dT}$ sont déterminés.

Si deux énergies seulement, thermique et mécanique par exemple, sont en cause, et que l'énergie primitive soit simplement calorifique, nous aurions dans l'approvisionnement initial d'énergie calorifique une modification dE qui équivaldrait précisément à la somme des deux changements ayant lieu, simultanément, dans la réserve initiale et dans la température T du système, et une modification du travail due au changement de volume V en dépit d'une pression antagoniste d'intensité p . On a alors évidemment :

$$dE = \frac{dE}{dT} dT + \frac{dE}{dV} dV ; \quad (2)$$

et puisque $\left(\frac{dE}{dT}\right)_v$ représente la chaleur spécifique K_v à volume constant et que $\left(\frac{dE}{dV}\right)_T$ peut servir de mesure aux pressions produites ou résistantes, le changement de volume sera

$$dE = K_v dT + p dV. \quad (3)$$

S'il ne se produit qu'une sorte de manifestation, comme par exemple par la conversion d'une forme d'énergie E en travail,

$$dE = p dV; \text{ ou } dE = R dS$$

selon que le travail est employé à comprimer un fluide ou à surmonter une résistance R suivant un déplacement dS .

80. — L'étude de l'énergie et la thermodynamique sont donc des sciences qui présentent des caractères généraux similaires. La seconde est comprise dans la première qui s'étend à toutes les applications basées sur les principes fondamentaux de la conservation de l'énergie et de la transformation de cette dernière en quantités équivalentes d'une forme à une autre.

La *science de l'énergie*, telle qu'elle fut définie d'abord par Rankine, comprend tous les phénomènes physiques ayant rapport au transport et aux modifications de l'énergie. La *thermodynamique* se borne à l'étude des transformations en ce qui concerne seulement les énergies calorifique et mécanique. Les lois générales de la transformation de l'énergie sont ici limitées, dans leur application, aux cas où la chaleur est transformée en énergie mécanique et à ceux où, au contraire, l'énergie mécanique et le travail sont employés à produire de la chaleur par leur propre transformation en énergie thermique.

Quand la chaleur pénètre dans une substance, elle augmente la quantité totale d'énergie qui y est contenue et cet accroissement a lieu, soit à l'état dynamique, soit à l'état potentiel, soit même dans ces deux états réunis. Toute perte de chaleur subie par un corps correspond au contraire à une diminution exactement mesurable de la quantité d'énergie qu'il contenait.

L'addition de chaleur entraîne les effets suivants :

(1) Elle augmente l'énergie sous forme de mouvement moléculaire, en accroissant l'énergie de vibration des particules qui composent le corps ;

(2) Elle tend à séparer les molécules et à produire ainsi un accroissement d'énergie potentielle ;

(3) Elle peut amener une dilatation de la masse entière en surmontant la pression extérieure, c'est-à-dire en produisant un travail externe.

La somme des travaux effectués de ces trois manières constitue l'équivalent mécanique de l'énergie calorifique transmise au corps. La chaleur étant une forme d'énergie, il ne peut y avoir de science cinématique relative aux effets thermiques ; cette science est purement thermodynamique.

La thermodynamique peut être définie comme étant la science

qui comprend tous les faits et tous les principes ayant trait à la transformation de l'énergie calorifique en énergie mécanique et travail, ou inversement. Elle consiste en un système de lois, parfaitement définies, basées sur l'observation des faits, réunies et condensées de manière à composer une théorie physique bien assise.

On donne aussi à cette science le nom de « théorie mécanique de la chaleur », mais elle est plus que cela et comprend, en outre, toutes les lois physiques et tous les phénomènes relatifs aux changements dynamiques dans lesquels l'énergie calorifique joue un rôle. La théorie mécanique de la chaleur, c'est-à-dire la théorie, aujourd'hui définitivement établie, d'après laquelle la chaleur n'est qu'une forme de l'énergie, reste simplement l'expression d'un fait qui sert de base à la science de la thermodynamique. Cette dernière est donc, nous l'avons vu, une branche de la « science de l'énergie, » laquelle n'est elle-même qu'une subdivision de cette science beaucoup plus vaste : la « mécanique ».

81. — La thermodynamique est fondée sur les lois de la conservation de l'énergie et de l'indestructibilité de la matière, que nous avons déjà énoncées et qui se trouvent ici restreintes à leur application aux relations mutuelles existant entre la chaleur et le travail ; elle appartient en réalité à une science plus vaste qui les comprend toutes deux dans ce qu'elles ont de plus général.

La thermodynamique est ainsi basée sur le fait, démontré expérimentalement, que la chaleur est une forme de l'énergie, qu'elle consiste en un trouble moléculaire défini, qu'elle se manifeste et se propage, dans les solides, par les vibrations des molécules, dans les fluides par leur translation. Cette science admet aussi qu'il est possible de transférer cette énergie moléculaire d'un point à un autre d'une masse donnée ou, d'un corps à un autre, par contact, c'est-à-dire par conductibilité ou par rayonnement à travers l'espace, grâce à l'intermédiaire d'un véhicule spécial : l'éther. Enfin elle suppose que cette énergie moléculaire est susceptible de se transformer en d'autres formes d'énergie et que de telles modifications sont définies dans leur étendue et dans leurs efforts.

Ainsi que nous le verrons autre part d'une manière plus détaillée, la thermodynamique est, en résumé, basée sur les lois de la

conservation de l'énergie, de l'équivalence, lorsqu'il y a transformation, des quantités d'énergie de différentes formes, et de la diffusion indéfinie de l'énergie avec une intensité indéfiniment réduite. Cette science repose directement sur deux relations bien définies et prouvées :

(1) La relation, aujourd'hui mesurée avec une approximation remarquable entre la chaleur, considérée en tant qu'une forme particulière d'énergie, et le travail ou l'énergie mécanique actuelle ou potentielle ;

(2) La relation existant entre les variations de chaleur ou d'énergie mécanique, au cours d'une suite de transports ou de transformations, et les températures auxquelles ces phénomènes ont lieu.

Ces relations une fois déterminées, on peut aisément en déduire des équations exprimant le rendement des machines thermiques et applicables à toutes les actions physiques relatives à des transformations.

Les *modes de transformation* que l'on retrouve dans les opérations, relevant de la thermodynamique, qui ont lieu à l'intérieur des machines thermiques, embrassent les seules variations de volume et de pression d'un « fluide moteur » renfermé dans des récipients, lequel se dilate lorsqu'il reçoit de la chaleur et se contracte quand il s'en dépouille. La résistance qui tend à s'opposer à l'expansion due à la chaleur fournie, lors de la première de ces opérations, est inférieure à celle que l'on voit se développer dans la seconde ; la différence moyenne entre ces deux quantités mesure la résistance moyenne extérieure que le travail du système est entièrement occupé à surmonter. Il est évident que de telles modifications sont essentielles à la production d'énergie mécanique ; aucun travail interne ou externe ne pouvant en effet se produire lorsque le volume reste constant.

En principe, la substance motrice pourrait être solide, liquide ou gazeuse ; toutefois, dans toutes les machines thermiques, elle affecte cette dernière forme.

La *première loi de la thermodynamique* peut être formulée de la manière suivante :

Dans tout travail produit par une dépense, ou, plus exactement,

par une transformation de chaleur, la quantité de calorique mise en jeu peut servir de mesure au travail effectué ou à l'énergie acquise sous une forme nouvelle et, réciproquement, la transformation du travail en chaleur est soumise à une même loi d'équivalence.

Ce principe fondamental comporte plusieurs corollaires importants :

(1) Quand on fournit de l'énergie mécanique à des corps qui ne peuvent la céder à d'autres ou la transformer d'aucune manière, il y a production de chaleur sensible en quantité équivalente et la température de la masse s'élève d'autant.

Inversement : Quand un corps ne possédant aucune énergie de masse dépense, pour se détendre, une certaine quantité d'énergie mécanique sans qu'il y ait apport de chaleur, ce corps perd un équivalent correspondant de chaleur et sa température diminue d'autant.

(2) Quand il y a gain ou dépense de travail interne, au cours de transformations ou de transfert d'énergie, ce travail est équivalent à la dépense ou au gain de chaleur ou de travail.

(3) S'il n'y a production d'aucun travail interne, tous les changements isothermiques sont accompagnés d'un apport ou d'une dépense de chaleur, précisément équivalente au travail produit ou absorbé par le corps considéré.

(4) Quel que soit le genre de travail produit ou absorbé par un corps, l'énergie thermique interne, dynamique ou potentielle, ne restera invariable que si l'énergie, ainsi transportée, pourra trouver son équivalent dans la quantité de chaleur, reçue dans le premier cas, et dépensée dans le second.

Le principe de l'équivalence s'applique ainsi de la même manière aux changements thermodynamiques qu'aux transformations opérées entre des formes déterminées d'énergie mécanique, physique ou chimique. Puisque la somme algébrique de toutes les énergies fournies à un corps est égale à la somme algébrique de tous les travaux effectués, soit à l'intérieur de ce corps, soit par son action sur d'autres substances, et à celle de toutes les énergies qui s'y trouvent emmagasinées ou qui sont cédées par lui aux masses adjacentes, le même principe s'applique évidemment aux

cas restreints où les énergies thermiques et dynamiques sont seules en jeu.

Nous donnerons plus loin l'énoncé de la *seconde loi de la thermodynamique* qui a trait à la production de l'énergie présente dans toute opération thermodynamique, laquelle énergie peut être convertie d'un de ses modes de manifestation à l'autre, conformément à la première loi.

82. — Les expressions algébriques de la première loi de la thermodynamique, relatives aux opérations qui ont lieu quand il se produit une transformation d'énergie entre les deux formes définies, sont faciles à établir.

Supposons qu'une quantité de chaleur exprimée par Q en mesure thermique et représentée par $H = JQ$ en mesure dynamique, soit dépensée à élever un poids W à une certaine hauteur h , accomplissant ainsi un travail mécanique Wh ; permettons au corps ainsi soulevé de retomber de nouveau et mesurons, pour tout point donné de sa course, la hauteur h' et la vitesse v' , grâce auxquelles nous pouvons déterminer les énergies actuelles et potentielles en ce même point. Nous pourrons alors, en prenant comme plus haut $J = \frac{H}{Q}$, déterminer plusieurs mesures équivalentes de l'énergie,

$$H = JQ = Wh = \frac{Wv'^2}{2g} + Wh' = \frac{1}{2} Mv'^2 + Wh'. \quad (4)$$

Si la masse que nous considérons frappe, à la fin de sa chute, un corps sans élasticité auquel il cède toute son énergie sans que ce corps soit mis en mouvement, ou si la masse est amenée à l'état de repos par le frottement, l'énergie réapparaîtra en chaleur, sous sa forme primitive, et on pourra la mesurer par $\frac{W(v_2^2 - v_1^2)}{2g}$ où W représente le poids, $\frac{W}{g} = M$ la masse du corps considéré et v_1 et v_2 les vitesses moyennes de ses molécules immédiatement avant et après le choc. Ainsi l'énergie, originairement calorifique, subit des transformations de forme en même temps qu'elle passe d'un point à un autre, mais elle finit toujours par échapper à l'observation grâce à sa dispersion à l'état de la chaleur, l'intensité de cette

dernière décroissant d'une manière continue à mesure qu'elle se répand dans des espaces de plus en plus vastes.

Toute transformation d'énergie peut nous fournir l'exemple de changements analogues et, dans tous les cas, on remarque que ces transformations ont lieu grâce à des modifications du mode de mouvement et au transport d'un corps à un autre, jusqu'à ce que le cycle soit complet et que toute l'énergie calorifique originaire revienne à l'état de chaleur. Toutefois, elle présente une moindre intensité, mais affecte une plus grande quantité de matière. Pour chaque degré de la série, on retrouve cette égalité :

Energie exercée (c'est-à-dire énergie transformée) = Travail effectué.

Dans toute machine, une partie de l'énergie mise en jeu est transférée par les organes vers le point où elle doit accomplir un travail utile ; le reste est transformé en chaleur par le frottement et, dans certains cas, une portion en est temporairement emmagasinée dans la machine pour satisfaire aux accélérations de vitesse. Cette dernière fraction est intégralement restituée pendant la période de ralentissement. Nous trouvons, dans tous les cas semblables, des exemples d'applications de la première loi ; le travail et la chaleur y conservant toujours des relations définies d'équivalence.

La chaleur ou l'énergie dépensées pour produire la dilatation des solides, l'évaporation des liquides ou l'expansion des vapeurs, est équivalente au travail mécanique employé à modifier la vitesse moléculaire et à amener des changements de position relatifs entre les molécules des substances considérées ; ce travail est occupé à vaincre les pressions extérieures et les forces moléculaires internes. Par exemple, pour une quantité déterminée de chaleur $H = JQ$, transformée, et une résistance totale moyenne $f + p$, interne et externe, surmontée suivant un certain déplacement v , dans l'unité de temps, on a :

$$H = JQ = v(f + p). \quad (2)$$

Pour des pressions et des volumes variables, la chaleur transformée et dépensée entre les limites a et b sera :

$$H = JQ = \int_a^b p dv = \int_a^b P ds. \quad (3)$$

L'équivalent mécanique de la chaleur n'est autre que la chaleur spécifique de l'eau, à la température correspondant à son maximum de densité, exprimée en unité dynamique.

On a généralement adopté jusqu'ici, pour valeur de l'équivalent mécanique de la chaleur, les chiffres trouvés au début par Joule, bien que des recherches plus récentes et minutieuses lui aient donné une valeur supérieure de 1 p. 100 environ. Dans toutes les tables existantes, et dans la plupart des travaux parus jusqu'à ce jour, on retrouve les chiffres de Joule¹.

La première loi peut être énoncée comme suit :

Les énergies thermique et mécanique sont mutuellement convertibles, dans la proportion d'une calorie pour 424 à 427 kilogrammètres.

Nous représenterons cet « Equivalent Mécanique » ou « Equivalent Dynamique » de la chaleur par la lettre J. Cet équivalent, en mesures anglaises, est de 772 ou 778 pieds-livres par unité thermique anglaise.

83. — La machine à vapeur fournit un exemple de l'application de la première loi, ainsi du reste que tous les moteurs ayant pour but la conversion de la chaleur en travail. L'accomplissement d'un travail par une machine thermique a invariablement pour résultat la conversion ou la destruction d'une quantité définie de chaleur convertie, par voie de transformation, en énergie mécanique. Réciproquement, la dépense d'une quantité donnée d'énergie mécanique produira une quantité d'énergie calorifique équivalente.

Quand le fonctionnement d'une machine à vapeur est parfaitement régulier, l'apport d'énergie venu de la chaudière et auquel la vapeur sert de véhicule, se divise en deux portions inégales : l'une est transformée en énergie mécanique et sert à l'accomplissement du travail ; l'autre, de beaucoup la plus importante, ne fait que traverser la machine sans changer de forme et va se perdre dans le condenseur ou dans l'atmosphère. Elle subit, dans ce parcours, quelques pertes par conductibilité et rayonnement.

¹ Le professeur Peabody a toutefois basé ses travaux sur les chiffres plus récents. Voir *Thermodynamics of the Steam-Engine*; N. Y. J. Wiley and Sons, 1889.

Si l'on pouvait constater sans interruption l'existence de ces divers courants d'énergie et en mesurer l'importance, on trouverait que la quantité d'énergie abandonnée par la machine sous ces formes différentes est, à tout instant, égale à celle qui pénètre dans la machine. Toutefois, l'énergie rejetée au dehors et perdue sous la forme calorifique se trouve précisément diminuée de la quantité d'énergie mécanique produite dans la machine.

84. — La seconde loi de la thermodynamique dit que l'effet d'une quantité donnée de chaleur, mise en jeu dans toute opération thermodynamique, est proportionnel à la quantité totale d'énergie calorifique ainsi dépensée ¹.

L'expérience indique que l'énergie calorifique actuelle est homogène dans sa condition et ses attributs, et que l'effet d'une portion de la quantité totale agissant pour produire un effet unique et défini, comme par exemple un changement de pression ou de volume, est égal à celui que produirait toute autre portion égale.

En d'autres mots, les éléments dont on peut la supposer composée sont tous de la même nature et se trouvent dans des conditions similaires, capables de produire les mêmes effets. Puisque, d'après la loi que nous venons de formuler, l'importance de tout effet dû à l'énergie calorifique est proportionnelle à la quantité de cette énergie qui agit pour la produire, il s'ensuit que tous les effets semblables ont pour mesure le produit de cette quantité de chaleur par une certaine fonction. La forme et l'importance de cette dernière sont déterminées par les conditions qui président au changement opéré.

Ainsi, si H représente la quantité de chaleur transférée, Q la chaleur totale et φ la fonction dont nous venons de parler, que Rankine a appelée « Fonction Thermodynamique », on aura, pour toute quantité élémentaire de travail produite par transformation de chaleur :

$$dH = Qd\varphi \quad (1)$$

et la valeur de H peut être déterminée par intégration, quand on

¹ Ce principe est en substance celui admis primitivement par Rankine comme constituant la seconde loi.

connait le mode de variation de la chaleur et la fonction thermodynamique.

Puisque, dans tous les cas, la quantité de chaleur φ est proportionnelle comme on le sait à la température absolue T , il s'ensuit que :

$$dH = Td\varphi, \quad (2)$$

la valeur de H peut donc être déterminée si l'on connaît φ en fonction de T et de constantes ou d'autres variables indépendantes exprimées de manière que l'équation puisse être intégrée. Cette expression, qui forme la base de la théorie des machines thermiques, nous montre que la quantité d'énergie transformée est égale au produit des températures absolues de transformation par une fonction déterminée des changements de condition du fluide moteur.

Cette seconde loi a été exprimée par Rankine sous une forme plus générale : *Si la chaleur totale actuelle d'une substance homogène et de température uniforme en tous ses points se trouvait divisée en un nombre quelconque de parties égales, ces dernières produiraient chacune des effets identiques lorsqu'elles seraient amenées à effectuer un travail donné.* Cette loi n'est qu'un cas particulier d'une loi générale applicable à chaque espèce d'énergie actuelle. La capacité d'accomplir un travail résulte d'une condition définie de chaque particule composant une substance, si petite soit-elle, indépendamment des autres.

On peut mettre en équations la seconde loi de la thermodynamique. Supposons que l'unité de poids d'une substance homogène, possédant la chaleur actuelle Q , soit soumise à un changement infiniment petit de manière à accomplir le travail élémentaire dU et cherchons le travail accompli par la disparition de chaleur. Imaginons que l'on divise Q en un nombre infini de parties égales δQ ; chacune permet la production d'une quantité de travail

$$\delta Q \frac{d}{dQ} dU ;$$

et, par conséquent, le travail accompli par la disparition de la chaleur aura pour expression :

$$U = Q \frac{d}{dQ} dU \text{ ou } \frac{U}{dU} = \frac{Q}{dQ},$$

quantité connue quand Q et la loi des variations de dU par rapport à Q sont définis.

De la proportionnalité mutuelle qui existe entre la chaleur actuelle et la température absolue résultent les considérations suivantes :

La seconde loi de la thermodynamique est exprimée en fonction de la température absolue. Si la température absolue d'une substance uniformément chaude se trouvait divisée en un nombre quelconque de parties égales, ces parties produiraient des effets identiques lorsqu'elles seraient employées à produire un travail.

On exprime algébriquement cette loi de la manière suivante : De la relation qui existe entre la température absolue τ et la chaleur actuelle Q , il s'ensuit que :

$$\frac{\tau}{a\tau} = \frac{Q}{dQ};$$

par conséquent cette expression, lorsqu'il s'agit d'un travail accompli par une disparition de chaleur, peut s'écrire :

$$\frac{U}{dU} = \frac{\tau}{a\tau}.$$

La première et la seconde loi constituent les bases de la théorie de la thermodynamique.

Rankine a démontré que la seconde loi doit découler de cette hypothèse que la « chaleur sensible consiste en une sorte quelconque de mouvement moléculaire constant, agissant dans un espace limité », hypothèse dont la vérité, prouvée aujourd'hui, et reposant sur des faits bien établis, assure l'exactitude de la seconde loi. L'importance de l'énergie calorifique doit ainsi être proportionnelle au poids de matière sur lequel elle agit et au carré de la vitesse moyenne du mouvement moléculaire. A proprement parler, la température absolue est proportionnelle à l'énergie moléculaire actuelle de la matière ainsi affectée. Il s'ensuit également que toute conversion de cette énergie au cours d'un changement dans les dimensions de l'espace qui la renferme, est proportionnelle à la température absolue.

Clausius a donné l'énoncé suivant de cette loi : « Le travail que

la chaleur est capable d'accomplir, lors d'une variation quelconque dans l'arrangement relatif des éléments d'un corps, est proportionnel à la température absolue à laquelle ont lieu ces changements.

Cette loi affirme évidemment l'indépendance de la quantité de travail effectuée, relativement à la nature du corps évoluant, et on peut lui donner le corollaire suivant :

Quand, dans une machine thermique, fonctionnant suivant un cycle, le fluide sur lequel on opère évolue entre deux températures déterminées, le travail accompli, ou l'énergie produite, sont exactement proportionnels à la quantité de chaleur transmise de la source chaude à la source froide et ne dépend nullement de la nature du corps adopté comme véhicule. C'est, en d'autres termes, le principe énoncé par Carnot en 1824.

Ce fait fut aussi démontré par Clausius qui donna comme base à ses arguments le principe suivant : « La chaleur est incapable de passer d'elle-même, d'un corps froid à un corps plus chaud. »

Ainsi, une partie de la quantité totale de chaleur qui passe de la source chaude au corps évoluant est toujours transformée en travail mécanique ou en énergie ; le reste se dirige vers la source froide et il existe un rapport défini entre ces deux quantités. Le professeur Wood a exprimé cette loi ainsi :

« Si l'absorption de chaleur a lieu à une certaine température et son dégagement à une température plus basse, la chaleur transformée en travail sera, à la quantité totale de chaleur absorbée, dans le même rapport que celui existant entre la différence des températures absolues des sources chaude et froide, et la température absolue de la source chaude. »

85. — La machine à vapeur présente l'application de la seconde loi aussi bien en ce qui concerne son fonctionnement général que dans les phénomènes particuliers de transformation d'énergie qui ont lieu à l'intérieur de son cylindre. Deux machines parfaites, de puissance différente, soumises aux mêmes conditions thermodynamiques, accomplissent leur travail par la conversion de quantités précisément proportionnelles de chaleur. Le travail effectué à tout instant par la chaleur, grâce à la détente de la vapeur qui

lui sert de véhicule, est proportionnel à la quantité de chaleur présente à l'instant considéré et qui joue son rôle dans l'action thermodynamique du fluide.

Comme on le verra bientôt, la seconde loi trouverait déjà une application importante si elle ne permettait que de déterminer la quantité de travail interne ou externe, nécessaire pour produire des changements de volume ou d'énergie à l'intérieur des fluides, où, comme dans les vapeurs, nous ne pouvons pas mesurer directement les forces ni le travail interne.

86. — Les expressions algébriques générales représentant les variations thermodynamiques de l'énergie peuvent se déduire directement de la première loi de la thermodynamique. Puisque nous ne considérons que le transport de la chaleur et ses transformations en énergie mécanique, actuelle ou potentielle, si nous supposons qu'il se produise une variation infiniment petite de chaleur dH , mesurée dynamiquement, entraînant des variations dans l'état physique d'une substance ; et si nous désignons par dS le changement de chaleur sensible, par dL celui de la chaleur latente et par dU celui du travail externe, la première loi de la thermodynamique pourra s'exprimer par les équations :

$$dH = dS + dL + dU \quad (A)$$

et

$$dH = dS + dW \quad (B)$$

$$dH = dE + dU \quad (C)$$

Dans ces deux dernières expressions, $dE = dS + dL$ et représente la variation d'énergie, actuelle et potentielle, alors que $dW = dL + dU$ représente le travail total accompli, interne et externe ; ce sont là les équations fondamentales.

La quantité E est souvent appelée énergie intrinsèque de la substance, L est évidemment une énergie potentielle, tandis que S est une forme d'énergie moléculaire, dynamique ou actuelle, que l'on peut cependant à un certain point de vue, considérer comme potentielle.

Les formules précédentes sont des expressions complètement générales des ÉQUATIONS FONDAMENTALES DE LA THERMODYNAMIQUE.

Cette loi nous permet de dire que, pour un travail donné dU et une quantité connue de chaleur sensible dS enlevée de la source chaude sans transformation, la quantité totale de chaleur nécessitée pour ces deux changements, qu'ils soient simultanés ou successifs, sera précisément égale à la somme de l'équivalent thermique du premier et à la mesure thermique de la seconde. Mais elle ne nous autorise pas à affirmer quel sera, dans tous les cas où il y aura dépense de chaleur, le mode de distribution de l'énergie sous les deux formes, non plus que l'importance relative des deux parties suivant lesquelles elle sera ainsi divisée.

Nous devons évidemment chercher une manière de déterminer dU , ce que nous ne pourrons faire expérimentalement si cette valeur comprend le travail interne. C'est ce problème que la seconde loi est appelée à résoudre.

87. — Les relations qui existent entre les deux lois de la thermodynamique et la théorie des opérations thermodynamiques qui ont lieu à l'intérieur des machines thermiques sont maintenant faciles à définir. La première loi établit que, partout où les énergies thermique et mécanique se trouvent converties mutuellement l'une dans l'autre, cette transformation a lieu dans la proportion d'une unité thermique pour chaque équivalent mécanique défini comme précédemment. D'après la seconde loi, au cours d'une semblable conversion, une portion quelconque de l'énergie thermique présente peut être convertie dans une proportion égale au produit de la quantité de chaleur, ou de la température absolue, par un autre facteur, dont la forme et l'importance sont déterminées par d'autres conditions physiques. La première loi ne donne aucun chiffre relatif au mode de transformation, non plus qu'aucune mesure de la quantité totale d'énergie transformée ; elle dit simplement que la quantité d'énergie calorifique convertie sous l'autre forme d'énergie l'est suivant une équivalence définie. La seconde loi, bien qu'elle affirme seulement que la quantité transformée est proportionnelle à la chaleur totale présente et à la température absolue suivant laquelle la transformation a lieu, permet, grâce à sa combinaison avec la première loi, d'opérer une détermination exacte de la quantité actuelle d'énergie ainsi transformée.

La première loi nous permet d'établir la seconde équation de la thermodynamique ; la deuxième loi, comme on le verra en détail, plus loin, nous donne la forme et la valeur du second terme de cette équation. Ainsi, la chaleur, de quelque source qu'elle soit dérivée, une fois emmagasinée dans la masse de tout corps évoluant, devient sujette à ces deux lois. Tandis que la première d'entre elles détermine la quantité d'énergie susceptible d'être produite par unité d'énergie calorifique transformée, la seconde définit à la fois la proportion de chaleur totale emmagasinée, qui, dans les conditions données, pourra être ainsi transformée, et les proportions des quantités de chaleur, utilisée et perdue. On ne pourra fournir, à un corps qui contient une quantité donnée d'énergie calorifique, aucune énergie additionnelle *de cette espèce* autre que de la chaleur à une température plus élevée. Une fois que cette quantité additionnelle d'énergie a pénétré dans le corps, on ne peut plus l'en retirer à l'état de chaleur distincte à haute température, car elle s'est incorporée dans la provision totale d'énergie, et mélangée avec la réserve primitive, elle se trouve soumise à la seconde loi de la thermodynamique, pour toutes les opérations où une transformation est en jeu.

88. — La thermodynamique pure de la matière, ainsi que les modifications physiques et chimiques de cette dernière, doivent constituer une étude préliminaire indispensable à l'intelligence complète de la théorie des machines thermiques. Dans toutes celles-ci, en effet, les opérations qu'il convient d'étudier ne sont-elles pas uniquement composées des variations de température, de pression et de volume, d'un fluide moteur.

L'état physique de la matière est déterminé par l'intensité des forces internes et par la quantité de chaleur, c'est-à-dire de l'énergie calorifique, présente dans la masse, et il varie suivant qu'il y a apport ou perte par le contact avec des corps extérieurs. L'énergie intrinsèque d'un corps solide est une forme d'énergie potentielle ; l'équilibre est maintenu par le rapport qui existe entre les volumes et les températures, et cette énergie se développe cinétiquement, en produisant un travail, à mesure que la température et la réserve de chaleur se trouvent réduites. Ceci est également

vrai pour les liquides, bien qu'ils aient une plus grande réserve d'énergie moléculaire potentielle et qu'ils aient, par suite de la dilatation qui leur a donné naissance, perdu la stabilité de forme. L'étude des changements d'état, retracés plus loin, comprend d'abord les vapeurs, puis les gaz permanents et enfin les gaz parfaits. Dans ces derniers il existe un équilibre complet entre les pressions extérieures et la tension totale (correspondant à la pression de l'énergie calorifique, et on ne peut y observer aucun phénomène interne de condensation. Dans ces gaz, l'énergie calorifique totale est exactement proportionnelle à la température absolue et a constamment pour mesure le produit du poids, de la chaleur spécifique réelle et de la température absolue.

89. — Les solides, les liquides et les gaz constituent les trois états que peut occuper la matière. La structure exacte et la constitution de la matière ne sont connues qu'en ce que les sens, aidés des instruments mis par la physique à notre disposition, nous permettent d'observer ; on ne sait rien de sa composition intime.

Dans l'état actuel de nos connaissances, tous les corps peuvent être rapportés à l'une de ces trois classes. En outre, tous les corps aujourd'hui connus paraissent susceptibles de revêtir, dans des conditions déterminées et différentes, une quelconque de ces trois formes.

Presque tous les liquides connus par exemple, dans certaines conditions déterminées de température et de pression, peuvent être solidifiés ou amenés à l'état gazeux ; de même, les solides peuvent être liquéfiés et vaporisés par suite d'une élévation de température, et tous les gaz sont susceptibles d'être liquéfiés et même solidifiés en les soumettant à une pression considérable et en réduisant leur température.

La matière, dans l'état actuel de nos connaissances, peut être considérée comme consistant en une aggrégation de molécules. Celles-ci sont composées d'atomes, séparés par des espaces intermoléculaires plus ou moins considérables, et s'attirant mutuellement avec une intensité qui dépend de la nature de la substance et de son volume. Cependant ces atomes sont maintenus à distance par des forces répulsives dont l'importance paraît en général dépendre

surtout de la température et qui sont peut-être uniquement dues à l'énergie calorifique présente et accumulée dans la substance. On rattache les forces attractives à deux catégories : les unes sont purement attractives tandis que les autres contribuent à donner la stabilité de forme. Les premières sont les forces de *cohésion* et les secondes les forces de *polarité*.

90. — Les solides possèdent à la fois la stabilité de forme et de volume et résistent, plus ou moins, à toute tentative d'altération ; les liquides n'ont que la stabilité de volume ; les gaz ne possèdent ni l'une ni l'autre et tendent continuellement, à toute température, à se diffuser indéfiniment dans l'espace.

Les molécules des corps solides sont reliées entre elles par la force d'attraction moléculaire et sont maintenues dans leurs positions relatives par la polarité. La polarité n'existe pas dans les liquides. Dans les gaz, on n'observe que les forces de répulsion, et l'équilibre entre la répulsion et l'attraction qui existe pour les molécules des autres corps liquides ou solides ne saurait exister.

Souvent, lorsque la matière change d'état, elle est obligée de passer par des états intermédiaires : les solides deviennent visqueux avant la liquéfaction complète, et les liquides passent à l'état de gaz imparfaits avant de devenir des gaz parfaits. Ceux-ci sont absolument libres de l'influence des forces d'attraction moléculaire. Tous les gaz connus sont plus ou moins imparfaits ; toutefois, un certain nombre d'entre eux, comme l'oxygène, l'hydrogène et l'azote, dans leur état ordinaire, peuvent, en pratique, être considérés comme parfaits.

Les *points de fusion et d'ébullition*, autrement dit les températures de congélation et de liquéfaction, sont, comme il a été déjà établi, déterminés pour chaque fluide à une pression déterminée ; ils varient en effet avec cette dernière. Une augmentation de pression élève souvent le premier et toujours le second. La glace, dont la fusion est, au contraire, accompagnée d'une contraction, présente une rare exception ; son point de fusion est ordinairement abaissé par l'accroissement de la pression.

La pression P , à laquelle le point d'ébullition atteint une cer-

taine température T, mesurée sur l'échelle absolue, est exactement donnée, pour différents liquides, par une formule établie par Rankine et représentant les résultats d'expérience trouvés par Regnault.

$$\log p = A - \frac{B}{T} - \frac{G}{T} \tag{1}$$

et, pour la détermination inverse,

$$T = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{A - \log p}{C} + \frac{B^2}{4C^2}\right) - \frac{B}{2C}}}; \tag{2}$$

Constantes des formules 1 et 2 pour des pressions exprimées en millimètres de mercure et des températures en degrés centigrades :

FLUIDES	A	Log B	Log C	$\frac{B}{2C}$	$\frac{B^2}{4C^2}$
Eau	7,8143	3,1811430	5,0881857	0,0061934	0,000038358
Sulfure de carbone.	6,8990	3,0520049	4,7078426	0,011044	0,00012197
Alcool au-dessus de 0° C.	7,5259	3,0570610	5,2426805	0,0032610	0,000010634
Essence de térében- thine au-dessus de 40° C.	6,2522	2,9625209	5,3712157	0,0019511	0,0000038067
Chloroforme au-des- sus de 70° C. . .	5,8075	2,4007279	5,3919420	0,00051022	0,00000026032
Ether.	7,1284	3,0596304	4,7065130	0,011275	0,00012712

Pour adapter la formule à des pressions exprimées en kilogrammes par mètre carré, il suffit d'ajouter à la constante A le nombre : 4,13344.

Pour l'eau, A est donc égal à : 7,8143 + 4,13344 = 8,94771.

La formule donnée par Regnault lui-même est adaptée à l'échelle centigrade et les pressions y sont données en millimètres de mercure pour des températures t_m dépassant 100° centigrades.

$$\log p = a + ba^x - c\beta^x \tag{3}$$

où x = t_m + 20 et

$$\begin{aligned} a &= 6,2640348 & \log b &= 0,139743 \\ \log a &= 9,994049292 - 10 & c &= 0,6924351 \\ \beta &= 9,998343862 - 10 \end{aligned}$$

Pour des températures comprises entre les points d'ébullition et de congélation on a :

$$\log p = a + bat - c\beta t$$

où, d'après les corrections de Moritz¹ :

$$\begin{aligned} a &= 4.7393707 : & \log b &= 8,1319907412 - 10; \\ \log a &= 0,006864937152 : & c &= 0.6117407673. \\ \beta &= 9,996725536856 - 10 \end{aligned}$$

On trouvera, dans les traités de physique, les températures de fusion et d'ébullition des métaux et des diverses substances.

L'éther qui, suivant toute apparence, remplit l'espace et sert à la transmission de la lumière et de la chaleur émanés du soleil, est un gaz, d'une ténuité et d'une raréfaction si complète, qu'il n'oppose aucune résistance mesurable aux corps qui composent le système solaire et les autres mondes, d'une légèreté spécifique si faible et d'une élasticité si élevée que les vibrations y sont transmises à une vitesse deux cent cinquante mille fois plus grande environ qu'à travers l'hydrogène qui est pourtant le plus léger des gaz. On doit en conclure que la densité de l'éther est cinq cent fois moindre que celle de l'hydrogène qui peut se trouver répandu dans les espaces interplanétaires.

La *théorie cinétique de la matière* est aujourd'hui une science acceptée par tous les savants. D'après elle, tout gaz consisterait en une agglomération de molécules, simples ou complexes, animées de mouvements très rapides les unes autour des autres et qui se choquent² mutuellement ou viennent frapper les surfaces opposées à leur diffusion avec une violence dépendant de leur vitesse propre. Cette vitesse serait déterminée par la température de la masse. Les distances intermoléculaires, qui constituent les espaces où peuvent s'agiter les molécules, sont d'étendue relativement grande dans les gaz. Dans les liquides, ces espaces sont considérablement réduits par l'action des forces attractives qui

¹ Clausius.

² Boltzmann suppose que les chocs peuvent être rares, sinon impossible, les molécules décrivant des trajectoires hyperboliques, semblables aux orbites des comètes, sans qu'il y ait contact.

sont devenues sensibles. Dans les solides, les molécules ne peuvent vibrer qu'autour d'un point déterminé et sans qu'il y ait changement dans la position relative des différentes particules, en raison de l'action de la polarité et de la cohésion mises en jeu par la contraction résultant de la solidification.

L'état intérieur ou la forme de la matière seraient donc ainsi déterminés par l'action de forces externes ou internes. L'intensité des forces internes, attractives et répulsives, et de la pression extérieure détermine suivant les cas la forme liquide ou gazeuse que doit présenter une substance ; l'action de la polarité a pour résultat la production de l'état solide quand les molécules, sont assez rapprochées pour qu'elle puisse agir. L'élévation de température, en modifiant l'intensité des forces moléculaires et en séparant les molécules, amène le solide à passer d'abord à l'état pâteux, puis à l'état liquide, lorsque la température s'élève suffisamment. Le corps se vaporise et se transforme en gaz si l'on augmente encore la température ; la répulsion est produite par le mouvement calorifique entraînant la séparation des molécules.

Les dimensions d'une molécule sont probablement les mêmes pour chaque sorte de matière, mais elles doivent différer pour les diverses substances. Sir William Thompson estime que le diamètre d'une molécule de verre doit être compris entre un vingt-cinq millionième et deux cent cinquante millionièmes de pouce, soit entre $\frac{1}{1\ 000\ 000}$ et $\frac{1}{10\ 000\ 000}$ de millimètre. D'après lui, si une goutte d'eau, de la grosseur d'un pois, était grossie de manière à occuper un volume égal à celui de la terre, ses molécules ne paraîtraient pas plus grosses qu'une balle de fusil¹. Le même savant a calculé le nombre de molécules contenues dans un centimètre cube d'un gaz parfait, à la pression atmosphérique et à 0° ; il indique le chiffre de 10²³. Suivant Avogadro, ce nombre serait identique pour tous les gaz parfaits.

Plateau² conclut, d'expériences entreprises par lui sur l'épaisseur des bulles liquides, que le rayon d'attraction moléculaire est

¹ Nature, 1870. Silliman Journal of sciences and Art, juillet 1870.

² Smithsonian Report; 1856.

inférieur à $\frac{1}{28}$ de millimètre, et Wartmann¹ donne à cette distance une valeur moindre encore. Robison avait, longtemps avant ces savants², déduit d'expériences sur les anneaux de Newton que l'effet de la pression est manifeste, avant le contact, à une distance d'environ $\frac{1}{200^e}$ de millimètre. Powell³ a découvert cette action à une distance de $\frac{1}{40}$ de millimètre.

90 bis. — **Les travaux interne et externe**, quand il se produit un changement d'état physique, sont toujours les causes immédiates des changements de volume et d'arrangement moléculaire. Comme ce changement de conditions implique l'application d'une force pour surmonter la résistance atomique et moléculaire, lorsqu'il est interne, ou inversement, dès qu'il y a modification du volume, il y a dépense ou production de travail et, au cours du phénomène, un équivalent d'énergie se transforme en travail, ou inversement. Le travail ainsi accompli est indépendant des forces et des conditions extérieures; il n'est fonction que des forces mises en jeu, des espaces parcourus ou de l'altération de volume qui accompagne le changement physique opéré. C'est ce que l'on appelle le *travail interne*, et l'énergie correspondante a reçu le nom d'*énergie interne*.

Les changements de volume d'une masse donnée, en présence d'autres corps, impliquent un travail qui est employé à surmonter la pression extérieure, à moins que le corps ne reçoive l'assistance de forces extérieures. Le travail ainsi produit ou absorbé a reçu le nom de *travail externe*.

Ainsi donc, l'énergie peut être employée à la production de travaux externes ou internes ou des deux simultanément. D'autre part, l'énergie interne peut être transformée en travail externe ou inversement.

L'importance du travail extérieur ainsi accompli est évidemment proportionnelle à celle du changement de volume et à l'intensité.

¹ Bull. de la Soc. Genev., 1862.

² Mechanical Philosophy; vol. 1.

³ Phil. Trans., 1834.

de la pression extérieure seulement ; elle est par conséquent absolument indépendante des conditions internes.

Une équation relative aux travaux ou aux énergies interne et externe comportera donc deux variables indépendantes.

Ainsi quand la vapeur, l'air ou un gaz se détendent en poussant le piston d'une machine thermique, le travail interne accompli a pour mesure le produit de l'intensité moyenne de l'attraction moléculaire par le changement de volume qui a eu lieu, et peut dépasser en importance le travail externe. Pour la vapeur d'eau en particulier, le travail interne est très supérieur à celui qui est employé à pousser le piston. Pour l'air, le travail interne est au contraire relativement petit et très difficile à mesurer ; il devient infiniment petit et tout à fait négligeable pour un gaz parfait. Le travail interne est fonction des volumes et des forces moléculaires.

Le travail externe se mesure par le produit de la pression moyenne sur le piston et du volume engendré ; il surmonte, d'une part, la résistance opposée par le piston et, d'autre part, la répulsion moléculaire. Il existe toujours un équilibre entre cette dernière force et la somme des attractions internes et des efforts de compression externe. Quand le fluide se détend librement dans le vide, il ne produit évidemment aucun travail externe. Vers la fin de l'évolution, le travail externe, après avoir passé par l'intermédiaire de l'énergie mécanique, est ordinairement converti en chaleur.

L'énergie interne d'un corps est l'énergie potentielle qu'il possède en vertu de l'existence des forces *répulsives*. L'énergie potentielle d'une masse susceptible de condensation sous l'action de forces d'attraction interne constitue une autre forme importante d'énergie.

Les *mouvements de rotation* ne peuvent évidemment être produits ou détruits dans un fluide que par l'action d'une force que l'on peut désigner sous le nom de frottement interne ou moléculaire. Donc, par définition, un tel mouvement ne peut exister dans un gaz parfait, ou s'il existe, on peut le négliger comme étant constant.

91. — La chaleur, considérée comme une forme de l'énergie, constitue le principal sujet d'étude de la branche de physique appliquée dont nous nous occupons. Le terme chaleur peut être pris dans deux acceptions, il peut représenter la sensation due à cette action physique particulière, ou bien définir le phénomène lui-même. Nous prendrons ce mot dans cette dernière acception et nous ne considérerons ici la chaleur que comme une forme du mouvement moléculaire, comme une véritable vibration, susceptible d'être transportée d'un corps à un autre et d'être transformée en d'autres formes d'énergie. En la mesurant, il convient de considérer deux valeurs la définissant, l'une en intensité, l'autre en quantité. Puisqu'une quantité d'énergie peut exister, quelle que soit sa forme, à l'état d'énergie d'une petite quantité de matière en mouvement rapide, ou à l'état d'énergie d'une plus grande quantité de matière animée de mouvements moins violents, on doit autant tenir compte de la vitesse du mouvement calorifique, ou de « l'intensité » de la chaleur que de sa quantité présente.

La chaleur étant une forme de l'énergie ayant pour mesure le produit de la masse de la matière qu'elle a pénétrée par l'intensité de son action, c'est-à-dire par la quantité $\frac{1}{2} Mv^2 = \frac{Wv^2}{2g}$, il est évident que, suivant la substance et quel que soit le mode de transfert, la quantité d'énergie calorifique restera la même pour un même travail accompli, ou que la même énergie cinétique sera présente et restera entièrement indépendante de la nature de la substance, de poids W , de masse M et de vitesse moléculaire v , qui lui sert de véhicule.

Les *effets physiques de la chaleur*, en tant qu'énergie introduite dans la matière, sont apparents dans plusieurs classes distinctes de phénomènes.

(1) La température du corps s'élève, la sensation de chaleur que produit son contact avec le sens du toucher se trouve augmentée, en même temps que la tendance à céder de la chaleur au corps voisin est accrue.

(2) L'élasticité de volume de la substance est augmentée en même temps que décroît sa stabilité de forme.

(3) La substance augmente de volume, et, lorsque la température atteint certains points définis, l'état physique du corps se

modifie; il passe par exemple de l'état solide à l'état liquide, ou de l'état liquide à l'état gazeux.

(4) Il s'accomplit un travail externe appliqué à surmonter les forces extérieures antagonistes qui agissent sur le corps.

(5) Il se produit souvent aussi un effet secondaire, par lequel la composition chimique du corps est altérée; à certaines températures, fixes ou variables suivant les cas, les éléments s'unissent plus ou moins facilement, et la constitution des combinaisons se modifie.

Dans certaines limites, les combinaisons sont activées par un accroissement de la température, mais ce n'est pas là une loi absolue. Il se produit aussi quelquefois une véritable dissociation.

Ces phénomènes sont réversibles. On peut renverser le sens de la direction du mouvement possédé par la chaleur : produire cette dernière où tout à l'heure on la dépensait et diminuer la température là où elle était accrue.

Les effets produits par le transport de la chaleur, considérés au point de vue *dynamique*, sont :

(1) Changement de température, c'est-à-dire variation de l'énergie calorifique sensible ou de l'énergie cinétique du mouvement moléculaire.

(2) Production d'un travail interne :

(a) Travail moléculaire que l'on considère souvent comme comprenant le précédent ;

(b) Travail intermoléculaire, c'est-à-dire travail nécessaire pour surmonter la cohésion moléculaire ou les autres forces d'attraction.

(c) Travail interatomique, ou travail semblable produit à l'intérieur de la molécule pour surmonter les forces chimiques.

La température sert à mesurer l'intensité de la chaleur, et sa tendance à se transporter vers les corps environnants. Quand deux corps voisins sont à la même température, ils ne présentent aucune tendance à échanger mutuellement de la chaleur. S'ils sont à des températures différentes, il se produit entre eux un échange de température ; le plus chaud cédant au plus froid plus qu'il n'en reçoit, jusqu'à ce qu'ils soient en équilibre de température, l'écoulement de chaleur cessant alors. Plus haute est la température d'un corps, et plus ce corps se dilate, plus grande est son élasti-

cité de volume, et plus petites sont l'élasticité et la stabilité de forme. Les phénomènes inverses se passent à mesure que le corps se refroidit. Toutefois, deux corps dissemblables ne présentent pas généralement les mêmes élasticités aux mêmes températures.

On mesure ordinairement les températures au moyen de thermomètres dont la graduation est conventionnelle, et peut même différer suivant les instruments. Cette graduation est opérée au moyen de deux températures déterminées et variables. On a choisi à cet effet la température de fusion de la glace et le point d'ébullition de l'eau pure sous la pression barométrique moyenne, au niveau de la mer. L'échelle centigrade résulte de la division de cet écart de température en 100°, le point zéro correspondant à la température de fusion de la glace. Dans l'échelle Fahrenheit, cet écart de température est divisé en 180°, et le chiffre 32 est affecté au point de fusion de la glace. La réduction de températures, donnée par ces deux graduations, s'opère facilement :

$$C = \frac{5}{9} (F - 32) \quad (1)$$

$$F = \frac{9}{5} C + 32, \quad (2)$$

où C et F représentent respectivement les températures exprimées en degrés centigrades ou Fahrenheit.

L'échelle des températures absolues est basée sur cette supposition que son zéro représente le zéro réel de l'énergie calorifique, point choisi de telle sorte que la pression d'un gaz parfait à volume constant, que le volume d'un tel gaz à pression constante ou que le produit du volume par la pression, quand ces deux quantités sont variables, soient nuls, grâce à la soustraction complète de chaleur. L'expérience montre que le rapport de $p_0 v_0$, pris à la température de la glace fondante, à $p_1 v_1$ pris au point d'ébullition de l'eau est, pour les gaz sensiblement parfaits :

$$\frac{p_0 v_0}{p_1 v_1} = \frac{1}{1,365}, \text{ environ} \quad (3)$$

et

$$\frac{p_1 v_1 - p_0 v_0}{p_0 v_0} = \frac{0,365}{1} \quad (4)$$

Si la différence $p_1 v_1 - p_0 v_0$ correspond à 100° , comme cela a lieu dans l'échelle centigrade, on aura pour l'échelle absolue :

$$\frac{T_0}{T_1} = \frac{p_0 v_0 - 0}{p_1 v_1 - 0} = \frac{1}{1,365} \quad (5)$$

et il existe, entre les températures T_0 et T_1 la relation.

$$\frac{T_1 - T_0}{T_0} = \frac{0,365 p_0 v_0}{p_0 v_0} ; T_0 = \frac{T_1 - T_0}{0,365} = \frac{100}{0,365} = 274^\circ \quad (6)$$

Avec la graduation Fahrenheit, on aura

$$T_0 = \frac{T_1 - T_0}{T_0} = \frac{180}{0,365} = 493^\circ \quad (7)$$

Généralement, toute température t de l'échelle commune peut se déterminer par l'expression

$$t - t_0 = \frac{t_1 - t_0}{0,365} \times \frac{pv - p_0 v_0}{p_0 v_0} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} &= 274 \frac{pv - p_0 v_0}{p_0 v_0}, \text{ Centigrade} \\ &= 493 \frac{pv - p_0 v_0}{p_0 v_0}, \text{ Fahrenheit} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Le zéro absolu est donc de :

$$- 274^\circ \text{ C ou de } - (493,2 - 32) = 461^\circ 2 \text{ F} \quad (10)$$

Les points de congélation et d'ébullition de l'eau se trouveront de même respectivement, sur l'échelle absolue, à $+ 274^\circ \text{ C.}$ ou à $+ 493^\circ \text{ F.}$ et à $+ 374^\circ \text{ C.}$ ou $+ 673^\circ \text{ F.}$

Le zéro absolu n'a jamais été atteint expérimentalement ; son existence et sa position sur l'échelle des températures ont été déterminées par la seule théorie basée sur les lois, universellement reconnues, qui président au transport de l'énergie calorifique. On ne connaît pas, avec une exactitude absolue, la valeur du coefficient de dilatation du gaz parfait. Rudberg attribue à ce coefficient, pour l'air, une valeur de 0,3648 et Regnault de 0,3665 à 0,3670. Rankine pense que l'on doit adopter le chiffre de 0,365.

Si nous prenons la valeur, donnée par Regnault, pour l'air, à volume constant, $0,3665 = \frac{1}{2,72}$ le zéro absolu sera à $- 459^\circ \text{ F.}$ ou $272^\circ,9 \text{ C.}$ Les points de congélation et d'ébullition de l'eau, sur l'échelle absolue, deviendront respectivement $+ 491^\circ,4 \text{ F}$ ou $+ 273^\circ \text{ C.}$ et $+ 671^\circ,4 \text{ F.}$ ou $+ 373^\circ \text{ C.}$

On suppose, dans de telles déterminations, que les valeurs sont les mêmes pour l'air et le gaz parfait ou que le rapport qui existe entre elles est constant et peut être exprimé, de haut en bas de l'échelle, par un coefficient uniforme¹.

92. — Il faut donc, on vient de le voir, établir une distinction entre la température et la quantité de chaleur. La chaleur, étant une forme de l'énergie et l'équivalent d'un certain travail nécessaire pour fournir cette énergie, peut évidemment se mesurer au moyen d'unités d'énergie quelconques. Or, toute unité d'énergie est le produit de deux facteurs, l'un mesurant une force, l'autre le trajet effectué sous l'action de cette force. La quantité de chaleur est une quantité d'énergie et peut se mesurer, d'une manière similaire, au moyen des unités ordinaires de l'énergie aussi bien que par ses unités propres.

L'unité thermique ou unité d'énergie calorifique est cette quantité invariable de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de poids de l'eau d'un degré, à la température minimum de l'échelle adoptée, soit 0° C. et 32° F. En Angleterre, la détermination de l'unité calorifique est basée sur le choix de la livre comme unité de poids et du degré Fahrenheit comme unité de température. En France et dans tous les pays qui emploient le système métrique, l'unité usuelle est la *calorie* ou quantité de chaleur nécessaire pour élever de 0 à 1° centigrade la température de 1 kilogramme d'eau. Rankine et Maxwell ont déterminé cette quantité de chaleur à la température correspondant à la densité maximum, mais les chiffres ainsi trouvés diffèrent fort peu des précédents et nous ne nous en occuperons pas. La réduction mutuelle des deux unités anglaises et françaises peut s'opérer facilement ; soit Q la première et Q_m la seconde,

$$\begin{aligned} Q_m &= 3,96832 Q \\ Q &= 0,251996 Q_m \\ \log Q_m &= \log Q + 0,59860663 \\ \log Q &= \log Q_m + 1,4013935 \end{aligned}$$

¹ D'après le professeur Holman, lorsqu'on se rapproche du zéro absolu, la valeur de ce coefficient serait sensiblement de $a = \frac{1}{273,7}$ C. ou, $a = \frac{1}{492,7}$ F.

Le nombre d'unités thermiques nécessaires pour produire un changement donné de température dans un corps augmente d'ordinaire légèrement à mesure que la température s'élève.

Dans les applications de la thermodynamique, on trouve généralement avantageux d'exprimer la chaleur en unités mécaniques. La détermination de l'*équivalent mécanique de la chaleur* a été effectuée au moyen de procédés basés sur la comparaison des transformations mutuelles d'énergie mécanique en énergie calorifique, et inversement.

Les mesures calorimétriques s'opèrent au moyen d'instruments appelés *calorimètres*. Ceux-ci peuvent être de différents genres, mais les plus employés dans les cabinets de physique consistent en un récipient rempli d'eau, muni de thermomètres propres à mesurer, avec la plus grande exactitude, les changements de température qui y ont lieu, et d'échelles graduées ayant pour but de jauger la quantité d'eau contenue dans l'instrument. On peut mesurer la quantité de chaleur qui traverse le calorimètre lorsque l'on connaît le volume d'eau qu'il contient et les variations de température que subit ce dernier.

Dans certains cas, il est plutôt préférable de mesurer le volume que le poids de l'eau qui remplit le calorimètre. Il faut alors connaître avec exactitude la densité de l'eau aux différentes températures pour calculer le poids du liquide contenu dans l'appareil.

Volkman a combiné les résultats obtenus dans ce sens par Hagen, Matthiesen, Pierre, Kopp et Jolly et a établi le tableau suivant, qui donne le volume et la densité de l'eau à différentes températures de l'échelle centigrade :

Temp.	Volume.	Densité.	Temp.	Volume.
0 degr. C . . .	1,000122	0,999878	15 degr. C	1,000847
1 —	1,000067	0,999933	20 —	1,001731
2 —	1,000028	0,999972	25 —	1,002868
3 —	1,000007	0,999993	30 —	1,004250
4 —	1,000000	1,000000	40 —	1,007700
5 —	1,000008	0,999992	50 —	1,011970
6 —	1,000831	0,999969	60 —	1,016940
7 —	1,000067	0,999933	70 —	1,022610
8 —	1,000118	0,999882	80 —	1,028910
9 —	1,000181	0,999819	90 —	1,035740
10 —	1,000261	0,999739	100 —	1,043230

DENSITÉ ET VOLUME DE L'EAU A DIVERSES TEMPÉRATURES

Température centigrade	Rapport du volume au volume de poids égal, à la température du maximum de densité	Différences	Poids du décimètre cube	Différences	Température centigrade	Rapport du volume au volume de poids égal, à la température du maximum de densité	Différences	Poids du décimètre cube	Différences
Degrés			Kilog.		Degrés			Kilog.	
0	1,000129	57	0,990871	57	115	1,03583	441	0,94712	397
1	1,000072	41	0,999928	41	120	1,06041	458	0,94302	410
2	1,000034	22	0,999969	22	125	1,06515	474	0,93883	419
3	1,000009	9	0,999991	9	130	1,07010	495	0,93449	434
4	1,000000	0	0,000000	0	135	1,07521	511	0,93005	444
5	1,000010	10	0,999990	10	140	1,08047	526	0,92552	453
6	1,000030	20	0,999970	20	145	1,08590	543	0,92089	463
7	1,000067	37	0,999933	37	150	1,09150	560	0,91617	472
8	1,000114	47	0,999886	47	155	1,09727	577	0,91135	482
9	1,000176	62	0,999824	62	160	1,10323	596	0,90542	493
10	1,000253	77	0,999647	77	165	1,10936	613	0,90141	497
15	1,000841	588	0,999160	587	170	1,11565	629	0,89644	511
20	1,001744	903	0,998259	901	175	1,12213	648	0,89124	520
25	1,002888	1 144	0,997120	1 239	180	1,12877	664	0,88597	527
30	1,004233	1 355	0,995765	1 455	185	1,13558	681	0,88063	534
35	1,00586	1 610	0,99418	1 58	190	1,14256	698	0,87523	540
40	1,00770	184	0,99235	183	195	1,14971	715	0,86978	545
45	1,00971	201	0,99037	198	200	1,15703	732	0,86428	550
50	1,01195	224	0,98820	217	205	1,16451	748	0,85873	555
55	1,01439	244	0,98582	238	210	1,17218	767	0,85311	562
60	1,01691	252	0,98338	244	215	1,18002	784	0,84744	567
65	1,08964	273	0,98074	264	220	1,18803	801	0,84172	572
70	1,02256	292	0,97794	280	225	1,19623	820	0,83596	576
75	1,02266	310	0,97498	296	230	1,20459	836	0,83015	581
80	1,02287	321	0,97194	304	235	1,21311	852	0,82432	583
85	1,03221	334	0,96879	315	240	1,22180	869	0,81846	586
90	1,03567	346	0,96556	323	245	1,23066	886	0,81257	589
95	1,03931	364	0,96219	337	250	1,23969	903	0,80665	592
100	1,04312	381	0,95865	354	255	1,24889	920	0,80071	594
105	1,04715	403	0,95497	368	260	1,25828	939	0,79473	598
110	1,05142	427	0,95109	388					

La loi qui préside à l'expansion de l'eau peut être exprimée par une simple épuration. Buel a calculé ainsi la table suivante, que nous avons réduite en mesures françaises et qui diffère peu de celle que Watt avait déjà donnée autrefois.

93. — La chaleur spécifique d'un corps ou sa capacité d'absorber de la chaleur est le rapport de la quantité de chaleur nécessaire pour élever d'un degré la température d'un poids donné de cette substance, dans des conditions définies, à celle qui est nécessaire pour élever d'un degré, à la température la plus basse de l'échelle, la température d'un poids égal d'eau. La chaleur spécifique d'une substance détermine ainsi l'élévation ou la chute de température qui résultera de l'addition ou de la soustraction d'une quantité donnée de chaleur.

Les chaleurs spécifiques sont de différentes espèces. La chaleur spécifique réelle d'un corps ne mesure que la quantité de calorique qui produit simplement l'altération de la température. La chaleur spécifique apparente mesure la quantité de calorique nécessaire pour produire une variation de température accompagnée d'autres changements physiques impliquant des transformations d'énergie calorifiques. Quand ces chaleurs spécifiques sont exprimées en unités d'énergie mécanique, on les appelle quelquefois, à l'imitation de Rankine, *chaleurs spécifiques dynamiques*, réelles ou apparentes, suivant le cas.

La chaleur spécifique à volume constant mesure la quantité de chaleur nécessaire pour produire un changement de température sans variation de volume. La chaleur spécifique à pression constante est en réalité une chaleur spécifique « apparente », qui détermine la quantité de chaleur nécessaire pour produire une variation de température dans des masses ou dans des fluides soumis à une pression extérieure invariable. Dans le premier de ces deux cas, la chaleur spécifique reste probablement toujours identique à la chaleur spécifique réelle; dans le dernier, au contraire, la chaleur spécifique, purement apparente, et la chaleur transmise au corps comprennent une partie qui n'affecte pas la température de la masse, mais est employée à des transformations d'énergie d'une forme à une autre.

Ces deux espèces de chaleurs spécifiques représentent donc la quantité de chaleur, exprimée en mesures thermiques, qui produit une variation de température de 1 degré, de l'unité de poids du corps considéré, dans des conditions déterminées. On choisit quelquefois, nous l'avons dit, pour base de la comparaison, la température de l'eau à son maximum de densité (3° 9 centigrades). Rankine a donné l'expression suivante comme représentant la chaleur spécifique de l'eau :

$$c = 1 + 0,000\ 000\ 309 (t - 39,4)^2; \text{ (Fahr.)} \quad (1)$$

$$c_m = 1 + 0,000\ 001 (t - 3,94)^2; \text{ (C.)} \quad (2)$$

La chaleur totale h (en unités thermiques), nécessaire pour élever la température de l'unité de poids d'eau de t_1 à t_2 , est donné par la formule :

$$h = t_2 - t_1 + 0,000\ 000\ 103 [(t_2 - 39,4)^3 - (t_1 - 39,4)^3] \quad (3)$$

$$hu = t_2 + t_1 + 0,000\ 000\ 33 [(t_2 - 4)^3 - (t_1 - 4)^3] \quad (4)$$

La chaleur spécifique c , déterminée par expérience, est évidemment :

$$c = \frac{wt}{w_1 t_1}$$

où w et w_1 représentent respectivement les poids du corps considéré et de l'eau ou de la substance qui sert d'étalon et t et t_1 les températures extrêmes entre lesquelles a lieu le refroidissement résultant de l'immersion du corps dans le poids d'eau donné.

Les chaleurs spécifiques des solides et des liquides, à volume constant et à pression constante, diffèrent tellement peu entre elles pour les liquides et les solides que l'on ne tient pas compte ordinairement de ces conditions dans leur énoncé. Ces différences sont en réalité à peine mesurables².

Dulong et Petit ont découvert que, dans certains groupes de corps, le produit de la chaleur spécifique par le poids atomique est constant pour le groupe entier. Ce produit, pour les corps simples, est

1. Machines à vapeur, p. 246.

2. Voir Constants of Nature; Part. II; Clarke.

de 6,5 environ. Ainsi nous aurons, en représentant la chaleur spécifique réelle par c_v ,

$$c_v = \frac{6,5}{\text{poids atomique}}, \text{ environ.}$$

On obtient la chaleur spécifique des alliages en ajoutant les produits du poids de chacun des éléments qui le constituent par la proportion en centième, suivant laquelle il entre dans la combinaison, et en divisant le tout par 100.

Regnault a trouvé que les chaleurs spécifiques des alliages éloignés de leur point de fusion sont égales aux moyennes des chaleurs spécifiques de leurs éléments constitutifs.

Dulong et Petit ont trouvé que la chaleur spécifique du fer s'élevait de 0,1098, en moyenne, entre 0° et 100°, et de 0,1255 entre 0° et 350° C. Pour le cuivre, la chaleur spécifique augmente d'une manière analogue de 0,0927 à 0,1013; pour le zinc, de 0,0927 à 0,1015 et pour le platine, de 0,0335 à 0,0343, et de 0,03818 à 1400° C. Holman a trouvé pour cette dernière ¹ :

$$\begin{aligned} c &= 0,0328 + 0,000\ 003\ 022 (t - 32) + 0,000\ 000\ 000\ 009 (t - 32)^2; \\ &= 0,0328 + 0,000\ 000\ 544 t_m + 0,000\ 000\ 000\ 016 t^2 \end{aligned} \quad (5)$$

suivant qu'il s'agit des échelles Fahrenheit ou centigrade. Pour le fer, le même savant a trouvé

$$\begin{aligned} c &= 10687 + 0,000\ 030\ 4 (t - 32) + 0,000\ 000\ 023\ 8 (t - 32)^2; \\ &= 0,106\ 87 + 0,000\ 054\ 7 t + 0,000\ 000\ 042\ 8 t^2 \end{aligned} \quad (6)$$

La loi de Dulong et Petit équivaut à cet énoncé : la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1° la température d'un atome, d'un corps simple à l'état solide, est la même pour tous ses éléments. La loi de Neumann dit que tous les corps solides, de compositions chimiques similaires, demandent la même quantité de chaleur par atome, mais que cette quantité est inférieure à ce qu'elle serait si les éléments restaient isolés. La chaleur spécifique des corps simples est plus grande que celle des corps composés. Wøsting et Garnier ont trouvé que la chaleur spécifique des molé-

cules est égale à la somme des chaleurs spécifiques de leurs atomes constitutifs, conclusion en partie confirmée par Keep. Il y a cependant de nombreuses exceptions et Thompson et Tait ont formulé ce principe que, si des forces impulsives agissent sur un système de points matériels, il y a production d'une plus grande d'énergie cinétique, s'ils sont à l'état libre, que quand ils sont combinés.

Le tableau suivant, emprunté surtout à Dulong et Petit et à Pouillet, donne les chaleurs spécifiques d'un grand nombre de corps solides et liquides :

CHALEUR SPÉCIFIQUE DES CORPS SOLIDES ET LIQUIDES

Acide chlorhydrique.	0,18450	Etain (solide).	0,05693
Acide sulfurique	0,34300	— (liquide).	0,06370
Acier.	0,11700	Ether (liquide)	0,50342
Alcool (liquide).	0,61500	Fer	0,11379
Aluminium.	0,24430	Fonte	0,42983
Ammonium (en vapeurs)	0,50830	Galène	0,05088
Anthracite	0,20100	Glace.	0,50400
Antimoine	0,05077	Graphite	0,20083
Argent	0,05701	Huile d'olive	0,30960
Arsenic.	0,08140	Huile de turpentine (liquide) } 0,46727	
Benzène.	0,45000	Iceland spar	0,20850
Bismuth (solide)	0,03084	Iodure de mercure.	0,04197
— (liquide).	0,03630	— potassium	0,08161
Bromine (liquide).	0,10700	— d'argent	0,06159
Charbon bitumineux	0,20083	Iode (solide)	0,05412
Chaux	0,21483	— (liquide).	0,40822
Charbon de bois.	0,24150	Iridium	0,18870
Chlorure de baryum.	0,89570	Laiton	0,09391
— — calcium.	0,16420	Magnésium	0,24990
— — plomb.	0,06641	Manganèse	0,42170
— — magnésium	0,19460	Marbre.	0,20989
— — manganèse	0,14250	Mercure (liquide)	0,03332
— — strontium	0,11990	(solide).	0,03172
— — zinc.	0,13618	Nickel	0,10863
Cobalt	0,10696	Nitrate de soude	0,27821
Corindon	0,19762	— — d'argent	0,14352
Cuivre	0,09515	Nitre.	0,23875
Diamant	0,14687	Or.	0,03244
Eau	1,00000	Oxygène	0,21750
Esprit de bois	0,64500	Palladium.	0,05928

Pétrole	0,46840	Silicium	0,17740
Phosphore	0,18870	Sodium	0,29340
Platine	0,03243	Soufre (natif)	0,17760
Plomb (solide)	0,03065	— (purifié)	0,20259
— (liquide)	0,04020	— (liquide)	0,23400
Potassium	0,16956	Sulfure de zinc	0,12813
Saphir	0,21737	Tungstène	0,03342
Sel marin	0,17295	Verre	0,19766
Sélénium	0,07446	Zinc	0,09555
Silice	0,19132		

Les chaleurs spécifiques des gaz diffèrent de celle des solides non seulement comme valeur, mais aussi comme mode de variation. La chaleur spécifique à volume constant, que l'on peut considérer comme la véritable chaleur spécifique d'un corps, diffère très notablement de la chaleur spécifique à pression constante. Ces deux chaleurs spécifiques sont cependant égales pour les gaz parfaits et approximativement les mêmes pour les gaz dits permanents ; leur rapport, qui est une quantité que l'on retrouve souvent dans les études thermodynamiques, est également constant pour les corps.

Ce rapport a été donné pour l'air par Rankine, qui l'a calculé d'après des expériences de Moll et Van Beck sur la vitesse du son dans l'air et serait $\gamma = 1,408$. Clausius lui assigne une valeur de 1,410, Masson de 1,419, Weisback de 1,4025, Cazin de 1,410, Rontgen de 1,4053, de Kayser de 1,4106. Ordinairement on prend 1,41. Les résultats des expériences de Dulong¹ sont venus confirmer ces chiffres : air : 1,414² ; oxygène : 1,413 ; hydrogène : 1,409. Le rapport des chaleurs spécifiques de tous les gaz simples est d'ailleurs probablement constant, comme on le verra plus loin (§ 96, chap. iv). Plus est grande la chaleur spécifique d'un liquide et plus grande évidemment sera la chaleur spécifique de sa vapeur.

Ces quantités peuvent en somme en être considérées comme invariables pour tous les gaz connus, éloignés de leur point de liquéfaction. On peut conclure aussi que le zéro d'un thermomètre à gaz

1. *Annales de chimie et de physique*, novembre 1849.

2. Chiffres rectifiés par M. Watt.

parfait est un zéro absolu marquant le point où l'énergie calorifique et le mouvement sont nuls. On a trouvé par expérience la chaleur spécifique à pression constante avec une approximation suffisante, mais on n'a pu déterminer encore directement la chaleur spécifique à volume constant.

On distingue ordinairement ces chaleurs spécifiques en les désignant par les lettres c_p ou c_v et K_p ou K_v , suivant qu'on les mesure en unités thermiques ou mécaniques. Si J représente l'équivalent mécanique de la chaleur déterminé par Joule, on aura :

$$\begin{aligned} Jc_p &= K_p ; Jc_v = K_v ; \\ c_p &= \frac{K_p}{J} ; = c_v \frac{K_v}{J} ; \\ \gamma &= \frac{c_p}{c_v} = \frac{K_p}{K_v} \end{aligned}$$

Il paraît probable que c_v et K_v sont toujours identiques à la chaleur spécifique réelle de la substance et que leur valeur est invariable et entièrement indépendante des changements d'état physique.

Ces chaleurs spécifiques sont relatives à l'unité du poids de fluide considéré et mesurent, en unités thermiques, la chaleur nécessaire pour élever sa température de 1 degré.

On a besoin, dans certains cas, de rapporter la chaleur spécifique aux volumes et de comparer la quantité de chaleur, nécessaire pour élever d'un degré la température de l'unité de volume, à celle qui produit le même effet sur l'unité de volume d'une substance prise comme étalon. La substance choisie est presque toujours l'air atmosphérique et l'on trouve, dans les ouvrages spéciaux, des tables donnant les chaleurs spécifiques en fonction de celle de l'eau et de l'air prise comme unité. Il existe donc pour les gaz deux chaleurs spécifiques à pression constante et deux autres à volume constant, auxquelles on peut donner respectivement les noms de chaleurs spécifiques, densimétriques et volumétriques.

On trouvera, dans le tableau suivant, les chaleurs spécifiques des gaz d'après Clausius et Regnault. La chaleur spécifique de l'air fut déterminée par Rankine, au moyen de considérations théoriques,

avant que l'on ait entrepris des recherches expérimentales qui lui ont donné sa valeur réelle :

CORPS	SYMBOLE	DENSITÉ	CHALEUR SPÉCIFIQUE à pression constante		CHALEUR SPÉCIFIQUE à volume constant	
			Densi- métrique	Volu- métrique	Densi- métrique	Densi- métrique
Air	—	1	0, 23730	1	0, 1684	1
Oxygène.	O ²	1, 1056	0, 21751	1, 013	0, 1551	1, 018
Azote	N ²	0, 9713	0, 24380	0, 9970	0, 1727	0, 996
Hydrogène.	H ²	0, 0692	3, 40900	0, 9930	2, 4110	0, 990
Chlore	Cl ²	2, 4502	0, 12049	1, 248	0, 0928	1, 350
Brome	Br ²	5, 4772	0, 05552	1, 280	0, 0429	1, 395
Oxyde de carbone	CO	0, 9673	0, 2450	0, 998	0, 1736	0, 997
Acide chlorhydrique	HCl	1, 2596	0, 1852	0, 982	0, 1304	0, 975
Acide carbonique	CO ²	1, 5201	0, 2869	1, 39	0, 172	1, 55
Acide nitrique	N ² O	1, 5241	0, 2262	1, 45	0, 181	1, 64
Vapeur	H ² O	0, 6219	0, 4805	1, 26	0, 370	1, 36
Sulfure de carbone.	CS ²	2, 6258	0, 1569	1, 74	0, 131	2, 04
Hydrogène carboné.	CH ⁴	0, 5527	0, 5929	1, 38	0, 468	1, 54
Chloroforme.	CHCl ³	4, 1244	0, 1567	2, 72	0, 140	3, 43
Gaz oléifiant.	C ² H ⁴	0, 9672	0, 4040	1, 75	0, 359	2, 06
Ammoniaque	NH ³	0, 5894	0, 5084	1, 26	0, 391	1, 37
Alcool.	C ² H ⁶ O	1, 5890	0, 4534	3, 03	0, 440	3, 87
Ether	C ² H ¹⁰ O	2, 5573	0, 4797	5, 16	0, 453	6, 87

On remarquera surtout, d'après ce tableau, que la chaleur spécifique densimétrique de l'hydrogène est considérablement supérieure à celle des autres gaz.

La *chaleur latente* n'est pas, à proprement parler, de la chaleur ; elle représente l'équivalent de la quantité de chaleur qui se trouve dépensée, dans certaines opérations, pour accomplir un travail interne ou externe, ou tous deux à la fois. Elle a donc disparu en tant que chaleur par sa transformation en énergie mécanique, cinétique ou potentielle. Ainsi, dans la fusion des solides, dans la vaporisation des liquides et dans l'expansion du corps soumis à une élévation de température, l'augmentation de volume se produit toujours en dépit de la pression extérieure ou de la résistance interne et moléculaire ; le produit de l'intensité moyenne p de cette résistance par le changement de volume élémentaire dv donne la mesure du travail accompli :

$$\int dU = \int p dv$$

travail qui, d'après les lois générales de l'énergie, ne peut être accompli que par la dépense de son équivalent d'énergie sous une forme quelconque et, dans le cas qui nous occupe, sous forme calorifique. Une partie, $L' = U'$, de la chaleur transmise au corps éprouve une transformation de sa forme cinétique sensible, elle devient alors « latente » sous la forme potentielle « d'énergie de position » des molécules séparées et de travail extérieur accompli pendant leur écartement. C'est donc une expression impropre que de dire qu'un corps, dilaté par la chaleur, contient une certaine quantité de chaleur latente, puisque cette chaleur, dont l'absorption a été dévoilée tout d'abord par le docteur Black et par James Watt, a cessé d'exister en tant que chaleur. C'est cette chaleur, dite latente, ou plutôt l'énergie calorifique ainsi transformée, qui produit toutes les altérations de volume et toutes les variations de travail interne ou externe et qui, seule, accomplit un travail. Elle est toujours égale à

$$L' = U' = \int p' dv, \quad (7)$$

où p' est l'intensité de la somme des résistances internes et externes que rencontre l'accroissement de volume.

Les procédés inverses amènent la restitution de l'énergie sous forme de chaleur sensible précisément égale elle-même à la quantité donnée ci-dessus. La chaleur latente réapparaîtra donc sous forme de chaleur par suite d'une diminution de volume ou d'une condensation.

Clausius a donné à la chaleur ainsi disparue, ou plutôt transformée, le nom de « travail de la chaleur », que celle-ci soit appliquée à la production d'un travail interne ou d'un travail externe.

La chaleur latente de dilatation est cette quantité de chaleur qui disparaît pour se transformer en énergie potentielle équivalente, chaque fois qu'un corps se dilate lorsqu'on lui fournit l'énergie sous cette forme. Ainsi, si un poids d'air égal à l'unité se dilate à pression constante de telle manière que sa température s'élève de 1 degré, et que son volume s'accroisse de telle sorte que la pression reste invariable, l'absorption de chaleur correspond à la chaleur spécifique à pression constante $c_p = 0,237$. Si, pour une

même élévation de température, il n'y a pas d'accroissement de volume, la chaleur absorbée est proportionnelle à $c_v = 0,168$. La différence $c_p - c_v = 0,069$ représente la chaleur disparue sous cette forme et transformée; elle peut servir à mesurer la chaleur latente de dilatation et le travail ou l'énergie nécessaires pour produire l'augmentation de volume, en surmontant les forces antagonistes qui, dans le cas présent, sont surtout extérieures et dues à la pression qui s'exerce sur le corps. Dans tous les gaz qui ne se rapprochent pas des gaz parfaits, la plus grande partie du travail de dilatation est intérieure et se trouve employée à vaincre les forces d'attraction moléculaire.

La différence $c_p - c_v$ est toujours d'autant plus grande que la masse est plus facilement dilatable sous l'action de la chaleur. La portion c_v , qui est probablement constante pour tous les corps dans toutes les conditions possibles, est, comme nous l'avons déjà dit, la chaleur spécifique réelle, tandis que c_p , qui lui est supérieur, est cette dernière chaleur augmentée de la chaleur latente de dilatation. On trouvera dans les tableaux les valeurs de $c_p - c_v = l$.

La *chaleur latente de fusion* est cette quantité d'énergie calorifique nécessaire pour produire, dans les solides, le travail de dilatation à température constante, au point de fusion. Lorsque celle-ci s'accomplit, la dilatation de la masse est telle que les forces mutuelles de direction agissant sur chaque molécule deviennent inappréciables et que, la stabilité de forme disparaissant de ce fait, le corps prend l'état liquide. Cette chaleur fournit donc la mesure du travail effectué, interne et externe, pour produire le changement de volume en dépit de la résistance moléculaire et de la pression extérieure. Cette dernière est ordinairement insignifiante si on la compare à la première.

M. Person a trouvé¹ que la chaleur latente de fusion des corps non métalliques était d'environ :

$$l = (t + 256^\circ) (c_1 - c_2) \text{ en deg. F.} \quad (8)$$

$$l = (t + 160) (c_1 - c_2) \text{ en deg. C.}$$

où t est la température de fusion et c_1 et c_2 les chaleurs spécifiques à l'état solide et liquide respectivement.

¹ *Annales de chimie et de physique*, XLI, 13.

La chaleur latente de fusion de la glace a été trouvée par expérience de 79 calories (142,5 calories anglaises). Durant la fusion, toute l'énergie calorifique, fournie à la substance, est dépensée pour le travail de dilatation et n'augmente en rien la température qui reste constante pendant la durée du phénomène.

La dépense et la transformation de l'énergie calorifique, au cours de la fusion, obéissent aux trois lois suivantes :

(1) La température de fusion ou de solidification est fixe et déterminée, pour chaque corps, suivant la pression extérieure qu'il supporte.

(2) Cette température reste constante pendant toute la période que dure le changement d'état du corps.

(3) Il se produit toujours, au cours de ce phénomène, un changement de volume d'autant plus grand que la quantité de chaleur absorbée et transformée est plus grande.

En règle générale, la température de fusion augmente avec la pression. La glace présente une exception à cette règle, la température diminuant au contraire de $0^{\circ} 0074$ centigrade par atmosphère. La variation de température est d'ailleurs d'autant moindre que les corps possèdent une cohésion plus marquée et fondent à des températures plus élevées.

La *chaleur latente de vaporisation* est la quantité d'énergie calorifique, transformée en énergie potentielle ou en énergie actuelle d'une autre forme, qui est absorbée par un liquide pour passer à l'état de vapeur. Elle représente la quantité d'énergie nécessaire pour écarter les molécules au delà du point d'équilibre qui sépare l'état liquide de l'état gazeux et auquel disparaissent à la fois les stabilités de volume et de forme. Comme on le verra (§ 112) en étudiant la théorie thermodynamique des machines thermiques, la valeur de cette quantité d'énergie représente le travail maximum qui peut être effectué par l'unité de poids du corps, lorsqu'il est employé comme fluide moteur dans les machines. Elle n'affecte pas le rendement thermodynamique, c'est-à-dire la proportion de chaleur transformée en travail pour tout écart donné de température.

Les trois lois que nous avons données plus haut, en ce qui concerne la fusion, s'appliquent également bien ici; toutefois, la

quantité de chaleur transformée est, dans le cas qui nous occupe, considérablement plus élevée. Les variations qu'elle subit avec la température et la pression, correspondant au point d'ébullition ou de liquéfaction, suivant que le changement d'état est produit par addition ou soustraction de chaleur, sont très considérables.

Regnault a obtenu, pour la chaleur latente de vaporisation de l'eau, des valeurs qu'il a très exactement exprimées au moyen de formules légèrement modifiées par Rankine

$$l = 1091,7 - 0,695 (t - 32^\circ) - 0,000\ 000\ 103 (t - 39^\circ.4)^2; \quad (9)$$

Cette formule se rapporte à l'échelle Fahrenheit ; pour l'échelle centigrade on aura :

$$l = 606,5 - 0,695 t - 0,000\ 000\ 333 (t - 4^\circ)^2 \quad (10)$$

La chaleur latente de vaporisation de l'eau à la pression atmosphérique et à 100° est de 536,5 calories.

Les chaleurs latentes de l'eau sont supérieures à celles de tout autre corps. On trouvera ci-dessous, d'après Andrews, les chaleurs latentes de vaporisation de quelques liquides, celle de l'eau étant prise comme unité :

Corps	Chal. latente	Corps	Chal. latente
Eau	1,	Sulfure de carbone	0,162
Esprit de bois.	0,492	Ether oxalique	0,136
Alcool	0,378	Brome	0,085
Ether	0,169	Péroxyde d'étain	0,059

D'après M. H. Whiting¹, l'application de la théorie moléculaire aux liquides, combinée à la théorie magnétique de la cohésion, exige certaines relations numériques entre les constantes physiques que l'on obtient toujours très exactement par expérience.

Les plus importantes sont les suivantes :

(1) « Le produit de la chaleur latente, des poids moléculaires et du coefficient de dilatation est égal à 8,4, à la température zéro pour les liquides qui se dilatent suivant la loi normale. »

(2) « Le produit de l'équivalent mécanique de la chaleur latente et de la densité est 1,2 fois plus grand que le produit

du coefficient de dilatation pour la résistance et la température absolue. »

La *chaleur totale de vaporisation* est la somme des chaleurs sensible et latente, mesurées en unités thermiques ; elle est constante pour toute pression ; mais, comme la chaleur latente de vaporisation, elle varie avec les changements de pression et par conséquent suivant le point d'ébullition. On l'appelle aussi « chaleur totale de la vapeur ». On la calcule généralement en prenant comme base une température déterminée et elle représente alors la chaleur totale absorbée entre cette température fixe et la température ou la pression de vaporisation. Ainsi, on dit que de l'eau fournie à une chaudière à vapeur à 21° centigrades et vaporisée à 4^{kg},900 par centimètre carré est vaporisée de 21° centigrades à 160° centigrades qui est le point d'ébullition à cette pression.

En unités thermiques, cette quantité de chaleur est :

$$h = c (t_2 - t_1) + l \quad (12)$$

où c est la chaleur spécifique du liquide ; $t_2 - t_1$ l'écart de température et l la chaleur latente de vaporisation à la température d'ébullition t_2 .

Pour l'eau, d'après Regnault, la chaleur totale est, en mesures métriques, donnée par la formule :

$$l_m = 606,3 + 0,305 t_2 \quad (13)$$

où la température t_2 est mesurée à partir de 0° centigrades. Quand l'eau est préalablement chauffée à une température t_3 , on doit déduire, de la valeur ainsi trouvée, ct_3 où c est la chaleur spécifique moyenne pour l'écart de température considéré.

Pour l'eau nous avons, d'après Regnault, lorsque $t_1 = 32$, en mesures anglaises,

$$\left. \begin{aligned} l &= 1091,7 + 0,305 (t_2 - 32) \\ &= 1082 + 0,305 t_2 \\ &= 1146,6 + 0,305 (t_2 - 212) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

et quand l'eau est chauffée à une température plus élevée t_3 , il faut déduire $c (t_3 - 32)$, c étant la chaleur spécifique moyenne pour l'écart de température.

On mesure le plus souvent le rendement des chaudières à vapeur par le poids d'eau prise à 100° qu'elles vaporisent, rapporté au point d'ébullition sous la pression atmosphérique. L'expérience détermine le poids d'eau vaporisée dans les conditions ordinaires du fonctionnement; l'expression précédente donne la quantité de chaleur nécessaire par kilogramme d'eau et cette quantité, divisée par la chaleur latente à la température où on veut la ramener, donne le poids équivalent cherché.

La *chaleur totale de gazéification* est donnée par l'équation :

$$h = c (t_2 - t_1) + l \quad (15)$$

où, pour la vapeur, $c = 0,4805$, sa chaleur spécifique à pression constante, et où l est une constante qui a très approximativement la valeur trouvée à 0° centigrades, soit 606,5 en mesures métriques.

La *vapeur surchauffée* nécessite pour sa production par le changement du liquide en vapeur à une température donnée, une quantité de chaleur et d'énergie entièrement indépendante de la pression et de la température d'ébullition. Ce phénomène comprend deux phases distinctes : (1) élévation de la température, par apport de chaleur sensible, de la température initiale à la température finale ; (2) accomplissement d'un travail interne grâce à la transformation d'une quantité de chaleur suffisante pour séparer les molécules et les amener à l'état qui caractérise la vapeur à la température et à la pression finales. Ces dernières quantités sont déterminées pour l'unité de masse par l'équation $\frac{pv}{T} = \text{constante}$ dans laquelle p représente la pression en kilogrammes par mètre carré, v le volume en mètres cubes du kilogramme de vapeur et T la température absolue. La constante $\frac{pv}{T}$ est égale à 47,04.

Si T est la température en degrés centigrades ;

pv le produit de la pression en kilogrammes par m^2 et du volume en m^3 du kilogramme de vapeur à l'état de gaz parfait ou de vapeur-gaz ;

h la chaleur totale, exprimée en kilogrammètres, nécessaire pour convertir un kilogramme d'eau à 0° en vapeur gaz à T sous pression constante ;

l la chaleur, en kilogrammètres, nécessaire pour élever la température du kilogramme d'eau de 0° à T :

TABLEAU DE L'ÉLASTICITÉ ET DE LA CHALEUR TOTALE
DU KILOGRAMME DE VAPEUR-GAZ

T	$p v$	H	h
0	12 853	257 468	0
10	13 320	259 504	4 236
20	13 790	261 540	8 572
30	14 257	263 576	12 708
40	14 725	265 612	16 944
50	15 193	267 648	21 180
60	15 660	269 684	25 416
70	16 130	271 720	29 652
80	16 597	273 756	33 889
90	17 065	275 792	38 124
100	17 533	277 828	42 390
110	18 000	279 864	»
120	18 470	281 900	»
130	18 937	283 936	»
140	19 405	285 972	»
150	19 873	288 008	»
160	20 341	290 044	»
170	20 810	292 080	»
180	21 277	294 116	»
190	21 745	296 152	»
200	22 213	298 188	»
210	22 680	300 220	»
220	23 150	302 260	»
230	23 617	304 296	»
240	24 085	306 332	»
250	24 553	308 368	»
260	25 021	310 405	»
270	25 490	312 440	»
280	25 957	314 476	»
290	26 425	316 512	»
300	26 894	318 550	»

Dans la colonne H du tableau ci-dessus se trouvent les valeurs, pour les mêmes températures, des chaleurs totales de gazéification, en kilogrammètres, nécessaires pour transformer un kilogramme d'eau liquide à 0° en *gaz parfait* à une température donnée et à la pression correspondante à l'état gazeux à cette température. On suppose que la vapeur à 0° est un gaz parfait, de sorte que la cha-

leur totale de gazéification à cette température H_0 est simplement la chaleur latente de vaporisation, d'après la formule 14 on aura :

$$H_0 = 686,5 \times 425,8 = 257\,468 \text{ kilogrammètres}$$

et alors pour la chaleur totale de gazéification du kilogramme de vapeur-gaz à T_1 on a :

$$H = H_0 + K_p (T_1 - T_0) \quad (16)$$

et l'on a pour la chaleur totale de gazéification du kilogramme de vapeur-gaz à la température T

$$H = 257\,468 + 201 T.$$

$$K_p = 0,475 \times 425 = 201 \text{ kilogrammètres par } 1^\circ \text{ centigrade.}$$

La colonne h du tableau donne la quantité de chaleur en kilogrammètres nécessaire pour élever le kilogramme de liquide de 0° à T° en tenant compte de l'accroissement de la chaleur spécifique avec la température, mais, dans la pratique, il est presque toujours suffisamment exact de prendre la formule

$$h = 425 T.$$

La chaleur spécifique de la vapeur surchauffée est variable suivant la pression p et, d'après Zeuner, elle est égale à :

Pour :

p en kilogrammes par centimètre carré.	3 ^{ks} ,600	7 ^{kg}	14 ^{kg}
C_p ,	0,348	0,346	0,344

Hirn a trouvé les volumes suivants pour le volume spécifique v_s :

PRESSIONS en atmosphères	TEMPÉRATURES en degrés centigrades	VOLUMES SPÉCIFIQUES ou volume d'un kilog. de vapeur en mètres cubes V_s
1	118,5	1,74
1	141	1,85
3	200	0,697
4	165	0,4822
4	200	0,522
4	246	0,3752
5	162,5	0,3758
5	205	0,414

94. — **L'Etat critique** constitue une condition intermédiaire, entre l'état liquide et l'état gazeux, que l'on observe souvent quand la vaporisation se produit sous de hautes pressions. A la « température critique », un gaz peut être liquéfié par pression, alors que cette liquéfaction doit se produire à une température plus élevée. Lorsque la vaporisation est effectuée dans des conditions normales, la température de la masse s'élève d'abord sans qu'il y ait augmentation notable de volume ; puis, à une certaine température et à une pression correspondante, déterminée pour chaque fluide, la température cesse de s'élever et le volume de rester constant. Si on continue à fournir régulièrement de la chaleur, le volume de la masse augmente continuellement, mais la température ne s'élève pas, et ce phénomène se prolonge jusqu'à ce que le corps entier ait été réduit en vapeur, molécule par molécule. Comme nous le verrons plus loin, toute la chaleur fournie au corps pendant la première phase passe à l'état de chaleur nuisible et produit une élévation de température. Pendant la seconde phase du phénomène, la chaleur est transformée en un travail équivalent pour convertir la masse en vapeur et favoriser sa dilatation en surmontant la résistance interne et externe. Quand les pressions qui s'opposent à la dilatation sont considérables, l'augmentation de volume se produit dans de moindres proportions. Or il existe une pression à laquelle la dilatation à température constante ne pouvant plus se produire, la substance passera brusquement et en entier à l'état de vapeur. On appelle « température critique » d'un corps, la température à laquelle ce phénomène a lieu et pour laquelle la chaleur latente devient nécessairement nulle. On peut donc dire que ce point sert de limite commune entre l'état liquide et l'état gazeux ¹.

Cagniard-Latour fut le premier, en 1822, à observer ce phénomène pour l'eau et le D^r Andrews en a fait plus tard une étude approfondie ². Il conclut de ses expériences que les deux fluides sont simplement deux modifications très distinctes d'un même état physique, autrement dit que les deux états, liquide et de vapeur, présentent une continuité parfaite.

¹ Ce fait a été démontré expérimentalement par Mathias : *Comptes Rendus*, 1889, p. 470.

² *Philosophical Transactions*, 1869.

La température critique de l'acide carbonique est d'environ 30°,9 centigrades correspondant à une pression de 75 atmosphères ; celle de l'éther est de 187° centigrades, à une pression de 37,5 atmosphères ; celle de l'alcool de 258° centigrades à 119 atmosphères (d'après M. C. de la Tour) ; celle du sulfure de carbone de 263° centigrades à 66,5 atmosphères. Pour l'eau, la température critique s'élève à 460° centigrades, à une pression que l'on ne connaît pas exactement, mais que l'on estime de 750 atmosphères d'après les calculs de l'auteur. Fait très curieux, l'eau à cette température, dissout le verre. M. Cailletet a trouvé que la température critique de l'acide azotique était de 8° centigrades sous une pression de 270 atmosphères, que celle du gaz des marais était de 70° centigrades à 180 atmosphères, celle de l'oxygène et de l'acide carbonique de 29° centigrades et de 300 atmosphères ; celle de l'azote 13° centigrades à 200 atmosphères et que l'hydrogène se rapproche de la sienne à 29° centigrades et à 280 atmosphères.

Les gaz dits permanents peuvent être amenés à l'état liquide par pression quand on approche de la température critique. Ils ont été ainsi liquéfiés par MM. Cailletet et Pictet à des pressions qui se sont élevées jusqu'à 800 atmosphères ; le refroidissement nécessaire étant donné par détente avec abaissement préalable de la température.

Nous donnons ci-dessous, d'après M. J.-J. Coleman', un tableau donnant les températures relatives aux phénomènes physiques dont nous venons de parler.

CONDITIONS PHYSIQUES ET TEMPÉRATURES CORRESPONDANTES

Deg. Fahr.	Deg. Cent.			
+ 698	+ 370	Point critique de l'eau	= 195,5	pression atm.
+ 311	+ 155,4	— — de l'acide sulfureux anhydre	= 7,98	— —
+ 285	+ 141	— — du chlore	= 83,9	— —
+ 266	+ 130	— — de l'ammoniaque	= 115	— —
+ 212	+ 100,2	— — de l'hydrogène sulfuré	= 92	— —
+ 98	+ 37	— — de l'acétylène	= 68	— —
+ 89	+ 31,9	— — de l'acide carbonique	= 77	— —
+ 50	+ 10,1	— — de l'éthylène	= 51	— —

	Deg. Fahr.	Deg. Cent.		
+	32	0	L'acide nitrique bout à 32 atm	<i>Faraday.</i>
+	32	0	L'acide carbonique bout à 36 atm.	—
+	14	10	Ebullition de l'acide sulfureux anhydre	—
+	15	10,5	— — —	<i>Bunsen.</i>
—	10	23	Ebullition du chlorure de méthyle	<i>Regnault.</i>
—	10	23	L'acide carbonique bout a 19,38 atm.	<i>Faraday.</i>
—	20	29	Ebullition de l'acide sulfureux anhydre dans un courant d'air sec.	<i>Pictet.</i>
—	20	29	Liquéfaction de l'oxyde de carbone, de l'oxy- gène, de l'air et de l'azote comprimés à 300 atm. et brusquement détendus.	<i>Cailletet.</i>
—	26	32	Congélation de l'alcool contenant 52 p. 100 d'eau	<i>Pictet.</i>
—	29	33,6	Ebullition du chlore	<i>Regnault.</i>
—	29	33,7	— de l'ammoniaque.	<i>Bunsen.</i>
—	31	35	Congélation de la paraffine du commerce	<i>Coleman.</i>
—	40	40	L'acide nitrique bout à 4 atm.	<i>Faraday.</i>
—	40	40	Ebullition de l'acide carbonique à 44 atm.	—
—	40	40	— de l'éthylène à 13,5 atm.	—
—	33	47	Congélation de l'eau-de-vie	<i>Coleman.</i>
—	60	51	Ebullition de l'acide nitrique à 5 atm.	<i>Faraday.</i>
—	60	51	Ebullition de l'acide carbonique à 6,75 atm.	—
—	60	51	— de l'éthylène à 9 atm	—
—	62	52	Congélation du pétrole	<i>Coleman.</i>
—	62	52	— du rhum	—
—	123	86	Ebullition du gaz des marais à 40 atm.	<i>Wroblewski</i>
—	108	78	Ebullition de l'acide carbonique.	<i>Faraday et Regnault.</i>
—	62	52	— de l'alcool à 45 p. 100 d'eau	—
—	80	61,8	Ebullition de l'acide sulfhydrique.	<i>Regnault.</i>
—	80	62	— de l'acide carbonique à 3,95 atm.	—
—	99	73	Point critique du gaz des marais à 56 atm.	<i>Wroblewski</i>
—	103	75	Congélation de l'ammoniaque liquéfié.	—
—	103	75	— de l'alcool à 20 p. 100 d'eau.	<i>Coleman.</i>
—	112	80	Fusion de l'acide sulfureux anhydre	<i>Mitchel.</i>
—	123	86	Ebullition de l'acide nitrique	<i>Faraday.</i>
—	128	87,9	Ebullition de l'acide nitrique liquide	<i>Regnault.</i>
—	144	98	Ebullition du gaz des marais	<i>Wroblewski</i>
—	152	102	Epaississement de l'alcool amylique.	<i>Olzewski.</i>
—	152	102	Le fluorure de silicium blanchit	—
—	152	102	Liquéfaction de l'hydrogène arsénié	—
—	152	102	Ebullition de l'acide chlorhydrique	—
—	152	102	Cristallisation du chlore	—
—	152	102	Ebullition de l'éthylène.	<i>Wroblewski</i>
—	154	103	— — —	<i>Olzewski.</i>
—	166	110	Solidification dans le vide de l'éther et de l'acide carbonique.	<i>Faraday.</i>

Deg. Fahr.	Deg. Cent.		
— 171	— 113	Point critique de l'oxygène à 50 atm	<i>Wroblewski.</i>
— 171	— 113	Ebullition du gaz des marais à 16 atm. . .	—
— 175	— 113	Solidification de l'acide carbonique sous une pression absolue de 25 mm	<i>Dewar.</i>
— 175	— 113	Solidification de l'acide chlorhydrique gazeux.	<i>Olzewski.</i>
— 180	— 118	Cristallisation de l'hydrogène arsénié . . .	<i>Olzewski.</i>
— 193	— 125	Ebullition de l'acide nitrique dans le vide . .	<i>Dewar.</i>
— 200	— 129	Solidification de l'éther.	<i>Olzewski.</i>
— 202	— 130	— de l'alcool absolu	—
— 209	— 134	— — amylique	—
— 218	— 139	Ebullition de l'éthylène dans le vide.	—
— 219	— 139,5	Point critique de CO ² à 35,5 atm.	—
— 220	— 140	— de l'air à 39 atm	—
— 220	— 140	Temp. calculée de la neige de CO ² dans le vide.	<i>Pictet.</i>
— 220	— 140	Liquéfaction puis solidification de l'hydro- gène détendu à une pression de 650 atm.	<i>Pictet.</i>
— 220	— 140	Liquéfaction momentanée de l'oxygène par détente, de 320 atm.	<i>Pictet.</i>
— 231	— 146	Point critique de l'azote à 35 atm	<i>Olzewski.</i>
— 238	— 150	Ebullition de l'éthylène dans le vide. . . .	—
— 238	— 150	— de l'oxyde de carbone à 20 atm.	—
— 242	— 152	— de l'air à 20 atm.	—
— 247	— 155	Ebullition du gaz des marais.	<i>Wroblewski.</i>
— 289	— 147	— de l'oxygène.	—
— 312	— 191,4	— de l'air	<i>Olzewski.</i>
— 312	— 191,2	— —	<i>Wroblewski.</i>
— 315	— 193	— de l'oxyde de carbone	—
— 317	— 194	— — de l'azote	<i>Olzewski.</i>
— 337	— 205	— de l'air dans le vide.	—
— 248	— 211	Solidification de l'oxyde de carbone dans le vide	—
— 351	— 213	Ebullition de l'azote dans le vide.	—
?	?	Liquéfaction en gouttelettes incolores de l'hy- drogène à 100 ou 200 atmosphères. On l'ob- tient en enfermant le gaz dans des tubes de verre entourés d'oxygène bouillant dans le vide.	<i>Olzewski.</i>

95. — La définition d'un gaz parfait peut, comme nous l'avons vu, s'exprimer d'après sa constitution physique, d'après ses propriétés physiques ou par son équation thermodynamique. Un pareil gaz est constitué de telle sorte que ses molécules, n'exercent pas d'attractions cohésives ni de répulsions mutuelles, et il ne peut, quand on lui fournit de la chaleur, conserver un volume déterminé que grâce à l'application de forces extérieures. L'effort qu'il exerce

en cherchant à se détendre, c'est-à-dire sa pression ou sa tension, paraît uniquement dû à l'énergie du mouvement moléculaire, autrement dit à la chaleur.

Les propriétés physiques caractéristiques consistent en ce fait que, quand son volume est réduit à une valeur déterminée, la pression totale qu'il exerce sur les parois de l'enceinte où il est enfermé est précisément égale à la somme des pressions que produirait un nombre quelconque de portions égales de ce gaz, enfermées dans des récipients séparés et de même volume que le premier. Cela revient à dire qu'à température constante, les pressions varient en raison inverse des volumes, ce qui est l'énoncé des lois de Boyle ou de Mariotte. D'après les lois de Chasles et de Gay-Lussac, la pression ou le volume d'un gaz parfait ou leur produit, quand tous deux varient, sont en raison directe de températures mesurées à partir du « zéro absolu ».

L'expérience prouve que, plus un gaz se rapproche de cet état idéal et mieux il suit la loi de Mariotte, d'après laquelle les pressions sont en raison inverse des volumes, et la loi de Gay-Lussac suivant laquelle la pression à volume constant ou le volume à pression constante, ou leur produit, varient en raison directe des températures absolues.

L'Equation d'un gaz parfait sera donc, comme on l'a déjà vu :

$$\frac{pv}{p_0v_0} = \frac{T}{T_0} ; \frac{pv}{T} = \frac{p_0v_0}{T_0} = \text{constante} = R \quad (1)$$

On considère d'ordinaire l'unité de poids et v représente le « volume spécifique » ou le volume de l'unité de poids.

La valeur de R est ainsi constante pour tout gaz et, d'un gaz à l'autre, elle varie en raison inverse de leurs densités aux températures et aux pressions choisies comme bases. Ainsi, pour des gaz sensiblement parfaits tels que l'oxygène, l'hydrogène, l'azote et l'air, les valeurs de R sont respectivement de 26,5, de 42,3, de 30 et de 29,3 en mesures métriques.

Evidemment :

$$R = \frac{pv}{T} = \frac{p}{DT} \quad (2)$$

où D est le poids spécifique, c'est-à-dire le poids de l'unité de volume du gaz et T la température absolue.

96. — L'étude thermodynamique du gaz parfait comprend la détermination des modes de variation de la température, du volume et de la pression et les variations des quantités de chaleur et de travail qui résultent de ces changements. Il s'agit, en un mot, d'adapter à ce cas particulier l'équation générale de la thermodynamique.

Nous avons vu que l'équation générale de la thermodynamique est une expression dans laquelle la variation d'énergie calorifique est mesurée par deux phénomènes distincts ; l'application de la chaleur dans l'altération de la température du fluide évoluant, c'est-à-dire, le simple transport d'énergie calorifique, et la production de l'énergie mécanique ou du travail. Or, la première de ces quantités est mesurée par le produit de l'écart des températures de l'unité de poids, toujours pris comme exemple, et de la chaleur spécifique *réelle*. La seconde est égale au produit de l'intensité de la pression totale du fluide par le changement de volume.

D'où :

$$\begin{aligned} p\mathbf{H} &= d\mathbf{S} + d\mathbf{W} ; \quad) \\ &= \mathbf{K}_v d\mathbf{T} + p d\mathbf{v} ; \quad) \end{aligned} \quad (1)$$

On peut résoudre l'équation quand, dans le second terme du second membre, on connaît la relation de p à v ou quand les valeurs des autres quantités entrant dans la formule sont déterminées par expérience.

La première loi de la thermodynamique et la détermination expérimentale de l'équivalent mécanique de la chaleur nous permettent d'exprimer la chaleur spécifique à volume constant \mathbf{K}_v , autrement dit la « chaleur spécifique dynamique réelle » en unités thermiques ou dynamiques.

La seconde loi de la thermodynamique nous apprend que la valeur de p , dans le second terme, peut être considérée comme proportionnelle à la température absolue. On peut donc, à tout instant, obtenir la valeur de p en multipliant la variation de p par \mathbf{T} , soit $\frac{dp}{dT}$ par \mathbf{T} , température absolue du fluide, d'où

$$p = \mathbf{T} \left(\frac{dp}{dT} \right) \quad (2)$$

et nous pouvons poser

$$d\mathbf{H} = \mathbf{K}_v d\mathbf{T} + \mathbf{T} \left(\frac{dp}{dT} \right) d\mathbf{v} ; \quad (3)$$

reste à déterminer la valeur des différents symboles et celle du coefficient différentiel partiel $\left(\frac{dp}{dT}\right)_v$; cette dernière, par rapport à l'expression algébrique des lois de variation des caractéristiques physiques du fluide.

Comme Rankine l'a démontré, la *Fonction thermodynamique* se déduit aussi de la seconde loi, de la manière suivante :

La seconde loi, nous l'avons vu, nous apprend que tout effet produit par une certaine quantité de chaleur étant proportionnel à cette dernière, l'est aussi à la température absolue du fluide et est égale au produit de cette quantité par une « fonction thermodynamique » dont nous pourrions déterminer de suite la forme et la valeur pour un gaz. Si φ représente cette fonction, on a :

$$dH = Td\varphi \quad (4)$$

Les *équations thermodynamiques des gaz* résultent de l'introduction, dans les équations fondamentales, des valeurs des coefficients partiels différentiels obtenus d'après l'équation caractéristique du gaz. Le gaz parfait est défini, nous l'avons vu par l'équation.

$$\frac{pv}{T} = R = \frac{p_0 v_0}{T_0}, \text{ constante.}$$

où l'indice 0 correspond à l'état de la substance à une température choisie comme base, celle de la glace fondante par exemple. En pratique, les gaz dits permanents peuvent être considérés comme parfaits. La valeur des coefficients sera dès lors

$$\left(\frac{dp}{dv}\right)_T = -\frac{p}{v}; \quad \left(\frac{dv}{dT}\right)_v = \frac{R}{v}; \quad \left(\frac{dv}{dT}\right)_p = \frac{R}{p}$$

et les équations générales deviennent :

$$\begin{aligned} dH &= Td\varphi = K_v dT + T \left(\frac{dp}{dT}\right)_v dv \\ &= K_v dT + RT \frac{dv}{v} \\ &= K_v dT + p dv; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} dH &= Td\varphi = K_p dT - \left(\frac{dv}{dT}\right)_p dp \\ &= K_p dT - RT \frac{dp}{p} \\ &= K_p dT - v dp. \end{aligned} \quad (6)$$

Puisque la valeur de la différentielle totale dv dans (5) est :

$$\begin{aligned} dv &= \frac{dv}{dT} dT + \frac{dv}{dp} dp = \frac{R}{p} dT - \frac{RT}{p^2} dp, \\ dH &= (K_v + R) dT - \frac{RT}{p} dp, \end{aligned} \quad (7)$$

et des équations (6) et (7) on tire,

$$\frac{dH}{dT} = K_p = K_v + R; \quad K_p - K_v = R; \quad (8)$$

et l'on voit ainsi, comme Clausius l'a montré le premier, que la thermodynamique est bien d'accord avec l'expérience pour démontrer la constance des chaleurs spécifiques à pression et à volume constant et de leur différence.

Puisque d'après (7)

$$\begin{aligned} dT &= \frac{vdp + p dv}{R}, \\ dH &= \frac{K_v}{R} v dp = \frac{K_v + R}{R} p dv. \end{aligned} \quad (9)$$

Mais, puisque la chaleur spécifique à pression constante k_p est aussi égale à $\left(\frac{dH}{dT}\right)_p$, il vient :

$$K_p \left(\frac{dH}{dT}\right)_p = K_v + R.$$

On peut, dès lors, réunir les trois formes d'équations pour les gaz parfaits :

$$\begin{aligned} dH &= (K_p - R) Td + p dv \\ &= K_p dT - v dp \\ &= (K_p - R) \frac{dp}{p} + K_p T \frac{dv}{v}, \end{aligned} \quad (10)$$

où la chaleur spécifique à pression constante vient remplacer la chaleur spécifique à volume constant que l'on trouve dans l'équation (5).

Introduisant ces chaleurs spécifiques et éliminant R, il vient :

$$\begin{aligned} dH &= K_v dT + (K_p - K_v) \frac{T}{v} dv \\ &= K_p dT - (K_p - K_v) \frac{T}{p} dp \\ &= \frac{K_v}{K_p - K_v} v dp + \frac{K_p}{K_p - K_v} p dv. \end{aligned} \quad (11)$$

Quand un gaz parfait se détend à température constante, il ne se produit aucun travail interne non plus qu'aucune variation dans la quantité de chaleur sensible présente à l'intérieur de la masse.

D'où, d'après les lois du transport de l'énergie, s'il n'y a pas production de travail, un poids constant d'un tel gaz, se détendant librement à température constante, n'aura besoin de recevoir aucune quantité de chaleur d'une source extérieure pour rester dans les mêmes conditions en ce qui concerne la chaleur et l'énergie.

Ces conclusions, basées sur la loi de la conservation de l'énergie, ont été confirmées par les expériences de Joule et de Thompson sur les gaz permanents. Elles ne s'appliquent pas aux gaz non permanents, tels que l'acide carbonique, comme la théorie et l'expérience le démontrent. Dans ces derniers, comme dans tous les cas où il y a production d'un travail interne, on doit fournir une certaine quantité de chaleur pendant la détente pour permettre l'accomplissement de ce travail, si l'on veut que la température reste constante. Inversement, on devra soustraire une certaine quantité de chaleur au gaz pendant la compression isothermique.

Quand un gaz parfait se détend à température constante produit un travail externe, il faut nécessairement fournir de la chaleur pour favoriser ce travail; la chaleur absorbée par le gaz sert alors au travail effectué.

Quand un gaz imparfait produit un travail dans les mêmes conditions, on doit lui fournir une certaine quantité de chaleur qui, cette fois, est équivalente aux travaux externe et interne.

Dans les gaz parfaits, la fonction thermodynamique se déduit facilement d'équations générales. Puisque cette fonction est

$$dH = Td\varphi,$$

On a :

$$\left. \begin{aligned} d\varphi &= K_v \frac{dT}{T} + \frac{dp}{dT} dv. \\ \text{Et} \quad d\varphi &= \left(K_v + R \right) \frac{dT}{T} - \frac{dT}{dv} dp. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

On peut déduire la dernière équation de la précédente en éli-

minant dv et en substituant sa valeur en fonction de dp . On a :

$$dv = \left(\frac{dv}{dT}\right)_p dT + \left(\frac{dv}{dp}\right)_T dp, \quad (13)$$

Substituant dans (12),

$$\begin{aligned} d\varphi &= K_v \frac{dT}{T} + \left(\frac{dp}{dT}\right)_v \left[\left(\frac{dv}{dT}\right)_p dT + \left(\frac{dv}{dp}\right)_T dp \right] \\ &= \left[\frac{K_v}{T} + \left(\frac{dp}{dT}\right)_v \left(\frac{dv}{dT}\right)_p \right] dT + \left(\frac{dp}{dT}\right)_v \left(\frac{dv}{dp}\right)_T dp, \end{aligned} \quad (14)$$

équation absolument générale.

Pour les gaz parfaits,

$$\frac{pv}{T} = \frac{p_0 v_0}{T_0}; \left(\frac{dp}{dT}\right)_v = \frac{p_0 v_0}{v T_0}; \left(\frac{dv}{dT}\right)_p = \frac{p_0 v_0}{p T_0}; \left(\frac{dv}{dp}\right)_T = -\frac{v}{p};$$

et, aussi, quand $dv = 0$

$$\frac{dv}{dT} = \left(\frac{dv}{pT}\right)_p + \left(\frac{dv}{dp}\right)_T \left(\frac{dp}{dT}\right)_v = 0; \quad \left(\frac{dp}{dT}\right)_v \left(\frac{dv}{dp}\right)_T = -\left(\frac{dv}{dT}\right)_p.$$

Substituant dans (14),

$$d\varphi = \left(K_v + \frac{p_0 v_0}{T_0}\right) \frac{dT}{T} - \frac{dv}{dT} dp, \quad (15)$$

qui est la seconde équation (12).

En réunissant toutes les expressions, on a

$$\begin{aligned} d\varphi &= K_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} \\ &= K_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \\ &= (K_v + R) \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}; \end{aligned}$$

et, intégrant,

$$\begin{aligned} \varphi &= K_v \log_e T + R \log_e v + C \\ &= K_p \log_e T - R \log_e p + C \\ &= (K_v + R) \log_e T - R \log_e p + C. \\ &= \left(K_v + \frac{p_0 v_0}{T_0}\right) \log_e T - R \log_e p + C. \end{aligned}$$

La valeur de C , constante de l'intégration, n'est pas déterminable

dans le cas présent, mais cela n'a pas d'importance, puisqu'elle disparaît dans les applications où l'on considère seulement les différences que subissent les fonctions thermodynamiques.

Introduisant la valeur de $\frac{K_p}{K_v} = \gamma$ et observant que

$$\begin{aligned} K_p - K_v &= \frac{p_0 v_0}{T_0}, \\ K_p &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{p_0 v_0}{T_0}; \quad K_v = \frac{p_0 v_0}{(\gamma - 1) T_0}; \\ \varphi &= \frac{p_0 v_0}{T_0} \left(\frac{\log_e T}{\gamma - 1} + \log_e v \right) \\ &= \frac{p_0 v_0}{T_0} \left(\frac{\gamma \log_e T_0}{\gamma - 1} - \log_e p \right); \end{aligned}$$

où $\gamma = 1.405$ environ pour l'air. Pour les gaz permanents¹, on prend $\gamma = 1.410$;

$$\frac{1}{\gamma - 1} = 2.431; \quad \frac{\gamma}{\gamma - 1} = 3.431.$$

La valeur de $\frac{p_0 v_0}{T_0}$, pour l'air, est estimée à 29 271 kilogrammètres par degré centigrade, en se basant sur la détermination de la valeur de $p_0 v_0$ donnée par Regnault (7 990 kilogrammètres et supposant que $t = 273^\circ$ centigrades). On trouvera des applications de l'Equation Générale des Gaz parfaits dans les exemples suivants :

(1) Quantité de chaleur nécessaire pour produire le changement de volume à pression constante,

$$dH = \frac{K_p - R}{R} v dp + \frac{K_p}{R} p dv.$$

Puisque p est constant

$$\begin{aligned} dp &= 0, \\ dH &= \frac{K_p}{R} p_1 dv; \end{aligned}$$

d'où, intégrant,

$$H = \frac{K_p}{R} p_1 (v_2 - v_1) = K_p (T_2 - T_1).$$

(2) Le gaz se détend ou se contracte à température constante.

¹ L'analyse purement théorique laisse croire que cette valeur, pour le gaz parfait, puisse être $\gamma = \frac{4}{\pi^2} = 1.205285$. — *Phil. Mag.*, 1885, p. 520.

Dans ce cas, prenons

$$dH = K_v dT + RT \frac{dv}{v}.$$

Mais t est constant.

$$\begin{aligned} dT &= 0. \\ \therefore dH &= RT \frac{dv}{v}; \\ H &= RT_1 \log \frac{v_2}{v_1} \\ &= p_1 v_1 \log \frac{v_2}{v_1} \\ &= p_1 v_1 \log r. \end{aligned}$$

(3) Pour l'expansion adiabatique ou isentropique; h est constant, alors

$$\begin{aligned} dH &= K_v dT + (K_p - K_v) T \frac{dv}{v} = 0, \\ \therefore \frac{dT}{T} + \left(\frac{K_p}{K_v} - 1 \right) \frac{dv}{v} &= 0. \end{aligned}$$

Intégrant et posant.

$$\begin{aligned} \log T + (\gamma - 1) \log v &= \text{constante} \\ T v^{\gamma-1} &= \text{const.} = T_1 v_1^{\gamma-1}. \\ \therefore \frac{T}{T_1} &= \left(\frac{v_1}{v} \right)^{\gamma-1}. \end{aligned}$$

De même de l'équation

$$dH = K_p dT - (K_p - K_v) T \frac{dp}{p} = 0$$

on tire

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{\gamma} - 1}; \left(\frac{T}{T_1} \right)^{\gamma} = \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\gamma-1}.$$

En combinant les équations précédentes, il vient

$$\left(\frac{T_1}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{p_1}{p} = \left(\frac{v}{v_1} \right)^{\gamma}; p_1 v_1^{\gamma} = p v^{\gamma} = \text{constante.}$$

Ou, de

$$dH = \frac{K_v}{K_p - K_v} v dp + \frac{K_p}{K_p - K_v} p dv = 0,$$

on tire

$$\gamma \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0;$$

et, comme plus haut,

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^\gamma;$$

(4) On se propose de chercher une expression du travail effectué par un gaz parfait se détendant à température constante, la chaleur latente d'expansion étant fournie par une source extérieure, autrement dit pour la détente isothermique :

On a

$$dH = p dv; \quad pv = \text{constante} = p_1 v_1$$

$$p = \frac{p_1 v_1}{v},$$

$$\therefore U = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \log_e \frac{v_2}{v_1};$$

ou, si le rapport de détente est

$$r = \frac{v_2}{v_1},$$

$$U = p_1 v_1 \log r.$$

(5) On se propose de mesurer le travail pendant la détente adiabatique.

On a

$$pv^\gamma = \text{constante} = p_1 v_1^\gamma.$$

$$U = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1^\gamma \int_{v_1}^{v_2} v^{-\gamma} dv = \frac{p_1 v_1}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma - 1} \right].$$

(6) On se propose de trouver la variation de température qui a lieu lorsqu'un gaz se détend adiabatiquement sans fournir de travail, comme par exemple en se détendant d'une quantité déterminée dans un espace indéfini.

De (11) on déduit :

$$dH = K, dT + RT \frac{dv}{v};$$

$$dH = 0;$$

$$RT \frac{dv}{v} = 0.$$

Puisque le travail accompli par le gaz est nul

$$\begin{aligned} \therefore 0 &= K, dT + 0; \\ &= K, dT; dT = 0; T = \text{constante.} \end{aligned}$$

97. — Le travail accompli et l'énergie dépensée par le transport et la transformation de la chaleur peuvent être ainsi facilement calculés chaque fois que l'on connaît le mode d'opération. Comme nous l'avons déjà établi, la loi des variations des pressions et des volumes peut être généralement représentée par une hyperbole et par des expressions algébriques de la forme générale

$$pv^n = \text{constante} = p_0 v_0^n$$

Dans ce cas, le travail accompli, par unité de poids, est :

$$U = \int_{v_2}^{v_1} p dv; \quad (2)$$

ou alors

$$pv^n = p_1 v_1^n = p_2 v_2; p = p_1 \left(\frac{v_1}{v} \right)^n; \quad (3)$$

et par conséquent,

$$\begin{aligned} U &= p_1 v_1^n \int_{v_2}^{v_1} v^{-n} dv = \frac{p_1 v_1^n}{1-n} (v_2^{1-n} - v_1^{1-n}); \\ &= \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1}; \end{aligned} \quad (4)$$

d'où, pour les gaz,

$$U = R \frac{T_1 - T_2}{n-1}. \quad (5)$$

Donc, le travail pendant la détente, représenté par une courbe dont l'équation est $p_1 v_1^n = pv^n$ est proportionnel à la différence des produits de la pression et du volume à la naissance et à la fin de la courbe et, dans le cas des gaz, à l'écart total des températures entre lesquelles le fluide évolue. La variation de température est ainsi, dans ce cas, directement proportionnelle à la quantité de travail accompli par un fluide qui se détend ou absorbé par un fluide que l'on comprime.

La *chaleur dépensée* est, dans tous les cas, la somme des quantités de chaleur nécessaire pour accomplir le travail interne,

le travail externe de détente et les variations de chaleur sensible. Dans les gaz parfaits, le travail interne est nul, le travail externe est mesuré comme on l'a vu plus haut, et la variation de chaleur sensible a pour expression

$$S = K_v (T_1 - T_2) \quad (6)$$

valeur positive pour la compression et négative pour la détente.

On en déduit que la chaleur totale absorbée dans les cas de la détente hyperbolique doit être $S + U$, ou

$$H = \left(\frac{R}{n-1} + K_v \right) (T_1 - T_2) \quad (7)$$

On trouve ainsi que la quantité totale de chaleur émise ou reçue au cours de ces modifications est proportionnelle à l'écart de température $T_1 - T_2$ suivant lequel le fluide évolue. On peut également en conclure que si la constance d'une des deux chaleurs spécifiques est prouvée par l'expérience, l'autre devra aussi être constante.

Dans le cas de la détente hyperbolique ordinaire opérée suivant la loi de Mariotte, $n = 1$ et l'expression du travail effectué, équation (4), devient $H = \frac{0}{0}$, valeur indéterminée.

Si nous considérons encore l'unité de poids, $p_1 v_1 = p_2 v_2 = p v$ et

$$U = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \log_e \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \log_e r; \quad (8)$$

où r est le rapport de détente. Ce cas est celui de la détente isothermique des gaz, la chaleur fournie ou enlevée au fluide étant équivalente au travail effectué et entièrement transformée.

Quand $n > 1$, la courbe passe au-dessous de l'hyperbole équilatère, et si $n < 1$, elle vient au-dessus. Dans le premier cas, il est évident que la température du gaz devra baisser et qu'elle s'élèvera au contraire à mesure que la détente se produit.

Nous rappellerons que l'on désigne par *isothermiques* les évolutions opérées à température constante et par *adiabatiques* celles qui ont lieu sans apport ni soustraction de chaleur par les parois. Une détente véritablement adiabatique ne saurait s'effectuer qu'à

l'intérieur d'un récipient dont les parois ne seraient nullement conducteurs de la chaleur. Les variations *isodynamiques* sont celles qui se produisent sans modification de l'énergie interne.

Nous pourrons dès maintenant calculer le travail de *détente isothermique* ou *adiabatique* d'un gaz en assignant à n dans l'équation, $pv^n = \text{constante}$, des valeurs convenables et déterminer exactement la quantité d'énergie calorifique transformée.

Comme nous l'avons déjà vu, pour la *détente isothermique*, on a $n = 1$, et

$$U = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \log_e \frac{v_2}{v_1} \log_e r = p_1 v_1 r; \quad (9)$$

ce qui représente la quantité de chaleur transformée en travail mécanique externe ou en énergie cinétique. Puisqu'il ne s'opère aucun changement de température, il n'y a pas de chaleur absorbée de ce fait, et puisque aucune force intermoléculaire ne vient assister le phénomène ni résister à sa production, il n'y a aucune transformation de chaleur effectuée dans ce but. La quantité U mesure ainsi la totalité de la chaleur transmise qui, en unités thermiques, et si nous désignons $\frac{1}{J}$ par A , sera exprimée par

$$\varphi = AU = \frac{U}{J} = \frac{p_1 v_1}{J} \log_e \frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1 v_1}{J} \log_e r; \quad (10)$$

où Q est la quantité de chaleur et $J = \frac{1}{A}$ l'équivalent mécanique de la chaleur.

Cette détermination peut également s'effectuer en comparant les fonctions thermodynamiques correspondant à l'état initial et à l'état final du fluide ; ainsi :

Au commencement de la détente, la fonction thermodynamique est

$$\varphi_1 = R \left(\frac{\log T_1}{\gamma - 1} + \log_e v_1 \right) + C; \quad (11)$$

elle est au contraire, à la fin, de

$$\varphi_2 = R \left(\frac{\log T_2}{\gamma - 1} + \log_e v_2 \right) + C. \quad (12)$$

Puisque la température est constante, $T_1 = T_2$ et la chaleur dépensée est :

$$\begin{aligned} U &= T_1 (\varphi_2 - \varphi_1) = RT_1 (\log_e v_2 - \log_e v_1) \\ &= RT_1 \log \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \log r. \end{aligned} \quad (13)$$

Comme auparavant, la masse détendue ou comprimée est l'unité de poids. Pour l'air, adoptant

$$T_0 = -493^{\circ} \text{ F.}, \quad R = 53,15,$$

$$U = 53,15 T_1 \log_e r. \quad (14)$$

ou, en mesures métriques,

$$U = 29,2 T_1 \log_e r.$$

29,2 représente les kilogrammètres par degré centigrade.

Pour la *détente adiabatique* des gaz, il y a deux équations de condition :

$$(a) \quad \frac{pv}{T} = \frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} = \text{constante};$$

$$(b) \quad pv^\gamma = p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma = \text{constante}.$$

Le travail pendant la détente est

$$\begin{aligned} U &= \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1^\gamma \int_{v_1}^{v_2} v^{-\gamma} dv \\ &= \frac{p_1 v_1^{1-\gamma}}{\gamma-1} (v_2^{1-\gamma} - v_1^{1-\gamma}) \\ &= \frac{p_1 v_1}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{\gamma-1} \right]; \end{aligned} \quad (16)$$

$$= \frac{p_1 v_1}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]; \quad (17)$$

et si la densité est

$$\delta = \frac{1}{v},$$

$$U = \frac{p_1}{\delta(\gamma-1)} \left[1 - \left(\frac{\delta_2}{\delta_1} \right)^{\gamma-1} \right] \quad (18)$$

On a de nouveau,

$$\begin{aligned} U &= \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1^\gamma \int_{v_1}^{v_2} v^{-\gamma} dv \\ &= \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{\gamma - 1} = R \frac{T_1 - T_2}{\gamma - 1} \end{aligned} \quad (19)$$

Pour la compression, on mesure le travail d'une manière similaire ; sa valeur est évidemment négative et on produit de la chaleur au lieu d'en dépenser.

La variation de température est contrôlée par les lois exprimées dans les équations

$$p_1 v_1 = RT_1 ; p_2 v_2 = RT_2 ; p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma ;$$

d'où

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma - 1} = T_1 r^{1 - \gamma}, \quad (20)$$

où r est encore le rapport de détente

Les courbes *isothermiques* et *isodynamiques* représentées sur un diagramme ayant trait à l'énergie calorifique sont identiques sous le double rapport de forme et de position. Comme on l'a vu, l'énergie totale interne du gaz parfait et, très approximativement, celle d'un gaz permanent, est uniquement une énergie de mouvement calorifique et elle se manifeste comme chaleur sensible, sa valeur étant proportionnelle à la température absolue du fluide. La ligne isodynamique se confond donc, pour les gaz, avec la courbe isothermique.

On obtient directement l'équation de cette courbe de celle qui définit le gaz ; ainsi :

$$T = \text{const.} \quad (21)$$

$$pv = RT = \text{const.} \quad (22)$$

en désignant les coordonnées par x et y ,

$$\begin{aligned} v &= ax \text{ et } p = by \\ xy &= \frac{pv}{ab} = \frac{RT}{ab} = \text{const.} \end{aligned} \quad (23)$$

où a et b sont des valeurs déterminées à l'échelle où l'on construit la courbe. Ainsi, pour les gaz, les lignes isothermiques et isodynamiques sont toutes deux hyperboliques.

Puisque, quand un fluide se détend en poussant un piston, il doit y avoir une transformation de chaleur en énergie mécanique, il demeure évident que l'on doit fournir, pendant une semblable détente, une quantité de chaleur précisément égale au travail externe effectué pour que la température du gaz ne varie pas ; pendant la compression, il faudra lui soustraire de la chaleur si la température doit rester constante.

La *ligne adiabatique ou isentropique* représente aussi le mode de variation du volume et des pressions quand « l'entropie » du fluide est constante, c'est-à-dire quand on ne fournit ni ne soustrait aucune chaleur au gaz et que tout changement de température du fluide est dû à une transformation d'énergie. Puisque toute l'énergie dépensée sur des corps extérieurs doit dans ce cas résulter de la conversion de chaleur en énergie mécanique, et que toute chaleur absorbée par la substance doit avoir comme origine une transformation inverse, il devient évident que le fluide doit se refroidir pendant la détente et s'échauffer pendant la compression si l'on admet que les parois ne soient pas conducteurs de la chaleur.

Il en résulte aussi que le fluide se détendra suivant une courbe adiabatique qui s'abaissera plus rapidement que la courbe isothermique mais aura le même point de départ initial.

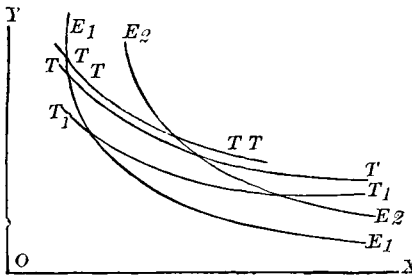


Fig. 130. — Courbes thermiques.

Le phénomène inverse a lieu pour la compression. Ainsi donc, en partant du même point, la ligne adiabatique de détente sera au-dessous de la courbe isothermique et la ligne adia-

batique de compression au-dessous de la courbe isothermique correspondante.

On trouvera, figure 130, un diagramme représentant les relations mutuelles de ces deux courbes. T , T , et T_1 , T_1 , sont les courbes isothermiques et E_1 , E_1 , et E_2 , E_2 les courbes adiabatiques. Les points d'intersection mutuelles sont considérés comme les conditions initiales et l'on voit que, dans le cas de la compression et de

la détente, les deux genres de courbe se séparent comme nous venons de le dire, à mesure que les volumes varient.

On déduit facilement l'équation caractéristique du gaz combinée avec les conditions spéciales qui définissent le changement supposé.

Puisqu'il n'y a dans ce cas ni absorption ni déperdition de chaleur à l'intérieur du fluide, pendant le changement de volume.

$$\varphi = \text{constante}; dH = Td\varphi = 0; d\varphi = 0.$$

Alors

$$d\varphi = K_v \frac{dT}{T} + \frac{dp}{dT} dv. \quad (24)$$

$$= K_v \frac{dT}{T} + \frac{p_0 v_0}{T_0} \frac{dv}{v}; \quad (25)$$

$$\varphi = K_v \log_e T + K_v (\gamma - 1) \log_e v. \quad (26)$$

D'où

$$\begin{aligned} \frac{\varphi}{K_v} &= \log_e T + (\gamma - 1) \log_e v \\ &= \log_e (T v^{\gamma-1}); \end{aligned} \quad (27)$$

et, puisque $\varphi = \text{const.}$

$$T v^{\gamma-1} = \frac{T_0}{p_0 v_0} p v^{\gamma} = e^{\frac{\varphi}{K_v}} = \text{constante}; \quad (28)$$

et l'équation de la ligne adiabatique est :

$$y x^{\gamma} = p v^{\gamma} = \text{constante} = p_1 v_1^{\gamma};$$

où $\gamma = \frac{K_p}{K_v} = 1,41$, environ.

Ces expressions

$$\frac{p_1}{p} = \left(\frac{v}{v_1}\right)^k = \left(\frac{v}{v_1}\right)^{\gamma}, \quad p_1 v_1^{\gamma} = p v^{\gamma},$$

forment un exposé de la loi de Poisson établissant les rapports qui existent entre les pressions et les volumes, ainsi qu'entre les rapports des chaleurs spécifiques; la quantité de chaleur est constante puisqu'on n'en ajoute et en soustrait au fluide, et la détente est adiabatique.

De même que dans l'expansion isothermique, la seule équation de condition est

$$T = \text{const.}; \quad (29)$$

celle de la détente adiabatique sera

$$\varphi = \text{const.} ; \quad (30)$$

98. — La théorie thermodynamique des vapeurs et des gaz imparfaits peut être en principe considérée comme identique à celle du gaz permanent et parfait que l'on suppose, en pratique, posséder les mêmes propriétés physiques et thermodynamiques. La variation totale d'énergie, dans tous les phénomènes où l'on suppose des changements de pression, de volume ou de température et auxquels sont sujettes les vapeurs qui peuvent être employées comme fluides moteurs dans les machines thermiques, est toujours soumise à un équilibre parfait ; le gain et la perte d'énergie calorifique étant égaux à la somme des quantités qui produisent les variations de température et tendent à enchaîner une perte ou un gain d'énergie mécanique.

L'équation thermodynamique générale reste encore.

$$dH = K, dT + p dv ;$$

mais, dans ce cas, si le premier terme du second membre est aussi facile à déterminer que pour les gaz, il n'en est pas de même du second. Il y a en effet production d'un travail interne aussi bien que d'un travail externe, et la première difficulté qui se présente consiste précisément à évaluer ce travail externe et par conséquent le travail total. Aucun instrument ne nous permet de mesurer la pression interne p_i ni le travail $p_i dv$ qui, ajouté au travail extérieur $p_e dv$, forme le travail total cherché $p dv$. Seul p_e nous est donné par le manomètre.

Nous aurons comme plus haut :

$$\begin{aligned} dH &= dK, dT + (p_e + p_i) dv ; \\ &= K, dT + p dv. \end{aligned}$$

Malgré tout, cette détermination des travaux interne et externe est possible. Si, en effet, comme nous venons de le dire, nous n'avons pas les moyens de mesurer directement les forces moléculaires ni le travail qu'elles produisent ou qu'elles absorbent, par contre, nous pouvons déduire la valeur de ces forces internes et de leur

travail, de données qui nous sont fournies par la seconde loi de la thermodynamique.

On peut, sans difficulté, déterminer expérimentalement le taux des variations des pressions et du travail externe. D'après la seconde loi, il est constant pour toute température et, par conséquent, son produit par la température absolue à laquelle la pression totale ou le travail doivent être déterminés, donnera les valeurs cherchées.

Soient p , w et T la pression totale, le travail et la température absolue ; le taux des variations $\frac{dp}{dT}$, $\frac{dw}{dT}$ avec la température peut être déterminé, par exemple, en notant les changements de pression extérieure (mesuré à l'aide du manomètre) par degré ou pour toute autre fraction minime de température facilement mesurable et en posant que ce rapport de différences, $\frac{\Delta p}{\Delta T}$, est sensiblement égal à $\frac{dp}{dT}$. Il est bien évident que la valeur de $\frac{dp_0}{dT}$ est identique, en tous les points de l'échelle à $\frac{dp}{dT}$, comme le sont les valeurs $\frac{dw}{dT}$ et $\frac{dw_0}{dT}$. Dès lors, la pression totale, *interne et externe* p_0 , aura pour expression

$$p_i + p_0 = p_0 = T \frac{dp}{dT}, \quad (1)$$

et le travail total de détente, mesuré à partir de zéro, sera

$$w = T \frac{dw}{dT} = T \frac{dp}{dT} v \quad (2)$$

Il est maintenant facile de déterminer les pressions internes et externes, le travail interne ou externe et les chaleurs latentes des vapeurs ou de toutes les substances imparfaitement gazeuses.

Puisque la chaleur rendue latente est, dans chaque cas, l'équivalent du travail qu'elle permet d'accomplir, la chaleur latente de vaporisation doit être, dynamiquement, exactement égale au travail mesuré ; si on la désigne par H pour l'unité

$$H = T \frac{dw}{dT} = T \frac{dp}{dT} \Delta v_1 \quad (3)$$

où Δv est l'accroissement de volume qui a lieu pendant le change-

ment d'état. Si on en détermine expérimentalement la valeur, il devient facile d'obtenir

$$\frac{dp}{dT} = T \frac{H}{(v_2 - v_1)} \quad (4)$$

La valeur de $\frac{dp}{dT}$ est quelquefois négative, pour la glace par exemple. Le professeur James Thompson a trouvé que

$$-\frac{dp}{dT} = 0,0074 \text{ Cent.}$$

représente l'abaissement du point de fusion de la glace, pour une augmentation de pression d'un atmosphère. On détermine de la même manière la chaleur latente de fusion. La *chaleur totale* de vaporisation entre deux températures T_1 et T_2 est égale à la somme de la chaleur latente convertie en travail, que nous venons d'apprendre à évaluer, et de la chaleur sensible nécessaire pour élever la température de T_1 à T_2 .

La chaleur latente de vaporisation, par unité de volume, est évidemment

$$L = \frac{H}{v_2 - v_1} = T \frac{dp}{dT} \quad (5)$$

formule qui permet de calculer la chaleur qu'il faut fournir à une machine à vapeur pour qu'elle accomplisse un travail déterminé, sans qu'il soit nécessaire de connaître la densité du fluide.

99. — L'étude thermodynamique de la vapeur peut ainsi être ramenée à une forme scientifique. On trouve dans les tableaux ou dans des formules, telles que celles données par Regnault pour la vapeur d'eau et par Rankine ¹ pour toutes les vapeurs, la loi des variations de la pression extérieure de la vapeur saturée (donnée par le manomètre) ou de la pression d'ébullition avec la température.

Les formules de Rankine passent pour les plus exactes ; comme nous l'avons déjà vu (§ 90), elles sont de la forme :

$$p = A + B \cdot C \quad (6)$$

d'où

$$L = T \frac{dp}{dT} = p \left(\frac{B}{T} + \frac{2C}{T^2} \right) \log_e 10 \quad (2)$$

On peut ainsi calculer la densité de la vapeur d'après la valeur connue de sa chaleur latente, et beaucoup plus exactement qu'on ne saurait le faire en la déduisant par aucune méthode expérimentale. L'accroissement de volume de l'unité de poids doit toujours être

$$v_2 - v_1 = \frac{H}{L} \quad (3)$$

où l'on peut en pratique négliger les valeurs de v_1 . Alors la densité sera ¹

$$D = \frac{1}{v_1} = \frac{L}{H} \quad (4)$$

Le volume spécifique, celui d'un kilogramme d'eau aux pressions et températures les plus usitées aujourd'hui est d'environ 1 060 décimètres cubes. Le travail extérieur de formation de la vapeur est ainsi

$$U = p_1 (v_1 - 1,060), \text{ environ ;} \quad (5)$$

la chaleur latente est H en kilogrammètres ; et la variation de travail interne, pendant l'évaporation, est

$$\Delta H = H - p_1 (v_1 - 1,060) ; \quad (6)$$

ce qui en mesure l'énergie totale T . La chaleur absorbée dans toutes les opérations thermodynamiques est égale à la somme des quantités d'énergie interne et de travail externe fournies, c'est-à-dire de la chaleur latente interne, de la chaleur sensible et du travail extérieur.

Quand la vapeur est humide, si x représente le degré d'humidité, en fonction de la vapeur sèche, la chaleur latente sera

$$H' = xH ;$$

et sa chaleur totale est

$$H' + S = xH + S ; \quad (7)$$

où S est la chaleur sensible totale de l'eau.

¹ On trouvera des tables ainsi calculées, pour les vapeurs d'eau, d'éther, etc., dans l'ouvrage de Rankine : *Steam-Engine*.

Le volume spécifique est

$$V' = xV + (1 - x) 1,060; \quad (8)$$

où V est le volume spécifique de la vapeur saturée sèche, soit approximativement

$$V' = xV; \quad (9)$$

La température, les pressions et les volumes sont, en ce qui concerne la vapeur, soumis à des lois naturelles aussi bien définies que celles qui président aux mêmes relations pour les gaz. Toutefois, on n'a pu, jusqu'à ce jour, donner d'expression algébrique de cette loi si ce n'est par la méthode empirique.

On a proposé un certain nombre de formules de ce genre dont plusieurs sont remarquablement précises. Les plus exactes sont probablement celles de Rankine déjà données (§ 90,99) pour les vapeurs en général ; si p est la pression de la vapeur :

$$\log p = A - \frac{B}{T_1} - \frac{C}{T^2}; \quad (10)$$

$$T = \frac{1}{\left[\sqrt{\left(\frac{A - \log p}{C} + \frac{B^2}{4C^2} \right)} - \frac{B}{2C} \right]} \quad (11)$$

où, pour la vapeur, les valeurs des constantes pour des températures exprimées en degrés centigrades et des pressions en kilogrammes par mètre carré sont les suivantes ¹ :

$$A = 8,94771$$

$$\log B = 3,4811430$$

$$\log C = 5,0881857$$

$$\frac{B}{2C} = 0,0061934$$

$$\frac{B^2}{4C^2} = 0,000038358$$

Ce sont les résultats des expériences de Regnault, de Fairbairn et de Tale qui ont fourni les valeurs généralement acceptées.

Unwin a proposé une formule plus simple que celle de Ran-

¹ *Phil. Mag.* ; Avril, 1886.

kiné qui, si elle est un peu moins exacte, donne pour $\frac{dp}{dT}$ et ses fonctions des valeurs plus commodes ; ainsi pour les vapeurs en général :

$$\log p = a - \frac{b}{T^n}; \quad (12)$$

$$T = \left(\frac{b}{a - \log p} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{p} \frac{dp}{dT} &= 2,3025 \frac{nb}{T^{n+1}} \\ &= 2,3025 n \frac{(a - \log p)^{\frac{n+1}{n}}}{b^{\frac{1}{n}}}; \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{T}{p} \frac{dp}{dT} &= 2,3025 \frac{nb}{T^n} \\ &= 2,3025 n (a - \log p). \end{aligned} \quad (15)$$

Pour la vapeur, ces formules deviennent :

$$\log p = 8,6359 - \frac{7579}{T^{1,35}}; \quad (16)$$

$$\log p = 8,6359 - \frac{7579}{T^{1,35}};$$

$$T = \left(\frac{7579}{8,6359 - \log p} \right)^{0,8}; \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{p} \frac{dp}{dT} &= \frac{21815}{T^{2,35}} \\ &= \frac{(8,6359 - \log p)^{1,3}}{441,3}; \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \frac{T}{p} \frac{dp}{dT} &= \frac{21815}{T^{1,35}} \\ &= 2,8782 (8,6359 - \log p); \end{aligned} \quad (19)$$

expression qui donnent des résultats très suffisamment approchés, dans lesquelles p représente la pression en kilogrammes par mètre carré et T les températures absolues en degrés centigrades.

On a souvent essayé d'établir des formules simples donnant les

relations qui existent entre les pressions et les températures de la vapeur saturée. Les plus simples sont de la forme :

$$p^i = at ;$$

où, en exprimant les températures en degrés Fahrenheit et les pressions absolues en livres par pouce carré $a = 0,0085$ et $i = 0,22$. M. Essler prend $a = 0,008484$, et $i = 0,22$, pour les pressions usuelles, et il obtient ainsi des résultats suffisamment approchés pour les besoins de l'ingénieur.

En mesures métriques : kilogrammes par centimètre carré et degrés centigrades, cette formule empirique devient :

$$p_m^i = at_m + K$$

Pour laquelle $i = 0,222$
 $a = 0,0084$
 $R = 0,150$

La pression et le travail internes sont obtenus en déduisant du total la pression externe. Clausius a obtenu ainsi les valeurs suivantes de p pour la vapeur à des pressions données, en millimètres de mercure :

PRESSIONS TOTALES DE LA VAPEUR

CENTIGRADE		PRESSION EXTÉRIEURE		RAPPORT $\frac{dp}{dT}$	PRESSION TOTALE en mm $p = T \frac{dp}{dT}$	RAPPORT $\frac{p}{p_e}$
t	T	P_e en mm	At			
100°	374°	760	1	27,200	10 146	13,3
120	394	1 520	2	48,595	19 150	12,6
134	408	2 280	3	67,020	27 277	11,9
144	418	3 040	4	84,345	35 172	11,5
152	426	3 800	5	100,375	42 659	11,2
159	433	4 560	6	116,085	50 149	11,0
166	440	5 320	7	133,445	58 502	10,8
171	445	6 080	8	146,910	65 228	10,7
176	450	6 840	9	161,27	72 410	10,6
180	454	7 600	10	173,425	78 561	10,4
199	473	11 400	15	239,57	113 077	9,9

On voit que la variation des pressions, par rapport aux températures de la vapeur, subit une augmentation continue à mesure

que les pressions et les températures s'élèvent et que la proportion du travail interne au travail et à la pression externes diminue. Ce dernier rapport est élevé, dans la proportion d'environ dix à un, entre les limites usuelles de pression.

Le *volume spécifique* de la vapeur, ou volume de l'unité de poids et par conséquent la densité sont, nous l'avons vu, d'une détermination facile quand on connaît la chaleur latente de vaporisation à la température donnée, puisque cette chaleur latente est équivalente au travail accompli et que la résistance est calculable comme plus haut. Des expressions (3) données au § 98, nous tirons

$$H = T \frac{dp}{dT} \Delta v; \Delta v = \frac{H}{T \frac{dp}{dv}}$$

ce qui nous donne des valeurs exactes.

Clausius a ainsi obtenu les valeurs suivantes et les compare à celles qui ont été trouvées expérimentalement par Fairbairn et Tate. Ce tableau est donné en mesures métriques.

VOLUMES SPÉCIFIQUES DE LA VAPEUR

t	T	Δv Calculée	Δv Par expérience
117,17	391,17	0,947	0,941
124,17	398,17	0,769	0,758
128,41	402,41	0,681	0,648
137,46	411,46	0,530	0,514
144,74	418,74	0,437	0,432

Si on représente par s et σ les volumes spécifiques de la vapeur et du liquide, le changement de volume par vaporisation est :

$$u = s - \sigma$$

et les travaux internes et externes seront respectivement

$$\begin{aligned} U_i &= p_0 (s - \sigma) = p_0 u \\ U_e &= p = r - p_0 u; \end{aligned}$$

où r est la chaleur totale en mesures thermiques.

La chaleur dépensée pour convertir en vapeur, à la pression atmosphérique, un kilogramme d'eau serait suffisant pour fondre 3 kilogrammes d'acier ou 13 kilogrammes d'or. Or, cette chaleur, que nous appelons latente, a été transformée en quelque chose de plus ; emmagasinée, elle réapparaîtra sous forme de chaleur quand le cycle sera renversé, et c'est surtout elle qui rend la vapeur propre à la production d'un travail.

Ce diagramme de la figure 131 dont nous sommes redevables à M. Babcock, nous fournit une représentation graphique des relations existant entre la chaleur et la température ; la première, évaluée en calories étant portée en abscisses, et la seconde, évaluée en degrés centigrades, en ordonnées, le point de départ étant le zéro absolu. La ligne pointillée relative à la glace et à l'eau donne les températures qui seraient obtenues si la condition n'avait pas

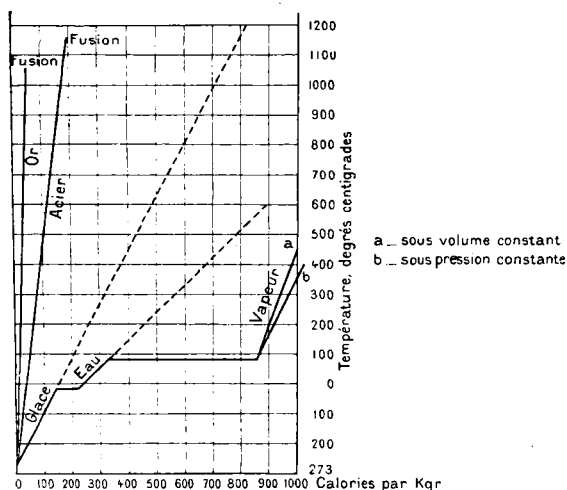


Fig. 131. — Relations thermodynamiques de la vapeur.

changé. Ce diagramme complète très clairement les équations données plus haut.

Les ordonnées représentent les températures du corps, à mesure qu'on lui fournit de la chaleur, à partir du zéro absolu. Les abscisses donnent les quantités de chaleur fournies, en calories par unité de poids, correspondant à un changement de température ou d'état physique (fig. 131).

Les *facteurs d'évaporation* mesurent le rapport des quantités de chaleur nécessaires pour échauffer l'eau de t_1 à t_2 degrés et la réduire en vapeur à cette température, prise comme base de comparaison, à la chaleur latente d'évaporation de l'eau à 100° (536,5). La valeur de ce facteur d'évaporation est évidemment de

$$= 1 + \frac{0.3 (t_1 - 100^\circ) + (100^\circ - t_2)}{536,5}, \text{ env.} \quad (1)$$

On trouvera dans le tableau suivant les valeurs de ces facteurs calculées d'après cette formule :

TABLEAU DES FACTEURS D'ÉVAPORATION

POINT D'ÉBULLITION, T_1 centigrades	TEMPÉRATURE INITIALE DE L'EAU D'ALIMENTATION, T_2										
	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°
100°	1,19	1,17	1,15	1,13	1,11	1,10	1,08	1,06	1,04	1,02	1,00
110	1,20	1,18	1,16	1,14	1,12	1,10	1,08	1,06	1,04	1,02	1,01
120	1,20	1,18	1,16	1,14	1,13	1,11	1,09	1,07	1,05	1,03	1,01
130	1,21	1,19	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09	1,07	1,06	1,04	1,02
140	1,21	1,20	1,18	1,16	1,14	1,12	1,10	1,08	1,06	1,04	1,02
150	1,22	1,20	1,18	1,16	1,14	1,12	1,11	1,09	1,07	1,05	1,03
160	1,22	1,21	1,19	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09	1,07	1,05	1,03
170	1,23	1,21	1,19	1,17	1,15	1,14	1,12	1,10	1,08	1,06	1,04
180	1,23	1,22	1,20	1,18	1,16	1,14	1,12	1,10	1,08	1,06	1,04
190	1,24	1,22	1,20	1,18	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09	1,07	1,05
200	1,24	1,23	1,21	1,19	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09	1,07	1,06
210	1,25	1,23	1,22	1,20	1,18	1,16	1,14	1,12	1,10	1,08	1,06
220	1,25	1,24	1,22	1,20	1,18	1,16	1,14	1,12	1,11	1,09	1,07

On trouvera, dans l'*Appendice*, un tableau beaucoup plus commode et plus complet qui donne les pressions et les températures

On voit que les dépenses entraînées par l'usage d'eau d'alimentation à deux températures données sont entre elles comme la réciproque de leurs facteurs d'évaporation. Ainsi, si, au moyen d'un réchauffeur, on peut alimenter avec de l'eau à 100° centigrades au lieu de la température extérieure de 10° centigrades, le rapport des dépenses de chaleur pour les deux cas, la pression de régime étant de 7 kilogrammes par centimètre carré, sera $\frac{1.000}{1.170} = 0,85$, soit une économie de 15 p. 100.

100. — Ce sont les recherches et les méthodes de Regnault qui ont fourni les faits essentiels et les données relatives à la production de la vapeur dans les chaudières et au transfert, de l'énergie calorifique qu'elle contient, à la machine.

Le mémoire de M. Henri-Victor Regnault sur les *Forces élastiques de la vapeur d'eau*¹ où ce savant rend compte de ses travaux, est une exposition admirable d'une série de recherches plus remarquables encore. Regnault transforma les méthodes de ses devanciers, en inventa de nouvelles et obtint finalement une série de données précises et étendues qui lui font le plus grand honneur².

Regnault a trouvé que la densité de la vapeur d'eau dans le vide ou sous faible pression peut se calculer d'après les lois de Boyle et de Mariotte quand le degré de saturation est inférieur à 0,8, tandis qu'elle devient plus grande quand on approche de la saturation complète. Il a découvert aussi que la densité de la vapeur dans l'air saturé peut se calculer de même et que le rapport des poids de volumes égaux de vapeur et d'air n'est inférieur que d'une quantité minime à celui qu'il obtint directement par la théorie.

Les résultats obtenus par Regnault ont été réunis en tableaux et représentés par des diagrammes pour la vapeur saturée, entre les limites qu'ont comportées ces expériences. On a eu recours à trois formules différentes d'interpolation correspondant chacune à une des trois divisions de l'échelle des températures entre lesquelles on a opéré.

Au-dessous de 0° centigrades, Regnault a adopté la formule

$$F = a + b \alpha^{\tau}, \quad (1)$$

où F est la pression, a et b des constantes et α^{τ} une fonction de $\tau = t + 32^{\circ}$, où t est la température correspondant à F .

Entre 0° et 100° centigrades, Regnault a adopté la formule de Biot :

$$\log F = a + b\alpha^t - c\beta^t; \quad (2)$$

¹ *Annales de Chimie et de Physique*, juillet 1844 ; *Mémoires de l'Institut*, t. XXI, p. 465 (1847). *Mém. de l'Académie des Sciences*, XXI et XXXI.

² L'œuvre de Regnault est peut-être encore plus appréciée et plus estimée à l'étranger que chez vous. (N. D. T.)

et au-dessus de 100° :

$$\log F = a - b \alpha^{\tau} - c\beta^{\tau};$$

où $\tau = t + 20$. Cette dernière formule s'applique bien du reste pour la période complète de $-x^{\circ}$ à $+y^{\circ}$ ou $-x < 0^{\circ}$ et $y > 100^{\circ}$. Dans cette équation, $a = 6,2640348$; $\log b = 0,6924351$; $\log c = 0,1397743$; $\log \alpha = \bar{1},994049292$; $\log \beta = \bar{1},998343862$, d'après Regnault. Suivant Dixon :

$$\begin{aligned} a &= 6,263\ 509\ 686\ 6 \\ \log \alpha &= \bar{1},998\ 343\ 377\ 8 \\ \log \beta &= \bar{1},994\ 048\ 473\ 7 \\ \log b &= 0,692\ 450\ 419\ 2 \\ \log c &= 0,139\ 553\ 958\ 4 \end{aligned}$$

Regnault avait observé dans les courbes, vers 0° centigrade, un point d'inflexion que l'on attribua à une erreur jusqu'au jour où le professeur James Thompson émit cette idée que cette inflexion pouvait avoir une existence réelle et provenir du changement physique qui se produit pendant la congélation.

Depuis leur apparition, les tables de Regnault ont été maintes fois reproduites sous différentes formes, souvent avec additions. On les trouvera dans l'*Appendice* qui accompagne ce travail. Ces tables donnent les températures et les pressions de la vapeur saturée, même au-dessus des limites usuelles; les quantités de chaleur sensible et latente par unité de poids; la chaleur totale de vaporisation et la densité de la vapeur. Il est beaucoup plus commode d'avoir recours à ces tables qu'au calcul direct. Toutefois, les formules que nous avons données permettent d'opérer ces calculs au delà des limites des expériences de Regnault et sont, suivant toute probabilité, pratiquement exactes bien au-dessus des pressions qui pourront jamais être adoptées pour les machines à vapeur. Regnault s'est arrêté à 230° centigrades; au delà, on s'est servi de la formule de Rankine.

Nous avons aussi donné comme mémoire, dans l'*Appendice* les formules dont on s'est servi pour déterminer ces chiffres.

Il nous est maintenant facile de calculer l'énergie emmagasinée dans la vapeur, à toute pression et à toute température, suivant la première loi de la thermodynamique.

Ce furent MM. Georges Biddle Airy, astronome anglais, et Rankine qui essayèrent les premiers, vers 1863, de déterminer la quantité d'énergie latente contenue dans la vapeur des chaudières et susceptible d'être plus ou moins complètement utilisée par détente.

Rankine a donné des expressions empiriques approchées permettant de calculer l'énergie et les volumes finaux occupés par l'unité de poids d'eau pendant la détente, ce sont :

$$U_m = \frac{423,33 (T - 100^2)}{T + 648};$$

$$V_m = \frac{2,29 (T - 100)}{T + 648}.$$

en mesures métriques, l'énergie étant donnée en kilogrammètres et les volumes en mètres cubes.

La quantité de travail et d'énergie qui peut être rendue disponible par la brusque détente d'un mélange d'eau et de vapeur, a été déterminée par Rankine et Clausius à peu près simultanément ; ils ont prouvé qu'elle pouvait s'exprimer en fonction des deux températures entre lesquelles se produisait le phénomène.

Quand une masse de vapeur, originairement sèche mais saturée, se détend entre une température initiale absolue T_1 et une autre T_2 , si on représente par J l'équivalent mécanique de la chaleur et par H , en mêmes unités, la chaleur latente par unité de poids de la vapeur, la quantité totale d'énergie exercée en poussant le piston d'une machine sans condensation est, au maximum, par unité de poids de la masse qui se détend.

$$U = JT_2 \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 - \text{hyp log.} \frac{T_1}{T_2} \right) + \frac{T_1 - T_2}{T_1} H,$$

équation donnée par Rankine il y a vingt-cinq ans environ.

Quand un mélange d'eau et de vapeur se détend de la même manière, si M représente le poids de la masse totale et m celui de la vapeur seule, le travail accompli par la détente est donné par l'expression

$$U = MJT_2 \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 - \text{hyp log.} \frac{T_1}{T_2} \right) + m \frac{T_1 - T_2}{T_2} H,$$

équation donnée par Clausius :

¹ *Théorie mécanique de la chaleur.*

Il est évident que la chaleur latente de la quantité m , représentée par mH , est nulle quand il n'y a que de l'eau et que le premier terme du second membre de l'équation reste la mesure de l'énergie renfermée dans l'eau chaude, susceptible d'être convertie en travail mécanique. On pourra donc, d'après cette formule, calculer l'énergie mise en liberté lors d'une explosion de chaudière.

Les chiffres donnés dans les tables de l'*Appendice* ont été calculés par MM. Ernest-H. Foster et Kenneth Terrace. Elles partent de la pression de $1^{kg},4$ par centimètre carré et s'élèvent jusqu'à $7030^{kg},83$ par centimètre carré. Ces derniers résultats, qui s'appliquent à des pressions que l'on ne pourra jamais utiliser, puisqu'ils correspondent à des températures pour lesquelles les métaux usuels perdent leur ténacité, ne sont probablement pas absolument exacts. Dans les limites pratiques, les relations entre les pressions et les volumes sont au contraire données, d'une manière remarquablement exacte, par l'équation de Rankine, qui du reste s'est trouvée vérifiée expérimentalement.

Les tables donnent les valeurs des pressions absolues en livres par pouce carré et en atmosphères, et les températures en degrés Fahrenheit, et centigrades, d'après l'échelle ordinaire et d'après l'échelle absolue. On y trouvera aussi la quantité d'énergie contenue dans l'unité de poids d'eau et emmagasinée dans la vapeur pour toutes ces températures en admettant que la pression finale de la détente soit celle de l'atmosphère. Pour les pressions peu élevées, on a adopté les chiffres de Regnault; pour les pressions plus hautes, qui sortent du domaine expérimental, on a calculé les chiffres donnés d'après la formule de Regnault modifiée par Rankine¹.

L'énergie de la poudre à canon varie dans une certaine mesure suivant sa composition et suivant les soins apportés à sa fabrication, en pratique elle est très variable en raison des pertes dues aux fuites dans les bouches à feu et à l'imperfection de la combustion. En lui attribuant une valeur que nous considérons comme

¹ On voit que, si l'on pouvait réduire en eau la vapeur, à la pression atmosphérique sans perte de chaleur, le dégagement d'énergie serait suffisant pour amener l'eau à la température du rouge sombre et que si on la transformait en glace, on pourrait fondre un poids semblable d'acier.

très approximativement exacte : 76 220 kilogrammètres par kilogramme, on voit, comme Airy l'a déjà démontré, qu'un kilogramme de cette poudre possède sensiblement la même énergie que 28 litres d'eau chauffée sous une pression de 4^{kg},900 par centimètre carré. La poudre à canon renferme suffisamment d'énergie pour élever son propre poids à une hauteur d'environ 76 kilomètres, tandis que l'eau, dans les conditions énumérées, en contient assez pour s'élever à une hauteur six fois moindre. A une température correspondant, pour le fer, au rouge sombre, l'eau posséderait une énergie 40 fois plus grande. En résumé, 1 kilogramme d'eau, à une pression de 4^{kg},900, possède environ le tiers de celle que pourrait développer le même poids de poudre à canon¹.

101. — Les équations thermodynamiques générales des vapeurs doivent évidemment être de la même forme que celles des gaz. L'énergie calorifique dH absorbée pour tout changement élémentaire se compose ici comme dans les autres cas de deux portions :

1° L'énergie KdT nécessaire pour effectuer le changement de température et de chaleur sensible ;

2° L'énergie, transformée pour accomplir un travail équivalent, $T \frac{dp}{dT} du$; où u mesure l'augmentation du volume du fluide qui n'est pas ici égale à v , volume de l'unité de poids à l'état gazeux.

Quand on applique cette équation aux phénomènes qui ont trait à la conversion de l'eau en vapeur, on remarque que la température reste constante pendant la vaporisation à pression constante et que la chaleur dépensée est simplement.

$$H' = T_1 \frac{dp_1}{dT_1} (v_2 - v_1) = T_1 \frac{dp_1}{dT_1} u \quad (1)$$

où v_1 , v_2 et u représentent respectivement le volume du liquide, celui de sa vapeur et le changement total de volume pour la pression p_1 et à la température T_1 . La valeur de $\frac{dp_1}{dT_1}$ peut s'obtenir en se basant sur des données expérimentales ou en différenciant

¹ L'auteur a développé ce sujet dans son ouvrage : *Manual of Steam-Boilers*, § 143, p. 289.

l'expression algébrique, déjà donnée § 99, exprimant les relations de p à T .

L'équation transformée

$$u = \frac{H'}{T \frac{dp}{dT}} \tag{2}$$

a servi à déterminer la densité de la vapeur en attribuant à H et à $\left(\frac{dp}{dT}\right)_v$ des valeurs obtenues expérimentalement. Les résultats ainsi trouvés concordent parfaitement avec ceux indiqués par MM. Fairbairn et Tate ¹.

L'équation générale pour les vapeurs devient ainsi, puisque $K_v = J$, comme plus haut.

$$\left. \begin{aligned} dH &= K_v dT + T \frac{dp}{dT} u \\ &= J dT + T \frac{dp}{dT} u \end{aligned} \right\} \tag{3}$$

La fonction thermodynamique pour la vapeur est, comme plus haut, de la forme

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \int \frac{dH}{T} = K_v \log_e T + \frac{dp}{dT} u, \\ &= J \log_e T + \frac{dp}{dT} u, \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

elle est d'une forme similaire à celle qui a été indiquée pour les gaz. Pour la vapeur, la valeur de K_v est la mesure exprimée dynamiquement de la chaleur spécifique de l'eau, autrement dit, c'est l'équivalent mécanique de la chaleur. Ainsi, l'expression de cette fonction devient, pour tout autre fluide que la vapeur d'eau, dont la chaleur spécifique à l'état liquide est G ,

$$\varphi = JG \log_e T + u \frac{dp}{dT} \tag{5}$$

Le professeur Unwin a adopté une expression empirique, des relations qui existent entre les pressions externes et les températures des vapeurs saturées, de la forme suivante ² :

¹ Rankine : *Miscellaneous Papers*, p. 263.

² *Engineer*, 9 avril 1886, p. 277.

et

$$\left. \begin{aligned} \log p &= a - bT^{-n}; \\ T &= \left(\frac{b}{a - \log p} \right)^{\frac{1}{n}}; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

où, si p est la pression en kilogrammes par mètre carré, T la température absolue en degrés centigrades, et si, pour la vapeur d'eau, $a = 8,6359$; $b = 7579$ et $n = 1,25$, on peut faire usage des logarithmes ordinaires.

Cette expression donne des résultats qui concordent avec ceux de Renault à un 0,007 près entre des limites variant de 25 atmosphères.

- De l'équation précédente, on déduit

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{p} \frac{dp}{dT} &= 2,3026 \frac{nb}{T^{n+1}}; \\ &= \frac{21815}{T^{2,25}}; \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{t}{p} \frac{dp}{dT} &= 2,3026 \frac{nb}{T^n}; \\ &= \frac{21815}{T^{1,25}}; \\ &= 2,8783 (8,6359 - \log p); \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

d'où on a tiré les résultats numériques qui suivent.

Les rapports de la pression totale, interne et externe $T \frac{dp}{dT}$ à la pression extérieure p , et ceux de la chaleur latente de vaporisation à la chaleur transformée en travail externe sont comme suit :

p	$\frac{t}{p} \frac{dp}{dT}$ Equation 8	Rankine	Diff.
0 350	14,69	14,79	— 10
0 700	13,83	13,88	— 05
1 400	12,96	12,98	— 02
2 800	12,09	12,08	+ 01
4 900	11,39	11,36	+ 03
9 850	10,53	10,49	+ 04
14 000	10,08	10,03	+ 05
17 500	9,80	9,75	+ 05

Le rapport de la pression interne $T \frac{dp}{dT} - p$ ou de la pression correspondante à la pression externe observée p est :

$$\left. \begin{aligned} k &= \frac{T}{p} \left(\frac{dp}{dT} \right)_v - 1 \\ &= \frac{21813}{T^{1,25}} - 1 \\ &= 2,8783 (8,6359 - \log p) - 1 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Le produit du volume spécifique de la vapeur $v-s$, différence entre les volumes occupés par 1 kilogramme d'eau et de vapeur à une pression donnée p , et de $T \frac{dp}{dT}$, pression totale, donne la mesure du travail dépensé pour sa vaporisation, ou son équivalent, la chaleur latente de vaporisation, H , à cette pression.

Ainsi :

$$T \left(\frac{dp}{dT} \right)_v (v - s) = H = JI; \quad (10)$$

$$v - s = \frac{JI}{T \left(\frac{dp}{dT} \right)}; \quad (11)$$

p étant exprimé en kilogrammes par mètre carré et s étant sensiblement égal à 1.

$$\begin{aligned} v - s &= \frac{424 l}{2,8783 p (8,6359 - \log p)} \\ v &= \frac{147,309 l}{p (8,6359 - \log p)} + 1 \end{aligned} \quad (12)$$

Une valeur approchée de l est, en unités métriques :

$$l = 801 - 0,71 T$$

d'après l'équation (6)

$$T = \left(\frac{7579}{8,6359 - \log p} \right)^{\frac{1}{1,25}}$$

substituant il vient :

$$l = 801 - \frac{901}{(8,6359 - \log p)^{0,8}} \quad (13)$$

Nous donnons ci-dessous quelques valeurs calculées des chaleurs latentes de vaporisation et des volumes spécifiques.

p kilog. par m ² .	l	$v - s$ en mètres cubes	$D = \frac{1}{v}$
3 500	555	4,587	0,218
7 000	543,8	2,388	0,418
15 000	528,6	1,164	0,859
30 000	512,9	0,605	1,652
40 000	505,8	0,461	2,173
80 000	486,9	0,239	4,183
100 000	480,2	0,194	5,181
150 000	467,3	0,132	7,634
200 000	457,3	0,101	9,999

Le travail externe de vaporisation est $p(v - s)$ ou :

$$\begin{aligned}
 p(v - s) &= \frac{137,309 l}{a - \log p} \\
 &= \frac{147,309 l T^a}{b} \\
 &= \frac{T^{1,25} l}{51,45} \quad (14)
 \end{aligned}$$

Le travail interne est :

$$\begin{aligned}
 \left[T \left(\frac{dp}{dT} \right)_v - p \right] (v - s) &= \left(J - \frac{147,309 l}{a - \log p} \right) l \\
 &= \left(425 - \frac{T^{1,25}}{51,45} \right) l \quad (15)
 \end{aligned}$$

Le tableau suivant donne la valeur de T et de p , ces dernières trouvées expérimentalement ou calculées d'après l'équation approximative :

Centigrades	T	p	
		expérimental	calculé
		kilog. par cm ²	
38	312	0,065	0,066
66	340	0,350	0,350
100	374	1,033	1,026
121	395	2,100	2,086
149	423	4,726	4,697
177	451	9,499	9,464
205	479	17,418	17,415
222	496	24,659	24,643

102. — Pour la vapeur, les lignes thermiques diffèrent quelque peu de celles trouvées pour les gaz. La détermination d'équations exactes des courbes de détente pour les machines thermiques est si difficile et leur application si peu commode que l'on trouve plus convenable de leur substituer des expressions approximatives, d'une forme plus simple.

Ce sont des équations d'hyperbole de la forme

$$pv^n = \text{constante} \quad (1)$$

Les valeurs de n varient de 0 pour l'expansion isothermique des vapeurs saturées humides, à l'unité pour la détente isothermique des gaz et à 1,333 pour la détente adiabatique de la vapeur surchauffée.

La « *courbe de saturation* » est celle qui, sur un diagramme d'énergie, représente les relations existant entre les volumes et les pressions (ordinairement rapportées, à l'unité de poids du fluide) du fluide qui se détend et reste saturé. Dans le cas où la vapeur est, à l'état initial, sèche et saturée à toutes les pressions et températures usuelles, il faudrait fournir de la chaleur pendant la détente et en soustraire pendant la compression pour que la vapeur reste sèche et saturée, et sur le point de se condenser. Nous donnons ailleurs les relations simultanées entre les pressions, les températures et les volumes de la vapeur d'eau. On verra qu'elles sont assez compliquées pour que l'équation exacte de la courbe devienne d'une application trop difficile. Toutefois, la comparaison des résultats numériques a démontré que la courbe peut être très approximativement déterminée par l'équation (1) en y faisant $n = \frac{17}{16}$ suivant Rankine, ou $n = 1,0646$ d'après Zenner, c'est-à-dire

$$pv^{\frac{17}{16}} = \text{const.}; \text{ ou } pv^{1,0646} = \text{const.} \quad (2)$$

p et v , étant respectivement la pression et le volume spécifique de la vapeur. La valeur de cette constante est de 1,7 (en mesures métriques). L'expression équivalente est

$$p^{0,939} v = \text{const.}$$

La *chaleur spécifique de la vapeur saturée* est la quantité de

chaleur nécessaire, pendant toute élévation de température, pour maintenir à l'état de saturation l'unité de poids, c'est

$$\frac{dQ}{dT} = \frac{dh}{dT} = \frac{l}{T} = 0,305 - \frac{l}{T}, \quad (3)$$

où 0,305, représentant l'accroissement de chaleur totale par degré de température, est un coefficient obtenu d'après les expériences de Regnault. Si on applique cette formule pour toute température ou pression de la vapeur saturée on trouve que $\frac{dQ}{dT}$ est négatif et qu'il est par conséquent nécessaire de fournir une certaine quantité de chaleur à la vapeur qui se détend pour qu'elle reste sèche et saturée, ce qui n'empêchera pas, bien entendu, sa pression et sa température de diminuer. Si l'on ne fournissait aucune chaleur, une notable quantité d'eau, augmentant avec la détente, se mélangerait à la vapeur. La valeur négative de la chaleur spécifique de la vapeur d'eau saturée et les conséquences qui en découlent ont été découvertes à la fois, mais séparément par Clausius et Rankine, en 1850. Ce fait n'est pas sans importance dans la théorie de la machine à vapeur.

La *courbe isothermique de la vapeur saturée* se détendant en présence du liquide qui lui a donné naissance ou contenant, comme le cas se rencontre en pratique, une plus ou moins grande quantité d'eau, est une ligne *isopiétique* ou de pression constante.

La pression de la vapeur saturée est en effet fonction de la température et reste constante quand cette dernière ne varie pas. Les équations de la détente isothermique pour les vapeurs sont par conséquent

$$n = 0 ; p = \text{const.} = f(t) ; \quad (4)$$

$$v = \frac{0}{0} ; pv^n = \frac{0}{0} \quad (5)$$

Cette ligne est donc une droite parallèle à l'axe où sont portés les volumes et qui en est plus ou moins distante suivant la température.

La *détente hyperbolique de la vapeur* n'est pas isothermique. Une telle détente, quand elle se produit accidentellement, a pour effet de sécher la vapeur humide et de surchauffer la vapeur sèche ;

la température s'abaisse davantage que pendant la détente adiabatique ou pendant celle de la vapeur saturée. Nous trouvons ici, une grande différence avec la détente hyperbolique d'un gaz parfait qui, nous l'avons vu, est parfaitement isothermique. Dans ce dernier cas, nous savons que la quantité de chaleur fournie doit être absolument équivalente au travail effectué ; dans le premier cas au contraire, on est obligé de fournir une quantité de chaleur bien supérieure à l'équivalent du travail extérieur accompli.

Jamais en pratique, si ce n'est peut-être par une coïncidence fortuite, la détente de la vapeur ne se produit ainsi. Toutefois, pour les besoins de la pratique, on trouve suffisamment exact de tracer les diagrammes prévus dans cette hypothèse que la détente a lieu suivant une hyperbole équilatère. En fait, les différences qui existent entre ces diverses courbes de détente, telles que peut les donner l'indicateur, sont le plus souvent négligeables pour l'ingénieur.

On obtient la *courbe adiabatique* de la détente en donnant une valeur constante à la fonction thermodynamique, ainsi :

$$\varphi = J \log T + u \left(\frac{dp}{dT} \right)_v = \text{const.} \quad (6)$$

et

$$d\varphi = 0 \quad (7)$$

Quand, dans un tel cas, la vapeur initialement sèche mais saturée se détend et passe d'une pression et d'un volume

$$T_1, p_1, v_1, \text{ à } T, p, v,$$

la valeur de φ ne change pas et on a

$$J \log T + n \left(\frac{dp}{dT} \right)_v = J \log T_1 + v_1 \left(\frac{dp_1}{dT_1} \right)_v \quad (8)$$

Alors

$$u = \frac{I}{\left(\frac{dT}{dp} \right)_v} \left[J \log \frac{T_1}{T} + v_1 \left(\frac{dp_1}{dT_1} \right)_v \right]; \quad (9)$$

qui représente le volume de l'unité de poids de la vapeur humide se détendant d'un état défini par p_1, v_1, T_1 , où elle est sèche et saturée à un autre état p, v, T . La proportion d'eau présente est due à une condensation pendant la détente, comme nous allons le voir ; elle augmente avec cette dernière. Le volume de $\left(\frac{dp}{dT} \right)_v$

peut s'obtenir en différenciant les expressions où p est donné en fonction de T , ou en la prenant dans les tables $\left(\frac{dp}{dT}\right)_v$ étant le changement de pression dû à une variation unitaire de température et $\frac{1}{dT}$ étant le changement de température pour une variation unitaire de pression ¹.

Le rapport de détente est évidemment $r = \frac{u}{v_1}$ et, puisque la chaleur latente est $H = T \left(\frac{dp}{dT}\right)_v u$,

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_v = \frac{H}{uT} = \frac{L}{T}$$

où L est la chaleur latente quand u est égal à l'unité ou la chaleur latente par mètre cube.

$$r = \frac{u}{v_1} = \frac{T}{L} \left(JD_1 \log \frac{T_1}{T} + \frac{L_1}{T_1} \right) \quad (10)$$

quand $D = \frac{1}{v}$, densité du fluide.

En comparant, à mesure que la détente se continue, la valeur de u à celle de v pour la vapeur saturée de même température, Rankine a trouvé que, dans tous les cas qui peuvent se rencontrer dans la pratique, la première quantité est la plus importante. Il en conclut à une condensation partielle au cours de la détente adiabatique. Cette condensation est d'autant moindre que p_1 et T_1 sont plus élevées, probablement jusqu'à un certain point environ, 1 400°, où la condensation cesse de ce fait et au delà duquel elle est remplacée, toujours pour la détente adiabatique, par un dégagement de chaleur qui pourrait entraîner une surchauffe ².

On peut, pour la vapeur, déduire la valeur de H de la formule empirique

$$H = a - bT; \quad (11)$$

où, pour la vapeur :

$$a = 339\ 625$$

$$b = 301$$

en mesures métriques.

¹ Il ne faut pas oublier que les unités choisies doivent être : le kilogramme par mètre carré, pour les pressions ; le mètre cube pour les volumes et le kilogramme pour les poids.

² Rankine, *Miscellaneous Papers*, p. 398.

Dans Rankine, traduit par Richard, les valeurs de a et b sont

$$\begin{aligned} a &= 338\,400 \\ b &= 295 \end{aligned}$$

Pour les *mélanges d'eau et de vapeur*, dans l'expression approchée de la courbe adiabatique, où pour la vapeur initialement sèche et saturée ou sur le point de se condenser, nous avons $n = 1\,135$, on doit prendre

$$pv^{1.135} = 1,704 \text{ environ} \quad (12)$$

La valeur de l'exposant n dépend seulement des conditions initiales de la vapeur et Zeuner¹ a proposé l'expression

$$n = 1,035 + 0,1x; \quad (13)$$

où x est la proportion initiale de vapeur dans le mélange. Quand $x < 0,7$ cette expression devient moins exacte. Rankine prend $n = \frac{10}{9} = 1,111$, ce qui correspond à $x = 0,8$ environ pour un mélange contenant 20 p. 100 d'eau. La valeur de n est également affectée par des variations de pression, elle augmente légèrement avec les pressions, la valeur moyenne est également affectée quand on diminue la valeur de r .

Quand $x < 0,5$, il y a évaporation et non plus condensation dans le mélange.

Si nous comparons la courbe de saturation à la courbe adiabatique, représentées par leurs équations, on voit que, dans la première, la valeur de n est moindre, la courbe descend par conséquent moins vite que dans la détente adiabatique. Or, on a vu que, dans la courbe de saturation, on doit fournir de la chaleur pour permettre à la vapeur de conserver son état. Il s'ensuit que, dans le cas de la détente adiabatique, alors qu'il ne peut être fourni de chaleur, une portion de la vapeur doit se condenser. Le volume de l'unité de poids est moindre que quand la vapeur est sèche et saturée.

Les trois courbes de détente de la vapeur : adiabatique, hyperbolique et saturée présentent respectivement pour n les valeurs ap-

¹ Wärmetheorie.

prochées $n = 1,135$; $n = 1$; $n = 1,0646$. C'est donc la première qui se rapprochera le plus de l'axe des x à mesure que la détente augmente. La courbe de saturation occupera une position intermédiaire.

Ce fait découvert par Rankine et Clausius en 1850, que la détente adiabatique entraînait une certaine condensation de vapeur mettant en liberté une portion définie de la chaleur latente qui venait favoriser la fin de la détente, est évidemment intéressant, mais il n'a pas la grande importance qu'on lui attribua au début. En effet, on a reconnu depuis que la grande majorité de l'eau de condensation trouvée au cylindre provenait de l'influence des parois et non de la cause précédente.

La découverte de Rankine fut expérimentalement confirmée par Hirn en 1853. L'expérience montre que toutes les vapeurs ne se comportent pas de même. Pendant la détente adiabatique la plupart sont sujettes à une condensation partielle, comme la vapeur d'eau, mais un petit nombre d'entre elles, la vapeur d'éther par exemple, se surchauffent. En d'autres mots, la chaleur spécifique de ces dernières est positive tandis que celle de la vapeur d'eau est négative, ce qui exige qu'on lui fournisse de la chaleur à mesure que la température et la pression s'abaissent si l'on veut la maintenir à l'état de saturation et de sécheresse.

103. — Le tracé des lignes thermiques et des diagrammes d'énergie représentant le mode d'action des vapeurs agissant comme fluides moteurs et servant de véhicules pour la transformation de la chaleur en travail est un sujet qui présente au moins autant d'importance que pour les gaz. Le diagramme d'énergie, représentant le cycle des opérations qui ont lieu à l'intérieur de la machine à vapeur, se compose de lignes thermiques dont le caractère et les dimensions sont déterminés par le système de la machine ou la manière dont elle est conduite. On peut rapporter ces lignes à l'une ou l'autre des trois classes examinées plus haut et, la forme générale des diagrammes une fois déterminée, sa construction est facile quand on connaît la manière de tracer les principales lignes thermiques.

Dans tous les cas qui peuvent se présenter, ces courbes sont

susceptibles d'une représentation algébrique dont nous avons donné les formes principales. Ces équations expriment les relations entre les valeurs simultanées des pressions et des volumes du fluide évoluant soumis à une détente ou à une compression dans des conditions, déterminées. Celles-ci sont imposées par le mode d'opération et, dans tous les cas, la ligne thermique correspondante est déterminée pour toute la durée de l'évolution et les données numériques extraites des équations fournissent la valeur de l'ordonnée représentant la pression et cela pour toute valeur du volume occupé par le fluide à mesure que le piston accomplit sa course.

Ainsi, pendant la période d'admission, p_1 est déterminé; $p = p_1$ et reste constant.

Quand l'afflux de vapeur au cylindre vient à cesser, par suite de la fermeture des lumières, dans la machine idéale, la détente se produit adiabatiquement et l'on a,

$$p_1 v_1^n = p v^n = R_s,$$

l'état initial étant connue, ce qui détermine p_1 et v_1 , $p v^n$ est connu et représente le volume de la constante R_s , et il est facile de calculer la valeur de p correspondant à toute valeur de v .

Par exemple, pour un kilogramme de vapeur initialement sèche se détendant adiabatiquement, on a

$$p_1 v_1^{1.133} = p v^{1.133} = 1,704,$$

et nous obtiendrons, comme valeurs successives de

$$p = \frac{1.704}{v^{1.133}}$$

les volumes étant exprimés en mètres cubes et les pressions en kilogrammes par mètre carré.

v	p	v	p
1	1,734	8	0,160
2	0,773	10	0,124
4	0,353	15	0,064
6	0,222	20	0,060

Ces chiffres donnant les coordonnées de la courbe, nous pouvons

maintenant tracer cette dernière à l'échelle voulue. Cette courbe doit être régulière et continue, et les points d'inflexion qu'elle pourrait présenter indiqueraient de suite une erreur de calcul. Le tracé graphique sert donc aussi de vérification au calcul.

La construction géométrique des courbes de la forme $pv^n = \text{constante}$, étant très facile, on préfère souvent y avoir recours que de

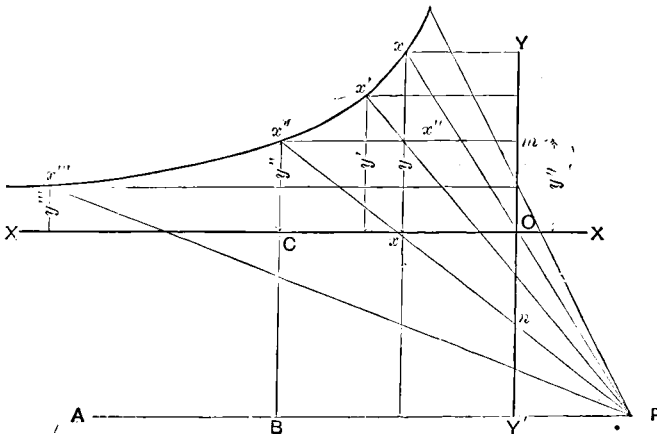


Fig. 132. — Tracé de l'hyperbole.

calculer séparément un certain nombre d'ordonnées. Quand $n = 1$ la courbe est une hyperbole équilatère et peut se tracer par les procédés suivants.

Il existe, pour tracer ces courbes, plusieurs méthodes dont nous allons donner les plus simples, dans le cas de l'hyperbole équilatère ou courbe de Mariotte dont les autres courbes de détente se rapprochent assez pour qu'on puisse la choisir en pratique comme représentant la loi de la détente.

Soient XX , YY les asymptotes données (c'est-à-dire la limite de l'espace mort et la ligne du vide absolu) et x un point quelconque de la courbe ayant xx et xy pour coordonnées.

Prolongeons YO jusqu'à ce que $OY' = YO$ et menons AP , de telle sorte que $Y'P = xY$ et soit parallèle à XX .

Partageons YO et $Y'O$ en divisions égales.

Pour obtenir l'ordonnée Om d'un point quelconque à trouver, menons mx'' parallèle à XX .

En Y' élevons $Y'n = Om$ et menons Pnx'' ; le point x'' d'intersection avec $x'n$ est le point cherché.

En effet, les triangles $ny'P$, nmx'' nous donnent

$$nY' : Y'P :: mn : x'm = \frac{xy}{y''} = x'';$$

soit

$$y'' : x :: y : x'', \quad \text{C. Q. F. D.}$$

Quand la courbe de détente est la véritable hyperbole, il est possible d'obtenir une mesure très approchée de l'espace mort si on connaît le diagramme et, lorsqu'on connaît l'espace mort, au contraire, de déterminer la courbe réelle de détente hyperbolique, de la manière suivante.

Soit $S'E, E', V, S$ un diagramme relevé à l'indicateur, OX la ligne du vide parfait, OY l'extrémité du cylindre augmenté de l'espace mort. OX et OY seront les asymptotes de l'hyperbole $EA A'E'$, courbe de détente.

Prenons deux points sur la courbe AA' dont les coordonnées seront $AK, AG, A'B$ et $A'H$.

Menons AA et de G une parallèle GB à AA' ; le point B , où elle coupera $A'B$ sera un point de la ligne OY .

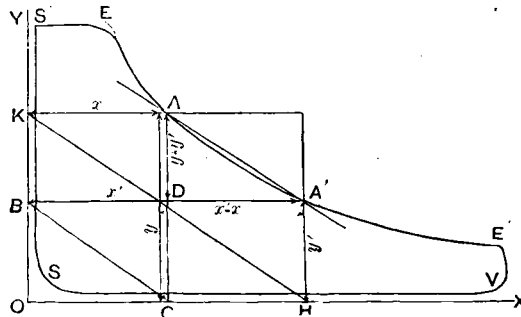


Fig. 133. — Courbe de détente hyperbolique.

Ou bien menons HK parallèle à AA' leur intersection K avec AK sera également un point de OY .

En effet, d'après la loi de Mariotte et les propriétés de l'hyperbole $xy = m; x'y' = m; xy = x'y'$

$$x : x' :: y' : y; x' - x : x :: y - y' : y';$$

ou

$$A'D : BD :: AD : DC.$$

Et les triangles semblables nous donnent (par construction).

$$A'D : BD :: AD : DC'. \quad C. Q. F. D.$$

Inversement, l'espace mort et l'échelle de l'indicateur étant connus ainsi que le point de fermeture du tiroir d'admission, on peut se proposer de trouver la courbe de détente.

Dans la proportion : $y - y' : y :: x' - x : x$, donnons-nous x' et cherchons y' en construisant le triangles KPH semblable à ADA'.

Si nous supposons que le point d'échappement se trouve sur la courbe hyperbolique et si nous la traçons sur le diagramme, nous trouverons presque toujours, non seulement, que cette courbe ne coïncide pas avec celle qui représente la détente sur le diagramme, mais que cette dernière est entièrement située au-dessus de la première. Cela prouve une condensation initiale et une réévaporation pendant la détente, aussi bien qu'une fuite au piston.

Si on prend comme base du diagramme le poids de vapeur réellement sorti de la chaudière et qu'on prenne son volume comme déterminant la première ordonnée de la courbe hyperbolique, il devient facile de retracer les variations que le diagramme réel subit relativement au diagramme, idéal que nous venons de considérer.

Chaque fois que la courbe représentant la ligne de détente appartient à la catégorie dont l'équation est de la forme

$$pv^n = p_1v_1^n = p_2v_2^n,$$

p_1v_1 , ou p_2v_2 étant donnés, les coordonnées, cherchées pour un point quelconque, sont faciles à trouver et tout point nouveau de la courbe idéale déterminée comme suit. De l'expression précédente

$$n \log v + \log p = n \log v_1 + \log p_1;$$

si p_1 et v_1 sont connus, pour tout volume v_1 , le logarithme de la pression correspondante sera

$$\log p = n \log v_1 + \log p_1 - n \log v;$$

cette expression servira à déterminer plusieurs points qui permettront de tracer la courbe.

Nous avons vu que les valeurs de n sont :

- Hyperbole équilatère $n = 1$
- Courbe de vapeur saturée $\frac{17}{16}$, ou $= 1,0646$
- Courbe adiabatique (vapeur). . . $= 1,035 + 0,1x$
- Courbe adiabatique (vap. surch.). $= 1,408$
- Courbe isothermique. $= 1,0$

Dans les machines à faible course, fonctionnant avec de grands rapports de détente et où les espaces morts sont considérables les rapports de détente diffèrent beaucoup de leur valeur apparente.

On trouvera, dans le diagramme suivant (fig. 134), un tracé approché des trois principales courbes de détente de la vapeur, suivant une forme qui fut probablement adoptée pour la première fois par M. Porter¹. AB est le volume initial; AD et BC représentent la pression initiale; EF est une ordonnée quelconque; les

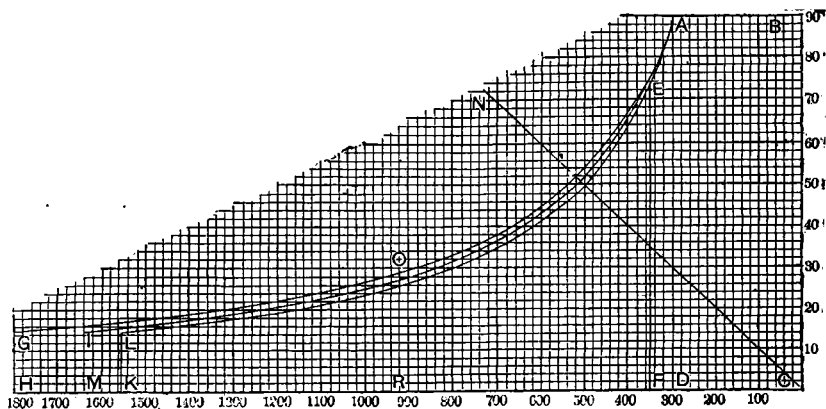


Fig. 134. — Courbes de détente.

ordonnées à la fin de la course sont GH, IM et LK. OR est l'ordonnée à mi-course; GN est l'axe de l'hyperbole équilatère AOG, qui est la courbe supérieure dont GB et GH sont les asymptotes. Les pressions absolues sont portées en kilogrammes par cm² en ordonnées et les volumes de l'unité de poids en abscisse. Ainsi BA est le volume d'un kilogramme de vapeur à la pression donnée; ABCD représente le travail extérieur produit à pleine pression.

¹ Porter, *Engineering*, 1874, p. 100.

C'est généralement cette courbe AOG que l'on choisit pour représenter la détente de la vapeur.

La courbe AOI est celle de la vapeur saturée sèche dont les coordonnées représentent les pressions et les volumes correspondants du fluide restant en contact avec l'eau qui lui a donné naissance. Pour une même pression finale, la détente est moins prolongée que si le fluide obéissait à la loi de Mariotte. La détente se produit probablement suivant cette courbe dans les cylindres munis d'enveloppes.

La courbe inférieure AOL représente la détente adiabatique qui se produirait dans un cylindre parfaitement mauvais conducteur et dont se rapproche l'expansion dans les cylindres des machines à grande vitesse.

L'aire déterminée par chacune de ces courbes représente le travail effectué dans chaque cas et montre clairement le bénéfice réalisé par la détente. Cependant, dans toutes les machines, en pratique, la courbe de détente descend plus rapidement au commencement et moins vite à la fin qu'aucune de ces trois courbes. Comme nous le verrons ailleurs, cette différence est souvent très sensible.

Les condensations intérieures et les fuites affectent en pratique le diagramme, d'une manière différente suivant les points considérés. Les fuites ne doivent pas exister dans une machine convenablement entretenue, et on doit s'attacher à les supprimer dès qu'on s'aperçoit de leur existence. Quant aux condensations initiales, on ne peut guère y remédier. Nous étudierons en détail, dans le chapitre suivant, la loi de leurs variations et l'importance qu'elles peuvent avoir. Quand on obtient, par un essai de chaudières, la quantité exacte de vapeur consommée, il est facile de retracer ces variations, comme par exemple dans le diagramme d'indicateur de la figure 435, relevé par M. Smith, lequel y a tracé la courbe de détente qui aurait été obtenue avec le même poids de vapeur s'il n'y avait pas eu de condensation initiale¹.

Ce diagramme, qui peut être pris comme type, a été relevé sur une machine élévatoire de 705 chevaux indiqués, ayant un cylindre

de 2^m,160 de diamètre et de 3 mètres de course, fonctionnant à 11 tours et demi par minute. La courbe extérieure représente la détente telle qu'elle se serait produite dans la machine idéale, avec un cylindre non conducteur de la chaleur. Si nous mesurons les abscisses des deux diagrammes, nous remarquerons que la condensation varie de 30 p. 100 au minimum à 50 p. 100 au maximum. Le diagramme idéal s'étendrait aussi plus loin sur la droite, au delà des limites de la figure. Quand les deux courbes, réelle et

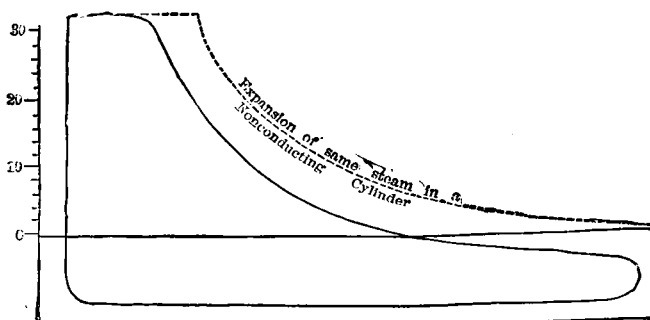


Fig. 135. — Courbe réelle et courbe théorique.

Expansion of steam in a non conducting Cylinder.

Détente de la vapeur dans un cylindre non conducteur de la chaleur.

idéale, se suivent ainsi parallèlement, à une certaine distance, c'est preuve d'une importante condensation initiale, et il se produit une réévaporation correspondante pendant la période d'échappement. Or, la condensation initiale est, elle aussi, proportionnelle à la réévaporation qui refroidit le cylindre.

Toutefois, en traçant des diagrammes prévus, l'ingénieur, ne pouvant tenir compte de ces faits imprévus, suppose implicitement que le point d'échappement, ou point d'intersection du prolongement de la courbe de détente avec l'ordonnée extrême du diagramme, correspond, dans les courbes réelle et idéale, et trace l'hyperbole en partant de ce point. La comparaison du diagramme idéal ainsi construit avec celui que relève l'indicateur permet de juger le fonctionnement de la machine au point de vue thermodynamique.

Rankine a indiqué une construction qui permet à l'ingénieur de trouver la pression moyenne absolue dans le cylindre et la pression finale (voir fig. 136). Menons AB et AC; prenons AG égal au quart de AB; de C comme centre décrivons l'arc BFG; AG

sera la course du piston augmentée de l'espace mort. Prenons, à l'échelle choisie, GD proportionnelle à l'espace mort, AD sera la course. Prenons AE proportionnel à la période d'admission et

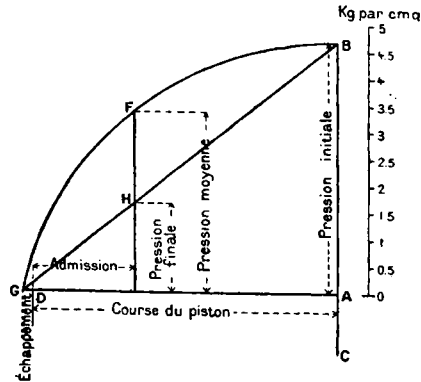


Fig. 136. — Tracé de Rankine.

menons la perpendiculaire EF , cette dernière représentera la pression moyenne absolue avec une approximation très grande. EH donnera la pression finale ¹.

Alors $\frac{EF}{AB} = \frac{1 + \log_e r}{r} = \frac{P_m}{P_1}$, environ; la quantité EF est un peu grande pour les valeurs maxima de r et inversement; elle est exacte pour $r = 3,5$.

La courbe $pv^n = C$ peut se construire approximativement par la méthode suivante (voir fig. 137). Prenons L comme point de départ, traçons de ce point une horizontale QC , à une petite distance au-dessous de L . Il s'agit de trouver S , point de la courbe qui se trouve sur QC . A cet effet menons

$$OT = \frac{DQ}{n-1} \text{ et } OR = \frac{OQ}{n-1}$$

et complétons le rectangle NT comme cela est indiqué sur la figure. Prenons Z au milieu de DQ , joignons ZF et prolongeons cette ligne jusqu'à ce qu'elle rencontre en E l'horizontale menée par T_1 . Une ligne verticale passant par E nous fournira très

approximativement la nouvelle ordonnée qui détermine le point S par son intersection avec QC.

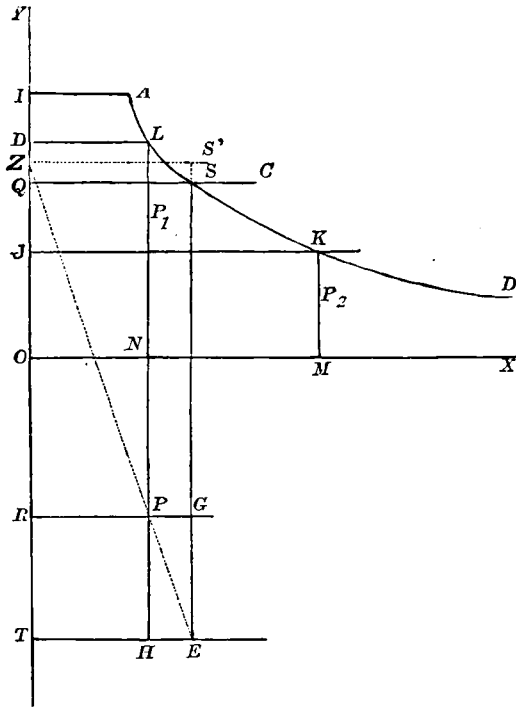


Fig. 137. — Construction de la courbe de détente.

En effet, si nous complétons le rectangle TS', comme l'indiquent les lignes ponctuées, les rectangles ZH, ZG sont égaux puisque $\frac{ZR}{ZT} = \frac{FR}{RG}$, $ZR \times RG = FR$ et ZN est commun.

$$OH = OG + NS';$$

c'est-à-dire que

$$\text{rectangle } NS' = \text{rectangle } OH - \text{rectangle } OG.$$

Si les points L et S sont suffisamment rapprochés, l'aire du rectangle NS' peut différer très peu de celle déterminée par LSN et les rectangles OH, OG sont respectivement égaux à $P_1 V_1$, $P_2 V_2$ divisés par $n - 1$. D'où, si nous nous rapportons à la formule donnant la surface indiquée plus haut, il paraît évident que

nous aurons déterminé S de telle façon que le point soit sur la courbe $PV^n = \text{const.}$ très approximativement.

La construction des lignes thermiques une fois connue, il est facile de les tracer sous forme de diagrammes représentant le cycle des opérations d'une machine thermique, quand on connaît le système de cette machine et son mode d'opération. On peut donc ainsi donner une solution graphique des problèmes relatifs au travail et au rendement.

Les courbes que l'on relève sur les machines diffèrent tellement, dans la plupart des cas, de celles que donne la machine idéale qu'il est inutile, en pratique, d'adopter les expressions compliquées qui servent à la déterminer. Les courbes, beaucoup plus simples que nous venons d'apprendre à construire, sont d'une application aussi satisfaisante dans la pratique. Rappelons seulement que, dans les machines à vapeur, la courbe de détente s'abaisse, au début, plus vite que l'hyperbole ordinaire, mais moins vite à la fin.

104. — Les opérations du cycle thermodynamique consistent en une série de changements thermodynamiques, disposés suivant un ordre et présentant un caractère tels qu'à la fin de l'évolution on retrouve les conditions physiques initiales. Carnot fut le premier à définir de tels cycles et à attirer l'attention sur ce fait que, dans une semblable évolution, on pouvait ne pas tenir compte de la structure interne et des variations d'énergie, puisque, à la fin de chaque cycle, le fluide évoluant, quelle que soit sa nature « revient précisément à l'état initial, c'est-à-dire à cet état défini par sa densité, sa température et son mode d'aggrégation ».

Par conséquent, dans de telles évolutions, il n'est d'aucune importance de chercher à connaître les forces internes ni de se rendre compte si l'on a affaire à un gaz, à une vapeur, à un solide ou à un liquide. Leur variation d'énergie interne, positive et négative, doivent s'équilibrer mutuellement, et leur somme, après accomplissement du cycle, doit être nulle. Il devient alors facile, ainsi que Carnot l'a démontré, de déterminer l'effet utile et les pertes d'une évolution thermodynamique effectuée suivant un cycle, sans tenir compte du caractère du fluide.

Le plus connu de ces cycles est le « cycle de Carnot » où la détente du fluide est (1) isothermique, (2) adiabatique, où la compression est (3) isothermique, (4) adiabatique. Cette dernière période est combinée de manière que le fluide soit, à la fin de cycle, lorsqu'elle se termine, revenu à ses température, pression et volume initiaux. Ici, le travail de la détente adiabatique est contre-balancé par celui de la compression adiabatique. De même, les travaux positifs et négatifs effectués au cours des variations isothermiques sont exactement proportionnels aux températures constantes absolues auxquelles ont lieu les deux évolutions. Ainsi, en résumé, de ce cycle résulte la production d'un travail par la transformation d'une proportion de l'énergie calorifique totale $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$ en énergie mécanique et la perte d'une proportion $\frac{T_2}{T_1}$ de chaleur non transformée. C'est là, ainsi que Carnot l'a démontré, le rendement maximum d'un système quelconque et quel que soit le fluide adopté.

Il est évident que les mêmes principes s'appliquent à la machine à vapeur et le but que doit se proposer l'ingénieur consiste à se rapprocher le plus possible de ce rendement maximum, en cherchant à obtenir la valeur d'utilisation la plus élevée qu'il soit possible en faisant $T_1 - T_2$ aussi grand qu'il se pourra.

Dans le but de résoudre un grand nombre de problèmes relatifs à la théorie thermodynamique de la machine à vapeur et des autres moteurs thermiques, il convient d'étudier les modes de dépense de la chaleur et de production de travail extérieur, pas à pas, suivant le cycle, et de déterminer ainsi l'étendue et le caractère de ces infractions au mode d'évolution indiqué par le cycle de Carnot, qui se traduisent par des pertes de chaleur et d'effet dynamique.

On trouvera figure 138 la forme la plus régulière de cycle thermodynamique que l'on puisse rencontrer dans l'étude du fonctionnement des machines thermiques.

AB et CD sont deux lignes isothermiques coupées par deux lignes adiabatiques EF et GH. Le cycle de Carnot est, pour la machine parfaite, $abcd$; on trouvera le même en $abnm$, où les lignes adiabatiques sont remplacées par des lignes à volume constant. Les autres, tels que $efgh$ et $fijh$, sont formés

par des lignes à pression constante, coupant les deux paires de courbes, et par des lignes à volume constant qui les traversent, comme en $abnm$, et en $opqr$. On peut, à l'aide d'autres combinaisons, former d'autres cycles. Celui représenté par $wstu$ est le cycle idéal de la machine à vapeur modifié par la ligne

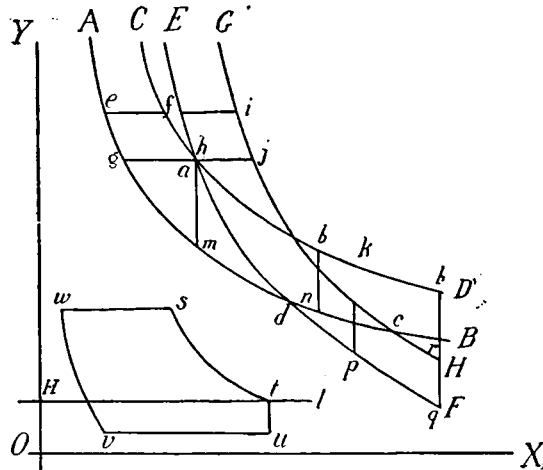


Fig. 138. — Cycle thermodynamique.

d'échappement et par une chute de pression à volume constant en tu ; HI est la ligne atmosphérique. La ligne isothermique correspond ici à cette portion de AB ou de CD à l'extrémité droite, où elle devient asymptote à OX. Le cycle de Carnot $abcd$ trouve une application remarquable dans la machine à air chaud de Stirling. Dans cette dernière, une certaine masse d'air est emprisonnée à demeure dans un cylindre où elle passe successivement par toutes les variations de pression, de volume et de température que nous avons décrites. Cette machine est d'ailleurs la plus efficace de toutes les machines à air chaud connues jusqu'ici.

Dans les machines à vapeur très perfectionnées, le cycle fermé $wstu$ se reproduit aussi. Par exemple, dans les machines marines, l'eau d'alimentation est prise à la bêche où se produit la décharge de la pompe à air du condenseur à surface ; elle passe dans la chaudière où elle est convertie en vapeur grâce au dégagement de chaleur produit par la combustion du charbon ; de là,

elle est dirigée vers le cylindre où sa détente entraîne la conversion d'une partie du calorique qu'elle contenait en énergie mécanique par une opération analogue à celle que nous avons décrite pour le cycle de Carnot. Cette vapeur pousse d'abord le piston à pression et température constantes, comme cela est indiqué pour un cycle de l'espèce. Elle se détend ensuite adiabatiquement jusqu'à un volume final maximum correspondant à la pression et à la température minimum ; puis elle est refoulée, à cette pression minimum, au condenseur qui absorbe la chaleur de compression et maintient constantes la température et la pression, de manière à donner une variation isothermique. Finalement, réduite de nouveau à l'état liquide, elle retourne à la chaudière pour recommencer à parcourir un cycle semblable à celui qu'elle vient de traverser. La dernière phase de l'évolution, le refoulement dans la chaudière à l'état liquide et l'élévation de sa température à la température de la vapeur suivant laquelle cette eau va être transformée, correspond à la période de détente adiabatique de l'autre côté du cycle. Pour qu'elle fût exactement suivie, il faudrait évidemment que cette dernière phase comporte le refoulement de la vapeur en liquide à une température plus élevée, par une action purement mécanique, alors qu'en réalité cette eau est introduite froide dans le liquide et que l'élévation de température est produite par une addition de chaleur.

L'action de la machine sans condensation est la même dans son essence. La vapeur entre dans la machine à sa température et à sa pression maximum, elle pousse le piston, jusqu'au point de fermeture d'admission, suivant une ligne isothermique, elle est ensuite détendue jusqu'à la pression et la température finales suivant une courbe adiabatique, autant du moins que le mode particulier d'opération le permet ; elle s'échappe enfin, par une phase évidemment isothermique, dans l'atmosphère où elle se condense, l'atmosphère jouant ici le rôle de source froide, elle réapparaît enfin comme eau d'alimentation qui sera soumise à la même évolution. Ainsi, chaque tour reproduit deux cycles complets, un sur chacune des faces du piston.

Dans les essais de machines, il est indispensable, pour obtenir des résultats exacts, avant que les opérations ne commencent, que

le « régime » de la machine soit bien établi et que les cycles successifs soient reproduits à chaque tour dans les mêmes conditions. Ces précautions sont nécessaires en raison des réactions thermiques, examinées plus loin, qui se produisent entre la vapeur et les parois du cylindre et jouent un rôle important dans le fonctionnement économique de la machine. Or, il faut un certain temps pour que la régularité de ces actions s'établisse.

Si l'on compare la manière dont se comportent l'air et la vapeur que l'on peut choisir comme représentant deux genres extrêmes de fluides évoluant, on trouvera, d'après les formules indiquées plus haut qui montrent que le rendement maximum du fluide ne dépend que la température, que tous deux présenteront la même utilisation en tant que milieu servant à la transformation de la chaleur en énergie mécanique pourvu toutefois que, dans les deux cas, les température initiale et finale soient les mêmes. Les formules permettent d'effectuer facilement cette comparaison, les deux fluides étant supposés parcourir un cycle de Carnot.

Une telle comparaison a été effectuée par Rankine en 1867¹, on trouvera ci-dessous les données et les résultats :

DONNÉES

$$t_1 = 186^\circ \text{ C} \quad T_1 = 460^\circ$$

$$t_2 = 40^\circ \text{ C} \quad T_2 = 314^\circ$$

$$T_1 - T_2 = t_1 - t_2 = 146^\circ$$

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_2} = 0,317$$

U est supposé égal à : 334 573 kilogrammètres.

Pression de la vapeur	$p_1 = 27\,595 \text{ kg par m}^2$	$P_1 = 2^{kg},759 \text{ par cm}^2$
Pression de l'air	$p_1 = 24\,657$	$P_1 = 2^{kg},465$
Volume initial de vapeur	1 mètre cube	
Poids de la vapeur	1 ^{kg} ,532	
Poids de l'air	25 ^{kg} ,833	
Volume initial de l'air	9 ^m 3,810	
Volume de l'air, pression atmosphérique	22 ^m 3,87	

RÉSULTATS

	Machine à vapeur.	Machine à air chaud.	Différence.
Chaleur dépensée, en kilogrammètres.	334 573	334 573	0
— rejetée —	260 030	260 030	0
— transformée en travail.	74 543	74 543	0
Travail de détente	81 614	334 573	252 959
— de compression	7 071	260 030	252 959
— d'après l'indicateur.	74 543	74 543	0
Rendement	0,317	0,317	0

On voit qu'il y a eu production d'un travail beaucoup plus considérable, pendant la course avant, dans le cas de la machine à air chaud, que dans celui de la vapeur, mais cet excès a été contrebalancé pendant la compression, au retour, la chaleur ainsi dégagée étant nécessairement perdue. Ainsi donc, au cours de chaque cycle les deux machines ont produit exactement le même travail, dépensant la même quantité de chaleur et donnant exactement le même rendement. Seulement la machine à air chaud est beaucoup plus volumineuse et plus lourde, ce qui donne finalement avantage à la machine à vapeur. Cet avantage est d'autant plus grand que la pression est plus élevée ; il devient d'une importance primordiale dans certaines applications spéciales.

Dans tous les cas où il y a changement adiabatique de volume sous pression, avec production de travail externe, le changement thermique sera exprimé, en unités dynamiques, par

$$W = (Jct + xl) - J (cl' + x'l') \\ = Jc (t - t') + (xl - x'l')$$

où x et l représentent la proportion du fluide à l'état de vapeur dans le mélange et la chaleur latente correspondante. Pour les gaz, $x = x' = t$ et $l = l' = 0$; et nous aurons

$$W = Jc (t - t').$$

Quand le travail est produit par détente, $t - t'$ est positif et la différence des chaleurs latentes peut être positive ou négative. Pour la compression les valeurs sont de signes contraires. On retrouve le premier cas dans les machines thermiques et le second dans les machines

servant à la production du froid. Dans la première, on améliore le rendement en augmentant le plus possible l'écart des températures entre lesquelles se produit la détente et en abaissant la température finale, et inversement pour la seconde. Pour la première en effet on a

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

et pour la seconde

$$\frac{JQ}{W} = E = \frac{T_3}{T_1 - T_2} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2}$$

En résumé, le choix du fluide moteur est entièrement indépendant des considérations thermodynamiques, puisque, sous ce rapport, tous les fluides, ont le même rendement.

Par des comparaisons analogues, on peut formuler des conclusions intéressantes relatives aux propriétés thermodynamiques des diverses vapeurs que l'on peut à divers degrés utiliser dans les machines à vapeur d'eau, d'éther, de chloroforme, d'alcool, de sulfure de carbone ¹.

Alors que ces différents fluides évoluent entre les mêmes températures et présentent par conséquent le même rendement thermodynamique, on observe, dans leurs tensions, des différences considérables, à la fois aux températures initiale et finale. Le chiffre maximum est donné par l'éther et le chiffre minimum par la vapeur d'eau, le premier est environ quatre fois plus élevé. On a remarqué qu'à une tension élevée correspond une faible valeur de l'énergie potentielle de chaleur latente, alors qu'une grande élasticité est généralement accompagnée d'une densité élevée bien que l'on n'ait pu encore, sous ce rapport, établir de relation directe.

On trouve aussi de grandes différences dans le travail, dans les phrases de détente et de compression. Pour un même travail net effectif, celles d'entre les vapeurs pour lesquelles le travail d'expansion est le plus grand absorbent aussi le maximum de travail pendant leur compression, la différence entre les énergies fournies et absorbées étant constante pour tous ces fluides.

¹ Efficiency of Fluid in Vapor-engines; *Van Nostrand's Magazine*; 1884, Wood's Thermodynamics, 1883

La variation du rapport de détente dans tous ces fluides est très sensible. L'influence de ce rapport et de l'importance des volumes finaux, sur les dimensions du cylindre, ont une importance pratique que l'on ne saurait mettre en doute.

En résumé, on trouvera, si nous bornons notre comparaison aux limites de température et de pression adoptées dans la pratique, que la vapeur d'eau est la plus avantageuse à employer dans les machines en raison des conditions de leur fonctionnement. Aussi, malgré les avantages apparents que possèdent les autres vapeurs sous le rapport de l'augmentation des températures et des pressions, il paraît peu probable qu'elles soient jamais appelées à détrôner la vapeur d'eau.

Il est également évident que les machines à gaz et à air, donnant des rendements thermodynamiques si élevés, présentent au contraire un mauvais rendement mécanique. Pour améliorer ce dernier, il faudrait augmenter le poids fluide du soumis aux opérations thermodynamiques dans un cylindre de capacité donnée, c'est-à-dire augmenter sa densité initiale.

Nous avons groupé dans les pages suivantes les expressions thermodynamiques relatives à l'étude de la machine idéale, on pourra ainsi les consulter plus facilement :

$$\S 84. \quad (1) \quad dH = Qd\varphi.$$

$$\S 86. \quad (2) \quad dH = Td\varphi.$$

$$(A) \quad dH = dS + dL + dU.$$

$$(B) \quad dH = dS + dW.$$

$$(C) \quad dH = dE + dU.$$

$$\S 90. \quad (3) \quad \log p = a - bx^x - c\beta^x.$$

$$\S 91. \quad (3) \quad \frac{p_0 v_0}{p_1 v_1} = \frac{1}{1,365}.$$

$$(4) \quad \frac{p_1 v_1 - p_0 v_0}{p_0 v_0} = \frac{0,365}{1}.$$

$$(5) \quad \frac{T_0}{T_1} = \frac{p_0 v_0 - 0}{p_1 v_1 - 0} = \frac{1}{1,365}.$$

$$(6) \quad \frac{T_1 - T_0}{T_0} = \frac{0,365 p_0 v_0}{p_0 v_0}. \quad T_0 = \frac{100}{0,365} = 274^\circ \text{ centigrades}$$

(ou 493° F.).

$$(9) \quad t - t_0 = 274 \frac{pv - p_0 v_0}{p_0 v_0}.$$

$$\S 93. \quad Jc_p = K_p, \quad Jc_v = K_v.$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{K_p}{K_v}.$$

$$dU = p dv.$$

$$(13) \quad H = H_0 + K_p (T_1 - T_0).$$

$$\S 95. \quad (1) \quad \frac{pv}{p_0 v_0} = \frac{T}{T_0} = \text{constante} = R, \text{ pour un gaz parfait.}$$

$$(2) \quad R = \frac{pv}{T}.$$

$$\S 96. \quad (2') \quad p = T \left(\frac{dv}{dT} \right)_v.$$

$$(3) \quad dH = K_v dT + T \left(\frac{dp}{dT} \right)_v dv = T d\varphi \\ = K_v dT + RT \frac{dv}{v}$$

$$(5) \quad = K_v dT + p dv.$$

$$dH = K_p dT - T \left(\frac{dv}{dT} \right)_p dp.$$

$$(6) \quad = K_p dT - RT \frac{dp}{p} \\ = K_p dT - dpv.$$

$$\S 96. \quad (7) \quad dH = (K_v + R) dT - \frac{RT}{p} dp.$$

$$(8) \quad \frac{dH}{dT} = K_p = K_v + R, \quad R = K_p - K_v.$$

$$(12) \quad d\varphi = K_v \frac{dT}{T} + \frac{dp}{dT} dv.$$

$$d\varphi = (K_v + R) \frac{dT}{T} - \frac{dv}{dT} dp.$$

$$d\varphi = K_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}.$$

$$(15) \quad \varphi = K_v \log_e T + R \log_e v + C.$$

Quand le gaz se détend ou se contracte à une température constante,

$$\S 96. \quad H = RT_1 \log_e \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \log_e \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \log_e r.$$

Détente adiabatique :

$$\S 96. \quad dH = K_v dT + (K_p - K_v) T \frac{dv}{v} = 0.$$

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\gamma-1}.$$

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}.$$

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\gamma}.$$

Travail d'un gaz parfait à température constante :

$$\S 96. \quad U = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} p_1 v_1 \log = \frac{p_1 v_1}{\gamma} \cdot r = \frac{p_1 v_1}{\gamma} \log r.$$

$$U = p_1 v_1 \log r.$$

Travail de la détente adiabatique :

$$\S 96. \quad U = p_1 v_1^{\gamma} \int_{v_1}^{v_2} v^{-\gamma} dv = \frac{p_1 v_1}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} \right].$$

CHAPITRE V

THÉORIE THERMODYNAMIQUE DE LA MACHINE A VAPEUR PERTES D'ÉNERGIE. — RENDEMENT

105. — La théorie thermodynamique de la machine réelle comprend l'application des principes de la science que nous venons d'étudier à la détermination des quantités d'énergie calorifique converties en énergie mécanique, de la proportion de cette énergie qui se perd, du rendement de la vapeur en tant que fluide moteur, enfin, du poids de vapeur et, quand cela est possible, de charbon dépensé par cheval-heure, ou par toute autre unité de puissance, pour effectuer une telle transformation dans une *machine idéale*, au point de vue purement *thermodynamique*.

Puisque cette science ne considère que les phénomènes thermiques ou les énergies mécaniques équivalentes et ne s'occupe nullement des changements ou transferts d'énergie d'ordre physique, ces derniers, qui séparent la machine réelle de la machine théorique, devront être traités à part. L'étude thermodynamique que nous allons entreprendre d'abord ne comprendra donc que les recherches relatives à la machine idéale sujette aux seules pertes thermodynamiques.

L'étude de la machine réelle au contraire comprend l'examen de leur fonctionnement à un point de vue physique et dynamique, ce qui rend le problème bien autrement compliqué que celui dont s'occupe la thermodynamique et les solutions moins précises.

On admet encore aujourd'hui, comme Hirn le disait il y a quelque temps déjà, qu'il est impossible d'édifier une théorie de la machine à vapeur qui soit scientifiquement exacte et qui s'accorde

complètement avec la pratique¹. Néanmoins, l'ingénieur est bien forcé de recourir à des méthodes à priori et à des formules pour établir ses avant-projets, non seulement pour la détermination de la dimension des organes, mais encore afin d'estimer approximativement le rendement de la machine, le prix auquel sera obtenu la puissance développée, et la consommation de vapeur ou de combustible.

Dans les pages qui suivront, nous décrirons les méthodes approximatives qui peuvent paraître utiles en pratique. Toutefois, il est bon de ne pas perdre de vue que l'ingénieur doit se laisser guider par son expérience antérieure, relative à des constructions similaires, sur laquelle il devra, de préférence, borner ses estimations.

106. — La machine à vapeur, considérée en tant que machine thermique, est un moteur où l'énergie calorifique, emmagasinée dans la vapeur, est convertie, sous forme dynamique, et appliquée ainsi aux différents travaux que la machine est destinée à accomplir. La vapeur, produite dans la chaudière, est fournie à la machine à une pression et à une température qui permettent une détente, aussi prolongée que possible, adiabatique ou approximativement telle, et la transformation de la plus grande fraction possible de son énergie calorifique.

Cette énergie existe dans la vapeur, à l'état initial, sous forme de chaleur latente et de chaleur sensible, cette dernière étant, comme nous l'avons vu, d'autant plus grande que la température est plus élevée. S'il était possible d'employer le fluide à la température et à la pression correspondant à son « état critique », toute l'énergie calorifique se trouverait sous la forme sensible.

Dans tous les cas, une fraction de la chaleur dépensée est convertie en travail, au cours de l'évolution cyclique qui a lieu dans la machine. L'autre portion, ordinairement plus grande, est nécessairement rejetée à la température minimum que l'on atteint. Le rendement est d'autant plus élevé que cette fraction, transformée en puissance mécanique, est plus grande et le maximum possible d'effet utile est donné par la proportion

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{H_1 - H_2}{H_1},$$

d'énergie totale calorifique contenue par le fluide à son entrée dans la machine.

Comme on l'a vu ailleurs (§ 93 et 112) la quantité de travail accomplie par l'unité de poids du fluide moteur est déterminée par la quantité d'énergie qui peut être emmagasinée sous forme de chaleur latente de dilatation et de vaporisation. Sous ce rapport, la vapeur est supérieure à tous les autres fluides, et la machine, dans laquelle on l'utilise, peut avoir un volume et un poids plus petit que dans le moteur à air chaud par exemple dont la chaleur latente est très faible.

107. — Les machines réelle et idéale diffèrent si radicalement, dans leurs conditions de fonctionnement, aussi bien que dans la nature et dans l'importance des pertes d'énergie qui y ont lieu, que l'ingénieur doit établir une distinction complète entre les deux cas.

La machine idéale ne comporte qu'un problème purement dynamique, susceptible d'une solution mathématique et exacte. Elle ne considère que la transformation d'énergie thermique en énergie dynamique, sans autre perte que le déficit inévitable indiqué par la seconde loi de la thermodynamique et dont on peut calculer facilement et avec précision l'importance dès que l'on connaît les conditions définitives du problème. Nous avons indiqué plus haut la manière d'opérer ce calcul et les applications qu'il comporte.

La machine réelle est un organisme composé de corps incapables de retenir la chaleur et permettant un échange avec le fluide évoluant, ce qui entraîne de grandes pertes : extérieures par conductibilité et rayonnement, et intérieures, par l'absorption et la restitution alternatives de chaleur au fluide, de telle manière qu'une notable proportion de la chaleur ne subit pas de transformation. Elle est également sujette à une perte d'énergie mécanique importante employée à faire mouvoir ses propres organes.

La machine réelle et la machine idéale présentent donc des

rendements très différents résultant des énormes différences qui existent entre les conditions physiques de leur fonctionnement, inhérentes aux opérations thermiques et mécaniques accompagnant inévitablement les phénomènes thermodynamiques. Il ne faut pas croire, qu'en pratique, les machines à vapeur soient les seules à s'écarter considérablement du fonctionnement idéal. Il en est de même pour les moteurs à gaz et à air chaud, et cela, souvent, à un degré suffisant pour conduire à des résultats radicalement différents de ceux indiqués par la thermodynamique pure.

Les machines à gaz et, en général, tous les moteurs à explosion, sont mus par un mélange de gaz chaud et de produits vaporeux de la combustion; ces derniers sont, comme la vapeur, sujets à des changements d'état thermique, rapides et considérables. Les gaz étant enfermés dans des cylindres ou des récipients artificiellement refroidis à l'extérieur par un courant d'air ou d'eau, il se perd d'énormes quantités de chaleur à mesure que la détente se produit, et le rendement de la machine est diminué en proportion.

Les pertes augmentent à mesure que le rapport de détente s'accroît, ce qui limite le rapport d'expansion au-dessous du chiffre qui donnerait l'économie maximum et abaisse le rendement.

Il se condense toujours une certaine quantité de vapeur dans le cylindre, en raison de la conversion d'une partie de sa chaleur en travail, et cela même quand la détente est parfaitement adiabatique.

En pratique, la condensation est plus grande encore en raison de l'influence des parois à moins que, par la surchauffe ou par l'emploi d'une enveloppe efficace, on puisse fournir à la vapeur une quantité considérable de chaleur avant ou pendant l'expansion. La première quantité est toutefois insignifiante en comparaison des pertes directes de chaleur; elle doit en effet rarement se monter à 10 p. 100 de la chaleur dépensée et se tient, généralement, bien au-dessous de cette valeur.

Les condensations initiales et les réévaporations correspondantes pendant la détente, pour les machines à vapeur, et le refroidissement initial, sans réchauffage ultérieur, dans les machines à gaz, sont les deux plus grandes sources de perte de chaleur dans

les moteurs thermiques. Ces pertes sont à la fois absolument et relativement d'autant plus grandes que l'écart total de température pendant la détente est plus grand, et particulièrement avec une faible contre-pression.

La vapeur qui sort du cylindre, à travers les orifices d'échappement, pour se diriger vers le condenseur, est humide et contient en suspension beaucoup d'eau de condensation; elle est donc conductrice de la chaleur et, en outre, éminemment propre à en absorber. Elle soustrait au cylindre de grandes quantités de chaleur enlevées à ses surfaces intérieures et les laisse relativement froides et recouvertes d'une buée à la même température. La vapeur, qui entre au cylindre pendant la période d'admission, rencontre ces surfaces métalliques froides et l'eau qui les recouvre, elle se condense en quantité suffisante pour ramener ces surfaces à leur température primitive qui est celle de la vapeur vive. A mesure que le piston avance, il découvre de nouvelles surfaces sur lesquelles la condensation continue jusqu'à ce qu'une notable quantité de la vapeur introduite dans le cylindre se trouve condensée sous forme d'eau liquide ou vésiculaire. Vers la fin de la détente et plus particulièrement pendant l'échappement, il se produit une réévaporation, sur les surfaces humides ou au sein de la vapeur contenant de l'eau à l'état vésiculaire, à des pressions plus basses, mais d'une importance égale.

Ainsi, une notable quantité de chaleur est ainsi dirigée sur le condenseur; comme elle ne produit qu'un travail insignifiant, et souvent aucun travail, il en résulte une perte qui affecte considérablement le rendement de la machine et la consommation de combustible.

On peut réduire notablement cette perte en surchauffant la vapeur ou par l'emploi d'enveloppes de vapeur. On a reconnu que les pertes qui ont cette origine ont une importance si grande et augmentent si rapidement avec le degré de détente qu'elles assignent en pratique une limite étroite à l'accroissement du rapport de détente.

C'est donc seulement dans les pertes qui constituent la différence existant entre la manière dont se comportent les machines idéale et réelle, fonctionnant aux mêmes pressions et températures,

que l'on doit rechercher les causes des rendements si variés donnés par les différentes machines à vapeur.

La vapeur venant de la chaudière, qui entre dans la machine, sert de véhicule pour le transport de la chaleur et de milieu pour la transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique.

On appelle « puissance indiquée » le travail accompli à l'intérieur du cylindre et que l'on mesure en pratique à l'aide de l'indicateur.

Le rendement thermodynamique est le rapport de ce travail à l'équivalent mécanique de la chaleur fournie à une machine pour l'accomplir. On peut appeler *rendement du fluide moteur* le rapport du rendement thermodynamique au rendement pratique mesuré lui-même par le rapport de l'énergie mécanique produite à la chaleur totale actuelle dépensée y compris les pertes intérieures. C'est le rendement pratique de la vapeur ou du gaz employés comme véhicule et comme milieu pour le transport et la transformation de l'énergie.

L'énergie développée sur le piston et mesurée par l'indicateur subit une réduction, due aux frottements de la machine, avant d'être utilisable sur l'arbre moteur, après avoir successivement passé par l'intermédiaire de tous les organes. Il faut donc déduire cette perte du travail donné par l'indicateur, pour obtenir le travail réellement utile, disponible sur l'arbre de couche et mesuré ordinairement à l'aide du frein. Le rapport de la puissance indiquée donne le *rendement mécanique de la machine*.

En pratique, ces différents travaux sont toujours mesurés en chevaux-vapeur.

103. — Les pertes auxquelles sont soumises les machines à vapeur appartiennent à trois classes distinctes : (1) la perte thermodynamique ; (2) la perte physique et thermique ; (3) les pertes dues au frottement et les autres pertes mécaniques.

La première se calcule facilement, quand on connaît le cycle thermodynamique suivant lequel évolue la machine, et peut se calculer avec précision.

La seconde se divise en deux parties : la perte de chaleur directe due à la conductibilité et au rayonnement immédiat, et la perte due

au phénomène décrit dans le paragraphe précédent, à l'absorption alternative de chaleur, non transformée, par les parois du cylindre et au dégagement, également alternatif et correspondant pendant la période d'échappement, de cette chaleur non utilisée.

La troisième est produite par les pertes auxquelles est soumise l'énergie préalablement transformée par l'évolution thermodynamique, de la forme thermique à la forme dynamique, et dépensée à vaincre la contre-pression et les frottements.

Si de l'énergie totale fournie sous forme de chaleur on déduit la somme de ces pertes, le reste mesure l'énergie calorifique utilisée par la machine et rendue disponible sous forme de travail mécanique.

Comme nous l'avons déjà vu, le rendement d'une machine, considéré au point de vue purement dynamique, ne dépend que du mode de production et de décharge de la chaleur et nullement de la nature du fluide moteur ou des dispositions générales.

Les pertes de chaleur à l'intérieur de la machine réelle sont, par ordre d'importance :

- (1) Perte thermodynamique ;
- (2) Condensations intérieures ;
- (3) Conductibilité et rayonnement.

Envisagées plus en détail, ces dernières pertes sont dues aux actions suivantes :

- (1) Pertes à l'échappement dues à l'action des parois du cylindre ;
- (2) Détente incomplète ;
- (3) Contre-pression ;
- (4) Espace mort et laminage ;
- (5) Avance à l'échappement ;
- (6) Transmission extérieure de la chaleur.

On peut y ajouter :

- (7) Pertes dues à la chaudière et diverses.

Les caractères de ces différentes pertes d'énergie dans la machine réelle et leur mode de production restent encore à étudier, et leur importance à être déterminée par des recherches expérimentales.

Ainsi que Cotterill a été probablement le premier à le remar-

quer, les pertes pendant l'échappement comprennent à la fois celles qui sont dues aux condensations initiales et à la condensation pendant la détente. Cette dernière ne produit guère que de l'eau, à l'état vésiculaire, en suspension dans la vapeur, qui n'a qu'une action infime sur le refroidissement du cylindre. La seconde au contraire est à peu près la seule cause de la perte due à la soustraction et au dégagement alternatifs de chaleur dont la vapeur et les parois du cylindre sont le théâtre. Comme l'a montré Hirn, il y a toujours, dans ce cas, équivalence entre la chaleur absorbée et la chaleur dégagée, autrement dit, entre la perte de chaleur à l'échappement et l'absorption de chaleur à l'admission ¹.

A toutes ces causes de perte qui diminuent le rendement des machines, il est intéressant d'ajouter, lorsque l'on désire obtenir une plus grande approximation, le travail absorbé par la pompe à air dans les machines à condensation et par la pompe alimentaire dans toutes les machines, mais ce dernier est si faible qu'on le néglige le plus souvent en pratique.

109. — **Les pertes thermodynamiques** n'ont trait qu'à cette fraction, de la chaleur fournie à la machine idéale, qui est forcément perdue et rejetée aux températures et pressions minima, pendant le retour du piston. Dans les machines où l'on opère toujours sur le même fluide, l'énergie est perdue sous forme de chaleur cédée par échange à un autre corps extérieur plus froid. Le travail de la machine est alors produit par le changement de volume, de température, de pression et de chaleur totale d'une masse constante de molécules. Dans les autres machines, la chaleur perdue est rejetée après l'évolution avec le fluide à l'intérieur duquel elle est incorporée. La machine à air chaud de Stirling et la machine sans condensation sont des exemples de ces deux genres de fonctionnement.

Dans la machine idéale et parfaite, évoluant suivant le cycle de Carnot, les proportions de chaleur utilisée et perdue au point de vue thermodynamique sont, nous l'avons vu, données par

¹ Les machines à condensation par surface sont aussi, en principe, un exemple du premier mode de fonctionnement. (N. d. T.)

$$H_a = \frac{T_1 - T_2}{T_1} H_1 ;$$

et

$$H_b = \frac{T_2}{T_1} H_1 ; H_a + H_r = H_1 ;$$

où H_a , H_b , H_1 représentent respectivement les quantités de chaleur utilisées, perdues et fournies initialement.

Plus le fonctionnement s'écarte du cycle de Carnot, plus la perte est considérable, par exemple lorsque la détente est incomplète. On peut toutefois, quand on connaît le cycle, la calculer par deux méthodes. La première consiste à tracer le cycle complet, à noter les travaux positifs ou négatifs effectués et à prendre leur somme algébrique comme représentant la chaleur transformée ; le reste constitue la perte. D'après la seconde, il suffit de relever la courbe d'énergie, le « diagramme » correspondant au cycle, et de la prendre comme représentant l'équivalent mécanique de la chaleur utilisée par transformation ; la différence entre cette quantité et la chaleur fournie constitue la perte.

110. — Les pertes physiques extérieures ou pertes d'ordre uniquement thermique et extérieur, dues à la conductibilité et au rayonnement, qui n'existent pas dans la machine idéale, ont peu d'importance dans la machine réelle. Dans de petits moteurs à gaz, l'auteur a trouvé que ces pertes se montent à 40 ou 45 p. 100 de la chaleur totale fournie, tandis qu'avec une machine à vapeur, de 100 chevaux indiqués, monocylindre, dont les tuyaux et le cylindre sont bien protégés elle ne dépasse certainement pas 5 p. 100. La machine compound, qui présente de beaucoup plus grandes surfaces extérieures est naturellement sujette à des pertes plus importantes de cet ordre. On peut du reste calculer cette perte dès que l'on connaît l'étendue des surfaces extérieures, leur épaisseur, le métal dont elles sont composées et leur température. Cette perte sera d'autant plus grande que, à puissance égale, la machine sera plus volumineuse et la pression plus élevée. La composition des substances mauvaises conductrices servant d'enveloppe a aussi son importance ainsi que le poli plus ou moins grand des organes non recouverts, plateaux et fonds de cylindre par exemple.

Les pertes intérieures, dues aux condensations initiales, sont au contraire très importantes, comme nous l'avons dit, et atteignent souvent une valeur considérable. Elles sont d'ailleurs très variables suivant les variations que subit le fonctionnement journalier d'une machine donnée.

On sait que cette perte est d'autant plus sensible que l'écart de température pendant la détente est plus considérable; elle s'accroît lorsque la vitesse de piston diminue, lorsqu'on réduit la contre-pression ou qu'on augmente les dimensions relatives d'une machine pour un travail donné. Il paraît également probable qu'elle augmente aussi, dans une certaine proportion, avec le degré d'humidité de la vapeur. On la réduit au contraire en diminuant le rapport de détente et les pressions initiales, en augmentant la vitesse de piston et la contre-pression ou en ayant recours à certains expédients tels que les enveloppes de vapeur, le surchauffage de la vapeur, et la division de la détente entre deux ou plusieurs cylindres, comme dans les machines compound, à triple expansion, etc. Une augmentation de la compression peut aussi réduire cette perte et par conséquent relever la ligne d'admission et modifier la courbe de détente.

Quand le corps du cylindre seul est chemisé, on diminuera la perte en réduisant le diamètre du cylindre. Si les fonds sont aussi munis d'enveloppes de vapeur, on la diminue en augmentant le diamètre, à volume égal.

Les différences qui existent entre les contre-pressions dans les machines avec ou sans condensation sont assez grandes, et surtout augmentent assez l'écart total des températures entre lesquelles a lieu l'évolution, pour que l'auteur, en envisageant leur influence sur la perte que nous étudions, considère d'ordinaire que la valeur de cette dernière — ramenée à une « contre-pression virtuelle » — reste indépendante de la contre-pression réelle et se trouve uniquement déterminée par les autres conditions mentionnées plus haut.

Ces pertes sont réduites dans une notable proportion par le surchauffe de la vapeur, par le mélange, à la vapeur, d'une certaine quantité d'air, ou par l'emploi d'un graissage abondant qui recouvre les surfaces d'un enduit rendant plus difficile l'échange

de chaleur entre le métal du cylindre et la vapeur ou par tout autre expédient tendant à diminuer la conductibilité ou la puissance absorbante du premier et la chaleur spécifique de la seconde.

Ces condensations intérieures se produisent avec une très grande rapidité. Elles sont analogues à celles qui s'opèrent sur les tubes des condenseurs à surface, bien que, dans ce dernier cas, la différence de température, qui produit l'échange de chaleur, soit constante. A l'intérieur du cylindre, au contraire, la température de la zone extérieure des parois s'élève immédiatement et réduit aussitôt la condensation au degré qui correspond à la vitesse de transmission, par conductibilité, à la masse métallique environnante. Dans des expériences effectuées sur le *Bache* et le *Dallas*, Emery a trouvé que cette condensation se produisait en moyenne à raison de 7 kilogrammes par centimètre carré et par heure et qu'elle dépassait souvent ce chiffre. Cela prouve que la condensation s'opère ainsi beaucoup plus vite que dans les condenseurs à surface. Cette activité des parois ne saurait guère s'expliquer que par le fait suivant. La couche d'eau de condensation qui recouvre la surface froide gêne beaucoup la transmission de la chaleur si elle n'est enlevée artificiellement. C'est ce qui se passe à l'intérieur du cylindre de la machine à vapeur où l'eau de condensation est vaporisée à chaque course, laissant ainsi les parois nues et par conséquent plus absorbantes, au moment où la vapeur d'admission vient en contact avec elles.

111. — Les pertes mécaniques, dans la machine à vapeur, sont souvent plus grandes que les pertes thermiques extérieures par conductibilité et rayonnement, mais on peut facilement les réduire. Ainsi, cette perte ne s'élève pas à plus de 5 p. 100 pour des machines sans condensation et à 10 p. 100 pour des machines à condensation. Dans la pratique usuelle, et si l'on n'a pas affaire à des machines parfaitement soignées, il est bon de compter sur une valeur de moitié plus grande environ.

Ces pertes se mesurent en retranchant la puissance sur l'arbre, mesurée sur frein, de la puissance indiquée sur le piston au même instant. Leur importance varie avec le système de la machine et ses dimensions absolues, selon l'état des surfaces frottantes et le

mode de graissage. Pour réduire ces pertes au minimum, il faut, en étudiant une machine, donner aux tourillons et aux différents frottements les plus grandes surfaces possibles afin d'éviter les échauffements et les grippages, et, en service, employer la meilleure huile possible, avec des appareils de graissage convenables.

Nous étudierons plus loin (ch. vi) les effets des espaces morts et des contre-pressions.

112. — Les transformations, dans le cas idéal, du travail externe, de l'énergie et de la chaleur, par le moyen de la détente des vapeurs, sont facilement déterminées par les procédés thermodynamiques que nous avons vus plus haut.

Le travail externe effectué pendant l'expansion isothermique des vapeurs humides ou restant en contact avec le liquide qui les a produites est évidemment donné, en partant du vide absolu, par

$$U = p_1 \int_{v_0}^{v_1} dv = p_1 (v_1 - v_0) - p_1 v_0$$

puisque leur ligne isothermique est une ligne de pressions constantes. Cette quantité de travail nécessite un équivalent de chaleur pour se transformer sous la forme mécanique. En outre, dans tous les cycles, une certaine quantité additionnelle de chaleur doit être transmise, sans transformation, et avec une réduction d'intensité, c'est-à-dire de température, déterminée par le mode d'opération que représente le cycle.

Aussi une autre quantité de chaleur, dont nous avons étudié le mode de calcul, sera nécessairement transformée, pour accomplir le travail interne de séparation des molécules, — chaleur latente de dilatation. — Comme on l'a vu, cette quantité de chaleur et le travail interne correspondant ne présentent aucune importance dans l'évolution suivant un cycle, puisqu'elles sont alternativement dépensées et restituées au cours du cycle.

Dans les changements isométriques des vapeurs ou des gaz, il n'est pas effectué de travail ni de transport de chaleur si ce n'est pour la production des variations de température. En effet, aucun chemin n'est parcouru en surmontant les résistances que l'énergie transformée peut avoir à vaincre.

Dans le cas de la détente à l'intérieur de la machine réelle, où la courbe peut être très approximativement représentée par $pv^n = \text{const.}$, le travail extérieur accompli et la quantité équivalente de chaleur transformée sont déterminés comme suit :

$$\begin{aligned}
 pv^n &= p_1 v_1^n = p_2 v_2^n; \quad U = \int_{v_1}^{v_2} p dv; \quad p = p_1 \left(\frac{v_1}{v}\right)^n; \\
 \therefore U &= p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} v^{-n} dv \\
 &= \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n - 1}
 \end{aligned} \tag{1}$$

Quand on ajoute le travail extérieur de la détente isothermique $p_1 v_1$, comme dans la détermination du travail total accompli pendant l'aller du piston,

$$\begin{aligned}
 U' &= p_1 v_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1 + \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n - 1} \\
 &= p_1 v_1 \left(\frac{n}{n - 1} - \frac{1}{n - 1} \cdot r^{1-n} \right) = p_m r v_1;
 \end{aligned} \tag{2}$$

où r est le rapport de détente et p_m la pression totale moyenne absolue. Alors pour l'aller du piston,

$$p_m = p_1 \frac{nr^{1-n} - r^{-n}}{n - 1} \tag{3}$$

Quand $n = 1$, les expressions données pour U , dans le cas du travail externe, deviennent indéterminées, mais, dans ce cas,

$$\frac{v_1}{v_2} = r; \quad pv = p_1 v_1 = p_2 v_2;$$

et

$$U = \int_{v_1}^{v_2} p dv = v_1 p_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \log_e r \tag{4}$$

La forme de l'expression montre, et le calcul vérifie cette conclusion, que, comme la valeur de $\frac{v_1}{v_2} = r$ croît en progression géométrique, le travail de la détente hyperbolique croît en progression arithmétique.

$$\begin{aligned}
 r = 2, \quad U &= 1,693 p_1 v_1; & r = 8, \quad U &= 3,078 p_1 v_1; \\
 r = 4, \quad U &= 2,386 p_1 v_1; & r = 16, \quad U &= 3,773 p_1 v_1;
 \end{aligned}$$

Ainsi, nous avons une différence constante de $0,693 p_1 v_1$, raison de la progression arithmétique.

Alors, comme plus haut, pour l'aller du piston,

$$U = p_1 v_1 (1 + \log, 2). \tag{3}$$

La chaleur qui devra nécessairement se transformer en travail externe sera l'équivalent thermique de ce travail et toute la chaleur

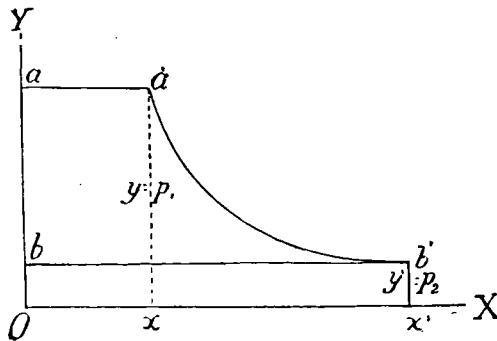


Fig. 139. — Cycle de la vapeur.

fournie en plus sera perdue. Nous avons donc maintenant à étudier deux cas importants :

L'expression exacte du travail ainsi accompli par la vapeur saturée dans la machine à vapeur s'obtient comme suit :

(1) Le travail effectué pendant une course du piston est mesuré, sur le diagramme d'énergie, par $a a' b' x' O a$, le travail de la détente isothermique étant $a a' x O a$ et celui de la détente adiabatique étant $a' b' x' x' a'$. L'aire totale se compose de la somme de ces deux quantités égales, la première à

$$U_1 = p_1 u_1, \text{ environ,}$$

et la seconde à

$$U_2 = \int_{p_1}^{p_2} u dp ;$$

où u représente le volume de la vapeur.

Mais on a vu (§ 108) que

$$u = \frac{I}{\frac{dp}{dT}} \left(J \log_e \frac{T_1}{T} + v_1 \frac{dp_1}{dT_1} \right);$$

et, par conséquent,

$$\begin{aligned} U_3 &= \int_{p_1}^{p_2} u dp = \int_{p_1}^{p_2} dp \cdot \frac{dT}{\frac{dp}{dT}} \left(J \log_e \frac{T_1}{T} + v_1 \frac{dp_1}{dT_1} \right) \\ &= J \left[T_1 - T_2 \left(1 + \log_e \frac{T_1}{T_2} \right) \right] + (T_1 - T_2) v_1 \frac{dp_1}{dT_1}; \end{aligned} \quad (6)$$

Et, puisque nous avons trouvé que

$$H' = v_1 T_1 \frac{dp_1}{dT_1}$$

est la chaleur latente de vaporisation,

$$U_2 = J \left[T_1 - T_2 \left(1 + \log_e \frac{T_1}{T_2} \right) \right] + \frac{T_1 - T_2}{T_1} H' \quad (7)$$

Par unité de volume de la vapeur admise, puisque

$$\frac{pd}{dT} = \frac{L}{T}, \text{ et la densité } D = \frac{1}{v},$$

$$U_2 = JD_1 \left[T_1 - T_2 \left(1 + \log_e \frac{T_1}{T_2} \right) \right] + \frac{T_1 - T_2}{T_1} L_1, \quad (8)$$

dont on peut trouver les chaleurs latentes et les densités dans les tables.

U et U_1 étant ainsi trouvés, le travail total sera

$$U_t = U_1 + U_2 \quad (9)$$

(2) On peut aussi mesurer comme suit la surface de diagramme ; soit $U'_1 = a a' x O a$, $U'_2 = a' b' x' x a'$ et $U' = U'_1 + U'_2$, travail total accompli,

$$U'_1 = p_1 v_1 ;$$

$$U'_2 = \int_{u_1}^{u_2} p du = U'_1 + U'_2 - p_1 v_1$$

$$\begin{aligned}
 &= \int_{p_2}^{p_1} u dp + p_2 u_2 - p_1 v_1 \\
 &= J \left[T_1 - T_2 \left(1 + \log_0 \frac{T_1}{T_2} \right) \right] + (T_1 - T_2) v_1 \frac{dp_1}{dT_1} + p_2 u_2 - p_1 v_1; \quad (10)
 \end{aligned}$$

et, comme plus haut,

$$\begin{aligned}
 U' = U_1 + U_2 = J \left[T_1 - T_2 \left(1 + \log_0 \frac{T_1}{T_2} \right) \right] \\
 + (T_1 - T_2) v_1 \frac{dp_1}{dT_2} + p_2 u_2 \quad (11)
 \end{aligned}$$

Le travail de la détente adiabatique U'_2 ou, tel qu'il est représenté sur le diagramme, $a' b' x' x a'$, consiste en celui qui est accompli par la conversion d'une partie de l'énergie calorifique sensible et latente du fluide en énergie mécanique. Nous pouvons écrire l'équation (10) comme suit pour ce travail :

$$\begin{aligned}
 U'_2 = JT_1 - JT_2 - JT_2 \log_0 \frac{T_1}{T_2} + T_1 v_1 \frac{dp_1}{dT_1} - T_2 v_1 \frac{dp_1}{dT_1} \\
 + p_2 u_2 - p_1 v_2 \quad (12)
 \end{aligned}$$

Ici JT_1 et JT_2 mesurent le travail équivalent de la chaleur sensible présente dans l'unité de poids du fluide, au commencement et à la fin de la détente, respectivement, en partant du zéro absolu $p_1 v_1$ et $p_2 v_2$ mesurent le travail de la détente isothermique ou de l'énergie due aux pressions $p_1 p_2$ agissant pendant la production des volumes $v_1 u_2$, et la quantité $T_1 v_1 \frac{dp}{dT}$ représente, nous l'avons vu, la chaleur latente de vaporisation H à la température T_1 et à la pression P_1 . De même, la somme du troisième et du cinquième terme

$$JT_2 \log_0 \frac{T_1}{T_2} + T_2 v_1 \frac{dp_1}{dT_1} = T_2 u_2 \frac{dp_2}{dT_2},$$

représente la chaleur latente de vaporisation à p_2 , T_2 , de la fraction $\frac{u_2}{v_2}$ de l'unité de poids de la vapeur: $\frac{u_2}{v_2} H_2$ et

$$U'_2 = JT_1 - JT_2 - p_1 v_1 + p_2 u_2 + H_1 - \frac{u_2}{v_2} H_2 \quad (13)$$

Le travail de la détente adiabatique est l'équivalent de la cha-

leur sensible emmagasinée dans le fluide à son entrée dans la machine, diminué du travail de la détente isothermique représentée par le produit de la pression initiale absolue et du volume engendré correspondant à la fin de l'admission, au point a' ; augmenté du travail équivalent à la chaleur sensible au commencement de l'échappement et diminué du travail représenté par le produit de la pression et du volume en ce point; augmenté de la chaleur latente, à l'introduction, moins $\frac{u^2}{v_3}$ proportion de la chaleur latente du même poids de vapeur à la température et à la pression finales.

La fraction $\frac{u_2}{v_2}$, ou le volume final du fluide divisé par le volume qu'il occuperait s'il était à l'état de vapeur saturée sèche, est la proportion du poids initial de vapeur sèche qui ne s'est pas liquéfiée pendant l'expansion. Le reste $\frac{v_2 - u_2}{v_2}$ est la quantité qui, en se condensant, abandonne sa chaleur latente transformée en travail.

Comme il est facile de le voir, l'énergie calorifique, emmagasinée à l'état de chaleur latente de vaporisation, dans la vapeur, est la principale source d'énergie transformée ou de travail, et la différence qui existe entre une telle vapeur et un fluide similaire dénué de chaleur latente, si un tel fluide pouvait exister, peut s'évaluer en calculant leur quantité respectivement nécessaire par unité de puissance développée. Ainsi, avec la vapeur, évoluant suivant le cycle de Carnot dans la machine idéale, admise à 160° centigrades, ce qui correspond à une pression de 5^k,93 par centimètre carré et rejetée au condenseur à 37° centigrades le rendement serait

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 0,28 \text{ environ.}$$

$$\frac{160 - 37}{160 + 274} = \frac{123}{434} = 0,28$$

Mais l'addition de la chaleur sensible équivalente pour un tel écart de température (160—37 = 123° centigrades) en prenant comme chaleur spécifique 0,475 est :

$$123 \times 0,475 \times 424 = 24\,772 \text{ kilogrammètres.}$$

et on utiliserait

$$U = 24\,772 \times 0,28 = 6\,936 \text{ kilogrammètres.}$$

Il faudrait donc fournir à la machine un poids de vapeur

$$W = \frac{270\,000}{6937} = 39 \text{ kilogrammes}$$

environ par cheval-heure, tandis que, dans les bonnes machines, fonctionnant avec les mêmes écarts de température, on peut obtenir la même puissance avec un poids de vapeur cinq fois moins élevé. Dans une machine idéale, sans frottement ni action des parois, la consommation serait dix fois moindre, soit de 4 kilogrammes.

Dans le cas des machines à vapeur fonctionnant sans compression, comme nous l'avons supposé, le rendement sera moindre que si la compression est adiabatique et complète comme dans le cycle de Carnot. Le rendement maximum du fluide est ainsi réduit et, dans beaucoup de cas, d'une manière considérable.

Le rendement du cycle de Carnot est :

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_2} = \frac{H_1 - H_2}{H_1};$$

dans le cas examiné, il est,

$$\begin{aligned} E &= \frac{H_1 - H_2}{H_1} \\ &= \frac{T_1 - T_2}{T_1} - \frac{JT_2 \left(\log_e \frac{T_1}{T_2} - \frac{T_1 - T_2}{T_1} \right)}{H + J(T_1 - T_2)} \end{aligned}$$

environ. Dans la dernière expression, H est la chaleur latente de vaporisation.

Pour les vapeurs autres que la vapeur d'eau on doit naturellement substituer J_c à J.

Cette perte est d'ordinaire assez faible pour la vapeur d'eau et dépasse rarement 1 p. 100.

Ainsi que nous l'avons vu, la détente adiabatique entraîne la liquéfaction de la vapeur initialement sèche et saturée, dans la proportion

$$m_c = 1 - \frac{T_2}{H_2} \left(J \log_e \frac{T_1}{T_2} + \frac{H_1}{T_1} \right).$$

Celle-ci, faible dans les anciennes machines qui fonctionnaient à des pressions relativement basses et avec de faibles rapports de

détente devient importante dans les machines modernes où la vapeur est admise à 10 ou 12 atmosphères et où le rapport de détente est de 15 à 20 volumes.

La ligne pointillée représente la détente adiabatique de la vapeur.

TABLE DONNANT LA CONDENSATION DE LA VAPEUR PENDANT LA DÉTENTE ADIABATIQUE EN PARTANT DE LA VAPEUR SÈCHE A 9kg,850.

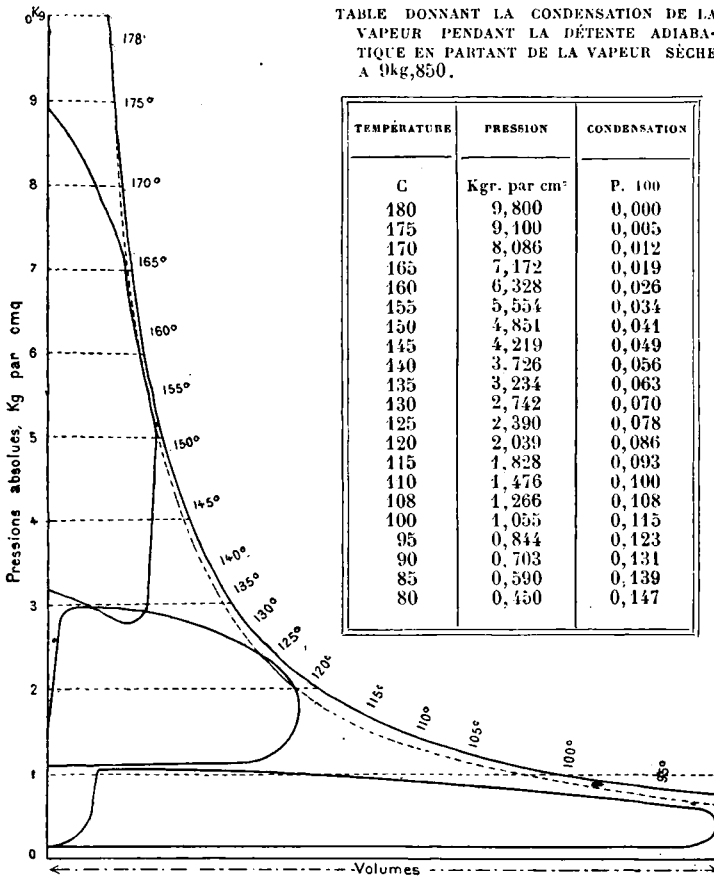


Fig. 140. — Condensation pendant la détente.

Comparons la manière dont se conduit la vapeur dans la machine idéale, ayant un cylindre non conducteur de la chaleur, utilisant la vapeur à des pressions absolues de 8 kilogrammes à 11^{kg}, 600 par centimètre carré, chiffres ordinairement employés, le premier pour les machines compound, le second pour les appareils à triple expansion. Si nous détendons jusqu'à une pression finale de 0^{kg},562 par centimètre carré, nous observons une condensation

adiabatique de 14 p. 100 dans le premier cas et de 17 p. 100 dans le second. C'est-à-dire qu'un kilogramme du mélange final contiendra $x = 0^{\text{kg}},86$ et $x = 0^{\text{kg}},83$ de vapeur. Dans ces deux cas, la proportion de chaleur utilisée est respectivement de 0,17 et de 0,20, soit un gain thermodynamique de 18 p. 100 environ. Si nous portons la pression initiale à $15^{\text{kg}}, 560$, comme dans certaines machines à quadruple expansion, nous gagnons 10 p. 100 environ et 15 p. 100 si nous portons la pression à $17^{\text{kg}}, 500$ absolus.

Ces résultats concordent assez exactement avec ceux obtenus en pratique. Ils sont du reste clairement représentés dans la figure 140 que nous empruntons à un mémoire de M. Parker¹. Ce diagramme montre le mode de détente de la vapeur à une pression absolue de 9 atmosphères et demi : (a) la vapeur étant sèche et saturée; (b) la détente étant adiabatique; (c) la détente s'opérant dans les conditions réelles les diagrammes ayant été relevés sur les machines du *s. s. Aberdeen* étudiée par M. Kirk². On remarquera que la véritable courbe de détente se rapproche beaucoup de la courbe adiabatique et que les condensations intérieures se produisent sensiblement comme dans un cylindre non conducteur. Il faut ajouter, à la vérité, les pertes à l'intérieur des enveloppes, qui se montent à 4 p. 100 environ, à la quantité de vapeur représentée sur le diagramme.

Le tableau qui accompagne ce diagramme donne la condensation adiabatique, calculée pour les différents degrés de détente, et qui varie de 0, à la mise en route, jusqu'à 14,7 p. 100 à la fin des expériences. Ainsi, dans ces machines, à mesure que la détente augmente, les condensations seraient : de 4 p. 100 pour une pression de $4^{\text{kg}}, 900$ absolus, de 6 p. 100 pour $3^{\text{kg}}, 300$, de 7, 5 p. 100 à 2,450, de 10 p. 100 à 1,600, de 11 p. 100 à 1,260, de 12 p. 100 à 0,985, et de 14 p. 100 à 0,590, ou à des rapports de détente qui seraient respectivement de 2, 3, 4, 6, 8, 10 et 15.

Les pertes dues soit au laminage de la vapeur, soit à une mauvaise proportion des différents organes sont nettement indiquées

¹ *Economy of Compound Engines*; Trans. Brit. Inst. N. A. 1882. *Thurston's Engines and Boilers Trials*, p. 459.

² Machines ayant des cylindres de 0^m,762, 1,163, 1,778, pas d'enveloppe au cylindre H. P., course de 1,372, pressions : $8^{\text{kg}}, 800$, aux chaudières, 8,800, 3,500 et 1,055, dans les enveloppes. Puissance 1,800 chx. Consommation par cheval-heure $0^{\text{kg}}, 585$.

par les divers écarts qui existent entre les diagrammes relevés et la portion du diagramme idéal qui leur correspond. Ces pertes peuvent être diminuées par des perfectionnements relatifs aux proportions des cylindres et des réservoirs, mais elles augmentent avec les pressions et les rapports de détente et rendent plus difficile l'obtention de résultats économiques. Si l'on considère tous ces inconvénients, on est conduit à supposer que l'on ne gagnerait que peu de chose à adopter des pressions plus hautes encore. Comme nous le verrons plus tard, cette condensation ne peut être réduite par le fractionnement de la détente dans plusieurs cylindres. Insignifiante dans une machine monocylindre, cette perte devient considérable dans les appareils à très haute pression et à grandes détentes.

Il n'est pas sans intérêt de comparer, aux méthodes de Rankine qui préfère calculer l'énergie au point de vue dynamique, le système de Clausius qui considère plutôt les quantités thermiques, c'est ce que nous allons faire dans le résumé suivant de la discussion du cycle de la machine idéale ;

Soient

- W = le poids du fluide ;
- l = chaleur latente ;
- $x_a x_b x_c$ = proportion de vapeur sèche présente ;
- T = température absolue ;
- t = température quelconque ;
- Q = quantité de chaleur.

La « fonction thermodynamique » de Rankine, φ « ou l'entropie » de Clausius sont déterminés par :

$$d\varphi = \frac{dQ}{T}$$

où L est la chaleur transmise, en unités thermiques.

Quand on chauffe de l'eau de 0° à une température t dans une chaudière à vapeur par exemple, il ne se produit pas d'autre changement qu'une variation de température et nous observons un changement d'entropie :

$$\varphi' = \int_0^t \frac{dq}{T} = \int_0^t \frac{cdt}{T} ; \quad (15)$$

mais pendant la vaporisation

$$Q'' = \frac{x_l}{T};$$

et le changement total est donné par

$$\varphi = \varphi' + \varphi'' = \frac{x_l}{T} + \int_0^t \frac{cdt}{T}; \quad (16)$$

pour la détente adiabatique,

$$\frac{x_l}{T} + \int_0^t \frac{cdt}{T} = \text{constante}$$

Alors nous avons, dans le cas où le rendement est maximum, pour les quatre opérations qui constituent le cycle de la machine idéale :

(A) Transformation à l'intérieur de la chaudière de l'eau en vapeur à température et pression constantes ; la chaleur nécessaire est

$$Q_1 = Wl_1 (x_b - x_a) \quad (17)$$

(B) Détente adiabatique jusqu'à la pression d'échappement ; ni gain ni perte de chaleur.

$$\frac{x}{T} + \int_0^t \frac{cdt}{T} = \frac{x_2 l_2}{T_2} \times \int_0^t \frac{cdt}{T}$$

(C) Compression à pression et température constantes ; période d'échappement pendant laquelle la chaleur rejetée est

$$Q_2 = Wl_2 (x_c - x_d) \quad (18)$$

(D) Compression adiabatique

$$\frac{x_a l_1}{T_1} + \int_0^t \frac{cdt}{T} = \frac{x_d l_2}{T_2} + \int_0^t \frac{cdt}{T} \quad (19)$$

Nous avons, d'après les équations précédentes,

$$x_c - x_d = \frac{T_2 l_1}{T_1 l_2} (x_b - x_a); \quad (20)$$

d'où

$$Q_2 = Wl_1 \frac{T_2}{T_1} (x_b - x_a).$$

Le rendement devient ainsi d'après la loi de Carnot :

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}. \quad (21)$$

Quand, comme on le suppose d'habitude $x_b = 0$ et $x_1 = 1$, le travail effectué est

$$U = JWl_1 \frac{T_1 - T_2}{T_1};$$

et le poids du fluide, pour un travail donné

$$W = \frac{U}{Jl_1} \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (22)$$

La quantité de chaleur nécessaire est donnée, en unités de travail, par

$$H_1 = \frac{T_1}{T_1 - T_2} U. \quad (23)$$

Le poids d'eau nécessaire est ainsi

$$W = \frac{H_1}{Jl_1}; \quad (24)$$

par cheval-heure, nous aurons

$$W = \frac{75 \times 60 \times 60}{Jl_1} \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (25)$$

M. Peabody a calculé, dans différents cas, les utilisations de la machine idéale, dans la supposition de $J = 426$.

POIDS DE VAPEUR NÉCESSAIRE. — MACHINE IDÉALE

p_1 au manomètre	MACHINE A CONDENSATION		MACHINE SANS CONDENSATION	
	$\frac{T_1 - T_2}{T_1}$	W Kilogr.	$p_2 = 1,5$	
			$\frac{T_1 - T_2}{T}$	W Kilogr.
2,400	0,215	5,800	0,084	14,875
4,200	0,249	5,170	0,124	10,385
7,000	0,278	4,750	0,157	8,350
10,500	0,303	4,450	0,186	7,250
14,000	0,320	4,300	0,207	6,620
24,500	0,347	4,082	0,238	5,950

On peut voir, comme cela a déjà été démontré (§ 92), que c'est l'importance de Q , représentant ici la chaleur latente de vaporisation, qui détermine la quantité d'énergie susceptible d'être transformée par unité de poids. Sous ce rapport, le meilleur fluide moteur est donc celui qui emmagasine le plus d'énergie. Le rendement thermodynamique, au contraire, est entièrement indépendant de Q ou de H et n'est fonction que de la température.

113. — On admet souvent qu'il est possible d'obtenir de la vapeur saturée sèche, et qu'elle peut s'employer sans qu'il se produise de condensation intérieure, cette vapeur étant maintenue à l'état de saturation par l'enveloppe de vapeur. La vapeur sèche étant, comme un gaz, mauvaise conductrice de la chaleur et n'ayant qu'une faible puissance d'absorption pour cette dernière, rend peu probable qu'on puisse produire une surchauffe sensible au moyen de l'enveloppe.

Nous avons en effet trouvé, à la suite de Rankine, que

$$v = \frac{H'}{T \frac{dp}{dT}},$$

où la chaleur latente de vaporisation, H , peut être convenablement exprimée par l'expression due à Regnault,

$$H' = a - bT \quad (1)$$

Dans le cas qui nous occupe, U_1 a la même valeur que plus haut et

$$\begin{aligned} U_2 &= \int_{p_2}^{p_1} v dp = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{a}{T} - b \right) dT \\ &= a \log_e \frac{T_1}{T_2} - b(T_1 - T_2). \end{aligned} \quad (2)$$

et, ajoutant

$$\begin{aligned} U_1 &= p_2 v_2, \\ Ut &= U_1 + U_2 = \int_{p_2}^{p_1} v dp + p_2 v_2 \\ &= a \log_e \frac{T_1}{T_2} - b(T_1 - T_2) + p_2 v_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Le travail net est donné, comme plus haut, par la valeur de V diminuée du travail de la contre-pression, sur la face opposée du piston, qui est

$$U_2 = v_2 p_2 \quad (4)$$

si p_2 représente cette contre-pression, et

$$U_n = U_1 + U_2 - U_3. \quad (5)$$

Ainsi le travail net effectué, quand la détente est adiabatique, est donné, pour l'unité de poids, par

$$U_n = J \left[T_1 - T_2 \left(1 + \log_e \frac{T_1}{T_2} \right) \right] + \frac{T_1 - T_2}{T_2} H' + v_2 (p_2 - p_3),$$

et, pour la vapeur saturée, dans une machine munie d'enveloppes de vapeur, par

$$U_n = a \log_e \frac{T_1}{T_2} - b (T_1 - T_2) + v_2 (p_2 - p_3) \quad (6)$$

expression dans lesquelles on connaît la pression ou la température correspondante ; on peut d'ailleurs les prendre dans les tables.

Dans chaque cas, la chaleur totale qu'il faut fournir est celle qui est nécessaire pour élever l'eau dans le cylindre ou dans l'enveloppe, de la température à laquelle elle entre dans la chaudière, à celle de l'ébullition et pour la transformer ensuite en vapeur à la température T_1 et à la pression p_1 auxquelles commence sa détente dans le cylindre.

La quantité de chaleur transformée en travail mécanique a toujours pour mesure le travail effectué tel que les diagrammes le donnent, et la différence entre la quantité totale de chaleur dépensée et l'équivalent thermique du travail net produit, mesuré aussi par la surface du diagramme représentant le cycle traversé, est rejetée au dehors sous forme de chaleur inutilisée.

Dans le second cas idéal, on suppose que la vapeur est constamment maintenue sèche et saturée en lui fournissant, à mesure quelle se détend, par le moyen de l'enveloppe de vapeur, assez de chaleur pour prévenir la liquéfaction qui se produirait au cours de la détente adiabatique dans un cylindre non conducteur. Puisque cela implique une cession de chaleur, à toutes les températures

intermédiaires entre celles de la vapeur vive et de l'échappement, le rendement de la chaleur ainsi fournie sera inférieur à celui de la chaleur entrant dans la machine à la température de la chaudière. L'enveloppe de vapeur présente donc une mauvaise utilisation de la chaleur comme nous le montrerons ailleurs. Et cependant, on achète au prix de cette perte un avantage évident : la diminution d'une autre perte plus importante ; aussi l'usage de l'enveloppe se traduit-il le plus souvent par un bénéfice important.

Dans le cas que nous considérons, il est fourni plus de chaleur que dans le premier et un travail plus considérable est accompli par unité de poids de vapeur, mais le travail s'accroît moins vite que la dépense de chaleur.

La condensation qui se produit au cours de la détente adiabatique n'a qu'une valeur négligeable aux faibles rapports de détente, mais elle devient considérable, comme nous le verrons plus tard, pour les grandes expansions, et l'enveloppe doit alors fournir une importante quantité de vapeur.

Dans la machine compound, cette condensation qui résulte de rapport de détente, est produite intégralement et n'est pas diminuée par les dispositions qui constituent l'avantage de ce système à d'autres points de vue.

Il va sans dire que, dans ce qui précède, nous supposons que l'action de l'enveloppe atteigne sa valeur maximum.

Si l'enveloppe de vapeur agissait toujours aussi complètement et si, en même temps, elle n'était pas, par elle-même, une cause de perte, la machine idéale et la machine réelle présenteraient sensiblement le même rendement. L'expérience semble indiquer qu'une enveloppe, assez efficace pour que la vapeur reste sèche et saturée à la fin de la détente, approche de l'idéal qu'on peut se proposer, mais c'est rarement le cas en pratique si ce n'est éventuellement et temporairement.

114. — Le rendement des opérations d'un cycle a évidemment pour valeur le rapport du travail net effectué par le fluide évoluant au travail équivalent à l'énergie calorifique totale dirigée vers la machine et, soit transformée, soit simplement transmise avec une réduction de température. Pour déterminer ce rendement, il n'est

toutefois nécessaire que de trouver une méthode propre à mesurer la quantité totale. H , de chaleur fournie et le travail net U_n accompli par le fluide ; le rendement est alors

$$E = \frac{H}{U_n}.$$

La chaleur totale fournie à la vapeur saturée sèche, par unité de poids, se trouve dans les tables. La surchauffe entraîne une quantité additionnelle de chaleur qui est

$$\begin{aligned} H &= K (T_2 - T_1) w \\ &= 0,48 (T_2 - T_1) w \end{aligned}$$

si on désigne par T_2 la température de la vapeur surchauffée. Le travail effectué est, en pratique, obtenu au moyen de diagrammes relevés à l'indicateur dont on mesure la surface. On obtient le rendement réel en divisant le travail ainsi calculé, ramené à l'unité de temps, par l'équivalent mécanique de la chaleur totale fournie à la vapeur qui passe dans la machine pendant le même temps.

Dans la machine idéale, ce rendement varie, dans les conditions pratiques usuelles, suivant la pression et la température de *dix* à *vingt* p. 100 environ et, dans la machine réelle, de *cinq* à *quinze* p. 100 et quelquefois moins. Le reste est absorbé par les différentes pertes que nous avons mentionnées.

Les équations obtenues dans la supposition que $pv^n = \text{const.}$ et en faisant $n = 1,0648$ pour la vapeur saturée, $n = 1,135$ pour la détente adiabatique de la vapeur initialement sèche, et $n = 1,333$ pour la vapeur surchauffée donnent des résultats suffisamment approchés si on les compare aux formules exactes que nous avons données.

Si on suppose, comme cela est sensiblement exact, que la détente est hyperbolique, nous aurons toujours

$$pv = \text{const.}$$

et

$$p_1 v_1 = p_2 v_2;$$

d'où résulte que, comme on peut le voir sur le diagramme, le travail total de la compression isothermique et isopiastique,

pendant la période d'échappement, est égal à celui produit pendant la course inverse du piston, jusqu'au point où cesse l'admission. Le travail net accompli est celui qui est opéré pendant la détente et c'est, en substance, comme nous l'avons montré ailleurs, l'équivalent de la chaleur latente d'expansion. Cette dernière sert donc aussi de mesure au travail utile accompli pendant une course.

Le rendement du fluide peut être mesuré par le rapport de la quantité d'énergie calorifique, dépensée dans l'unité de temps par la machine idéale, de rendement égal à l'unité, à la quantité réellement consommée par cheval indiqué.

115. — Les conditions de rendement maximum du fluide sont substantiellement les mêmes pour tous les genres de machines thermiques et furent, dès 1824, indiquées par Carnot pour la machine théorique. Elles consistent dans l'adoption de l'écart maximum de température, autrement dit d'une température initiale aussi élevée que possible et d'une température finale minimum. En ce qui concerne la machine réelle, une autre précaution essentielle consiste dans la réduction au minimum des pertes extérieures par refroidissement, dues à la conductibilité et au rayonnement et des pertes intérieures par condensations initiales dans le cylindre.

Pour la vapeur comme pour les gaz, la limite supérieure de l'utilisation est

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{444 - 333}{444} = 0,25$$

pour des températures *absolues* de 444° centigrades et de 333° centigrades qui ne sont pas rares en pratique:

Dans la machine à vapeur idéale, la vapeur est produite dans la chaudière et détendue dans la machine, isothermiquement, aux pressions et températures les plus élevées possible; elle est ensuite amenée, par une détente parfaitement adiabatique, à une température et à une pression aussi faibles qu'on le peut, puis comprimée ou rejetée, isothermiquement, à cette pression minimum. Quand on est limité sous le rapport de la pression, on a

recours au surchauffage pour augmenter la température du fluide et l'écart des températures entre lesquelles se produit l'évolution. Dans les machines réelles, l'importance des pertes extérieures et surtout intérieures modifie les conditions du rendement maximum et abaisse le degré économique d'expansion adiabatique, ce qui limite le rendement qu'il est possible d'obtenir. Nous étudierons ce sujet plus en détail dans un autre chapitre.

On verra que la quantité de chaleur nécessaire dans la machine réelle pour produire un travail donné sera toujours de beaucoup en excès sur celle qui est absorbée par la machine idéale, et l'on pourra se rendre compte que le bénéfice obtenu par l'accroissement des températures et des détente est sérieusement diminué par les causes qui agissent, suivant le mode déjà défini, dans toutes les machines thermiques.

Le rendement maximum ne peut être obtenu en pratique, tout comme dans la machine théorique, que par une détente adiabatique.

116. — La théorie relative à la détermination du rendement des machines idéales, où la vapeur d'eau sert de fluide moteur, est à la fois très simple et parfaitement exacte. Toutefois, les résultats obtenus diffèrent considérablement de ceux que l'on atteint en pratique avec les machines réelles correspondantes. Nous verrons ailleurs quelles sont ces différences, nous proposant seulement, pour le moment, de traiter le cas théorique.

La quantité de chaleur H_1 étant reçue par la machine et la quantité H_2 en étant expulsée, la différence, $H_1 - H_2$, est convertie en travail. Le rendement est donc

$$E = \frac{H_1 - H_2}{H_1}$$

Si nous suivons la méthode de Rankine (§ 112) et posant :

$$\frac{v^2}{v_1} = r = \text{rapport de détente};$$

$p_1 p_2 p_3$ = pressions absolue initiale et finale, et contre-pression.

$T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6$ = températures de la vapeur, à son entrée au cylindre, à la fin de la détente adiabatique et pendant la course rétrograde, températures de l'eau d'alimentation et de condensa-

tion, de l'atmosphère, respectivement, et si on considère le travail par unité de volume :

$$r = \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \left(JD_1 \log \frac{T_1}{T_2} + \frac{L_1}{T_1} \right), \quad (1)$$

pour le rapport de détente ;

$$\begin{aligned} UD_1 = JD_1 \cdot \left[T_1 - T_2 \left(1 + \log \frac{T_1}{T_2} \right) \right] \\ + \frac{T_1 - T_2}{T_1} L_1 + r (p_2 - p_3), \end{aligned} \quad (2)$$

le travail du fluide par mètre cube,

$$\frac{UD_1}{r} = p_m - p_3 = p_0. \quad (3)$$

est la pression moyenne effective ; elle mesure aussi le travail accompli par unité de volume engendré par le piston ;

$$\frac{H_1 D_1}{r} = [JD_1 (T_1 - T_2) + L_1] : r, \quad (4)$$

la chaleur dépensée par unité de ce volume ; et le rendement du fluide devient.

$$E = \frac{U}{H_1}, \quad (5)$$

La quantité d'eau d'alimentation sera mesurée par D_1 ; ou, par unité de volume du cylindre,

$$w = \frac{D_1}{r} \quad (6)$$

La chaleur dégagée sera

$$\frac{H_2 D_1}{r} = \frac{(H_1 - U) D_1}{r}, \quad (7)$$

par unité de volume du cylindre et le volume engendré par le piston, par minute, et par force de cheval doit être de

$$\left. \begin{aligned} v &= \frac{33,000}{p_0} = \frac{33,000 r}{UD_1} \\ v_m &= \frac{4500}{p_0} = \frac{4500 r}{U_m D_{1m}} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

respectivement en unités anglaises et métriques, la chaleur dépensée par heure étant

$$\left. \begin{aligned} H_1 &= 1,980,000 \frac{H_1}{U} = \frac{1,980,000}{E}, \\ H_{mt} &= 270,000 \frac{H_m}{U_m} = \frac{270,000}{E}, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

suivant les deux genres d'unités.

Si nous adoptons également dans ce cas les formules approximatives (§ 102), nous obtiendrons de expressions plus simples

$$r = \frac{v_2}{v_1} \quad (10)$$

$$p_2 = p r^{-\frac{10}{9}} \quad (11)$$

$$p_m = p_1 \left(10 r^{-1} - 9 r^{-\frac{10}{9}} \right), \quad (12)$$

$$p_e = p_1 \left(10 r^{-1} - 9 r^{-\frac{10}{9}} \right) - p_3; \quad (13)$$

et le travail par unité de vapeur admise est

$$rp_e = p_1 \left(10 - 9 r^{-\frac{1}{9}} \right) - rp_3, \quad (14)$$

où l'exposant approximatif $n = \frac{10}{9}$ peut être adopté en moyenne sans erreur sensible.

Rankine a montré aussi que la chaleur nécessaire, exprimée en kilogrammètres par mètre cube du cylindre, est donnée par

$$H = \frac{H_1 D_1}{r} = \frac{13,3 p_1 + 20 500}{r} \text{ environ.}$$

en supposant que la température de l'eau d'alimentation soit d'environ 38° centigrades et que p_1 soit exprimé en kilogrammes par mètre carré, tandis que la pression qui, agissant suivant la course entière ou la « pression calorifique » correspondante, qui pourrait effectuer le même travail, est donnée, en kilogrammes par centimètre carré, par

$$p_h = \frac{13,333 p_1 + 2,05}{r} \text{ environ.}$$

Le rendement de la vapeur sèche et saturée se détendant dans un cylindre perméable à la chaleur et en recevant assez, par une

enveloppe par exemple, pour maintenir le fluide en cet état est en partie donnée, comme nous l'avons vu, par :

$$r = \frac{v_2}{v_1}; \quad (15)$$

$$U' = a \log. \frac{T_1}{T_2} - b(T_1 - T_2) + v_2(p_2 - p_3). \quad (16)$$

La chaleur dépensée par unité de poids de la vapeur est

$$\begin{aligned} H' &= J(T_2 - T_1) + a - bT_2 + \int_{p_1}^{p_2} v dp \\ &= J(T_2 - T_1) + a \left(1 + \log. \frac{T_1}{T_2} \right) - bT_1, \end{aligned} \quad (17)$$

et, par unité de volume engendré par le piston, $\frac{H'}{v_2}$.

Les valeurs de p_2 et de T_2 sont déduites des expériences de Regnault et se trouvent dans les tables.

$$p_0 = \frac{U'}{rv_1}; \quad (18)$$

$$p_h = \frac{H'}{rv_1}; \quad (19)$$

$$E = \frac{U'}{H'} = \frac{p_m - p_3}{p_h}. \quad (20)$$

Ou, en adoptant les formules approchées,

$$pv^{17} = \text{constante};$$

$$r = \frac{v_2}{v_1};$$

$$p_2 = p_1 r^{-\frac{17}{16}}; \quad (21)$$

$$U' = [p_1 (17r^{-1} - 16r^{-\frac{17}{16}}) - p_3] v_2; \quad (22)$$

$$p_m = p_1 (17r^{-1} - 16r^{-\frac{17}{16}}); \quad (23)$$

$$p_0 = p_m - p_3 = \frac{U'}{v_2} = p_1 (17r^{-1} - 16r^{-\frac{17}{16}}) - p_3. \quad (24)$$

On trouve que la chaleur nécessaire par unité de poids de la vapeur est très approximativement

$$H' = 15 \frac{1}{2} p_1 v_1 = 15 \frac{1}{2} \frac{p_1 v_2}{2}. \quad (25)$$

Alors le rendement est de

$$E = \frac{U'}{H'} = \frac{p_0}{p_h} = \frac{17 - 16r^{-\frac{1}{16}}}{15^{1/2}} - \frac{rp_3}{15^{1/2} p_1}. \quad (26)$$

Le tableau III de l'*Appendice* donne la valeur de l'admission $\frac{1}{r}$, le rapport $\frac{p_1}{r p_m}$ du travail total (compris celui qui est produit par la contre-pression) par course, la réciproque $\frac{r p_m}{p_1}$ de ce rapport et les rapports $\frac{p_1}{p_m}$ et $\frac{p_m}{p_1}$ pour des valeurs données de 2, en admettant les valeurs approximatives de n données plus haut.

117. — On trouvera ci-dessus des exemples de l'application de ces principes à des cas théoriques montrant la limite de rendement que l'on pourrait atteindre, aux pressions usuelles, si toutes les pertes par conductibilité, rayonnement et fuites étaient supprimées en faisant usage d'un cylindre non conducteur de la chaleur.

(1) Supposons qu'un mètre cube de vapeur, à une pression absolue de 7^{kg},031 par centimètre carré se détende adiabatiquement dans un cylindre parfaitement mauvais conducteur, jusqu'à une pression finale de 1^{kg},757 et s'échappe, pendant la course rétrograde, à une contre-pression de 1^{kg},055. On désire trouver le rapport de détente, le rendement du fluide, le poids de vapeur et de combustible nécessaire par cheval-heure, l'eau d'alimentation étant prise à 43° centigrades et la chaudière vaporisant 9 kilogrammes par kilogramme de charbon.

Des formules exactes, relatives à ce calcul (§ 112), nous déduisons les chiffres suivants :

DONNÉES

$p_1 = 70\,309^{\text{kg}}$ par mètre carré.	$T_1 = 437^\circ$ C température absolue.
$P_1 = 7\,031^{\text{kg}}$ par cm^2 .	$T_2 = 389^\circ$
$p_2 = 17\,577^{\text{kg}}$ par m^2 .	$L_1 = 748\,575$ chaleur latente d'évaporation par m^3 de vapeur.
$P_2 = 1\,758^{\text{kg}}$ par cm^2 .	$L_2 = 219\,260$ id.
$p_3 = 10\,546^{\text{kg}}$ par m^2 .	$D_1 = 3\,568$ poids de 1 m^3 de vapeur.
$P_3 = 1\,055^{\text{kg}}$ par cm^2 .	$D_2 = 0\,990$ id.

Vaporation, 9 kilogrammes par kilogramme d'eau de charbon.

RÉSULTATS

Rapport de détente r :

$$r = \frac{T_2}{L_2} \left(J D_1 \log. \frac{T_1}{T_2} + \frac{L_1}{T_1} \right)$$

$$r = \frac{437}{219\,260} \left(425 \times 3,568 \times 2,3 \log_{10} \frac{437}{389} + \frac{748\,557}{437} \right)$$

$$r = 3,39$$

Travail par mètre cube de vapeur admise :

$$U D_1 = J D_1 \left[T_1 - T_2 \left(1 + \log. \frac{T_1}{T_2} \right) \right] + \frac{T_1 - T_2}{T_1} L_1 + r (p_2 - p_1)$$

en substituant les données ci-dessus on trouve :

$$V D_1 = 111\,495 \text{ kilogrammètres}$$

Pression moyenne effective :

$$p_2 = \frac{V D_1}{r} = \frac{111\,495}{3,39} = 33\,184^{\text{ks}} \text{ par mètre carré}$$

$$= 3,318^{\text{ks}} \text{ par cm}^2$$

Chaleur dépensée par mètre cube de vapeur admise :

$$H = J D_1 (T_1 - T_4) + L_1$$

où $T_4 = 43 + 274 = 317^\circ \text{ C.}$ température absolue de l'eau d'alimentation.

$$H = 425 \times 3,568 (437 - 317) + 748\,575$$

$$H = 930\,545 \text{ kilogrammètres.}$$

Chaleur par mètre cube de cylindre et pression calorifique équivalente :

$$H' = \frac{H_1 D_1}{r} = p_h = \frac{930\,545}{3,38} = 275\,310 \text{ kilogrammes par m}^2.$$

Rendement de la vapeur :

$$E = \frac{p_2}{p_h} = \frac{33\,184}{575\,310} = 0,120$$

Eau d'alimentation par mètre cube de cylindre et par course :

$$W = \frac{D_1}{r} = \frac{3,568}{3,59} = 1^{\text{ks}},052$$

Volume engendré par le piston, par cheval indiqué et pa

$$V = \frac{60 \times 60 \times 75}{p_s} = \frac{270\,000}{33\,184} = 8^{\text{m}^3},136$$

Poids de l'eau d'alimentation par cheval-heure indiqué

$$W' = W \times V = 1,052 \times 8,136 = 8^{\text{kg}},560$$

Combustible par cheval indiqué et par heure :

$$W'' = \frac{8,560}{9} = 0^{\text{kg}},950$$

(2) Même cas traité par les formules approximatives.

Rapport de détente et degré d'admission :

$$r = 3,39 ; \frac{1}{r} = 0,297$$

Pression totale moyenne ' :

$$p_m = 7,031 \times \frac{p_m}{p_1} = 7,031 \times 0,634 = 4^{\text{kg}},437$$

Pression moyenne effective :

$$p_e = p_m - p_s = 4,437 - 1,055 = 3,382^{\text{kg}}, \text{ par cm}^2$$

par la formule exacte nous avons obtenu 3,318.

Pression équivalente à la chaleur dépensée :

$$p_h = \frac{13,333 \times 7,031 + 2,05}{3,39} = 28^{\text{kg}},25 \text{ par cm}^2$$

par la formule exacte nous avons obtenu 27^{kg},531,

Rendement :

$$E = \frac{p_e}{p_h} = 0,119$$

par la formule exacte, nous avons obtenu 0,120

Eau d'alimentation et vapeur par mètre cube de cylindre et par course :

$$W = \frac{D_1}{r} = \frac{3,568}{3,39} = 1^{\text{kg}},052$$

Volume engendré par le piston par cheval indiqué et par heure :

$$V = \frac{60 \times 60 \times 75}{p.} = \frac{270\ 000}{3,382 \times 10\ 000} = 8^{\text{m}^3},013$$

Eau d'alimentation et vapeur sèche par cheval-heure indiqué :

$$W' = 1,052 \times 8,013 = 8^{\text{kg}},429;$$

par la formule exacte, nous avons obtenu 8,560

Combustible par cheval indiqué et par heure :

$$W'' = \frac{8,560}{9} = 0,951.$$

(3) Supposons qu'un kilogramme de vapeur saturée sèche se détende dans un cylindre muni d'enveloppe de vapeur recevant juste assez de chaleur pour empêcher qu'il se produise une condensation au cours du travail effectué. Cherchons le rendement, etc... comme plus haut avec des données et une méthode un peu différentes.

$$\begin{array}{ll} p_1 = 70\ 309 \text{ kg, par m}^2 & V_1 = 0^{\text{m}^3},272 \text{ (d'après les tables).} \\ P_1 = 7,031 \text{ kg, par cm}^2 & V_2 = 2^{\text{m}^3},360 \\ p_2 = 7,030 \text{ kg par m}^2 & \frac{W'}{W''} = 10 \\ P_2 = 0,703 & \\ p_3 = 3,515 & \\ P_3 = 0,351 & \end{array}$$

L'eau d'alimentation est prise à 50° centigrades.

Rapport de détente :

$$r = \frac{v_2}{v_1} = \frac{2,360}{0,272} = 8,7$$

Travail par kilogramme de vapeur :

$$\begin{array}{l} U = U_1 - U_2 + v_2 (p_2 - p_3); \text{ (voir les tables pour U)} \\ U = 110\ 200 - 69\ 140 + 2,360 (7030 - 3515) \\ U = 49\ 355 \text{ kilogrammètres} \end{array}$$

Pression moyenne effective :

$$p_e = p_m - p_3 = \frac{U}{rv_1} = \frac{49\,355}{8,7 \times 0,272} = 20\,913 \text{ kg par m}^2.$$

$$= 2,091 \text{ kg par cm}^2.$$

Chaleur disponible :

$$L = U_1 - U_2 + H_2 - h_4. \quad (\text{Voir les tables.})$$

$$= 110\,200 - 69\,140 + 268\,225 - 21\,180.$$

$$= 288\,105 \text{ kilogrammètres.}$$

Pression calorifique :

$$p_h = \frac{L}{rv_1} = \frac{288\,105}{2,360} = 122\,078 \text{ kg par m}^2.$$

$$\text{ou } 12,207 \text{ kg par cm}^2.$$

Rendement :

$$E = \frac{p_e}{p_h} = \frac{2,091}{12,207} = 0,171.$$

Eau d'alimentation et vapeur par mètre cube du volume engendré par le piston :

$$W = \frac{1}{rv_1} = \frac{D_1}{r} = \frac{1}{2,360} = 0,423 \text{ kg.}$$

Volume engendré par le piston par cheval indiqué et par heure :

$$V = \frac{60 \times 60 \times 75}{p_e} = \frac{270\,000}{20\,913} = 12,895 \text{ m}^3.$$

Eau d'alimentation et vapeur par cheval-heure indiqué :

$$W' = W \times V = 0,423 \times 12,895 = 5,454 \text{ kg.}$$

Combustible par cheval-heure indiqué

$$W'' = \frac{5,454}{10} = 0,545 \text{ kg.}$$

(4) Même cas traité par les formules approchées.

$$r = 8,7 \quad \frac{1}{r} = 0,115.$$

$$p_m = p_1 \times 0,35 = 7,031 \times 0,35 = 2,461 \text{ kg par cm}^2.$$

$$p_0 = p_m - p_3 = 2,461 - 0,331 = 2^{\text{kg}},110 \text{ par cm}^2.$$

$$p_h = \frac{15,5 p_1}{r} = \frac{15,5 \times 7,031}{8,7} = 12^{\text{kg}},529 \text{ par cm}^2.$$

$$E = \frac{p_0}{p_h} = \frac{2,110}{12,529} = 0,168.$$

Volume engendré par le piston par cheval indiqué et par heure :

$$V = \frac{270\ 000}{21\ 100} = 12^{\text{m}^3},796.$$

Eau d'alimentation et vapeur par cheval-heure indiqué :

$$W' = W \times V = 0,423 \times 12,796 = 5^{\text{kg}},412.$$

Combustible par cheval indiqué :

$$W'' = \frac{5,412}{10} = 0^{\text{kg}},541.$$

On voit que les différences qui existent entrent les deux séries de résultats sont d'environ 1 p. 100.

(5) Adoptons les données suivantes empruntées à Rankine et relevées sur la machine du navire *le Thétis* construit par Rowan et Cie.

Machine de 226 chevaux indiqués, calculée d'après les formules exactes.

DONNÉES

Pression à l'admission.	$\frac{p_1}{10\ 000}$	7 ^{kg} ,625	7 ^{kg} ,312.
Contre-pression	$\frac{p_3}{10\ 000}$	0 ^{kg} ,232	0 ^{kg} ,281.
Rapport de détente.		16 ^{kg}	14 ^{kg} .
Température T ₄ de l'eau d'alimentation : environ 50° C.			
Le volume du kilogramme de vapeur correspondant à p ₁ est. 0,248 0,260.			

RÉSULTATS CALCULÉS

	Fond du cylindre.	Haut du cylindre.
Volume final de 1 kilogramme de vapeur v ₂ = rv ₁ .	3 ^m 3,968	3,640
Les valeurs correspondantes de p ₂ seront :	0 ^{kg} ,408	0,450
U ₁ — U ₂	51 ^{kg} ,796	49,170
v ₂ (p ₂ — p ₃).	6 ^{kg} ,983	5,867
Travail de 1 kilogramme de vapeur, U'.	<u>58^{kg},779</u>	<u>55,037</u>

Pression moyenne effective en kilogrammes par centimètre carré :

$p_e = \frac{U'}{10\ 000 v_2} = \frac{p_m - p_3}{10\ 000}$	1 ^{kg} ,481	1,387
Moyenne des deux résultats		1,434
Moyenne des résultats observés sur une série de diagrammes		1,475
Différence		0,041

Ce qui rentre dans les limites des erreurs d'observation.

Chaleur dépensée par kilogramme de vapeur $H' =$

$U_1 - U_2 + H_2 - h_4$	309,125	306,282
-----------------------------------	---------	---------

Pression équivalente en kilogramme par cm^2

$p_h = \frac{H'}{v_2 \times 10\ 000}$	7 ^{kg} ,790	8 ^{kg} ,820
Moyenne		8,300

Rendement $\frac{p_m - p_3}{p_h}$	0,190	0,160
Moyenne		0,175

(6) Même cas calculé d'après les formules approchées :

DONNÉES

	Kilog. par cm^2 .
Pression moyenne à l'admission $\frac{p_1}{10\ 000}$	7,468
Contre-pression $\frac{p_3}{10\ 000}$	0,256
Admission moyenne $\frac{1}{2} = 0,067 = \frac{1}{15}$	

RÉSULTATS

	Kilog. par m^2 .
Pression brute moyenne $\frac{p_m}{10\ 000} = 7,468 \times 0,232$	1,732
Pression moyenne effective $\frac{p_m - p_3}{10\ 000}$ calculée	1,476
observée	1,476
Pression équivalente à la dépense de chaleur $p_h = \frac{15,5 p_1}{r} = . .$	7,717
Rendement $\frac{p_m - p_3}{p_h}$	0,189

Cette machine est du système compound à deux cylindres et l'on a rapporté la pression moyenne effective au volume du grand cylindre, quatre fois plus grand que celui du cylindre à haute pression.

La consommation de cet appareil ressort à 5^{kg},900 de vapeur, si l'on néglige toutes les pertes autres que des pertes thermodynamiques, et à 0^{kg},655 de charbon par cheval-heure, en comptant sur une vaporisation de kilogrammes d'eau par kilogrammes de charbon. Les pertes physiques accroissaient la consommation d'au moins 20 p. 100, c'est-à-dire que la dépense serait de 7^{kg},080 de vapeur et de 0,795 de charbon par cheval et par heure.

Si on accepte les chiffres de Rankine, on obtient les résultats suivants :

MACHINE A VAPEUR A CONDENSATION, FONCTIONNANT AVEC DE LA VAPEUR SATURÉE SÈCHE

Contre-pression $\frac{p_3}{10\,000}$, supposée de 0^{kg},281 par cm²

EXEMPLES	RAPPORT DE DÉTENTE γ ET ADMISSION EFFECTIVE $\frac{1}{\gamma}$							
	10	5	3,33	2,5	2	1,7	1,25	1
(1) $p_1 : 10\,000 = 1,405$. . .	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
$(p_m - p_3) : 10\,000$	"	"	0,618	0,780	0,900	0,984	1,090	1,125
$p_h : 10\,000$	"	"	6,540	8,718	10,900	13,078	17,435	21,800
Rendement de la vapeur	"	"	0,095	0,090	0,083	0,075	0,0625	0,052
(2) $p_1 : 10\,000 = 2,810$. . .	"	"	"	"	"	"	"	"
$(p_m - p_3) : 10\,000$	"	1,140	1,539	1,842	2,081	2,250	2,460	2,531
$p_h : 10\,000$	"	8,718	13,078	17,437	21,796	26,155	34,874	43,592
Rendement de la vapeur	"	0,131	0,118	0,118	0,095	0,086	0,071	0,058
(3) $p_1 : 10\,000 = 4,220$. . .	"	"	"	"	"	"	"	"
$(p_m - p_3) : 10\,000$	1,040	1,840	2,453	2,911	3,262	3,515	3,839	3,937
$p_h : 10\,000$	6,539	13,078	19,616	26,175	32,694	39,228	52,311	63,390
Rendement de la vapeur	0,159	0,140	0,125	0,111	0,100	0,090	0,073	0,060
(4) $p_1 : 10\,000 = 5,625$. . .	"	"	"	"	"	"	"	"
$(p_m - p_3) : 10\,000$	1,483	2,559	3,360	3,972	4,373	4,781	5,210	5,343
$p_h : 10\,000$	8,718	17,372	26,151	34,872	43,590	52,311	69,751	87,180
Rendement de la vapeur	0,170	0,147	0,128	0,114	0,102	0,091	0,074	0,061
(5) $p_1 : 10\,000 = 7,030$. . .	"	"	"	"	"	"	"	"
$(p_m - p_3) : 10\,000$	1,926	3,269	4,275	5,034	5,625	6,047	6,581	6,750
$p_h : 10\,000$	10,898	21,800	32,691	43,590	54,491	65,390	87,180	108,980
Rendement de la vapeur	0,177	0,150	0,131	0,115	0,103	0,092	0,075	0,062

MACHINE A VAPEUR SANS CONDENSATION, FONCTIONNANT AVEC DE LA VAPEUR
SATURÉE SÈCHE

Contre-pression $\frac{p_3}{10\ 000}$, supposée de 1^{kg}, 266 par cm²

EXEMPLES	RAPPORT DE DÉTENTE γ ET ADMISSION EFFECTIVE $\frac{1}{r}$						
	5	3,33	2,5	2	1,7	1,25	1
(6) $p_1 : 10\ 000 = 4\ \text{kg. 220.}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1
$(p_m - p_3) : 10\ 000$	"	"	1,920	2,278	2,531	2,854	2,953
$p_h : 10\ 000$	"	"	26,151	32,691	39,232	52,311	65,300
Rendement de la vapeur	"	"	0,074	0,070	0,064	0,055	0,045
(7) $p_1 : 10\ 000 = 5,025$	"	"	"	"	"	"	"
$(p_m - p_3) : 10\ 000$	"	2,376	2,988	3,459	3,797	4,226	4,359
$p_h : 10\ 000$	"	26,151	34,872	43,590	52,311	69,751	87,180
Rendement de la vapeur	"	0,091	0,086	0,080	0,073	0,061	0,050
(8) $p_1 : 10\ 000 = 7,031$	"	"	"	"	"	"	"
$(p_m - p_3) : 10\ 000$	2,285	3,290	4,050	4,640	5,062	5,596	5,765
$p_h : 10\ 000$	21,800	32,691	43,590	54,490	65,390	87,180	108,980
Rendement de la vapeur	0,105	0,100	0,093	0,085	0,077	0,064	0,053
(9) $p_1 : 10\ 000 = 8,437$	"	"	"	"	"	"	"
$(p_m - p_3) : 10\ 000$	2,995	4,204	5,118	5,821	6,328	6,975	7,172
$p_h : 10\ 000$	26,451	39,232	52,311	65,390	78,462	104,622	130,780
Rendement de la vapeur	0,115	0,107	0,098	0,089	0,081	0,067	0,055
(10) $p_1 : 10\ 000 = 11,250$	"	"	"	"	"	"	"
$(p_m - p_3) : 10\ 000$	4,415	6,018	7,242	8,184	8,859	9,717	9,984
$p_h : 10\ 000$	34,872	52,592	69,751	87,180	104,622	139,491	174,325
Rendement de la vapeur	0,127	0,115	0,104	0,094	0,085	0,070	0,057

Si on suppose une température de l'eau d'alimentation telle que la vaporisation (en vapeur sèche) soit de 9 kilogrammes par kilogramme de charbon pour la machine à condensation et de 10 kilogrammes pour la machine sans condensation, celle-ci étant munie d'un réchauffeur et si l'on suppose que la consommation de vapeur, correspondant à un rendement égal à l'unité, soit de 1^{kg},133 par cheval, il est facile d'établir une comparaison entre les rendements probables, théorique et pratique, de ces machines en ce qui concerne les dépenses de chaleur, de vapeur et de combustible par unité de temps et de puissance.

Le tableau suivant donne les rendements de la machine idéale et parfaite, calculés par Cotterill, qui permettent des comparaisons intéressantes.

MACHINE	T ₁ Centigrade	p ₁ Kg. par cm ²	Calories par cheval indiqué par minute	Kilogr. de vapeur par cheval indiqué par heure	Kilogr. de carbon par cheval indiqué par heure	RENDEMENT
Sans condensation T ₃ = 100 + 274	203 + 274	17,580	49,13	5,170	0,365	0,219
	184 + 274	11,250	58,70	6,260	0,437	0,183
	172 + 274	8,440	67,05	7,166	0,508	0,161
	135 + 274	5,625	82,90	9,026	0,617	0,130
	142 + 274	3,867	107,60	11,793	0,802	0,100
A condensation T ₃ = 100 + 274	172 + 274	8,440	36,05	3,401	0,268	0,299
	162 + 274	6,680	37,80	3,674	0,281	0,285
	149 + 274	4,220	42,08	4,082	0,313	0,256
	121 + 274	2,110	51,13	5,080	0,381	0,211
A vapeur régénérée. Vapeur d'eau et éther. T ₃ = 13,5 + 274	109 + 274	1,406	57,95	5,805	0,431	0,186
	172 + 274	8,440	30,75	2,812	0,229	0,351
D'air chaud. T ₃ = 13,5 + 274	149 + 274	4,220	34,75	3,311	0,259	0,309
	350 + 274	»	20,10	»	0,149	0,536

M. Cotterill a montré que si l'eau d'alimentation pouvait être élevée à la température de la chaudière au moyen d'un réchauffeur construit de manière à recevoir la chaleur par un système méthodique de transfert et tel que les pressions de la vapeur dans le réchauffeur peuvent être variables dans toute la proportion correspondant à l'écart des températures, le rendement de la machine serait le même que celui du cycle de Carnot. La chaleur dépensée serait :

$$H_1 = T_1 \log_e \frac{T_1}{T_2} + L_1 ;$$

celle rejetée.

$$H_2 = T_2 \left(\frac{L_1}{T_2} + \log_e \frac{T_1}{T_2} \right) ;$$

et le rendement serait

$$\frac{H_1 - H_2}{H_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} .$$

où L est la chaleur latente de vaporisation par la chaudière 1.

Le tableau ci-après donne les facteurs qui permettent de déterminer la pression moyenne absolue de la vapeur quand on connaît la pression initiale et le rapport de détente. Le produit

1 Cotterill, 2^e édition, p. 420.

des constantes du tableau par la pression initiale P_1 donne la pression moyenne absolue cherchée.

CONSTANTES POUR LA DÉTERMINATION DES PRESSIONS MOYENNES ET FINALES

ADMISSION $\frac{1}{r}$	I. TEMPÉRATURE CONSTANTE		II. VAPEUR SÈCHE A LA TEMPÉRATURE DE SA- TURATION		III. VAPEUR CONDENSÉE A LA TEMPÉRATURE DE SATURATION	
	Moyenne	Finale	Moyenne	Finale	Moyenne	Finale
1/2	,847	,5	,839	,479	,833	,463
1/3	,7	,333	,687	,311	,678	,295
1/4	,597	,25	,582	,229	,571	,214
1/5	,522	,2	,506	,181	,495	,167
1/6	,465	,167	,449	,149	,437	,137
1/7	,421	,143	,405	,126	,393	,115
1/8	,385	,125	,369	,11	,357	,099
1/9	,355	,111	,339	,097	,328	,087
1/10	,330	,1	,314	,087	,303	,077
1/11	,309	,091	,293	,077	,282	,07
1/12	,290	,083	,275	,071	,264	,063
1/13	,274	,077	,259	,065	,249	,058
1/14	,26	,071	,245	,06	,235	,053
1/15	,247	,067	,233	,056	,223	,049
1/16	,236	,062	,222	,052	,212	,046
7/8	,992	,875	,991	,868	,991	,862
3/4	,966	,75	,964	,737	,962	,726
5/8	,919	,625	,914	,607	,911	,593
3/8	,743	,375	,732	,353	,723	,336

La colonne I a rapport à la vapeur maintenue à la température initiale pendant la détente ; la colonne II a trait à la machine, munie d'enveloppe, citée par Rankine ; la colonne III a rapport à une machine ayant un cylindre non conducteur. (Voir aussi le tableau III de l'Appendice.)

La chute de pression à l'admission, jusqu'au point où cesse cette dernière, ne doit pas, dans les machines bien proportionnées et munies de distribution à déclat, dépasser $0^{\text{m}},07$ par centimètre carré par dixième de la fraction de course correspondant à l'introduction. Elle dépasse de beaucoup ce chiffre dans les machines où la distribution est opérée par tiroirs.

Le véritable rapport de détente est mesuré par le quotient du volume engendré, augmenté de l'espace mort, compté jusqu'au point où cesse l'admission, par le volume du cylindre, aug-

menté de l'espace mort, compté jusqu'à la fin de l'échappement, c'est-à-dire généralement un peu avant la fin de la course.

118. — La limite du rendement réel peut être dès maintenant déterminée. De ce qui a été établi jusqu'ici, en ce qui concerne les différences qui distinguent la machine à vapeur réelle de la machine idéale, on comprendra que les poids de vapeur et de combustible donnés plus haut représentent la limite supérieure dont on pourra peut-être s'approcher, mais que l'on n'atteindra jamais en pratique. La dépense de chaleur, de vapeur et de combustible, même dans les meilleures machines, est supérieure à ces chiffres, d'un quart ou de moitié ; cet excès varie suivant les circonstances, dont nous avons parlé plus haut, qui affectent les pertes physiques.

Si l'on compare la machine ayant un cylindre non conducteur à celle qui est munie d'une enveloppe de vapeur et fonctionne aux mêmes pressions initiales, aux mêmes rapports de détente et aux contre-pressions, on trouvera que la dernière présente un rendement inférieur sous le rapport de l'utilisation de la vapeur. Cependant la pratique a démontré que l'adoption de la chemise de vapeur peut entraîner une économie réelle. Il est donc évident que les avantages, possédés respectivement par les deux genres de machines, sont dus entièrement aux causes particulières qui distinguent la machine réelle de la machine idéale. Dans cette dernière, il n'est pas avantageux de maintenir la vapeur à l'état de saturation pendant la détente avec réduction de pression et de température.

Si l'on compare les courbes, $pv = \text{const.}$, $pv^{1.135} = \text{const.}$, $pv^{1.133} = \text{const.}$, suivant les trois modes de détente, on remarquera que la courbe de la vapeur saturée se rapproche plus de celle de Mariotte que la courbe de sa vapeur surchauffée, et que, à volumes égaux, la vapeur saturée sèche produit un travail plus considérable que la vapeur surchauffée, la température initiale restant la même. A poids égaux toutefois, la vapeur surchauffée produit plus de travail et présente un rendement supérieur. Elle contient en effet plus de chaleur que la vapeur saturée ; on peut en obtenir une meilleure utilisation en raison de sa température plus élevée et de la moindre tendance qu'elle possède à se con-

denser sur les parois du cylindre avant que la période de détente ne commence.

119. — Les cycles des machines à vapeur (fig. 138, 139) diffèrent souvent beaucoup de ceux qui représentent l'évolution du fluide dans les machines à air ou à gaz. La ligne isothermique étant en effet isopiastique, la première partie du diagramme, au lieu d'être une hyperbole équilatère, devient une ligne droite horizontale, c'est-à-dire parallèle à l'axe des abscisses. La détente adiabatique est représentée par une ligne qui ressemble beaucoup à celle des gaz, mais qui s'abaisse toutefois plus rapidement, s'écartant aussi de l'hyperbole ordinaire, comme nous l'avons indiqué. Les cycles théoriques sont ordinairement composés de ces courbes souvent combinées avec des lignes de pressions et de volumes égaux. Dans le cas des machines à vapeur réelle, les cycles et les courbes se rapprochent plus ou moins de ceux de la machine idéale, suivant que la machine est plus ou moins bien étudiée ou construite. Néanmoins, il existe toujours entre eux une différence assez considérable.

L'influence des parois qui dépouillent le fluide de chaleur, par conductibilité et rayonnement, l'action imparfaite de la distribution ou du mécanisme qui contrôle l'introduction et l'échappement du fluide produisent des différences considérables dans la forme des courbes, particulièrement vers leur point d'intersection.

Dans les avant-projets de machines, il est d'usage que l'on calcule les puissances et les rendements présumés à l'aide de diagrammes « prévus » qui sont établis en tenant compte de considérations pratiques, de manière à se rapprocher autant que possible du cycle réel de la machine.

120. — La distribution de l'énergie, dans les machines réelles, est donc très différente de celle que nous avons étudiée jusqu'ici sur la machine idéale. Cette dernière, nous l'avons vu, est un système purement thermodynamique, tandis que la première ne comprend pas seulement les phénomènes thermodynamiques, transformations et échange d'énergie calorifique, mais aussi les pertes dues aux

actions physiques, rayonnement, convection, etc., rendues possibles par la nature des matériaux employés et par la structure de la machine. Même dans le cas idéal, une faible partie du calorique, envoyé à la machine, et momentanément emmagasiné dans la vapeur, se trouve transformé en travail utile. Dans la machine réelle, ainsi que nous l'avons vu, il faut compter par surcroît sur des pertes plus considérables, indépendantes de la thermodynamique et qui peuvent porter la consommation de charbon et de vapeur au double de ce qu'indique la théorie.

De ces dernières pertes, la perte intérieure, ou par condensation initiale, est celle qui a le plus attiré l'attention des ingénieurs depuis quelques années. Comme l'auteur l'a remarqué ailleurs, « la comparaison des quantités de vapeur, nécessaires pour alimenter une machine parfaite au point de vue thermodynamique, avec celles que dépensent les meilleurs appareils employés en pratique, montre, entre les deux genres de fonctionnement, des différences assez grandes pour qu'il devienne évident que la détermination du rendement d'une machine et la solution des questions relatives à l'étude de la dépense de chaleur ne sont pas purement du domaine de la thermodynamique. La théorie mathématique de la machine à vapeur n'est pas encore assez parfaite et elle ne peut l'être avant que l'on ait su y introduire l'action des pertes en question, pour que l'ingénieur puisse y recourir avec confiance dans les études qu'il peut avoir à entreprendre, sans la contrôler par les résultats de la pratique journalière ¹. »

Si l'on examine les résultats d'un grand nombre d'essais, on est frappé de ce fait que les pertes varient dans une proportion considérable, même pour des machines considérées comme perfectionnées. Cela tient à différentes causes. Du côté de la chaudière, la perte en cendres varie de 5 p. 100, pour les meilleurs charbons, à 10 ou 15 p. 100 pour les bons, et à 20 ou 25 p. 100 pour les mauvais. La quantité d'eau entraînée ne devrait pas dépasser de 3 à 5 p. 100, même si la chaudière est d'un type ordinaire ne passant pas pour produire de la vapeur sèche ; or en pratique, on atteint

¹ • On the Several Efficiencies of the Steam-engine, and on the Conditions of Maximum Economy. • *Trans. soc. of Mechanical Engineers*, avril 1882. *Journal of the Franklin Institute*, mai 1882.

et on dépasse le double de ces chiffres. Dans les grandes machines comportant des enveloppes où circule de la vapeur saturée, ces enveloppes peuvent, même inefficaces, être le théâtre d'une condensation allant jusqu'à 5 p. 100 du poids total de vapeur; si elles sont efficaces, la condensation peut s'y élever à 10 p. 100 et plus, surtout quand la vapeur est humide et quand la perte de chaleur, pendant l'échappement, s'opère énergiquement. La pompe alimentaire, mue par un petit cheval, peut entraîner une perte de 3 à 5 p. 100 et plus si elle est mal construite. Les pompes à air indépendantes, si employées aujourd'hui, surtout dans la marine, augmentent les pertes de 5 à 10 p. 100 et même de 15 p. 100 dans des conditions défavorables. L'importance des pertes dues à l'échange alternatif de chaleur entre les parois et la vapeur est essentiellement variable, non seulement suivant les conditions du fonctionnement, mais encore suivant l'état ou la nature du fluide.

100 kilogrammes de charbon contiennent (en calories) . . .	784 000
A en déduire pour les cendres	<u>112 000</u>
Différence utilisable dans 100 kilogr. de charbon. . .	672 000

	CALORIES	P. 100
Chaleur disponible	672 000	100
Pertes de chaleur par la cheminée	112 000	16 2/3
Chaleur utilisée pour la production de vapeur. . .	560 000	83 1/3
Pertes par fuites et condensation.	112 000	16 2/3
Chaleur disponible dans le cylindre sur le piston.	448 000	66 2/3
Perte et chaleur rejetée du cylindre.	369 600	55
Chaleur transformée en travail.	78 400	11 2/3
Chaleur perdue pour vaincre les frottements. . .	22 400	3 1/3
Disponible sur l'arbre	56 000	8 1/3
Perdue en frottements extérieurs.	11 200	1 2/3
Chaleur utilisée à la propulsion	44 800	6 2/3

Elle est relativement faible avec les gaz et considérable au contraire avec la vapeur humide et saturée. Le rapport du travail accompli en réalité par kilogramme du fluide moteur à celui qu'il effectuerait dans un cylindre non conducteur, constitue ce que nous appellerons le *Rendement pratique du fluide*.

On trouvera ci-dessus la distribution des pertes et des quantités de chaleur utilisées, dans une machine marine dépensant 1^{ks}, 133 de charbon par cheval-heure, d'après Hunt et Skiel. Les meilleurs machines actuelles consomment environ un tiers en moins.

121. — **Le mode d'opération** suivant lequel se distribue l'énergie, dans la réalité, peut se résumer comme suit : l'énergie nécessaire est amenée de la chaudière qui l'a emmagasinée à la machine sous forme de chaleur, par l'intermédiaire de la vapeur qui lui sert de véhicule. La machine convertit une faible portion de cette énergie sous la forme mécanique et l'applique à la production d'un travail. Le reste est perdu, sans transformation, par échange et transfère au corps environnant, tel que l'atmosphère ou, dans le cas d'une machine à condensation, tel que l'eau du condenseur qui emporte au dehors la chaleur ainsi transmise. De ce travail développé par la conversion de l'énergie calorifique, une partie est employée à actionner la machine elle-même et est ainsi également perdue; l'autre portion est seule utilisée pour les usages auxquels la machine est destinée.

La plus grande partie de la chaleur non transformée et perdue, si bonne que soit la machine, consiste dans la perte inévitable que nous indique la seconde loi de la thermodynamique et qui, dans la machine parfaite, peut être dans la proportion de $\frac{E_2}{E_1}$. Le reste se compose surtout des pertes par condensation intérieure que nous examinerons plus tard en détail, et dans lesquelles la conductibilité, la convection et l'échange alternatif de chaleur entre les parois et la vapeur, jouent le principal rôle. Il convient d'y ajouter une faible portion de chaleur qui est transmise directement par conductibilité ou par rayonnement aux objets adjacents.

Chacune de ces pertes tend à réduire le rendement de la machine, et leurs actions combinées le diminuent énormément.

La différence est assez grande, entre la machine idéale et la machine réelle, pour rendre impossible la détermination *à priori* de la quantité de charbon et de vapeur nécessaire en pratique à une machine donnée, et pour que l'on ne puisse estimer que très approximativement l'importance de ces pertes. Les chiffres nécessaires à cette détermination sont le résultat des recherches expérimentales dont les machines à vapeur sont journallement l'objet.

122. — **Les différentes pertes**, dans toutes les formes de machines thermiques, à les considérer en détail, présentent les mêmes caractères, mais ont lieu suivant des proportions très différentes dans les divers types de machines. La perte thermodynamique est plus grande dans les machines sans condensation que dans les appareils à condensation, mais les pertes par conductibilité, internes et externes, y sont moindres ainsi que celles résultant du frottement. La somme de ces pertes peut être plus grande ou plus faible dans l'un des deux types, suivant que le bénéfice, dû à l'augmentation des écarts de température dans la dernière, est ou non compensé par la somme des pertes extra-thermodynamiques. Dans la machine à air chaud, l'écart considérable de température, suivant lequel se produit l'évolution, diminue la perte thermodynamique inévitable, mais augmente les autres pertes ; toutefois le rendement réel reste élevé. Il en est de même des machines à gaz, dont le cylindre est refroidi par un courant d'eau ; les pertes de chaleur par conductibilité sont considérablement accrues de ce fait, tandis que le rendement théorique du fluide est élevé et que les pertes thermodynamiques correspondantes sont relativement faibles.

L'utilisation du fluide et de la machine a été souvent étudiée par des autorités compétentes, mais, presque toujours, au seul point de vue thermodynamique. On a rarement attaché assez d'importance aux pertes dues à la conductibilité du cylindre, bien que ce soit souvent là la plus importante de toutes les pertes physiques de chaleur qui se produisent à l'intérieur des machines.

De tout ce qui vient d'être dit, on doit donc conclure que les pertes dues à l'influence des parois sont parmi les plus sérieuses à envisager, dans l'étude des machines à vapeur modernes. C'est

cette perte de chaleur qui empêche d'obtenir le bénéfice que l'on serait en droit d'attendre d'une détente considérable. C'est elle qui fixe une limite pratique au degré d'expansion de la vapeur dans une machine monocylindre, limite que l'on a rarement pu dépasser même en ayant recours à certains expédients. L'expérience a prouvé que l'on n'obtient aucun avantage en portant la détente à plus de cinq ou six volumes dans les machines monocylindres, munies d'enveloppes de vapeur, et fonctionnant à des pressions de 4 à 5 atmosphères. Si l'on dépasse cette limite, les pertes dues à l'émission de la chaleur par la vapeur d'échappement à l'influence des parois augmentent beaucoup plus rapidement que le bénéfice qui provient de la conversion d'une plus grande quantité de chaleur en travail, résultant d'une détente plus prolongée.

On peut réduire cette perte au minimum en surchauffant assez la vapeur pour que la quantité qui en traverse le cylindre puisse restituer au métal toute la chaleur nécessaire pour réchauffer les parois à la température correspondant à la pression de saturation dans la chaudière, pour retomber elle-même à son point de saturation. Mais un tel avantage n'est obtenu qu'aux dépens du rendement thermodynamique.

Ainsi donc, en résumé, la perte de chaleur non transformée est due à deux causes, la première, perte thermodynamique et physique par échange calorifique, ne saurait être écartée que par quelque transformation radicale du type de machine, dans un ordre d'idées que l'on ne peut prévoir à l'heure actuelle ; la seconde, que l'on est seulement arrivé à diminuer, par les divers moyens adoptés, ne paraît également susceptible de suppression complète que grâce à des changements radicaux.

Comme le D^r Kirsch l'a si bien démontré par une longue suite de recherches, il se produit à la surface extérieure des parois métalliques du cylindre, à l'intérieur de laquelle se confinent les fluctuations de température qui amènent la condensation intérieure, des *ondes* alternatives de haute et de basse température qui traversent rapidement le métal, le pénétrant ou l'abandonnant respectivement, pendant les périodes d'admission et d'échappement. La chaleur ainsi transmise se communique à la masse métallique ambiante dont elle prend la température moyenne, mais ne

reste à sa température la plus élevée ou la plus basse qu'à la surface directement en contact avec la vapeur. Ces alternatives de température se succèdent aux mêmes intervalles que les coups de piston, elles sont par conséquent d'autant plus fréquentes, et affectent d'autant moins la masse métallique et entraînent par suite une perte par condensation d'autant moindre, que la vitesse du piston est plus grande.

Reportons-nous à la figure 141 où le mode de transfert de la chaleur entre le cylindre et la vapeur est représenté graphiquement, tel qu'il a lieu à chaque course dans les parois d'un cylindre non chemisé et d'un cylindre muni d'enveloppes de vapeur.

Le premier de ces cas est représenté en A.

(1) Quand le fonctionnement est établi, la température moyenne sur la face interne ab est XT_m et plus élevée que sur l'autre

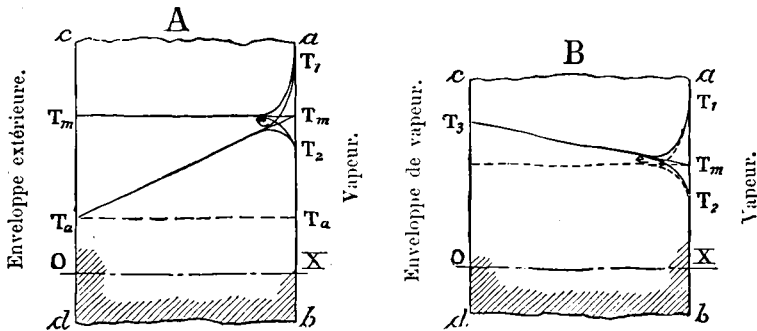


Fig. 141. — Échange calorifique.

côté cd où elle est OT_a puisque celle-ci rayonne la chaleur extérieurement. Suivant que la pression s'élève ou s'abaisse, la première température augmente ou diminue, d'un maximum qui est T_1 au début de la course, à un minimum T_2 à la fin de la course rétrograde. Dans le cycle complet, la moyenne est représentée par T_m T_a et les fluctuations extrêmes par T_1 T_2 . L'aire $T_1 e T_2 T_1$ représente la quantité de chaleur emmagasinée par unité de surface, laquelle, ajoutée à la perte par rayonnement, en T_a constitue la perte totale de calorifique.

(2) De même, si le cylindre est préservé du refroidissement extérieur (voir en Λ), T_m T_m devient la ligne moyenne pour toute l'épaisseur, T_1 e T_2 la fluctuation, la perte qui lui est due est $T_1 e$

T_2, T_1 comme plus haut. Toutefois, à cette perte il ne faut plus ajouter celle par rayonnement extérieur de la surface cd .

Dans les figures, on a exagéré à dessein cette dernière perte qui reste en pratique bien inférieure à la perte interne.

(3) Quand la machine comporte des enveloppes très actives, la température intérieure subit les mêmes fluctuations (voir en B). La ligne pointillée est celle de la température moyenne pour le cas précédent et T_3, T_m pour le cas considéré. L'extérieur est maintenu à une température constante T_3 , celle de la vapeur dans l'enveloppe. Il en résulte un écoulement continu de chaleur, vers l'intérieur, dirigé en sens contraire des cas précédents. La température minimum T_2 s'abaisse moins et le triangle curviligne T, e, T_2 se trouve remonter vers T_1 . La surface de ce dernier est moindre aussi, d'où résultent des pertes intérieures plus faibles. Si l'enveloppe pouvait avoir un rendement parfait et que l'on ait $T_2 = T_1$, la condensation intérieure cesserait et il n'y aurait plus d'autre perte que celle due au rayonnement de l'enveloppe vers l'intérieur du cylindre suivant un phénomène identique, mais inverse de celui que nous avons décrit pour le premier cas considéré.

Ainsi, avec un cylindre muni d'enveloppes, nous relèverons trois pertes de cette espèce : l'une, externe, à travers la chemise ; l'une interne grâce à l'échange de chaleur dû aux alternatives de condensation et de réévaporation ; la dernière, interne aussi, par écoulement continu du calorique de l'enveloppe vers l'intérieur. Si on désigne ces différentes pertes par H_a, H_b, H_c , et leur total par H , on a

$$H = H_a + H_b + H_c ;$$

les différents valeurs à attribuer à chacune de ces lettres varieront suivant le système de machine considéré.

Dans le cas (1), H est maximum quoique $H_c = 0$, dans le cas (2), H se trouve diminué par la réduction de H_a à une valeur très faible et alors $H = H_b$ sensiblement ; dans le cas (3), au contraire, bien que l'on introduise un nouveau facteur H_c , on peut, en diminuant davantage H_b , donner au total H une valeur souvent très inférieure à celle qu'il possède dans les autres cas.

On voit, d'après ce qui précède, que l'emploi de l'enveloppe de va-

peur sera utile, inutile ou nuisible suivant qu'elle permettra des réductions de H supérieures, égales ou inférieures à celles de la perte H_c .

On trouvera figure 142 un diagramme représentant l'influence des parois pendant toute la durée du cycle et les diverses fluctuations dont nous venons de parler. Sur la face interne Oa , les températures varient de T_1 à T_2 autour de la moyenne T_m , comme auparavant, les courbes isothermales ayant la forme représentée, à mesure que les ondes calorifiques traversent le métal vers X , la ligne OX représentant la température de l'atmosphère extérieure et les lignes successives placées au-dessus donnent les positions occupées par les isothermales, à mesure que la chaleur pénètre

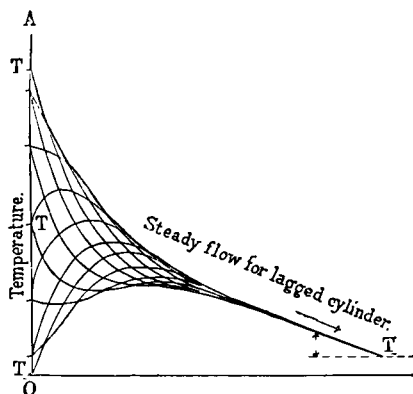


Fig. 142. — Ecoulement variable de calorifique.

Steady flow for lagged cylinder. — Ecoulement constant avec enveloppe calorifuge.

dans le cylindre supposé sans enveloppes. L'effet serait le même s'il y avait une chemise de vapeur, mais la ligne $T_m T_2$ serait inclinée en sens contraire.

Dans les machines à grande vitesse, l'action des parois a pour résultat de produire à leur surface une pellicule liquide ; le reste de la vapeur n'est que superficiellement affecté et reste sec. Dans les machines lentes au contraire, toute la masse de la vapeur peut subir l'influence des parois et devenir relativement humide. D'autre part, la période de détente qui suit se traduit par une certaine liquéfaction, l'eau, à l'état vésiculaire, répandue dans la masse ne pouvant avoir d'action sur les parois, et inversement.

Le contact des parois avec la vapeur sèche plus froide n'a que peu d'effet, en ce qui concerne l'échange de chaleur entre la

machine et la vapeur. Il n'en est pas de même lorsque la surface du métal est recouverte de gouttelettes liquides dont la réévaporation a une importance considérable.

L'examen des diagrammes donnés plus haut nous montre que, pour obtenir des températures relativement constantes sur la face intérieure des parois du cylindre, il faut que la température de la vapeur et par conséquent sa pression, dans l'enveloppe, soit d'autant plus élevée que le cylindre est plus épais ; cela résulte de l'inclinaison de la ligne des températures moyennes (voir fig. 142). Inversement, l'enveloppe, pour toute pression et toute température données supérieures à la température moyenne de la face interne des parois, sera d'autant plus efficace que ces dernières seront plus minces.

On verra que plus est grande la vitesse de la machine, et plus est mince la zone de métal qui se trouve affectée par les variations de température, et par conséquent moins il sera utile d'adopter une enveloppe de vapeur. On peut dire aussi que, plus la vitesse du piston est grande, et plus la température de l'enveloppe devra être élevée pour qu'elle ait une action marquée. L'expérience a confirmé ce fait en montrant que la chemise de vapeur n'a qu'une action infime dans les machines à grande vitesse. Pour la rendre effective, on se trouve en présence de deux moyens : ou diminuer l'épaisseur du cylindre, ou augmenter considérablement la température de l'enveloppe.

Le principe de Hirn, tel que M. Dwelshauvers-Dery l'a énoncé, peut s'appliquer à toutes les machines :

La quantité de chaleur transformée pour l'accomplissement d'un travail extérieur, augmentée de celle qui est soustraite aux parois du cylindre, entre deux positions données et successives du piston, est égale à la variation de la chaleur interne de la vapeur augmentée de celle qui s'introduit avec la vapeur fraîche, pendant l'admission, ou diminuée de celle qui est soustraite par la vapeur d'échappement, pendant la période d'émission.

123. — L'importance des pertes qui ont lieu à l'intérieur de la machine à vapeur a été déterminée très rigoureusement, pour les principaux types de machines, de dimensions moyennes, et fonctionnant dans les conditions usuelles.

On peut dire, en général, que le rendement pratique total de la machine à vapeur, varie de 15 à 16 p. 100 dans les circonstances les plus favorables, jusqu'à 5 p. 100 et au-dessous pour les machines moins perfectionnées. Une machine à vapeur parfaite, ayant un rendement égal à l'unité, fonctionnant dans les conditions normales de température et de pression, ne consommerait que 1^{kg},020 d'eau d'alimentation ou de vapeur par cheval ou par heure. Les meilleures machines en demandent en pratique cinq fois autant. On garantit d'ordinaire pour les machines monocylindres de grandes dimensions une consommation de 11 à 14 kilogrammes de vapeur par cheval-heure. Dans les petites machines moins soignées, la consommation de vapeur est beaucoup plus élevée.

Dans une chaudière très perfectionnée exigée par sir Frédéric Bramwell et M. W. Anderson, la distribution de l'énergie, dans les phénomènes de la vaporisation, a été comme suit :

	CALORIES	P. 100
Vaporisation de l'eau contenue dans le bois . . .	2 408	0,32
Echauffement du bois et de l'air.	978	0,13
Vaporisation de l'eau contenue dans le charbon. .	2 440	0,29
Echauffement du charbon et de l'air.	32 588	4,44
Déplacement de l'atmosphère	13 455	1,83
Echauffement de l'excès d'air.	33 006	6,34
Déplacement de l'atmosphère par dito	13 484	
Evaporation de l'eau de la chaudière	526 755	71,78
Rayonnement et correction.	68 369	9,32
Cendres.	13 586	1,85
Pour erreurs et omissions.	27 403	3,70
TOTAUX.	733 842	100,00

On peut considérer, en moyenne, que la chaleur développée dans le foyer se répartit comme suit :

Chaleur totale émanée du foyer : 100.) Pertes par la cheminée.	25	
		— le condenseur.	55
		— rayonnement.	5
		Travail utile	15
	Total.	100	

Le « rendement pratique du fluide » est, dans ce cas, d'environ 73 p. 100.

D'après M. Hirsch, la répartition de la chaleur produite dans une bonne machine à condensation dépensant 1 kilogramme de bon charbon par cheval-heure est la suivante ¹ :

	COEFFICIENT	CALORIES dépensées	CALORIES restant
Chaleur de combustion	1,00	0,50	100,00
1. Reçue de la chaudière.	0,60	40,00	60,00
2. Utilisation thermodynamique.	0,27	43,80	16,20
3. Imperfection du cycle.	0,60	6,48	9,72
4. Rendement de la machine.	0,77	2,22	7,50
5. Rendement total.	0,075	92,50	7,50

L'auteur a relevé dans une machine sans condensation, d'un type usuel, la répartition suivante de la chaleur :

REÇUE	P. 100	DÉPENSÉE	P. 100
Energie calorifique emmagasinée dans la vapeur sèche et saturée à la machine	100	Perte par conductibilité extérieure.	6
		Perte par conductibilité intérieure.	33
		Perte thermodynamique.	41
		Perte due aux frottements.	8
		Travail utile.	12
Total.	100	Total.	100

Ici le rendement pratique du fluide est de 70 p. 100.

A la même pression initiale absolue (14 kilogrammes par centimètre carré environ), une machine à triple expansion, ayant des cylindres chemisés et détendant environ 12 fois donnerait la distribution suivante de calorique :

REÇU	P. 100	DÉPENSÉ	P. 100
Energie calorifique emmagasinée dans la vapeur	100	Pertes extérieures.	10
		Pertes intérieures	25
		Pertes thermodynamiques	36
		Pertes par frottement	13
		Travail utile.	16
Total.	100	Total.	100

¹ Congrès International de Mécanique appliquée; 1881, vol. IV.

Le rendement pratique du fluide est, dans ce cas, de 70 p. 100.
On trouvera ci-dessous des chiffres donnés par le professeur Ewing, calculés d'après des résultats d'essais fournis par M. Main¹ :

	CALORIES
Chaleur fournie à la machine à chaque tour.	347
— par la chemise de vapeur.	53
— totale.	400
— retournée à la chaudière	10
— nette fournie.	390
— convertie en travail.	57
— rejetée au condenseur	333
Rendement $\frac{227}{1551}$	0,146
Rendement thermodynamique.	0,335

Dans tous les cas, si l'on suppose que la détente est hyperbolique, le travail effectué, dans un cylindre de volume donné, variera à peu de chose près comme $\text{Log } n$, mais la dépense correspondant à ce travail pourra varier énormément et sans qu'il y ait de relation directe avec le volume v_1 de la vapeur au point où cesse l'admission.

Des essais effectués sur la machine expérimentale d'Owens Collège et décrit ailleurs ont donné les résultats suivants d'après MM. Reynolds et Cowper².

DÉBIT	CALORIES	P. 100
Chaleur contenue dans la vapeur passant dans le cylindre.	3 566	81
— — — — — l'enveloppe.	838	19
Total.	4 404	100
CRÉDIT		
Rendement d'après l'indicateur.	777	17,7
Chaleur rejetée au condenseur.	3 241	73,6
— perdue par rayonnement.	296	6,7
— perdue à la bache.	90	2
Total.	4 404	100

Les tableaux suivants, dus à M. Buel, indiquent clairement l'in-

¹ *Minutes Proc. Inst. C. E.*, vol. LXX Also, Thurston, *Engine and Boiler Trials*, p. 298.

² *Proceeding Brit. Inst. C. E.*; 1889.

fluence de la contre-pression sur la réduction de la transformation thermodynamique et de l'efficacité de la détente.

MACHINE IDÉALE, SANS CONTRE-PRESSION

ADMISSION	Pression moyenne totale kg. par cm ²	Aires relatives des cylindres	Quantités relatives de vapeur consommée	Pourcentage d'économie
1	2	3	4	5
1	7,000	1,00	1,000	
3/4	6,775	1,04	0,780	22,0
1/2	5,955	1,18	0,590	41,0
1/3	4,920	1,43	0,477	52,3
1/4	4,200	1,68	0,420	58,0
1/6	3,270	2,15	0,358	64,2
1/8	2,705	2,60	0,325	67,5
1/12	2,040	3,45	0,288	71,2

MACHINE IDÉALE; CONTRE-PRESSION 1kg,230

ADMISSION	Pression moyenne effective kg. par cm ²	Rapport des pressions moyennes	Aires relatives des cylindres	Quantités rela- tives de vapeur consommée	Pourcentage d'économie
1	2	3	4	5	6
1	5,800	1,000	1,00	1,000	
3/4	5,547	0,959	1,04	0,780	22,0
1/2	4,725	0,815	1,23	0,615	38,5
1/3	3,690	0,636	1,57	0,523	47,7
1/4	2,967	0,512	1,95	0,488	51,2
1/6	2,040	0,352	2,84	0,473	52,7
1/8	1,475	0,255	3,92	0,490	51,0
1/12	0,808	0,140	7,15	0,596	40,4

On voit, d'après cette table, que, dans les conditions présumées, la détente la plus avantageuse est de six volumes, puisque la consommation s'accroît lorsqu'on diminue ou qu'on augmente l'admission en deçà de cette limite. La pratique courante est du reste d'ac-

cord avec ces résultats d'essais. Il est évident que si l'on change la pression initiale ou la contre-pression, on obtiendra des résultats notablement différent de ceux indiqués sur la table, mais cette dernière est suffisamment étendue pour fixer les idées à ce sujet.

C'est la résistance que rencontre la vapeur en s'échappant à travers des orifices et des conduits toujours plus ou moins réduits qui augmente la contre-pression sur le piston de 0^{ks},070 à 0^{ks},210 par centimètre carré. Il n'existe pas de théorie permettant de déterminer cette résistance, non plus que l'importance des pertes qui lui sont dues.

La contre-pression, dans les divers types de machine, ne peut s'évaluer que par comparaison avec des appareils existants. Les chiffres ci-dessous paraissent représenter assez bien les résultats de la pratique à ce sujet.

CONTRE-PRESSION MOYENNE p_3
Kilogrammes par centimètre carré.

Rapport de détente de 1 1/2 à 3. . .	0,350
— de 4 à 7. . .	0,315 à 0,245
— de 8 à 15. . .	0,245 à 0,210

Les diagrammes d'indicateurs donnent uniquement les pressions effectives de la vapeur et non les pressions absolues que l'on estime approximativement en déterminant une pression atmosphérique moyenne.

M. Beer a donné les formules suivantes qui permettent le calcul de la contre-pression dans les machines sans condensation et à condensation, respectivement.

$$p_c = p_o + 0,03 p_1$$

$$p_c = p_o + 0,035 p_1$$

où p_o est la pression atmosphérique dans le premier cas, celle du condenseur dans le second. Ces formules supposent à des orifices largement calculés et une vitesse de piston moyenne.

124. — Nous avons vu que l'importance de la perte thermodynamique, dans toutes les machines thermiques, pouvait être absolument définie. Une fraction, qui ne peut excéder $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$, de la

chaleur soumise aux opérations thermodynamiques sans pertes par rayonnement ni conductibilité, est transformée en énergie mécanique. Le reste, mesuré par une fraction jamais inférieure à $\frac{T_2}{T_1}$, est nécessairement et inévitablement rejeté au dehors sans avoir subi de transformation ; il constitue la perte « thermodynamique inévitable » qui est seule considérée par la théorie pure, nous l'avons vu. Si on divise la partie utilisée $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$, par la somme des deux parties

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} + \frac{T_2}{T_1} = 1$$

on obtient, comme nous l'avons dit le rendement maximum thermodynamique du fluide $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$.

Le rendement réel d'une machine, fonctionnant dans des conditions normales, a pour mesure le quotient de la quantité de chaleur convertie divisée par la somme de toutes les dépenses de chaleur, production ou non. Ainsi, le chiffre obtenu de cette manière se trouve réduit en proportion de l'accroissement de la chaleur totale fournie, absorbé par ces pertes, et la perte thermodynamique est diminuée d'autant. Cette dernière n'est plus que de 40 à 50 p. 100 de l'ensemble au lieu de 85 à 90 p. 100 comme dans le cas théorique. En effet, la quantité de chaleur absorbée par les pertes extra-thermodynamiques atteignent le plus souvent et dépassent quelquefois celle qui est nécessaire pour le fonctionnement de machine idéale.

Dans tous les cas, en pratique, la quantité, prise comme unité, et à laquelle on compare le travail effectué, est égale à la somme de toutes les quantités de chaleur dépensées et non pas seulement de la chaleur nécessaire au point de vue thermodynamique.

125. — Les conditions de rendement maximum du fluide, en pratique et toutes choses égales d'ailleurs, sont précisément les mêmes que dans la machine idéale, c'est-à-dire qu'elles résident dans l'augmentation de l'écart de température et du rapport $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$ à sa valeur maximum. Plus la pression et la température du fluide moteur à l'admission sont élevées, plus basse est la température

d'échappement, et plus le rendement du fluide est satisfaisant. Toutefois, il ne s'ensuit pas nécessairement que le rendement pratique total s'accroisse d'une manière analogue.

Il peut arriver en effet que les pertes extra-thermodynamiques augmentent en même temps que le rendement du fluide et dans une proportion telle que l'utilisation totale diminue. Ce fait, assez commun s'il n'est point général, est vérifié par l'expérience qui a démontré que, pour toute machine d'un type donné, il existe un rapport de détente plus avantageux, au delà duquel tout accroissement de l'écart des températures T_1-T_2 se traduit par une augmentation des pertes dues aux condensations initiales à l'intérieur du cylindre.

S'il était toujours possible d'empêcher les pertes intérieures et extérieures de chaleur de s'accroître en même temps que T_1-T_2 , la machine réelle se trouverait, au point de vue du rendement, obéir aux mêmes conditions que la machine idéale. Et, de fait, c'est vers ce but qu'ont tendu tous les efforts réalisés dans ces dernières années pour l'amélioration du régime économique des machines à vapeur. On a su, dans une certaine limite, diminuer l'importance de ces pertes, en même temps que l'on augmentait en pratique le degré de détente et les écarts de température.

126. — Les pertes de chaleur par conductibilité et rayonnement peuvent se classer, nous l'avons vu, en deux catégories : pertes extérieures et pertes intérieures. Les premières ont lieu par conductibilité, entre le cylindre et son bâti, par rayonnement, surtout par les fonds et par l'intermédiaire des tiges de piston et de tiroir alternativement échauffées ou refroidies, suivant qu'elles pénètrent dans le cylindre ou en sortent.

Les surfaces, bien protégées par des enveloppes mauvaises conductrices, donnent une perte d'environ trois calories par mètre carré. Cela correspond à une condensation de $0^{\text{e}},003$ par mètre carré environ. Pour toute machine donnée, on peut considérer cette perte comme constante et souvent la négliger comme peu importante en présence des autres plus sérieuses. Ainsi les seules fuites de vapeur ou d'eau chaude par les garnitures ont en pratique une influence plus marquée sur la consommation. D'ailleurs ces

dernières pertes peuvent s'élever à 5 p. 100 pour des machines de dimensions moyennes.

Les pertes de chaleur opérées de cette manière, par conductibilité extérieure et rayonnement, ont été rarement relevées directement sur les machines; toutefois, on trouvera un peu plus loin un tableau donnant les résultats d'essais effectués sur des locomobiles dans des concours de la Royal Society, par sir Frédéric Bramwell et M. Anderson, qui pourront fixer les idées sur l'importance de cette perte et son mode de variation à différentes températures ¹.

On voit que la perte totale, machine et chaudière, a varié de 3 1/2 à 16 1/2 p. 100 de la chaleur dégagée par la combustion. Les grandes machines sont moins sujettes à cette perte, la surface extérieure étant moindre en proportion du poids de vapeur et du travail accompli. Comme le chiffre de 3 1/2 p. 100 cité plus haut comprend le rayonnement de la chaudière, on voit qu'il reste peu de chose pour le cylindre et que le pourcentage de cette perte peut être négligé pour les grandes machines.

La vitesse de refroidissement n'est pas uniforme, mais décroît avec les températures et les pressions de la vapeur et du métal, comme le montre la ligne *cO* de la figure 143, et augmente d'une manière notable à mesure que les pressions s'accroissent. Il en résulte donc un élément de perte qui tend à s'ajouter à tant d'autres pour limiter le bénéfice que l'on serait en droit d'attendre de l'augmentation des pressions.

La courbe des pertes *cO* donne la perte totale en unités thermiques, pour les températures données et les pressions correspondantes. La ligne *cB*, tangente à la courbe à son extrémité supérieure, donne, par son ordonnée *AB*, le temps nécessaire pour le refroidissement complet, la vitesse de refroidissement restant constante. En réalité, le refroidissement a été environ deux fois plus lent.

L'axe des *x* passe par la cote 0°. Les ordonnées mesurent les quantités totales de chaleur, pour chaque pression et chaque température, les temps étant portés en abscisses, en excès sur celle

¹ *Jour. Roy. Ag. Soc.*, vol. XXIII, 1887.

qui subsistait à la fin de la période d'observation (91 880 calories).

Au cours de ces expériences, on remarqua que l'intensité du refroidissement était variable, entre 550 et 2 520 calories par cheval mesuré au frein, suivant que l'on comparait des machines de 10 ou de 20 chevaux.

REFROIDISSEMENT DES MACHINES ET CHAUDIÈRES

	MACHINES MONOCYLINDRES				MACHINES COMPOUND			
	A	B	C	D	E	F	G	H
1. Poids d'eau dans les chaudières au niveau normal (kg.)	514	145	597	670	610	447	632	648
2. Volume du réservoir de vapeur en mètres cubes. .	0,361	0,180	0,515	0,498	0,354	0,320	0,546	0,447
3. Poids des machines et chaudières soumis à l'influence de la chaleur. kg.	8,051	973,0	3,651	3,517	3,219	8,838	3,770	3,921
4. Pression effective pendant l'essai, kg. par cm ²	8,440	4,220	6,680	5,980	8,790	17,500	10,500	10,900
5. Température correspondante en degrés C. . . .	176	153	170	164	178	208	185	186
6. Puissance au frein, compris le frottement du frein, en chevaux	11,37	3,798	16,94	17,08	17,25	17,57	20,33	21,07
7. Charbon brûlé par heure; kg.	14,290	12,250	19,960	39,600	28,590	15,450	16,810	20,865
8. Calories dégagées par heure par le charbon (8 295 calories par kg.).	118,520	101,689	165,770	329,011	238,805	128,720	141,636	173,262
9. Vitesse de refroidissement en calories par heure. . .	17,844	10,347	11,004	11,618	12,892	21,204	15,744	11,468
10. Rapport de la chaleur perdue à celle produite par le charbon.	0,151	0,102	0,066	0,035	0,054	0,165	0,111	0,068
11. Calories perdues par refroidissement par cheval heure.	1,569	2,724	0,649	0,680	0,747	1,206	0,774	0,556

Dans une machine compound, la perte extérieure dépassait de 28 p. 100 celle d'une machine similaire monocylindre, enveloppée d'une manière analogue. Il paraît donc en résulter que, pour les petites machines à haute pression, à cylindres multiples et mal chemisées, la perte extérieure a une influence sensible sur le rendement. Quand cette perte se monte de 1 350 kilogrammes à 2 270 de vapeur par cheval et par heure pour les machines compound et à 1 130 kilogrammes pour les machines monocylindres, on conçoit qu'elle soit digne d'être envisagée et qu'elle constitue une fraction sérieuse de la consommation de vapeur.

Quand les cylindres sont bien enveloppés, on peut admettre en moyenne que la perte par rayonnement est d'environ 2,44 calories

par mètre carré de surface et par degré centigrade de différence entre les températures interne et externe. Les fonds, généralement non enveloppés et polis, donnent lieu à une perte cinq fois plus

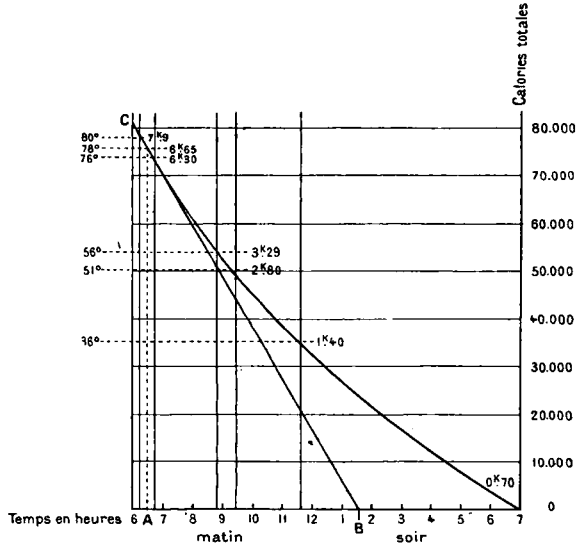


Fig. 143. — Refroidissement des machines et chaudières.

grande environ ainsi que la tige du piston alternativement exposée à l'air et à la vapeur. Toutefois, dans les grandes machines, ces deux dernières pertes réunies se montent à peine à 2 p. 100 de la chaleur totale fournie.

127. — Pour réduire les pertes de chaleur par convection et rayonnement, on recouvre les surfaces des cylindres, exposées à l'air, de feutre, de toile d'amiante, de composés magnésiens ou autres substances mauvaises conductrices que l'on recouvre de bois vernis, de tôle peinte ou de tôles oxydées (dites tôles russes) ayant pour but de les protéger. Les fonds de cylindre ne portent ordinairement pas d'enveloppe, mais on les polit avec soin pour diminuer le rayonnement.

Les pertes par les tiges n'ont d'autre palliatif que l'emploi de garnitures bien étanches.

En ce qui concerne la perte par conductibilité au bâti, il n'est

pas d'usage d'interposer un corps mauvais conducteur entre le cylindre et ses supports, mais les machines qui ne sont reliées au bâti que par le fond arrière sont certainement moins sujettes à une déperdition de ce fait.

La diminution de consommation de la machine entraîne généralement une économie plus grande dans le fonctionnement de la chaudière, en réduisant la quantité de vapeur à produire par mètre carré de surface de chauffe ce qui, comme on le sait, tend à accroître le rendement des générateurs.

Ainsi, à la connaissance de l'auteur, une économie de 25 p. 100 de vapeur réalisée sur une petite machine en la transformant en compound, a entraîné une économie totale de combustible de 35 p. 100 par cheval-heure.

128. — **Les condensations intérieures** entraînent, nous l'avons vu, même dans les meilleures machines, une perte comparable à celle que la thermodynamique nous a appris à estimer, et très difficile à réduire. En pratique même, pour des machines médiocres, ces pertes dépassent la perte thermodynamique.

Les machines à vapeur font usage d'un fluide qui est un bien meilleur récepteur de chaleur que les gaz permanents et qui, beaucoup plus facilement qu'eux, abandonne sa chaleur. Ce fluide est constamment prêt à se condenser et à échanger son calorique avec les surfaces métalliques sur lesquelles il passe. Il est en outre plus ou moins humide initialement et son degré d'humidité subit des variations considérables au cours des diverses phases de la distribution. La condensation s'opère encore d'une autre manière ; supposons que la vapeur entre parfaitement sèche dans le cylindre et se détende adiabatiquement au fur et à mesure de la détente, après que le tiroir est venu masquer l'orifice d'admission, le travail effectué par le fluide entraîne la transformation d'une certaine quantité de chaleur en énergie mécanique. Or, cette quantité de chaleur ne pouvant être empruntée à aucune source extérieure, une portion de la vapeur se liquéfie et vient lui céder sa chaleur latente ¹.

¹ *On the Ratio of Expansion at Maximum Efficiency*; R. H. Thurston; *Trans. Am. Soc. M. E.* 1881.

Ce fait, nous l'avons vu, a été signalé pour la première fois par Rankine et Clausius d'après leurs travaux sur la thermodynamique ; il avait même été en quelque sorte prévu par Carnot¹ une génération auparavant et par Combes dès 1843.

Or, cette liquéfaction de la vapeur résultant de la production d'un travail augmente la perte dont nous nous occupons sans constituer elle-même une perte, comme l'a fait remarquer Rankine² :

« Cette liquéfaction ne constitue pas, au moment de sa production, une perte sèche de chaleur ou d'énergie, puisqu'elle est accompagnée de la production d'un travail. Toutefois, par un procédé indirect, elle entraîne dans la suite une diminution du rendement. L'eau produite reste dans le cylindre, probablement à l'état vésiculaire, et agit comme une sorte de régulateur de chaleur dans la masse ; elle soustrait la chaleur de la vapeur dense et sèche qui entre dans le cylindre et la transmet à la vapeur plus froide qui est sur le point de s'échapper au condenseur, elle abaisse ainsi la pression et la température initiales et l'accroît au contraire à la fin de la détente. Mais ce dernier accroissement est inférieur à la diminution produite au début, et il se produit de ce fait une perte qui peut être estimée théoriquement. »

M. Cotterill décrit ainsi ce même phénomène :

« Si l'on examine la courbe de détente, relevée sur une machine au moyen de l'indicateur, on trouve toujours, même quand on a pris les plus grandes précautions pour diminuer les causes d'erreur qu'elle indique, une réévaporation pendant la détente. On doit en conclure qu'il se produit une liquéfaction pendant l'admission et une évaporation pendant la détente et l'échappement. Cette liquéfaction et cette vaporisation alternatives sont surtout dues à l'action des parois, combinée à celle de l'eau qui peut rester dans le cylindre après l'échappement. »

Les surfaces affectées par cette action ont une activité et une efficacité variables pour la production de la perte dont nous parlons, les fonds de cylindre, les faces du piston, les surfaces des conduits de vapeur, celles qui entourent l'espace mort, souvent considérables, et toutes les portions qui sont, dans le cylindre, sou-

¹ Ouvrage cité.

² *Steam-Engine and other Prime Motors*, 1859, p. 395-396.

mises à l'écart total de température, entrent pour la majorité dans les causes déterminantes de la perte. L'écart des températures extrêmes est moindre, au contraire, entre les points où cesse l'admission des deux côtés du cylindre. Il est minimum vers le milieu du cylindre puisque c'est en ce point que les variations de pression sont minima. C'est donc surtout en ces points, particulièrement sujets à la cause de perte la plus active, qu'il conviendra d'appliquer les dispositifs ayant pour but de la réduire.

Les quelques résultats d'expérience qui suivent pourront fixer les idées sur l'importance de cette perte :

M. Clark déduisit, d'expériences entreprises par lui sur des locomotives, les chiffres suivants comme représentant le pourcentage moyen de la condensation pour différents degrés d'admission. Naturellement, cette perte est plus considérable dans les machines à cylindres extérieurs que dans celles à cylindres intérieurs protégés du refroidissement par la boîte à fumée ¹.

CONDENSATIONS A L'INTÉRIEUR DES CYLINDRES DE LOCOMOTIVE

ADMISSION	r RÉEL	POURCENTAGE DE CONDENSATION	
		Proportion de vapeur initiale p. 100	Proportion de vapeur initiale et d'eau
0,10	4	80,0	44,0
0,15	3,40	57,0	36,0
0,20	2,85	41,0	29,0
0,25	2,50	31,0	23,6
0,30	2,20	23,0	18,7
0,35	2,00	17,5	15,0
0,40	1,83	11,0	10,0
0,50	1,60	4,5	4,3
0,70	1,25	2,75	2,7
1,00	1,00	2,0	2,0

Le tableau suivant résume les recherches d'Isherwood ².

¹ *Proceedings Brit. Inst. C. E.*, n° 1910, 1882-3.

² *Experimental Researches in Steam-Engineering*, vol. II, p. XXXIII.

CONDENSATION DANS LES CYLINDRES DE MACHINE MARINE
PRESSION : 2,80 KILOGRAMMES AU MANOMÈTRE :

ADMISSION	r	POIDS DE VAPEUR par cheval- heure indiqué	DÉPENSE relative de vapeur	CONDENSATION INTERNE
		Kg.		P. 100
1,00	1,00	21,255	1,397	10,90
0,90	1,11	18,850	1,239	12,43
0,80	1,25	17,165	1,128	14,45
0,70	1,43	16,120	1,059	16,95
0,60	1,66	15,495	1,018	20,02
0,50	2,00	15,210	1,000	23,94
0,40	2,50	15,235	1,001	28,50
0,30	3,33	15,655	1,029	33,56
0,20	5,00	16,730	1,099	38,87
0,10	10,00	19,425	1,277	44,46

CAS	I	II	III	IV	V
Admission	0,95	0,67	0,40	0,354	0,25
Condensation dans le cas idéal.....	0,004	0,026	0,036	0,061	0,081
Condensation dans le cas réel	0,150	0,284	0,459	0,554	0,601
Rapport des deux valeurs ci-dessus...	37,5	10,7	8,2	9,1	7,4

Ce dernier tableau permet une comparaison intéressante entre les condensations réelles à l'intérieur des cylindres, non chemisés, du steamer *Michigan* et les condensations, résultant du travail de la détente, qui se seraient produites dans un cylindre non conducteur, telles que les a calculées Rankine¹.

PERTES DE CHALEUR (HIRN)

Genre de machine. . .	Mono-	Mono-	Mono-	Mono-	Comp.	Mono-	Comp.	Mono-
	cylindre	cylindre	cylindre	cylindre	Woolf	cylindre	Woolf	cylindre
Enveloppe de vapeur . .	Non	Oui	Non	Non	Non	Oui	Oui	Oui
Pression en atmosphères	5	5	4	4,5	4	4	5	4,5
Puissance indiquée en								690
chevaux	67,5	98	129,5	144	106	130	266	
Rapport de détente. . .	13,5	9,1	3,9	3,9	4,4	4,4	7,5	4,8
Nombre de tours par								
minute.	55	55	29	29	23	23	25	75
Proportion de conden-								
sation intérieure . . .	0,33	0,21	0,18	0,12	0,26	0,20	0,19	0,18
Condensation initiale								
totale	0,49	0,34	0,25	0,11	0,053	0,01	0,091	0,037
Chaleur restituée pen-								
dant la détente. . . .	0,18	0,31	0,086	0,018	-0,067	0,075	0,14	0,011
Chaleur perdue par ré-								
évaporation.	0,23	0,054	0,164	0,085	0,12	0,07	0,016	0,064
Chaleur perdue par les								
enveloppes.	>	0,038	>	>	>	0,098	0,10	0,061
Chaleur restituée par le								
frottement du piston.	0,013	0,023	0,002	0,009	0,005	0,072	0,068	0,039

¹ Trans. Inst. Engrs of Scotland, 5 février 1862.

L'œuvre de Hirn, si abondante en résultats d'expériences, nous fournit quelques données intéressantes que l'on trouvera dans le tableau précédent emprunté à Ledieu¹. Le mode de production des pertes et leur répartition y sont nettement indiqués.

Ces pertes importantes provenant d'échanges de chaleur à l'intérieur du cylindre, sans transformation sous forme d'énergie mécanique, sont évidemment dues aux mêmes conditions qui président à la bonne utilisation des chaudières à vapeur.

La conductibilité du métal, qui permet à une faible surface de chauffe de la chaudière de transmettre à l'eau une grande quantité de calorique, devient un inconvénient quand il s'agit du cylindre, et c'est grâce à elle que les parois peuvent absorber, malgré leur faible surface, une grande quantité de la chaleur qui entre dans le cylindre.

L'épaisseur de la zone métallique affectée par le phénomène dont nous nous occupons, est probablement très faible. M. A.-A. Wilson, dans des expériences effectuées sur de grandes pompes à vapeur, a trouvé que la température moyenne du métal était sensiblement égale à celle de la vapeur à son entrée au cylindre en un point des parois de ce dernier aussi rapproché de la surface intérieure qu'il lui était pratiquement possible de loger un thermomètre. M. Dixwell estime, d'après ses propres expériences, que la variation moyenne de la température des parois du cylindre ne dépasse par 16° centigrades. Il cite entre autres une machine, essayée par lui, qui dépensait 417 300 kilogrammes de vapeur pour 223 000 courses, soit 1^{kg},870 par course jusqu'au point où cessait l'admission. Si l'en prend la chaleur spécifique de la vapeur à 0,475 et celle du fer à 0,114, pour une chute de pression de 111° centigrades que l'on releva, on a

$$1,870 \times 111 \times 0,475 = x \times 16 \times 0,114$$

où x est le poids de la fonte, d'où $x = 54$ kilogrammes représentait le poids de fonte soumis à l'écart de température de 16° centigrades. La surface du cylindre étant de 5,2570 mètres carrés, l'épaisseur correspondant à 54 kilogrammes était de 1,5 millimètre.

¹ Hirn, *Théorie Mécanique de la Chaleur*, 1876. Ledieu, *Machines à Feu*, 1882, p. 383.

Dans des expériences effectuées au laboratoire de Sibley College, l'épaisseur du cylindre étant réduite à 6 millimètres, et la température de la surface extérieure étant mesurée instantanément à l'aide d'un pont de Wheatstone équilibré et d'un conducteur en platine, M. W.-W. Churchill n'observa aucune différence de température, la vapeur étant admise au moins à 150° centigrades. Cette machine échappait à l'air libre et tournait à raison de 308 tours par minute. Il est vrai que la charge était faible et la compression élevée. La température moyenne constante était de 3°,3 centigrades inférieure à celle de la vapeur à son entrée au cylindre. Dans une autre série d'expériences on obtint en général les mêmes résultats, mais la température fut moins constante.

En réduisant l'épaisseur des parois à 2,8 millimètres, une autre série d'observations indiqua de légères variations de température, et une diminution de 14° centigrades par rapport à la température initiale de la vapeur. Une nouvelle réduction de l'épaisseur des parois, ramenée à 1 millimètre, entraîna une variation de 10° centigrades. Ce ne sont là toutefois que des expériences isolées qui ne peuvent servir pour donner des valeurs définitives.

M. Willans conclut, de ses propres recherches, qu'une forte proportion de la vapeur condensée au cylindre doit être attribuée à l'action de l'eau qui se trouve dans la machine et que « l'eau paraît être un facteur plus important que ne le sont les parois pour des vitesses de 400 tours à la minute ». Il pense que, dans les expériences entreprises par lui et où la condensation était opérée en un trentième de seconde, on pouvait attribuer en entier la perte à la présence d'une petite quantité d'eau constante dans le cylindre, et que les variations de la condensation sont dues à des changements dans la quantité d'eau contenue dans le cylindre. C'est pour cette raison surtout que, dans les machines à grande vitesse de son système, il prit les précautions nécessaires pour que l'eau ne put séjourner dans le cylindre. Celle qui pouvait s'accumuler à la partie supérieure du piston, le seul emplacement disponible, était balayée par l'échappement. M. Willans assure qu'une couche d'eau n'ayant que deux centièmes de millimètre d'épaisseur aurait suffi pour causer à elle seule toutes les pertes qu'il put relever.

Le diagramme que l'on trouvera figure 144 et qui est emprunté à M. Porter, a été relevé sur les pompes à vapeur de la ville de Providence il y a déjà quelques années.

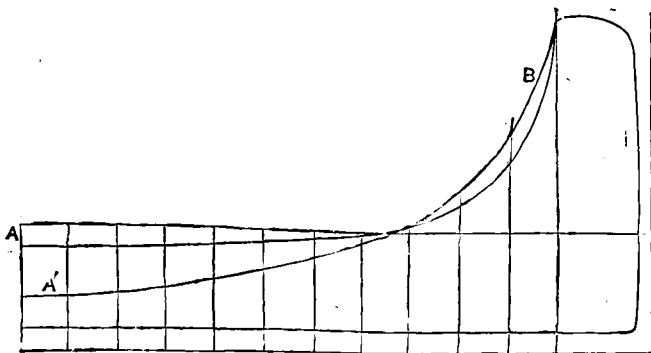


Fig. 144. — Condensation et réévaporation.

La vitesse de la machine était de 10 tours à la minute et, lorsque l'on pouvait la réduire à un tour, l'action de la condensation et de la réévaporation était encore plus marquée¹.

L'ingénieur se trouve évidemment en présence de ce dilemme : ou rendre les surfaces intérieures aussi mauvaises conductrices que possible et peu capables d'emmagasiner la chaleur, ou communiquer ces propriétés au fluide moteur qui vient en contact avec elle. Par l'une ou l'autre méthode en effet, on pourrait réduire la puissance condensante du cylindre².

C'est un fait bien connu et contrôlé par l'expérience journalière que la consommation de vapeur par cheval dans les machines de différentes puissances dépend, dans une large mesure, des dimensions de la machine et du travail qu'elle développe. On en

¹ Plus la vitesse est grande, et plus l'action reste superficielle. Avec de très grandes vitesses de rotation, on peut approcher d'une limite à laquelle les pertes par variation de température des parois deviennent insensibles.

Plus l'action de l'enveloppe de vapeur est efficace et plus est mince la couche de métal affectée par les variations de température.

² La Compagnie Westinghouse entreprit vers 1885 une série d'expériences pour déterminer les bénéfices qu'il serait possible de réaliser par l'usage de surfaces aussi mauvaises conductrices que possible à l'intérieur des cylindres à vapeur. La substance qui donna les meilleurs résultats fut la porcelaine; on en recouvrit les pistons et les fonds de cylindre, mais l'économie de vapeur réalisée fut si faible qu'on ne pouvait en tenir compte industriellement.

L'auteur a proposé de transformer les surfaces intérieures en une sorte d'éponge graphitique, dont on remplirait les interstices avec des matériaux non conducteurs.

trouvera une représentation graphique dans les diagrammes des figures 145-146 tracés par M. Emery les courbes appartenant au n° 1 représentent les résultats d'expériences effectuées aux Novelty Works, N.-Y., sous le contrôle de l'amirauté des Etats-Unis.

Les courbes A, B, C, D, E, correspondent respectivement à des pressions de 1^{kg},750, 2^{kg},800, 4^{kg},220, 5^{kg},625 et 7 kilogrammes par centimètre carré.

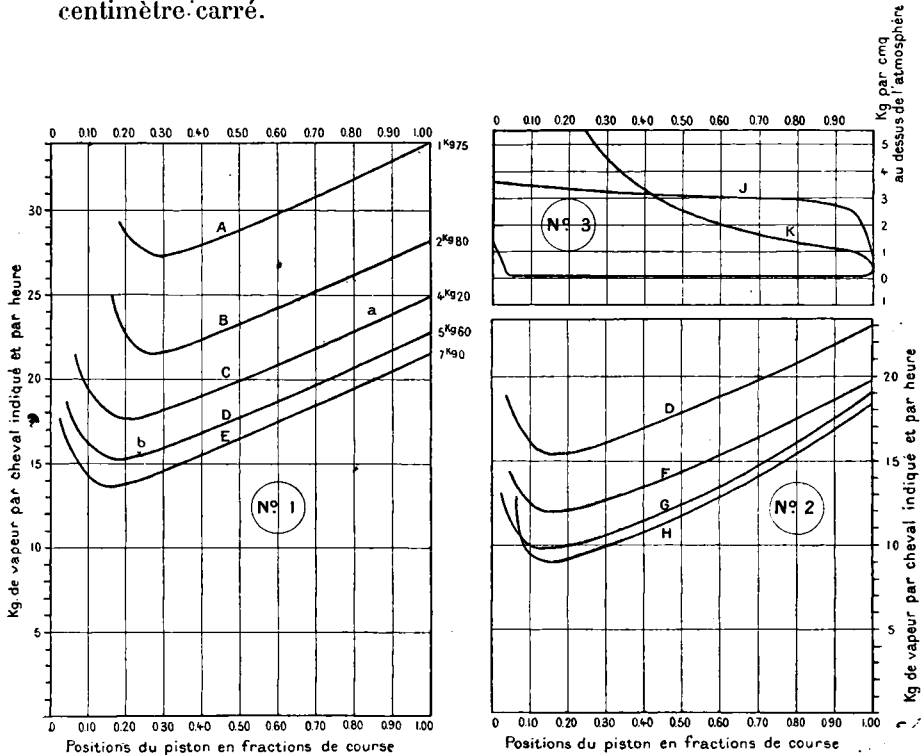


Fig. 145 et 146. — Dépense réelle de vapeur. Dépense théorique de vapeur.

(N° 1) Courbes représentant la dépense de vapeur par cheval-heure indiqué dans une machine sans condensation, pour différentes pressions et différents rapports de détente.

(N° 2) Courbes représentant la dépense théorique de vapeur par cheval-heure indiqué dans une machine sans condensation fonctionnant à une pression de 5 kg.60, pour différents rapports de détente.

(N° 3) Diagrammes relevés indiquant la valeur relative de l'étranglement par papillon et de la détente variable.

La courbe H des séries du groupe n° 2 représente la quantité d'eau calculée, nécessaire par cheval indiqué et par heure dans une machine sans condensation. Les calculs ont été faits d'après

le poids de vapeur susceptible de remplir le cylindre jusqu'à la fin de l'admission, et pour fournir la quantité de chaleur transformée en travail, mais sans tenir compte des condensations intérieures ni des pertes dues aux espaces morts, à l'étranglement des orifices, ni à la contre-pression.

La courbe G a été déterminée dans des conditions similaires, mais on a tenu compte des espaces morts qui sont supposés égaux au vingtième du volume du cylindre. La courbe D, qui correspond à la courbe D du groupe n° 1, donne, pour différents degrés d'admission, l'importance relative des pertes dues aux condensations intérieures et à d'autres causes dont on n'avait pas tenu compte pour le calcul des résultats (pour une machine de 5 chevaux).

La courbe F avait été tracée originairement, dans la position qu'elle occupe sur la figure, par interpolation et d'après les données que l'on possédait à l'époque sur la consommation que pourrait présenter une machine de 100 chevaux fonctionnant à 5^{es},625 de pression. Des expériences plus récentes ont montré que dans les conditions précitées, la courbe se rapprocherait davantage de G.

Au moyen d'expressions empiriques, s'accordant avec des courbes obtenues par expérience, M. Emery a calculé les valeurs approximatives de la consommation de vapeur, dans des conditions très variées de pression pour des machines sans condensation, et les a réunies dans un tableau que l'on trouvera ci-dessous.

Cette table montre qu'on peut obtenir, avec les machines sans condensation, des résultats aussi économiques qu'avec des machines à condensation, en augmentant suffisamment les pressions initiales. Il faudrait toutefois, pour ces hautes pressions, adopter la machine compound ou bien à triple et même à quadruple expansion. D'après M. Emery le coefficient de détente, dans chaque cylindre, ne devrait pas dépasser 2,5.

Le parallélisme des courbes de M. Emery indique que nous ne nous sommes pas trop avancés en supposant que les condensations intérieures dans une machine sans condensation et sans enveloppe de vapeur, en service régulier, sont sensiblement constantes. M. Buel établit que cette condensation est égale à 73 kilogrammes par heure et par mètre carré de surface totale intérieure du cylindre,

y compris les deux faces du piston, la surface de la tige et celle des conduites de vapeur.

On trouve ordinairement, si on part de cette base, que la condensation varie quelque peu en dessus et en dessous du chiffre indiqué, pour les machines sans condensation ; et qu'elle est en réalité un peu plus grande que les machines à condensation, où elle dépasse souvent 120 kilogrammes, suivant la conductibilité des parois du cylindre.

CONSOMMATION DE VAPEUR

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
KILOGRAMMES DE VAPEUR PAR CHEVAL INDICÉ ET PAR HEURE												
Pression au manomètre, kg. par cm ²	MACHINE CAPABLE DE DÉVELOPPER 100 CHEVAUX; p = 7 kg.											
	Résultats d'expérience à pleine admission sur une petite machine prolongés par le calcul pour les pressions les plus élevées.		Nécessaire pour remplir le cylindre		Nécessaire pour fournir la chaleur absorbée par le travail mécanique.		Nécessaire pour suppléer aux condensations internes et aux pertes diverses.		Économisé par la détente		Nécessaire à pleine admission	
			Approché	Exact								
	P	E	C ₁	C _{1a}	C ³ calc.	C ₃ + C ₄	Spour N min.	C 1 - c = 1	C 1 - c = 0,4	C 1 - c = 0,70	C 1 - c = h. m.	
1,760	33,928	26,195	26,165	1,192	0,979	3,994	28,367	24,375	"	22,879		
2,810	28,372	21,518	21,432	1,183	0,893	6,617	25,309	19,317	"	16,792		
4,220	23,718	19,050	18,819	1,179	0,762	7,383	20,761	16,768	13,375	13,176		
5,625	23,133	17,839	17,490	1,170	0,671	8,082	19,332	15,340	12,346	11,248		
7,030	21,889	"	16,474	1,165	0,639	8,423	18,280	14,287	11,294	9,856		
8,780	20,847	"	15,984	1,161	0,553	8,690	17,700	13,707	10,714	9,008		
10,350	20,130	"	15,308	1,156	0,522	8,890	17,186	13,194	10,100	8,296		
14,060	19,209	"	14,873	1,147	0,476	9,140	16,596	12,505	9,511	7,356		
21,090	18,257	"	14,156	1,138	0,444	9,412	15,739	11,748	8,754	6,327		
28,120	17,767	"	13,735	1,129	0,435	9,538	15,322	11,307	8,314	5,760		
35,150	17,371	"	13,448	1,120	0,435	10,128	15,005	11,013	8,019	5,147		

On trouvera dans le tableau ci-dessous les résultats d'essais effectués par le professeur Reynolds, sur la machine expérimentale, à triple expansion, de l'Owens College qui pourront fournir des données relatives aux meilleures machines sans condensation.

Les trois premières colonnes du premier tableau se rapportent au fonctionnement avec enveloppe de vapeur ; les trois autres au fonctionnement sans enveloppe. Les différences que l'on a enregistrées dans les deux cas sont dues à l'augmentation des condensations intérieures pour le dernier mode de fonctionnement.

AIRES DES DIAGRAMMES EN M² PAR KILOGRAMMES DE VAPEUR
ET RENDEMENT THERMIQUE DES MACHINES

NUMÉRO DE L'ESSAI	44	33	56	41	35	40
Aire théorique m ² et kg.	48,850	47,806	46,757	48,206	47,695	45,414
Aire mesurée	38,552	39,196	39,508	26,028	28,560	29,510
Pourcentage de l'aire théorique	79,0	82,0	84,6	54,0	60,0	65,0
Rendement théorique p. c.	23,3	23,2	22,7	23,3	23,2	23,3
Rendement mesuré p. c.	18,5	19,2	19,4	14,1	15,3	15,5
Pourcentage du rendement théorique . . .	79,4	82,6	83,1	60,4	65,9	66,4

CONDENSATION SANS ENVELOPPES

	NUMÉRO de l'essai	NOMBRE de tours par minute	RAPPORT de détente	PROPORTION de la vapeur totale condensée		
				Admission	Course	Échappement
Machine n° I.	41	146	2,7	0,40	0,39	0,30
	35	229	2,3	0,29	0,27	0,22
	40	322	2,0	0,22	0,21	0,17
Machine n° II.	41	127	2,4	0,41	0,35	0,29
	35	215	2,4	0,38	0,34	0,26
	40	320	2,2	0,30	0,27	0,14
Machine n° III.	41	109	2,7	0,51	0,48	0,37
	35	184	3,05	0,48	0,47	0,33
	40	276	2,7	0,32	0,36	0,23

On trouvera dans le second tableau les quantités totales de vapeur condensées au cylindre, dont la proportion a varié entre le quart et la moitié ; il y a toujours eu plus de condensation dans le cylindre à haute pression que dans le cylindre à basse pression. Le

Minutes of Proceedings of the Inst. of C. E. ; 1889, n° 2407.

diagramme de la figure 147 représente clairement les pertes subies en pratique par rapport au fonctionnement théorique, la courbe idéale étant à l'extérieur. La différence de forme et de surface,

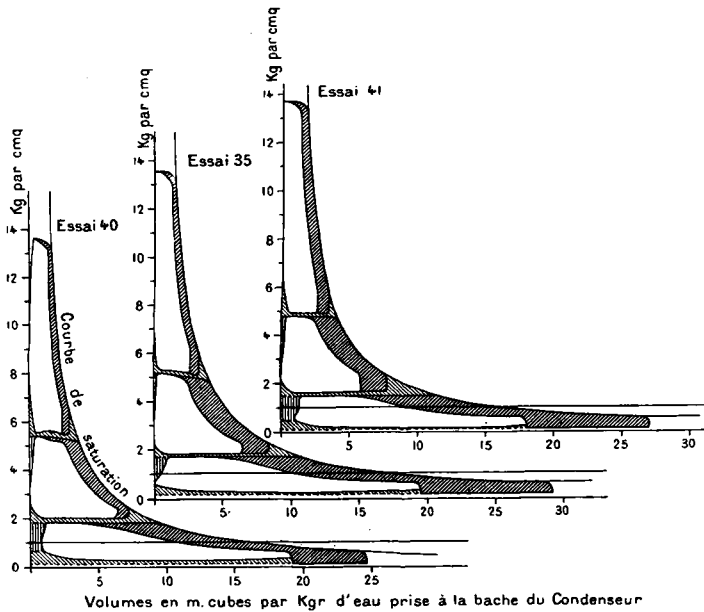


Fig. 147. — Diagrammes réels et théoriques.

qui existe entre la courbe théorique de saturation et les diagrammes totalisés, montre nettement l'effet du laminage à l'introduction et des diverses conditions pratiques du fonctionnement.

129. — Les lois qui président à la variation des pertes intérieures ne sont pas encore nettement définies. Les expériences de Clark, de Hirn, d'Isherwood et de leurs successeurs indiquent bien, comme nous l'avons vu, le mode général de variation de ces pertes, mais la loi exacte est encore à déterminer. L'auteur a été conduit à supposer que l'importance de cette perte, dans toute machine donnée et toutes choses égales d'ailleurs, est sensiblement proportionnelle à la racine carrée du rapport de détente et peut se déterminer ordinairement, du moins pour des machines de dimensions moyennes, en fonction du poids de vapeur ou de combustible dépensé par la machine idéale fonctionnant dans les

mêmes conditions. Elle varierait entre le dixième et le cinquième de cette quantité, suivant les précautions prises pour diminuer l'importance de cette perte.

On a trouvé, dans des expériences dirigées par l'auteur, que le poids de vapeur condensée par mètre carré de la surface intérieure mesurée jusqu'au point où cesse l'introduction, est, par heure et par degré centigrade, de 0^{kg},132 à 0^{kg},176, ce qui correspond à 68 et 87 calories. Pour les machines monocylindres sans enveloppes de vapeur, fonctionnant suivant les conditions usuelles on peut faire choix du chiffre le plus élevé.

Ces expériences furent effectuées par MM. Gately et Kletsch, sur une machine ordinaire sans enveloppe, dont le cylindre présentait 0^m,457 de diamètre et 1^m,067 de course, fonctionnant avec ou sans condensation. La distribution était du type Corliss et permettait d'obtenir une fermeture rapide de l'admission à tous les points voulus de la course. On entreprit successivement quatre séries d'expériences dans chacune desquelles on fit varier deux conditions, toutes les autres restant constantes. On détermina ainsi :

(1) La variation des condensations intérieures pour les différents degrés de détente ;

(2) Pour différentes pressions (marche à condensation) ;

(3) — — — (marche sans condensation) ;

(4) La variation des condensations intérieures à différentes vitesses.

On ne doit donc considérer les résultats obtenus et les conséquences que l'on peut en tirer que comme approximatifs. Il existe toujours, dans de semblables expériences, quelques irrégularités qui sont probablement dues surtout à la proportion variable d'eau entraînée par la vapeur.

(1) Pour déterminer l'importance de la condensation à l'intérieur du cylindre à vapeur jusqu'au point où cessait l'introduction on calcule la différence qui existait entre le poids de l'eau d'alimentation introduite dans la chaudière et celui indiqué par les diagrammes. Le rapport de cette quantité au poids total d'eau vaporisée donne la fraction d'eau condensée à l'intérieur du cylindre pendant l'introduction. Le pourcentage de cette condensation augmente avec le degré de détente. La figure 148 représente clairement les résultats obtenus ; les degrés d'admission sont por-

tés en ordonnées, et les condensations, exprimées en centièmes

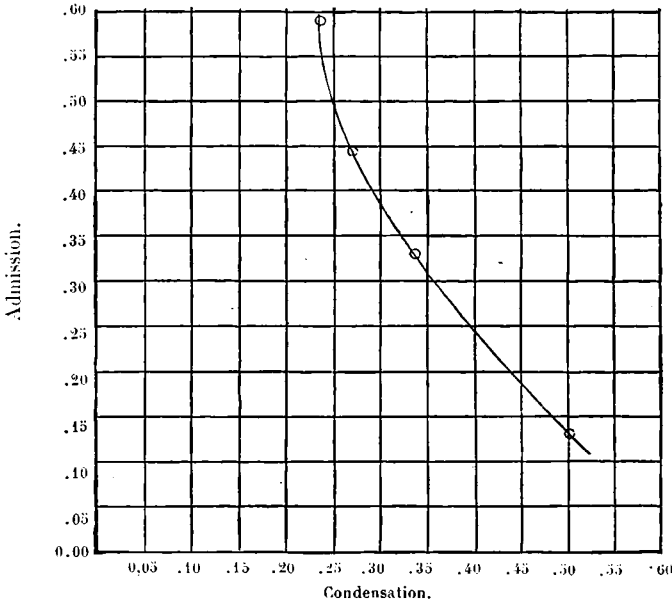


Fig. 148. — Condensation pendant la détente.

de la quantité totale de vapeur fournie à la machine, sont portées en abscisses, ainsi :

Introduction . . .	0,589 ;	condensation intérieure =	22,73 p. 100.
—	0,443 ;	—	— = 27,08 —
—	0,330 ;	—	— = 33,87 —
—	0,131 ;	—	— = 50,07 —

Ainsi, les condensations augmentent rapidement lorsque la durée de l'introduction diminue, ou, en d'autres termes, lorsque les parois du cylindre et la surface du piston restent exposées plus longtemps à la température décroissante de la vapeur qui se détend.

La courbe qui passe par ces différents points est très probablement, comme nous le verrons plus loin, une courbe logarithmique ainsi que l'a montré le professeur Cotterill¹.

¹ Le traducteur, se basant simplement sur le raisonnement, avait déjà démontré, en 1885 (dans sa brochure intitulée : *Etude sur des machines compound à triple expansion*, M. Demoulin ; Baudry et C^{ie}) que la courbe représentative des condensations à l'admission est probablement hyperbolique. (N. d. T.)

Elle est en effet très approximativement représentée par l'hyperbole ayant pour équation

$$(x + 0,12) (y + 0,44) = 0,2472 ;$$

où x représente la condensation et y le rapport de détente ; si l'on rapporte la courbe à ses asymptotes,

$$x' y' = 0,2472.$$

A pleine admission $y = 1$ et $x = 0,12$ résultat qui correspond

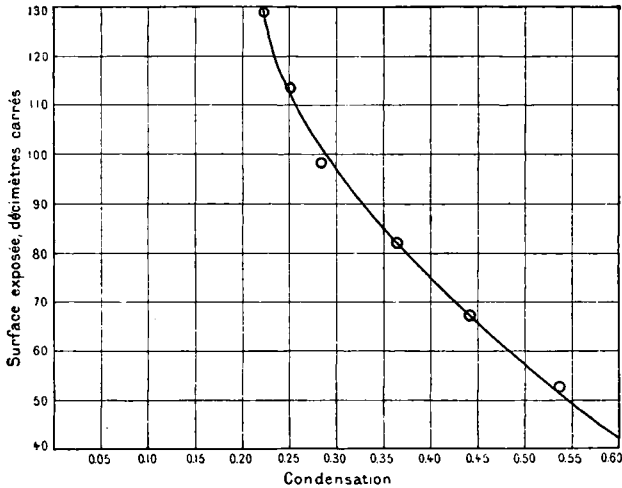


Fig. 149. — Condensation en fonction de la surface.

très sensiblement aux chiffres obtenus autrefois par Isherwood, lors des expériences sur le *Michigan*. Quand nous approchons de la limite $y = 0$, on a $x = 0,68$ et les deux tiers de la vapeur sont condensés, toutefois, pour ces cas extrêmes, on peut douter de l'exactitude de cette équation.

Dans cette machine, la surface des parois exposées, jusqu'au point où cessait l'admission, et dont les accroissements sont constants pour une variation uniforme du degré de détente, était mesurée par :

$$A = 0,365 + 1,533 x$$

en mètres carrés. Les variations de la condensation avec ses différentes variations de surface sont représentées figure 149.

L'équation de la courbe est

$$(x - 4,77) (A - 1,0266) = 216,47.$$

L'auteur estime que cette courbe est de forme parabolique et il adopte l'expression plus commode.

$$x = a \sqrt{r} = a \sqrt{\frac{1}{c}};$$

où la condensation est exprimée en fonction de la réciproque du degré d'admission

$$\frac{1}{c} = r$$

le rapport de détente, et où a est un coefficient ayant une valeur constante pour une machine donnée ; r est donc la seule variable.

D'après les résultats que nous venons de donner et pour cette machine particulière,

$r = 6,66$	+	$a = 0,187$;
$r = 4,00$,		$a = 0,1987$;
$r = 2,857$,		$a = 0,1923$;
$r = 2,222$,	+	$a = 0,1812$;
$r = 1,82$,		$a = 0,174$.

On voit donc que la valeur de a est approximativement d'un cinquième et que les résultats coïncident, d'une manière remarquable, avec ceux obtenus précédemment et indiqués par l'auteur avant ces recherches.

Les équations hyperboliques donnent les chiffres suivants :

$A = 13,86$;	$x =$ condensations intérieures	$= 22,01$;	erreur	$= 0,39$
$A = 12,21$;	$x =$	$= 25,00$;	$-$	$\pm 0,000$
$A = 10,56$;	$x =$	$= 28,50$;	$-$	$\pm 0,000$
$A = 8,91$;	$x =$	$= 33,50$;	$-$	$- 2,50$
$A = 7,26$;	$x =$	$= 41,06$;	$-$	$- 2,95$

De même :

$y =$ admission	$= 0,13$;	$x =$ condensat. intér.	$= 0,499$;	erreur	$= 0,001$
$y =$	$= 0,225$;	$x =$	$= 0,410$;	$-$	$0,000$
$y =$	$= 0,33$;	$x =$	$= 0,338$;	$-$	$- 0,002$
$y =$	$= 0,45$;	$x =$	$= 0,274$;	$-$	$+ 0,001$
$y =$	$= 0,59$;	$x =$	$= 0,222$;	$-$	$+ 0,002$

Les équations s'accordent suffisamment avec les résultats obtenus par les expériences directes pour qu'on puisse admettre qu'elles représentent, d'une manière sensiblement exacte, la loi de la condensation en fonction du rapport de détente pour cette machine particulière et dans les conditions déterminées. Elles montrent que le poids de vapeur condensée est sensiblement constant pour tous les degrés de détente, entre certaines limites.

La valeur du coefficient α de la dernière expression donnée plus haut varie nécessairement avec les différentes machines ; il décroît avec les dimensions de la machine et à mesure que la vitesse du piston augmente. Aussi la valeur de 0,20 indiquée plus haut se rapporte seulement à des machines semblables à celle qui a été soumise aux essais dont nous venons de parler sous le rapport des dimensions, de l'agencement et de la vitesse, comme nous le verrons plus tard en recherchant les expressions plus générales.

Considérés en fonction de la surface des parois agissantes, ces résultats montrent que la condensation lui est directement proportionnelle.

(2) Les variations des condensations intérieures avec les différentes pressions, toutes autres conditions étant les mêmes, ont été les suivantes pour un rapport de détente de 5 volumes.

Pression 5^{kg}, 625 ; condensation 35,24 p. 190

—	4	700	—	47,83	—
—	3	675	—	36,84	—
—	2	600	—	41,43	—
—	1	570	—	41,49	—

la machine fonctionnait avec condensation ; dans ce cas l'équation de la courbe est

$$x = 45 - 1,8 y$$

où x est la fraction de la vapeur condensée et y la pression de la vapeur condensée. Alors

$y =$ pression	$=$ 3,625 ;	$x =$ condensation intérieure	$=$ 34,88 ;	erreur	$=$ 0,036
$y =$ —	$=$ 3,675 ;	$x =$ —	$=$ 38,38 ;	—	$+ 1,54$
$y =$ —	$=$ 2,600 ;	$x =$ —	$=$ 40,32 ;	—	$+ 1,11$
$y =$ —	$=$ 1,570 ;	$x =$ —	$=$ 42,27 ;	—	$+ 1,08$

Il est évident que, pour ce cas, l'équation représente de très près les faits. Elle indique que les condensations deviennent insignifiantes pour de très hautes pressions, l'expression donnant même $x = 0$, pour $y = 24\ 850$ kilogrammes par mètre carré.

(3) Le mode de variation paraît notablement différent dans la machine sans condensation. En effet, si l'on supprime le condenseur, avec un degré d'admission de 0,40 ou un rapport de détente de 2,5, on observe une condensation moindre qui paraît ne plus varier, comme précédemment, en raison directe de la pression.

Il ne fut effectué que trois essais en raison de la difficulté que l'on rencontra à maintenir la pression; aussi, la courbe n'est-elle pas certaine pour ce dernier cas.

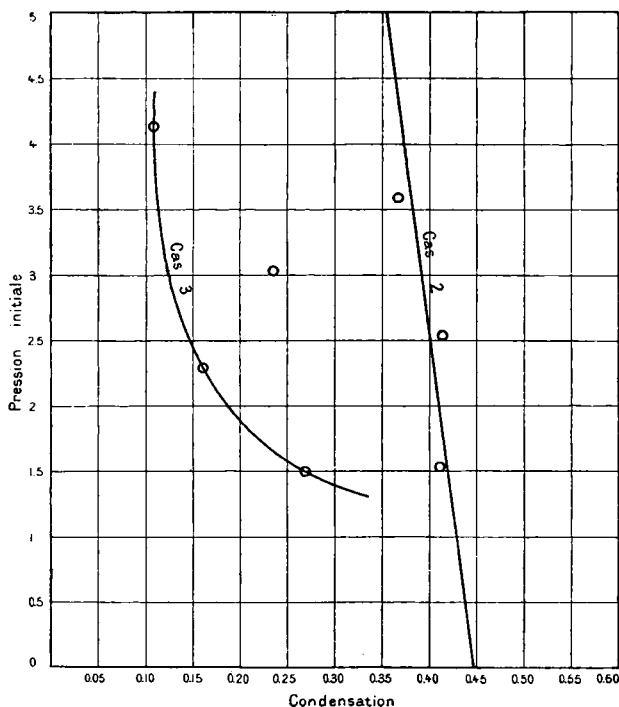


Fig. 150. — Condensation avec des pressions variables.

(4) L'action due aux changements de vitesse de la machine, autrement dit aux variations de temps pendant lequel agissent les parois, a constitué la dernière série d'expériences. On commença

les observations à une pression moyenne à la chaudière de 4^{kg}, 380 par centimètre carré et à une admission de 0,98, correspondant à une vitesse de 33,74 tours par minute ; on s'arrête à la vitesse de 62,97 tours. On procéda très progressivement, les variations de pression ne dépassant pas 0^{kg},440 et celles de l'admission 0,05. On peut admettre que les différences, constatées dans la valeur de la condensation, sont dans ce cas purement imputables aux variations de vitesse.

On éprouva quelques difficultés pour régler l'allure de la machine, d'une manière stable, à des vitesses inférieures à 33 tours à la minute. On n'eut pas non plus l'occasion d'atteindre des vitesses supérieures à 63 tours, la machine étant en service régulier. Toutefois, si on se reporte à la figure, on remarquera que les trois points obtenus sont en ligne droite, ce qui paraît pouvoir dispenser d'une quatrième observation.

Les conditions du programme furent assez rigoureusement suivies et les résultats obtenus varient assez peu pour que l'on puisse considérer que l'expression de ces résultats, déterminant l'importance de la condensation en fonction de la vitesse, représente bien réellement les pertes dues à la condensation dans la machine considérée.

Pour ces trois essais, la plus grande variation dans l'écart des pressions ne dépasse, dans aucun cas, 3,5 p. 100 et celles du degré d'admission 0,5 p. 100.

Le pourcentage de la condensation fut :

Nombre de tours par minute. . .	62,979 ;	condensation. . .	24,37	p. 100.
—	—	50,300 ;	—	28,75
—	—	33,74 ;	—	33,506

d'où l'on peut déduire que les condensations varient sensiblement en raison inverse des vitesses.

Ce que l'on exprime algébriquement par

$$x = 45 - 0,33 y.$$

et nous aurons, comme on le voit figure 451 :

$y =$ Tours par minute	$=$ 62,977 ;	$x =$ Cond. int ^{re}	$=$ 24,22 ;	erreur	$=$ 0,150
—	—	50,300 ;	—	28,41 ;	— — 0,340
—	—	33,740 ;	—	33,86 ;	— — 0,504

Si la loi ainsi exprimée se continue et que la ligne droite qui la représente se prolonge jusqu'à son intersection avec les axes des coordonnées, la perte de vapeur serait d'environ 0,45 pour une

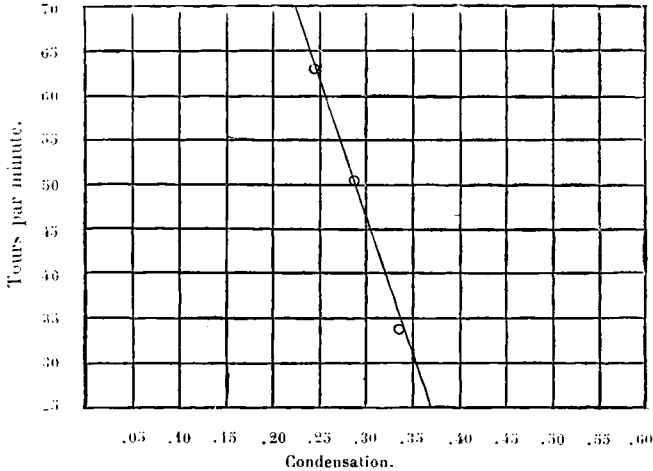


Fig. 151. — Condensation avec des vitesses variables.

vitesse sensiblement nulle et deviendrait nulle elle-même pour une vitesse d'environ 140 tours à la minute.

L'expression donnée par le professeur Cotterill comme représentant cette vitesse limite $N = \frac{837}{d^2}$, où d est exprimé en mètres, donnerait, pour une condensation nulle, un nombre de tours $N = 400$, chiffre plus que double de celui que nous venons de trouver.

Le professeur Marks a déterminé la valeur de la « constante de condensation » C , d'où l'expression de la perte

$$W = A C t (T_1 - T_2)$$

pour cette machine particulière, sous différentes conditions de fonctionnement, acceptant cette hypothèse que les pertes sont directement proportionnelles au temps d'exposition à la *vapeur d'échappement*, plutôt qu'à la racine carrée de cette quantité. Dans cette formule, A , t , T_1 , T_2 , représentent respectivement : l'étendue de la surface exposée au refroidissement, le temps de l'exposition et les températures.

On trouvera ci-après les résultats de ces recherches pour la machine sans condensation dont nous nous occupons.

CONDENSATIONS INTÉRIEURES

MACHINE MONOCYLINDRE SANS CONDENSATION

(Expériences de MM. Gately et Kletsch, Sandy Hook, 1884)

NUMÉRO DE L'ESSAI	Durée de l'essai		Course du piston en mètres	Diamètre du cylindre	Réciproque du rapport réel de détente	Nombre de courses par minutes	Qualité de la vapeur	Pression absolue à la fin de l'admission kg. par cm ²		Température dans le cylindre à la fin de l'admission C°	Température dans le cylindre pendant l'échappement	Volume spécifique de la vapeur saturée à la fin de l'admission en mètres cubes.	Rapport des quantités de vapeur réelle et indiquée à la fin de l'admission.	CONSTANTE de CONDENSATION	
	h.	m.						En kg. de vapeur par m ³ et par degré C.	En calories						
7	1,40	1,067	0,457	0,589	136,52	Seche et saturée	4,326	0,296	146	68	0,430	1,204	0,139	71	
8	2	1,067	0,457	0,443	135,9	---	4,800	0,274	149	67	0,390	1,371	0,170	89,46	
9	1,55	1,067	0,457	0,330	134,64	---	4,366	0,314	146	70	0,426	1,512	0,168	86,03	
10	2	1,067	0,457	0,181	137,9	---	3,450	0,256	138	63	0,530	2,003	0,145	75,20	
11	2	1,067	0,457	0,208	138,03	---	5,540	0,227	155	62	0,342	1,544	0,136	68,68	
12	1,45	1,067	0,457	0,206	141,44	---	4,700	0,270	149	66	0,398	1,917	0,226	?	
13	2	1,067	0,457	0,244	143,46	---	3,740	0,227	140	62	0,402	1,583	0,135	64,31	
14	2	1,067	0,457	0,210	137,82	---	2,800	0,253	130	65	0,642	1,707	0,135	70,37	
15	2	1,067	0,457	0,242	135,85	---	1,877	0,243	118	64	0,936	1,700	0,121	64,31	
16	3	1,067	0,457	0,412	135,96	---	4,590	1,034	148	100	0,407	2,122	0,078	?	
17	2,30	1,067	0,457	0,420	137,14	---	3,543	1,041	138	100	0,504	2,1307	0,202	?	
18	3	1,067	0,457	0,401	135,02	---	2,847	1,045	131	100	0,620	1,190	0,125	65,15	
19	3	1,067	0,457	0,466	133,04	---	1,995	1,043	120	100	0,886	2,1376	0,360	?	
20	1,30	1,067	0,457	0,938	125,95	---	1,924	0,221	119	63	0,916	1,322	0,124	60,78	
21	2	1,067	0,457	0,961	100,60	---	1,993	0,271	120	66	0,886	1,403	0,135	71,23	
22	1,45	1,067	0,457	0,981	67,48	---	1,006	0,348	120	72	0,881	1,504	0,128	67,70	

Les lignes 7 à 10 ont trait à des variations de détente, les lignes 11 à 15 à des variations de pression (marche à condensation), les lignes 16 à 19 à des variations de pression (marche sans condensation), les lignes 20 à 22 à des variations de vitesse.

Le major English a recherché l'importance des pertes dans des machines marines monocylindres, non munies d'enveloppes de vapeur, et a obtenu des chiffres exactement doubles des constantes données plus haut. Dans les machines à condensation munies de chemises de vapeur, il obtint des chiffres qui, se rapprochant de la moyenne comprise entre ceux que nous avons donnés ci-dessus et ceux qu'il avait trouvés dans sa première expérience, sont environ les deux tiers des chiffres relatifs à celle-ci¹.

¹ *Proceeding Inst. Mech. Eng.*, 1887.

La formule de Fourier exprimant l'absorption calorifique, où t représente le temps,

$$Q = a (T_1 - T_2) \sqrt{t};$$

montre que la quantité de chaleur absorbée se trouve réduite à mesure que la période d'exposition à la température la plus élevée diminue, et qu'elle varie en raison inverse de la racine carrée de la vitesse de la machine, conclusion émise indépendamment par Escher ¹ à la suite d'expériences directes, et, par l'auteur, d'après la comparaison des résultats fournis par divers essais de machine, mais qui ne s'accorde pas complètement avec les chiffres donnés plus haut.

Le professeur C.-A. Smith, en 1880, releva une variation de 66° centigrades à l'intérieur des parois d'un cylindre de locomotive, l'importance des variations étant en rapport inverse de la vitesse de la machine. Escher trouva que, toutes choses égales d'ailleurs, cette perte étant sensiblement proportionnelle à la racine carrée de la pression absolue de la vapeur à son entrée au cylindre.

La vitesse de transmission de la chaleur pour cette condensation intérieure est considérable. En pratique, elle est environ douze fois plus considérable que celle qui préside à la transmission calorifique à travers les parois formant la surface de chauffe des chaudières. On peut assigner, en moyenne, les valeurs suivantes au flux de calorifique : 16 260 calories par heure, pour le dernier cas et 162 600 pour le second, par mètre carré. La différence considérable qui existe entre les deux cas provient de ce que, en ce qui concerne la chaudière, aussi bien que s'il s'agit d'une enveloppe de vapeur, l'écoulement de calorifique est sensiblement constant et appelé seulement pour la conductibilité du métal et la résistance thermique de la surface. A l'intérieur du cylindre, au contraire, la condensation résulte d'un phénomène d'accumulation de chaleur et elle est fonction aussi bien de la chaleur spécifique par unité de volume que de la conductibilité.

Le *Major English* a trouvé, ainsi que l'auteur ² et avant lui, le

¹ *Engineering*, 1880, p. 460.

² Président Annual Address; *Am. Soc. M. E.*, 1871.

professeur Cotterill¹ l'avaient pressenti, que les condensations intérieures varient, au moins approximativement, comme la racine carrée du temps que dure le phénomène ou comme $\frac{s}{\sqrt{N}}$, où N est le nombre de tours par seconde et s la surface qui opère le refroidissement de la vapeur entrant au cylindre².

Le résultat a été également confirmé par les expériences de Escher qui a proposé la formule :

$$C W = \rho_1 A \frac{s}{\sqrt{N}} \cdot \frac{T_1}{T_m}$$

où C est la condensation initiale, en calories par kilogramme de vapeur, à l'intérieur d'un cylindre non chemisé ; W le poids d'eau d'alimentation dépensée par course, exprimé en kilogrammes ; T et T_m sont : la température initiale de la vapeur et la température moyenne des parois du cylindre, mesurées sur l'échelle absolue ; ρ_1 est le poids du mètre cube, en kilogrammes, de la vapeur à son entrée au cylindre ; A est une constante que l'expérimentateur a trouvé être de 13, 52 en unités métriques dans les cas étudiés par lui.

Pour les machines à enveloppe de vapeur, il prend $T_1 = T_m$ et adopte la formule

$$C W = A \rho_1 = \frac{s}{\sqrt{N}} ;$$

où $A = 9, 46$, ce qui indique que, dans le cas considéré, l'emploi de la chemise de vapeur a entraîné une réduction de 30 p. 100 de cette perte particulière.

M. English a trouvé, pour la réévaporation, l'expression suivante :

$$R W = B \rho_m \frac{s}{\sqrt{N}} \cdot \frac{T_m}{T_2} ;$$

où S représente la surface totale exposée au refroidissement, T_m et T_2 , respectivement les températures moyenne et finale, absolues de la vapeur. Cette formule a trait aux machines sans enveloppe

¹ *Proceedings. Inst. M. E.*, 1871.

² *Proc. Inst. M. E.*, 1889.

de vapeur. Pour les machines à enveloppes on pose $T_m = T_1$, et alors

$$R W = B \rho_m \frac{s}{\sqrt{N}} \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

Il est évident que la condensation initiale et le transfert de chaleur au métal qui en est la conséquence se produiront au fur et à mesure que de nouvelles surfaces seront découvertes par le mouvement du piston ; mais la quantité de chaleur qui est absorbée par ce phénomène est extraite plus tard par réévaporation, de sorte qu'en réalité l'effet produit consiste simplement « à distribuer cette action sur une plus grande surface ».

Ainsi, pour un mouvement élémentaire du piston, l'excès de la réévaporation sur la condensation deviendra

$$d R w = B \rho \frac{ds}{\sqrt{N}} \cdot \frac{T_m}{T_2}$$

ou

$$d R w = B \rho \frac{ds}{\sqrt{N}} \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

suivant que l'on considère une machine sans ou avec enveloppe. $B = 13,52$ ou $9,46$ suivant le cas. La condensation nette, jusqu'en un point quelconque est donnée par

$$(c - R) W = \frac{13,52}{\sqrt{N}} \left(s_1 \rho_1 \frac{T_1}{T_m} - s_2 \rho_m \frac{T_m}{T_2} \right)$$

ou

$$(c - R) W = \frac{9,46}{\sqrt{N}} \left(s_1 \rho_1 - s_2 \rho_m \frac{T_1}{T_2} \right)$$

respectivement pour les machines non munies d'enveloppe ou chemisées.

Les poids totaux de vapeur, par course, s'obtiennent par la formule :

$$W = \left[\frac{A}{\sqrt{N}} \frac{s_1 - s_2}{L} + (I + c) (I - n) X \right] \rho_1$$

où $A = 13,52$ ou $9,46$ suivant le cas, L représente la chaleur latente de vaporisation par kilogramme de vapeur. X représente le

volume engendré, jusqu'au point où cesse l'introduction, exprimée en mètres cubes, C est le rapport de l'espace mort à ce volume ; N est le rapport du poids de vapeur contenu dans les espaces morts au poids total de vapeur par course ; la signification des autres lettres a été indiquée ultérieurement. La comparaison entre ces expressions et les résultats d'essais de la machine Willans indique une coïncidence remarquable.

Si nous comparons les chiffres dont nous disposons maintenant et les conditions variables suivant lesquelles on les obtient, il devient évident que la forme précise des expressions, donnant la perte considérée, sera déterminée, probablement aussi bien que la valeur de ses constantes, à la fois, par la condition des surfaces agissantes, par celle où se trouve la vapeur, et par les conditions variables qui président au fonctionnement de la machine elle-même.

De l'étude d'un grand nombre de diagrammes d'indicateurs, on est autorisé à conclure que, dans un espace d'environ une seconde, l'absorption de chaleur, dans les cas considérés, serait complète. Pour des périodes plus courtes, l'absorption totale serait suffisante pour condenser un poids de vapeur proportionnel à la racine carrée du temps de l'exposition ; par exemple, moitié moins que dans le cas précédent pour une durée d'un quart de seconde.

L'expérience directe, ainsi que Hirn l'a démontré, prouve que la condensation initiale se produit progressivement à mesure que le piston avance, généralement jusqu'au point où cesse l'introduction. Dans des cas cités par cet expérimentateur, la proportion d'eau à l'intérieur du cylindre est passée, de 1 p. 100 au début de la course, à 31 p. 100 à la fin de l'admission et quelquefois plus. Hirn a démontré que, quand on emploie de la vapeur surchauffée, il peut se produire une condensation sur les surfaces intérieures du cylindre, la vapeur contenue dans ce dernier restant surchauffée. Le cylindre contient alors, en même temps, de l'eau et de la vapeur humide, sèche ou surchauffée, suivant les cas considérés. Il faut établir avec soin la distinction qui existe entre les pertes produites par échange calorifique entre le métal et la vapeur, pendant les périodes de détente et d'échappement. Les dernières entraînent une perte complète de la quantité totale ainsi

transmise, tandis que les premières ne résultent que de la différence entre les rendements de la transformation calorifique, pour le degré maximum de détente et pour les degrés successivement moindres de chaleur et de température, au cours du transfert. Autant que possible, dans toutes les recherches calorimétriques, on devra relever séparément ces deux quantités de chaleur rejetée. Au commencement de la détente, la condensation est souvent de 20 à 30 p. 100 ; elle est réduite à 12 ou 15 vers la fin de la détente et la perte finale due au refroidissement du métal pendant la période d'échappement est de 10 à 20 p. 100.

On peut se rendre compte des avantages que présentent les distributions dans lesquelles les conduits d'échappement et d'admission sont séparés, en ce qui concerne la diminution des pertes internes, avantage consacré par la pratique. Ces avantages sont encore augmentés par la réduction des espaces morts qui découlent généralement de l'adoption de ces mécanismes. Dans quelques cas, on construit aujourd'hui des machines marines munies de tiroirs séparés pour l'admission et l'échappement ; ces tiroirs, cylindriques, sont à doubles orifices.

De la réévaporation, pendant la période de détente, résulte un gain réel de puissance. Il se produit cependant ainsi une perte, relativement au cas où la même quantité de vapeur, au lieu d'être initialement condensée, est détendue depuis la température et la pression initiales et maxima.

D'autre part, toutes choses égales d'ailleurs, l'augmentation de vitesse de la machine diminue les pertes, mais il existe une limite évidente, tout au moins lorsque la diminution de la pression moyenne effective et l'accroissement de la contre-pression donnent naissance à une perte plus considérable. On peut reculer évidemment cette limite en accroissant la section des orifices, mais cela se produit par une augmentation de la résistance des tiroirs et une réduction du travail net.

Si la théorie des machines thermiques ne peut que donner des connaissances générales relatives aux principes applicables à l'étude de leurs proportions et à leur construction, elle peut indiquer la voie qui conduit au progrès et peut servir de guide pour la construction des nouveaux types. Associée avec l'expérience

rationnelle, elle peut même, dans certains cas, permettre de déterminer à priori, d'une manière suffisamment approchée, les rendements que pourront donner certains types de machines. Dans tous les cas, l'ingénieur doit baser ses études sur les résultats d'expériences déjà fournis par des machines qui se rapprochent autant que possible de celles qu'il se propose de construire sous le double rapport du système et des conditions de fonctionnement. Lorsque la machine est définitivement construite et mise en service, il pourra recueillir des faits précis là où ses estimations préliminaires ne lui avaient donné que des approximations.

La table que l'on trouvera plus loin, calculée par M. Thompson, donne les consommations probables de vapeur et les pressions moyennes effectives pour la machine idéale, corrections faites pour la condensation initiale et les fuites ; les machines étant supposées en bon état d'entretien et de dimensions moyennes.

On a calculé les pertes internes en les prenant respectivement de $0,12 \sqrt{r}$ et $0,15 \sqrt{r}$ pour les machines à échappement libre et à condensation. Pour les machines appartenant aux types usuels et développant une puissance de 100 à 200 chevaux, nous conseillons d'augmenter ces pertes de moitié. Comme nous l'avons montré plus haut, ces chiffres diminueront naturellement à mesure que les dimensions des machines et leur vitesse augmenteront et inversement.

En conclusion : la variation de la condensation, suivant les modifications de la pression et de la température, et dans les conditions ordinaires du fonctionnement, se trouve être assez faible et paraît, dans les limites où on peut la suivre, obéir à une loi très simple. La perte correspondant aux différentes vitesses paraît bien se produire ainsi que l'auteur l'a indiqué plus haut, mais la loi est moins exactement déterminée qu'en fonction de la détente. Puisque, dans la pratique journalière, la vitesse d'une machine donnée et la pression à laquelle elle fonctionne sont pratiquement constantes, les recherches doivent surtout se diriger vers l'influence du rapport de détente. La question la plus importante qui vient ensuite consiste dans la détermination des variations des pertes en fonction de la vitesse. Bien que le mode précis de cette variation et son expression algébrique exacte

reste encore à déterminer, les résultats obtenus jusqu'à ce jour sont cependant suffisamment exacts pour rendre des services réels aux constructeurs et aux propriétaires d'appareils à vapeur. Enfin, la dernière recherche, relative à la variation de la perte, en fonction de la pression, présente un certain intérêt, en raison surtout de l'accroissement aujourd'hui continuel des pressions. Comme nous l'avons dit, ces deux derniers genres de recherches présentent encore un vaste champ à explorer. Les résultats qui ont été obtenus dans ce sens ne doivent être appliqués que provisoirement, dans la théorie de la machine à vapeur. On ne pourra les accepter comme définitifs qu'après des expériences répétées.

Après avoir collationné tous les documents connus à cet égard, l'auteur s'est décidé à continuer l'emploi d'expressions à la fois sur les travaux de Fourier et sur l'expérience directe,

$$x = a \sqrt{r} ; sc = f \frac{\Delta T \sqrt{r}}{d \sqrt{N}} ;$$

où x est la fraction de vapeur condensée, a , une constante qu'il faut déterminer pour chaque machine, ou du moins pour chaque classe de machines semblables, sous le rapport des dimensions, de la vitesse du piston et de la pression ; b , une constante pour l'expression générale ; ΔT , l'écart de température du cycle ; d , le diamètre du cylindre ; r , le rapport réel de détente et N le nombre de tours par minute.

130. — **La théorie des condensations et des pertes internes** présente évidemment de très grandes difficultés. Une théorie exacte et rationnelle doit nécessairement comprendre un si grand nombre de conditions variables et agissant mutuellement les unes sur les autres que l'on ne peut guère espérer, même quand elle aura atteint tout son développement, qu'elle puisse être applicable, dans tous les cas, à l'art de l'ingénieur. On admet généralement que les condensations intérieures sont proportionnelles : aux écarts de températures possédés par la vapeur à son entrée et à sa sortie du cylindre ; au temps pendant lequel les parois restent exposées à l'échappement ; à la surface des parois internes qui entrent en jeu, mesurée jusqu'à la fin de l'admission, et qu'elles sont inver-

CONSUMMATION DE VAPEUR PAR CHEVAL ET PAR HEURE

Pressions initiales en kilog. m ²	1-10 ADMISSION Ajouter pour condensation intérieure N. C. 35 p. 100 et C. 40 p. 100				15-100 ADMISSION Ajouter pour condensation intérieure N. C. 30 p. 100 et C. 35 p. 100				1-5 ADMISSION Ajouter pour condensation intérieure N. C. 27 p. 100 et C. 31 1/2 p. 100				25-100 OU 1-4 ADMISSION Ajouter pour condensation intérieure N. C. 24 p. 100 et C. 28 p. 100						
	M. E. P.		Consommations		M. E. P.		Consommations		M. E. P.		Consommations		M. E. P.		Consommations				
	N. C.	C.	Finales	N. C.	C.	N. C.	C.	N. C.	C.	Finales	N. C.	C.	N. C.	C.	Finales	N. C.	C.		
3,812	0,256	0,959	0,450	23,314	7,438	1,339	0,637	14,197	6,668	0,668	0,946	1,649	0,828	12,655	8,028	1,218	1,018	12,350	8,391
3,604	0,380	1,084	0,402	17,462	7,237	1,498	0,694	13,497	7,619	1,335	1,838	1,136	0,980	11,657	7,437	1,433	1,110	11,476	8,255
3,515	0,503	1,208	0,533	14,469	7,076	1,638	0,753	11,476	7,302	1,325	2,028	1,011	0,905	10,886	7,065	1,648	1,204	10,886	8,119
3,867	0,628	1,333	0,574	12,746	6,894	1,818	0,811	10,614	7,166	1,514	2,217	1,103	0,828	10,296	7,529	1,861	1,207	10,387	7,983
4,219	0,752	1,457	0,615	11,476	6,738	1,977	0,870	10,024	7,076	1,703	2,408	1,130	0,842	9,438	7,438	2,078	1,300	9,979	7,802
4,570	0,878	1,582	0,657	10,569	6,622	2,143	0,928	9,296	6,983	1,893	2,596	1,205	0,850	8,850	7,247	2,292	1,375	9,658	7,801
5,273	1,002	1,707	0,698	9,887	6,531	2,303	0,986	8,208	6,804	2,083	2,786	1,282	0,862	8,162	7,166	2,508	1,435	9,434	7,711
5,625	1,125	1,830	0,739	9,334	6,440	2,454	1,044	7,519	6,719	2,272	2,973	1,357	0,880	7,890	7,101	2,732	1,503	9,973	7,619
5,976	1,251	1,953	0,780	8,993	6,350	2,604	1,103	6,957	6,576	2,462	3,163	1,433	0,893	7,462	7,191	2,937	1,581	8,890	7,483
6,328	1,371	2,080	0,822	8,618	6,259	2,774	1,160	6,346	6,422	2,650	3,353	1,508	0,908	7,070	7,070	3,152	1,669	9,446	7,488
6,679	1,500	2,205	0,864	8,346	6,169	2,930	1,219	5,976	6,331	2,840	3,543	1,583	0,936	6,630	6,985	3,366	1,746	8,734	7,303
7,031	1,625	2,329	0,905	8,149	6,123	3,088	1,278	5,783	6,531	3,030	3,733	1,660	0,960	6,210	6,985	3,581	1,828	8,618	7,303
	1,750	2,453	0,946	7,937	6,078	3,252	1,336	5,487	6,486	3,220	3,923	1,736	0,990	5,940	6,940	3,797	1,912	8,482	7,347
3-10 ADMISSION Ajouter pour condensation intérieure N. C. 22 p. 100 et C. 26 p. 100																			
M. E. P.		Consommations		M. E. P.		Consommations		M. E. P.		Consommations		M. E. P.		Consommations		M. E. P.		Consommations	
	N. C.	C.	Finales	N. C.	C.	N. C.	C.	N. C.	C.	N. C.	C.	Finales	N. C.	C.	Finales	N. C.	C.		
3,812	1,458	2,161	1,202	12,247	8,799	1,666	2,369	12,473	9,253	1,843	2,546	1,577	12,837	9,696	2,144	2,837	12,927	10,614	
3,604	1,680	2,400	1,313	11,566	8,663	1,920	2,623	11,929	9,072	2,114	2,817	1,722	12,201	9,570	2,432	3,146	12,927	10,478	
3,515	1,923	2,636	1,423	11,022	8,527	2,175	2,878	11,616	9,347	2,386	3,089	1,866	11,702	9,434	2,742	3,443	12,921	10,341	
3,867	2,170	2,873	1,532	10,569	8,391	2,429	3,133	11,097	8,834	2,657	3,360	1,011	11,340	9,298	3,040	3,742	11,929	10,205	
4,219	2,406	3,110	1,643	10,205	8,301	2,684	3,387	10,705	8,751	2,930	3,633	2,155	11,067	9,162	3,339	4,042	11,702	10,069	
4,570	2,643	3,346	1,753	9,933	8,210	2,939	3,642	10,387	8,663	3,201	3,903	2,299	10,841	9,072	3,638	4,341	11,476	9,979	
4,922	2,880	3,584	1,863	9,706	8,119	3,193	3,896	10,115	8,573	3,473	4,177	2,444	10,614	8,980	3,937	4,640	11,204	9,887	
5,273	3,118	3,821	1,970	9,523	8,028	3,448	4,151	9,887	8,480	3,744	4,448	2,588	10,433	8,800	4,236	4,939	11,112	9,797	
5,625	3,354	4,058	2,084	9,344	7,937	3,703	4,406	9,706	8,391	4,015	4,718	2,733	10,251	8,709	4,533	5,238	10,976	9,751	
5,976	3,592	4,295	2,194	9,169	7,847	3,958	4,661	9,537	8,346	4,263	4,992	2,922	10,069	8,533	4,833	5,536	10,841	9,706	
6,328	3,830	4,539	2,304	9,020	7,801	4,214	4,917	9,370	8,201	4,531	5,264	3,022	9,933	8,768	5,133	5,836	10,750	9,661	
6,679	4,066	4,770	2,413	8,800	7,756	4,469	5,173	9,242	8,053	4,822	5,533	3,166	9,797	8,663	5,434	6,137	10,630	9,615	
7,031	4,303	5,006	2,524	8,799	7,711	4,725	5,428	9,119	7,953	5,104	5,807	3,311	9,706	8,618	5,730	6,433	10,569	9,370	

M. E. P., N. C., C. = en kg. pression moyenne effective, marche sans condensation.
 Consommations N. C. = Consommation théorique d'eau, en kilogrammes, par cheval indiqué et par heure, marche sans condensation.
 M. E. P., C. = en kg. pression moyenne effective, marche avec condensation.
 Consommations C. = Consommation théorique d'eau, en kilogrammes, par cheval indiqué # par heure, marche avec condensation.

sement proportionnelles aux vitesses du piston. Sur ces bases, le professeur Marks a établi une comparaison entre les données résultant d'un nombre considérable d'expériences, effectuées surtout sur des machines Corliss sans condensation. Il a obtenu, comme nous l'avons déjà vu paragraphe 129, une valeur moyenne pratique de C , qui représente la quantité de vapeur condensée, exprimée en kilogrammes, par mètre carré de la surface interne du cylindre, par heure, et par degré centigrade de température : $C = 0,180$, ce qui équivaut à 90 calories.

Les expériences de MM. Gately et Kletsch dont nous avons déjà parlé, n'avaient donné que 0,139 à 0,170, soit de 74 à 89 calories. Avec des rapports de détente variant de 2 à 7, et une moyenne de 0,145 environ équivalent à 75 calories pour toute la série des essais. Les valeurs que nous avons données tout d'abord peuvent être considérées comme suffisamment exactes en pratique.

La valeur de la constante une fois déterminée, la condensation totale à l'intérieur du cylindre, exprimée en kilogrammes par heure, devient approximativement.

$$W = C A (T_1 - T_2) t ; \quad (1)$$

où C est la constante, A l'aire de la surface intérieure avec laquelle la vapeur vient en contact, mesurée, jusqu'à la fin de l'admission, en mètres carrés ; t est le temps d'exposition relevé par expérience, il est à peu près constant pour toute vitesse donnée de la machine et pour tout écart de pression ou de température, si l'on ne tient pas compte de l'importance de la variation du rapport de détente on peut, comme dans les expériences de Sandy-Hook, considérer que le produit du coefficient d'admission par le pourcentage des pertes est à peu près constant. Les travaux du professeur Marks paraissent indiquer que l'on doit prendre, pour valeur de t , soit le temps de la détente ou de l'échappement, peut-être plutôt leur somme, mais on ne sait pas encore au juste si la fonction que l'on doit adopter est la racine carrée de cette quantité, sa première puissance, ou quelque fonction intermédiaire. Il est probable que les différentes expressions données par MM. Cotterill et Mark ou par l'auteur pourront s'appliquer assez bien chacune, dans des cas spéciaux.

Nous pouvons, comme on l'a déjà vu, employer pour la recherche

de l'expression donnant la valeur des pertes internes par condensation et réévaporation ultérieure, plusieurs méthodes plus ou moins approchées. Si nous suivons Fourier, nous trouvons que la quantité de chaleur, ainsi emmagasinée et restituée en pure perte, peut être considérée comme proportionnelle à l'aire des surfaces actives, à l'écart des températures et à la racine carrée du temps employé pour le phénomène. Toutes les expressions proposées depuis ont été basées sur ces hypothèses ou sur des données expérimentales qui les confirment ; toutefois, on n'est pas certain que cette fonction du temps soit constante.

Il paraît évident que l'on ne doit pas baser le calcul sur le temps sur lequel les parois restent exposées à l'action de la vapeur, durant la période d'introduction, puisque jamais la perte totale ne lui est proportionnelle. L'expérience a prouvé cependant que la perte varie le plus souvent comme la racine carrée du temps et l'auteur a toujours admis cette hypothèse¹. Généralement, on trouve plus commode, comme nous le verrons plus loin, de déterminer cette perte en fonction du rapport de détente ; l'expérience a prouvé que cette fonction était approximativement la racine carrée de ce rapport. Jusqu'ici, il a été impossible de déterminer exactement par expérience la manière dont variait cette perte avec les écarts de température. Il paraît extrêmement probable que les conditions, plus ou moins grandes, de siccité de la vapeur provenant de la chaudière peuvent assez sérieusement modifier le fonctionnement d'une machine, pour rendre difficile l'analyse de la variation totale dont les différents facteurs dépendent de conditions physiques constamment variables.

Il est presque toujours suffisant, même dans l'étude de cas spéciaux, de se contenter de données approximatives. Ainsi le coefficient de Mark donnera des résultats très suffisamment approchés lorsque l'on comparera des machines de différentes dimensions fonctionnant dans des conditions similaires. Dans le calcul du poids probable de vapeur absorbée par les pertes intérieures, on pourra employer l'expression

$$W = \frac{W_1}{D} \frac{a}{\sqrt{r t}} \quad (2)$$

¹ *Trans. Am. Soc. M. E.* mai 1881. *Ann. Franklin Inst.* mai 1881.

où W_1 est le poids de vapeur dépensé par la machine idéale où il ne se produit pas de condensations intérieures ; a est la constante déterminée comme nous l'avons vu plus haut ; on peut, en moyenne, poser $a = 100$ pour les machines sans enveloppe de vapeur et $a = 75$ s'il y a une enveloppe ; D est le diamètre du cylindre en millimètres, r le rapport de détente et t le temps employé pour une course, exprimé en secondes. Dans les expériences de Gately et Kletsch¹ $\frac{a}{D} = 0,2$ environ et $t = 1$ approximativement.

La vapeur des constantes a et c dans l'expression de la perte

$$W = \frac{a}{d} \sqrt{r} = c \sqrt{r},$$

peut être considérablement réduite au-dessous des valeurs que nous avons supposées représenter les résultats ordinaires de la pratique lorsque la vapeur est surchauffée et qu'elle évolue dans de meilleures conditions thermodynamiques. M. Barrus a donné des résultats d'essai dirigés par lui où cette valeur atteint à peine les deux tiers ou même la moitié de ceux qui avaient été obtenus auparavant par l'auteur. On aurait alors approximativement

$$\begin{aligned} a &= 50 \text{ à } a = 75 \\ c &= 0,10 \text{ à } c = 0,15 \end{aligned}$$

lorsque la vapeur n'est pas surchauffée, et même

$$a = 25 \text{ et } c = 0,05$$

ou moins lorsque la vapeur est surchauffée d'une manière efficace. Dans la formule, d est le diamètre du cylindre représenté en millimètres².

L'hypothèse que nous avons admise dans nos équations, à savoir que l'échange de chaleur qui se produit pendant la condensation à l'intérieur du cylindre, est ordinairement proportionnelle à l'écart de température, paraît justifiée par l'expérience. Cette conclusion de Rankine et d'autres ingénieurs qui l'ont suivi se trouve confirmée par les recherches antérieures de l'auteur aussi bien que par des expériences plus récentes.

M. Bodmer a déduit ce fait des essais dirigés par MM. Willans

¹ Le diamètre du cylindre était d'environ 500 millimètres.

² *Trans. Am. Society Mech. Engrs*, vol. XI, 1890; p. 170, 175; Fables.

et English dont nous avons déjà parlé ; ces conclusions sont d'ailleurs en accord à peu près complet avec les faits déjà connus. Il a découvert que la quantité de chaleur transmise et de vapeur condensée en pure perte est, comme on l'a déjà vu, proportionnelle à la surface des parois de l'espace mort et des conduits de vapeur dans l'expression donnée par Bodmer pour les machines monocylindres ¹.

$$Q = c (T - t) S \div N^{\frac{2}{3}}$$

Q est la chaleur transmise en calories, T l'écart de température, S la surface des parois de l'espace mort et des conduits en mètres carrés et N le nombre de tours par minute. La valeur de C varie depuis environ 0,49 pour les machines monocylindriques sans enveloppe et jusqu'à 2,42 pour les machines à enveloppe et paraît sensiblement constant.

D'après les expériences de M. Buel, il semble que si les cylindres sont convenablement recouverts d'une enveloppe calorifique, la quantité de vapeur perdue dépend principalement de la surface des parois internes. Dans la pratique courante, avec des machines sans condensation et sans chemise de vapeur, mais dont les cylindres sont convenablement enveloppés, la condensation par heure et par mètre carré de surface interne totale varie de 97 à 146 kilogrammes. Pour les machines semblables, mais à condensation, ou pour les machines de la première catégorie avec enveloppe de vapeur, la condensation par heure ne dépasse pas 48 à 97 kilogrammes ; elle est diminuée de moitié pour les machines à condensation munies d'enveloppes.

Si nous admettons, pour un cas particulier, que la condensation intérieure soit de 73 kilogrammes par heure et par mètre carré de surface interne y compris les conduits de vapeur, les deux faces du piston et la surface de la tige, et si nous admettons que les surfaces intérieures se décomposent comme suit :

Conduits	1,11	mètre carré
Parois du cylindre.	2,90	—
Fonds du cylindre et face du piston.	1,11	—
Tige du piston.	0,42	—
	Total	<u>5,56</u>

¹ *Industries*, oct. 17, 1890, p. 385.

la quantité de vapeur qui échappera à l'indicateur sera

$$3,59 \times 75 = 418 \text{ kilogrammes par heure.}$$

Il serait peut-être plus exact de prendre les surfaces des fonds du piston et des conduits de vapeur et une fraction variable des surfaces internes du cylindre ; les condensations seraient une fonction constante de cette surface totale.

Dans la plupart des machines marines, ce total dépasserait souvent le double de la somme des pistons et des fonds du cylindre, mais ces dernières surfaces agissent pendant un temps environ deux fois plus grand que le temps moyen d'action des surfaces cylindriques.

Le professeur E.-A. Smith conclut, après une étude approfondie des travaux d'Isherwood et de quelques-uns de ses contemporains ainsi que l'auteur l'a indiqué ailleurs, que « la totalité de la vapeur dépensée, en excès, de celle qui le serait dans un cylindre mauvais conducteur, est sensiblement proportionnelle à la différence de température qui existe entre l'admission et l'échappement de la vapeur et au diamètre du piston ». Cet excès est sensiblement constant et indépendant du rapport de détente dans les cas ordinaires, conclusion confirmée, nous l'avons vu, à la fois par l'expérience et le calcul purement théorique.

On obtient donc ainsi différentes méthodes plus ou moins approchées qui suffiront à l'ingénieur pour la détermination pratique de la valeur de ces pertes. Des différentes expressions que nous avons données, on pourra adopter celle qui paraîtra le mieux s'adapter aux conditions particulières en présence desquelles on se trouvera.

La constance relative des pertes internes par condensation, que nous avons indiquée plus haut de différentes manières, et en nous basant sur des expériences, peut être considérée comme un fait acquis, sur lequel on peut baser le calcul des rendements ou des consommations de vapeur. Cela paraît résulter aussi des expériences de M. Emery, si l'on se rapporte aux courbes qu'il a tracées, et d'autres méthodes, analysées dans cet ouvrage, particulièrement la théorie physique de la machine compound. M. Buel a calculé, d'une manière très détaillée, la con-

sommission probable de vapeur d'une machine d'environ 150 chevaux en se basant sur les résultats d'expériences qui lui avaient démontré que la condensation restait pratiquement constante, pour différents degrés de détente, et s'élevait environ à 73 kilogrammes de vapeur par mètre carré de surface interne et par heure ¹.

On trouvera dans l'*Appendice*, sous forme de tableau, un résumé des travaux de ce savant; renfermant les formules et les résultats qu'on en peut déduire, pour un très grand nombre de valeurs attribuées au rapport de détente.

Les proportions du cylindre ont une influence très considérable sur l'importance de la perte que nous considérons, ainsi :

Soit :

d = diamètre du cylindre ;

l = course du piston ;

e = la proportion de l'aire totale des surfaces de l'espace mort, à celle de la portion d'espace mort formée uniquement par le jeu du piston à bout de course ;

r = rapport de détente ;

V = volume du cylindre ;

S = surface ;

La surface en contact avec la vapeur, à la fin de l'admission est :

$$S_1 = \frac{1}{2} e\pi d^2 + \frac{1}{r} \pi dl;$$

le volume de vapeur enfermée dans le cylindre est

$$V_1 = \frac{1}{4r} \pi d^2 l;$$

et le rapport de S à V est

$$\frac{S_1}{V_1} = \frac{2cr}{d} + \frac{4}{d} = 4r \left(\frac{e}{2l} + \frac{1}{rd} \right)$$

La condensation intérieure serait proportionnelle à la valeur de ce rapport si toutes les parties avaient une égale influence sur la

perte. Le rapport de la surface active au volume total du cylindre sera

$$\frac{S_1}{V_2} = \frac{S_1}{r V_1} = \frac{2e}{l} + \frac{4}{rd};$$

et les valeurs de r et du volume V_2 , étant constantes

$$V_2 = \frac{1}{4} \pi d^2 l, \text{ environ} = \text{const.},$$

$$\frac{S_1}{V_2} = \frac{e\pi d^2}{2V_2} + \frac{rV_2}{4} \sqrt{\frac{\pi l}{4V_2}} = a'l_2 + b\sqrt{l};$$

il devient évident que cette perte est grandement influencée par les variations de d et de l ; elle augmente rapidement, lorsque le diamètre s'accroît et que la course diminue avec des proportions similaires mais des dimensions variables de cylindre,

$$\frac{S}{V} = \frac{d^2}{l^3};$$

et la perte varie comme nous l'avons déjà vu ailleurs en raison inverse des dimensions linéaires du cylindre. Pour obtenir des valeurs correctes de la proportion de cette perte, pour des machines de dimensions différentes, il suffira de multiplier, par le rapport inverse de cette dimension, le pourcentage de condensation relevée sur une machine donnée du même type.

D'après Cotterill, pour les meilleures machines à quatre distributeurs telles que les Corliss, on aurait $e = 4,4$, et pour les machines à tiroir ordinaires $e = 2$ environ. Il est évident que le temps d'exposition au refroidissement n'est constant que pour les surfaces des fonds du cylindre des conduits de vapeur et du piston, et qu'elle y est maximum. Comme nous l'avons déjà dit plus haut, on peut probablement négliger, sans erreur sensible, l'influence des surfaces cylindriques, d'étendue constamment variable, et rapporter uniquement la perte aux premières surfaces.

Lorsque le rapport de détente n'est pas considérable, l'influence nuisible de l'eau entraînée par la vapeur est peu accentuée. Il y a longtemps déjà que Combes l'a démontré pour la machine idéale possédant un cylindre non conducteur¹. M. Hirn a également véri-

¹ *Théorie mécanique de la chaleur* 1863 XXXV p. 457

fié, par des expériences, l'exactitude de cette assertion. Si au contraire les rapports de détente sont considérables, et particulièrement si la machine est munie d'une enveloppe de vapeur, il n'en est plus de même, bien au contraire.

Il est très probable que les irrégularités et les contradictions apparentes que l'on peut relever dans les différents résultats d'expériences effectuées sur des enveloppes de vapeur, particulièrement en ce qui concerne le mode de variation des condensations intérieures, sont généralement dues à ce que l'on a négligé de noter le degré d'humidité de la vapeur, et, probablement aussi, à des erreurs d'observation.

Le professeur Cotterill, ayant remarqué que l'écart des températures est approximativement proportionnel à $\text{Log} r$, adopte, pour machines monocylindres fonctionnant à des degrés usuels de détente, l'expression.

$$y = C \log r \div d \sqrt{N}$$

où y = rapport de condensation ;
 r = rapport de détente ;
 d = diamètre du cylindre en mètres ;
 N = nombre de tours par minute.

et il a déterminé la valeur du coefficient C égale à 1,525 environ et variant de 1,220 à 2,135 suivant la nature des surfaces de la machine considérée¹. Dans ce cas, comme dans le précédent, la fonction du temps est basée sur la période d'échappement. Il est néanmoins évident que le temps pendant lequel se produit le refroidissement graduel accompagnant la détente doit modifier cet effet. Puisque la condensation totale initiale, qui constitue ordinairement la presque totalité de la perte, est déterminée par le degré du refroidissement préalable, il paraîtrait, que ces fonctions du temps qui la déterminent ne peuvent être qu'approximativement proportionnelle à N ou à ses fonctions, comme nous l'avons posé.

Le poids total de vapeur nécessaire s'obtient en multipliant le chiffre théorique par $1 + y$ que l'on désigne sous le nom de « facteur de liquéfaction ».

On trouvera ci-dessous un exposé de la méthode de Hirn, telle qu'elle a été formulée par M. Dwelshauvers Dery, ayant pour but de distinguer les effets variables du travail de la chaleur.

Le *diagramme d'indicateur* (fig. 132), complété par l'indication

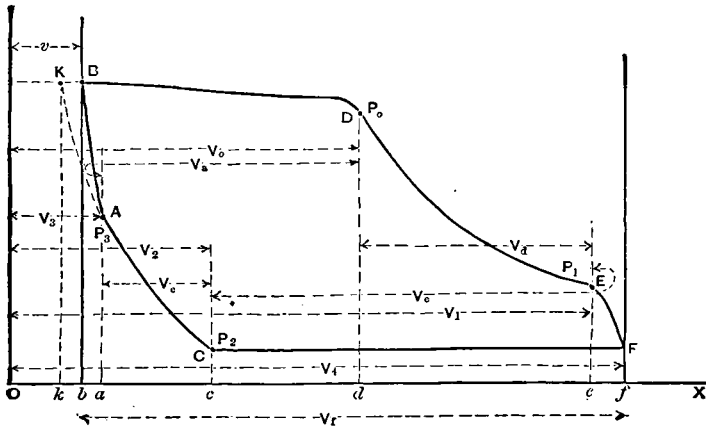


Fig. 132. — Diagramme réel.

du volume v de l'espace mort, à une échelle convenable, représente les différentes quantités que l'on veut obtenir.

On a déterminé directement sur la machine les volumes suivants exprimés en décimètres cubes.

- V , volume de l'espace mort.
- V_0 volume occupé par la vapeur à la fin de l'admission.
- V_1 — — — — — la détente.
- V_3 — — — — — l'échappement.
- V_2 — — — — — la compression.
- V_4 — — — — — la course.
- $V_a = (V_2 - v) + (V_0 - v)$ est le volume engendré par le piston durant l'admission.
- $V_d = V_1 - V_0$ est le volume engendré par la détente.
- $V_e = (V_4 - V_1) + (V_4 - V_2)$ est le volume engendré durant l'échappement.
- $V_c = (V_4 - V_1) + (V_4 - V_2)$ est le volume engendré pendant la compression.
- $V_r = V_4 - v$ est le volume engendré pour une course complète.

Sur le diagramme, les pressions sont mesurées en kilogrammes, par centimètre carré :

P_0	pression à la fin de l'admission.
P_1	— — la détente.
P_2	— — l'échappement.
P_3	— — la compression.

- T_a'' = aire $bBAab$, travail, en unités thermiques, pendant la période d'admission, avant le commencement de la course ;
 T_a' = aire $bBDdb$, travail, en unités thermiques, pendant la période d'admission (course directe) ;
 T_a = $T_a'' - T_a'$, travail, en unités thermiques, pendant l'admission ;
 T_d = aire $dDEcd$, travail, en unités thermiques, pendant l'expansion ;
 T_e' = aire $cEFfe$, travail, en unités thermiques, pendant la période d'échappement, avant la fin de la course directe ;
 T_e'' = aire $fFGcf$, travail, en unités thermiques, pendant l'échappement (course rétrograde) ;
 T_e = $T_e'' - T_e'$, travail, en unités thermiques, pendant l'échappement ;
 T_c = aire $cCAae$, travail, en unités thermiques, pendant la compression ;
 T_f = aire $bBDEFfb = T_a' + T_d + T_e'$, travail, en unités thermiques, pendant la course directe ;
 T_n = aire $fFGABbf = T_e'' + T_c + T_a''$, travail, en unités thermiques, pendant la course rétrograde ;
 T = $T_f - T_n = ABDEFGA$, travail indiqué, en unités thermiques, correspondant à une course du piston.

La vapeur a également accompli un travail qui n'est pas indiqué sur le diagramme et que représente l'aire $aAKka$ et absorbée par le refoulement de la vapeur dans l'espace mort, de telle manière que la pression y devienne égale à celle de la vapeur à l'admission. Puisqu'on ne connaît pas l'importance de ce travail, on devra le déterminer sous forme de chaleur échangée pendant l'admission entre la vapeur et le métal.

On ne connaît pas encore bien exactement la composition du mélange d'eau et de vapeur qui existe dans le cylindre au moment où l'échappement cesse pour faire place à la compression. D'après M. Hirn, il n'y aurait alors que de la vapeur, toute l'eau qui recouvrait les parois ayant été vaporisée et entraînée au condenseur pendant l'échappement. Notre calcul donne alors le poids M_c , de vapeur pendant la compression. Le volume V_2 de la vapeur et la pression P_2 peuvent, à ce moment, se mesurer sur les diagrammes.

On déduit des tables le volume de P_2 , poids en kilogrammes du mètre cube de vapeur à la pression P_2

$$M_c = V_2 \delta_2$$

C'est l'expérience qui devra nous donner le poids M_a , en kilogrammes de la vapeur qui passe dans le cylindre à chaque course du piston et son degré de siccité x ou le poids m de vapeur sèche qu'elle contient à la pression de la chaudière. Nous le désignerons par Q calories. De ce qui précède, son volume sera,

$$Q = m\lambda + (M - m) q;$$

où λ et q représentent respectivement la chaleur latente de la vapeur et la chaleur de l'eau à la pression donnée.

Pendant l'expansion, le poids de mélange contenu dans le cylindre est, en conséquence :

$$(M_a + M_c)$$

et pendant la compression M_c .

Par conséquent, si la vapeur est saturée, sa chaleur interne sera comme suit : pendant la détente

$$U = (M_a + M_c) q + m\rho.$$

et pendant la compression

$$U = M_c q + m\rho.$$

S'il y a une enveloppe de vapeur, l'eau qui résulte de la condensation doit être pesée et son poids déterminé pour chaque course du piston. Soit M ce poids en kilogrammes. Cette vapeur est condensée à la pression moyenne de la vapeur. Pour chaque unité de poids condensée, l'enveloppe aura fourni r calories ; l'enveloppe a par conséquent fourni Q' calories, si l'on pose

$$Q' = M, r.$$

Une partie de la chaleur fournie par l'enveloppe parvient jusqu'à la vapeur, le reste est perdu par rayonnement. Le rayonnement, par course, devra être évalué expérimentalement ; on l'exprime par E calories.

Si la machine est à condensation, on devra mesurer le poids d'eau qui sort du condenseur, en déduire le poids d'eau M_e introduit

dans le condenseur à chaque course. On mesurera sa température initiale t_i et sa température finale t_f . Les tables donneront les quantités de chaleur q_i et q_f correspondantes contenue dans l'eau. La chaleur rejetée en dehors par l'eau froide est, pour chaque course du piston, déterminée par l'équation :

$$C = M_c (q_f - q_i)$$

Finalement, le poids M_c représente celui de l'eau provenant de la condensation ; sa température sera t_f si la condensation est effectuée par mélange, et à la température t_i si le condenseur est à surface. Il s'ensuit qu'une seconde partie de la chaleur rejetée au condenseur et que nous pourrions désigner par c calories pourra être déterminée par une de ces deux formules :

$$c = M_c q_i \quad \text{ou} \quad c = M_c q_f'$$

La chaleur rejetée dans le condenseur sera la somme de ces quantités soit

$$(C + c)$$

Quand la machine est sans condensation, cette chaleur, rejetée à l'air libre, ne peut être évaluée.

La vapeur contenue dans le cylindre y apporte, à chaque course, Q calories, et elle en reçoit $Q' - E$ de l'enveloppe. Elle perd T calories pour accomplir le travail extérieur et elle emporte dans le condenseur $C + c$ calories. Lorsque le régime de la machine est établi, la somme de toutes ces quantités de chaleur est égale à zéro. Il en résulte la première équation fondamentale.

$$Q + Q' - E - T - (C + c) = 0$$

ou

$$Q + Q' = T + (C + c) + E \quad (I)$$

Si la machine est à condensation, on peut déterminer expérimentalement toutes ces quantités, et cette équation ne doit servir que comme vérification. Si le second membre vient à différer sensiblement du premier, cela indiquera que l'essai a été mal conduit. Si l'échappement se fait à air libre, cette équation peut servir à déterminer la valeur de la chaleur rejetée.

Les quantités de chaleur reçues ou fournies par le métal, ou, en un mot, échangées entre les parois et la vapeur, seront dési-

gnées par la lettre R lorsqu'on l'exprimera en calories. On affectera cette lettre d'un indice suivant la phase pendant laquelle on étudiera le phénomène. Ainsi :

R_a sera la quantité de chaleur échangée entre le métal et la vapeur pendant la période d'admission.

R_d sera la quantité de chaleur échangée entre le métal et la vapeur pendant la détente.

R_e représentera la chaleur échangée pendant l'échappement.

R_c représentera le même échange de chaleur pendant la compression.

R_a, R_d, R_c seront affectés de signes positifs quand la chaleur passera de la vapeur au métal.

R_e , au contraire, sera positif quand la chaleur passera du métal vers la vapeur.

En général, R_e et R_a sont positifs et R_d est négatif. Cela revient à dire que, le plus souvent, la vapeur chauffe le métal pendant la compression et l'admission, tandis que le métal fournit au contraire de la chaleur à la vapeur pendant la période d'expansion. L'échange qui se produit alors que le cylindre n'est pas en communication avec le condenseur, sera R_f . Il s'ensuit que

$$R_f = R_c + R_a + R_d.$$

L'échange total, par course de piston, peut être désigné par R et l'on a

$$R = R_f - R_e = R_c + R_a + R_d - R_e.$$

Ce total serait égal à zéro si la quantité de chaleur que nous avons désignée par E n'était pas perdue par rayonnement, $R = E$ quand l'enveloppe fournit Q' calories, $Q' = E + (-R)$.

La seconde équation peut alors être écrite comme suit :

$$R = E - Q' \quad \text{ou} \quad R_f + Q' = E + R_e$$

ou encore

$$R_c + R_a + R_e = R_e + (E - Q') \tag{II}$$

Les quantités désignées par R ne pouvant être données directement par l'expérience, on devra les calculer. Pour cela il nous faut quatre nouvelles équations dont les inconnues seront R_e, R_a, R_d, R_c . Les équations relatives à la détente et à la compression sont faciles à poser, puisque le poids de fluide évoluant est constant. Le fluide est enfermé dans le cylindre et ne peut échanger de calorique qu'avec les parois de ce dernier. Si U_0 et U_1 repré-

sentent la chaleur interne de la vapeur au commencement et à la fin de la détente, nous aurons :

$$U_0 - U_1 = T_a + R_a.$$

De même, la chaleur interne du fluide au commencement de la compression était U_2 , la chaleur T_c , résultant du travail de la compression, lui est ajoutée, et cette somme sert à conserver à la vapeur la quantité de chaleur représentée par U_3 , et à fournir R_c calories au métal ; d'où

$$U_2 + T_c = U_3 + R_c.$$

Pendant les périodes d'échappement et d'admission, le problème se complique par ce fait que la vapeur, à son entrée au cylindre, apporte Q calories et que, lorsqu'elle en sort, elle en entraîne $(C + c)$ au condenseur ou dans l'atmosphère. D'où, pour l'admission :

$$U_3 + Q = U_0 + T_a + R_a;$$

et pour l'échappement :

$$U_1 + R_a + T_c = U_2 + (C + c)$$

Ces dernières équations peuvent s'écrire comme ci-dessous, et si nous y ajoutons les précédentes, nous aurons :

$$Q + Q' = T + (C + c) + E; \quad \text{(I)}$$

$$R_c + R_a + R_d - R_o = R = E - Q'; \quad \text{(II)}$$

$$R_a = U_3 + Q - U_0 - T_a; \quad \text{(III)}$$

$$R_d = U_0 - U_1 - T_a; \quad \text{(IV)}$$

$$R_o = U_2 + (C + c) - U_1 - T_c; \quad \text{(V)}$$

$$R_c = U_2 - U_3 + T_c. \quad \text{(VI)}$$

La quantité R_a ne représente pas seulement l'échange de chaleur entre la vapeur et le métal, mais encore celle qui est abandonnée par la vapeur pour permettre la compression du fluide qui, à une pression beaucoup plus basse, remplit les espaces morts à la fin de l'échappement. Cette chaleur, dont l'indicateur ne nous donne pas connaissance, fait partie intégrante de R à U_2 et a été obtenu dans cette hypothèse que la vapeur est sèche et saturée au commencement de la compression.

Ce calcul a pour objet d'obtenir des valeurs de R_c , R_a , R_d , R_o , R , et de les représenter ensuite graphiquement. On adopte, à cet

effet, les mêmes échelles pour le diagramme représentant les échanges de chaleur que pour le diagramme des pressions et de la manière suivante. T_a représente un certain nombre de calories perdues par la vapeur pendant que le piston engendre un volume V_a . De même, R_a représente la quantité de calories perdues par la vapeur pendant que le piston engendre le même volume. La valeur de T_a est donnée, sur le diagramme, par une surface dont la longueur représentant V_a est la base. Si la pression pendant l'admission était constante et égale à p_a , ce diagramme serait limité par une ligne horizontale placée à une hauteur p_a ; il serait rectangulaire et de surface égale à $p_a V_a$.

Si p est compté en kilogrammes, par centimètre carré, alors $p_a V_a = 424 \cdot T_a$; d'où $p_a = \frac{424 T_a}{V_a}$.

De même, l'ordonnée peut être calculée de telle manière que

$$r_a V_a = 424 R_a,$$

d'où

$$r_a = \frac{424 R_a}{V_a};$$

et, de même,

$$r_d = \frac{424 R_d}{V_d},$$

$$r_s = \frac{424 R_s}{V_s},$$

$$r_c = \frac{424 R_c}{V_c}.$$

Si les échanges sont positifs, c'est-à-dire si c'est la vapeur qui fournit de la chaleur au métal, les ordonnées r seront également positives, et situées au-dessus de l'axe des x , pour la course directe, et négative, pour la course rétrograde. Si les échanges sont négatifs, c'est-à-dire si c'est le métal qui fournit de la chaleur à la vapeur, les ordonnées r sont situées sous l'axe x pour la course directe, et au-dessus pour la course rétrograde. Dans un essai que nous décrirons plus tard, on a trouvé que R_a était positif, R_d négatif ainsi que R_s , et R_c positif. On en a déduit le diagramme de la figure 153.

L'aire $aKLABda$ représente R_a ;
 — $dCDed$ — R_d ;
 — $eFGHcc$ — R_s ;
 — $cIJac$ — R_c ;

Les échanges positifs sont représentés par des parties hachurées de gauche à droite et les échanges négatifs par des hachures de droite à gauche. La différence entre ces deux surfaces serait nulle s'il n'y avait pas de pertes par rayonnement ou si l'enveloppe ne fournissait pas de chaleur. C'est le premier cas qui avait lieu dans l'exemple considéré. On voit, sur le diagramme,

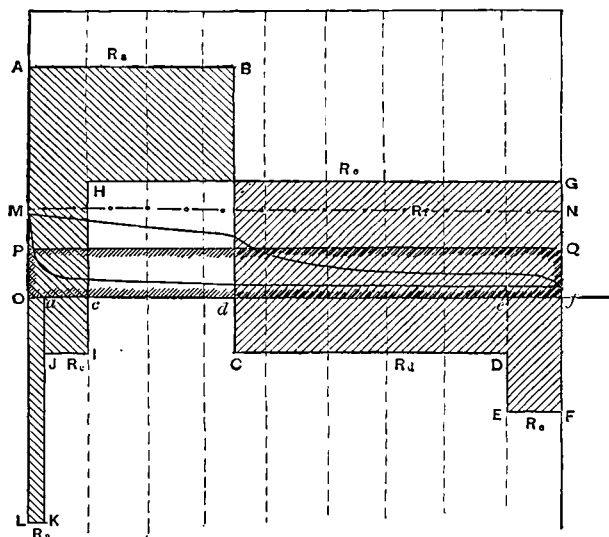


Fig. 153. — Echange de calorifique.

une ligne MN placée à une hauteur telle que la surface OMNO représente $R_f = R_c + R_a + R_d$; elle délimite la perte due à l'action des parois. La droite PQ est placée à une hauteur telle que la surface OPQfO, dont le pourtour est hachuré, mesurée à la même échelle, représente le travail positif T_f de la vapeur.

Nous donnerons un exemple de l'application de cette méthode dans le chapitre consacré aux *Essais des machines*. Nous y avons supposé que tous les éléments étaient rapportés à l'unité de poids de la vapeur.

Hirn et Hallauer ont démontré que, en pratique tout au moins, dans la détermination du rendement des machines à vapeur, on pouvait supposer sans inconvénient : (1) que l'on peut négliger le poids de vapeur restant dans les espaces morts; (1) que cette vapeur peut être considérée, pendant la compression, comme sèche et

saturée. Ce serait seulement lorsque le cylindre serait construit de manière à pouvoir renfermer de l'eau à sa partie inférieure, que la présence de cette eau aurait une influence nuisible sur le rendement économique de la machine.

La vitesse avec laquelle les parois peuvent condenser la vapeur d'admission est probablement influencée dans une large mesure par l'adhérence plus ou moins grande, sur les surfaces métalliques, de l'eau capable d'arrêter l'écoulement de chaleur et par la rapidité variable avec laquelle cette eau est plus ou moins complètement vaporisée ou entraînée pendant les phases précédentes.

131. — On peut diminuer les condensations intérieures à l'aide de quelques précautions spéciales.

Comme nous l'avons dit précédemment, cette perte est d'autant plus grande que l'écart de température pendant la détente est lui-même plus considérable, que la vitesse du piston est plus faible et la contre-pression plus basse, que les dimensions de la machine sont plus considérables pour une puissance donnée, que les parois sont meilleurs conducteurs de la chaleur et que la vapeur est plus humide. Elle se trouve au contraire diminuée par la réduction du rapport de détente, par l'accroissement de la contre-pression et par la réduction de la pression initiale, par l'augmentation de la vitesse du piston et par différents expédients tels que l'enveloppe de vapeur, le surchauffage de la vapeur ou le fractionnement de la détente, dans deux ou plusieurs cylindres, suivant le système compound.

Cette perte se trouve encore diminuée quand les cylindres ont le plus faible diamètre possible relativement à leur puissance, leur périphérie seule étant chemisée, ou quand, les fonds et le piston étant munis d'enveloppes de vapeur, on augmente le diamètre du cylindre et on réduit sa course de telle sorte que le volume reste le même que dans le cas précédent. Lorsque la vapeur est surchauffée et qu'il n'y a pas à craindre de fortes condensations initiales, la forme à donner au cylindre est déterminée par cette considération que le rapport du volume aux surfaces internes soit minimum, c'est-à-dire par $\frac{\text{Diamètre}}{\text{Longueur}} = \frac{1}{2}$; tout au moins dans les limites pratiques. Il est évident que l'on doit com-

prendre, dans cette évaluation, la surface du piston qui a une action si considérable sur la perte intérieure.

D'une manière générale, on peut dire que le rendement d'une machine est une fonction quelconque : de la différence des températures initiale et finale, de la vitesse du piston et de l'étendue des surfaces exposées à l'action de la vapeur. Mais la différence des températures est une fonction variable des pressions et du temps d'exposition des surfaces ; la vitesse détermine la durée de cette exposition ; quant à l'étendue des surfaces, elle est fonction du volume, par unité de poids de la vapeur dépensée, et des proportions du cylindre. Toutes conditions qui sont donc dans un état complet de dépendance mutuelle ; on trouvera plus commode et aussi satisfaisant, dans la pratique, de se contenter des expressions approchées plutôt que d'avoir recours aux formules exactes.

Nous devons, ici encore, constater quelques compensations. La différence qui existe entre les compressions dans les machines avec et sans condensation entraîne une variation suffisante dans les écarts de température suivant lesquels a lieu le fonctionnement, pour justifier cette hypothèse que la condensation est indépendante de la contre-pression réelle et déterminée seulement par les autres conditions notées plus haut.

Dans les machines munies d'une chemise de vapeur, les avantages que présente l'enveloppe se trouvent réduits par l'augmentation de la vitesse de piston, puisque les pertes auxquelles elle a pour but de remédier sont diminuées de ce fait. Le frottement interne de la machine, c'est-à-dire celui du piston et des segments contre la surface alésée du cylindre produit une quantité équivalente de chaleur qui tend à sécher la vapeur et à diminuer la perte intérieure.

Les moyens les plus propres à diminuer les pertes internes sont évidemment ceux qui entraînent la réduction : (1) de la capacité que possède la vapeur d'échanger et de céder sa chaleur ; (2) de la capacité de recevoir et d'emmagasiner la chaleur, possédée par les surfaces en contact avec la vapeur ; (3) de la durée des phénomènes, et (4) de l'écart des températures entre lesquelles à lieu le fonctionnement.

Les moyens actuellement pratiqués ou proposés dans ce but sont les suivants :

(1) Séchage efficace de la vapeur, par le surchauffage, par la compression, par l'emploi d'enveloppes de vapeur, par le mélange d'air à la vapeur ;

(2) Adoption d'une chemise, intérieure au cylindre, en matériaux mauvais conducteurs. On peut aussi recouvrir ces surfaces d'huile ou de toute autre substance mauvaise conductrice, non volatile ;

(3) Augmentation de la vitesse du piston ;

(4) Adoption du mode compound.

Le *surchauffage* paraît, de tous ces moyens, le plus efficace ; malheureusement il se trouve limité par des considérations d'ordre pratique. En réalité, il ne paraît pas avantageux de chercher à surchauffer la vapeur au delà du degré qui lui assure, à son entrée dans le cylindre, un état complet de siccité.

Une surchauffe, à la chaudière, de 55°,5 centigrades est ordinairement considérée comme une limite pratique. Or, dans les conditions normales, cela entraîne pour la vapeur, à son entrée au cylindre, un degré suffisant de sécheresse qui réduit déjà beaucoup sa conductibilité. Et pourtant, il se produit souvent, même dans ce cas, pendant l'admission, une certaine condensation par gouttelettes, qui produit une quantité notable d'humidité. Pour que la vapeur puisse rester surchauffée pendant toute la durée du fonctionnement, il faudrait effectuer une surchauffe primitive de plusieurs centaines de degrés au-dessus de la température de saturation.

L'*enveloppe de vapeur* est d'un emploi fréquent dans les machines monocylindres ou compound, surtout lorsque l'on opère de grandes détenteurs dans chacun des cylindres.

L'*introduction d'air*, ayant pour but de réduire la conductibilité du fluide, a été étudiée par Warsopp, particulièrement en ce qui concerne les locomotives¹, et par d'autres expérimentateurs qui ont constaté, dans certains cas, une économie de 10 p. 100. Toutefois, cette pratique ne s'est pas répandue comme les précédentes qui entraînent une économie d'autant plus grande que la machine

¹ *Engineering*, 1873.

satisfait moins aux desiderata que nous avons énoncés. Cette économie peut atteindre jusqu'à 20 p. 100.

L'emploi d'une chemise intérieure, en matériaux mauvais conducteurs, réduirait considérablement la perte que nous étudions s'il était véritablement pratique. Smeaton, nous l'avons vu, recouvrait déjà, il y a un siècle, les fonds de ses cylindres de garnitures en bois. M. Emery a essayé, bien que sans grand succès, l'emploi d'une chemise intérieure en verre ou en porcelaine¹, et l'auteur a constaté que la capacité d'absorption des surfaces intérieures se trouvait ainsi réduite de 40 à 60 p. 100². L'emploi abondant d'huile à l'intérieur du cylindre paraît avoir entraîné une économie de vapeur malheureusement coûteuse d'autre part

Lorsque les surfaces internes sont bien polies et abondamment arrosées d'huile, elles entraînent une réduction des pertes intérieures comparable à celle qui résulte de l'emploi de vapeur sèche. C'est probablement pour cette raison que des machines, déjà anciennes mais bien entretenues, se montrent souvent plus économiques qu'à l'état neuf.

Les *grandes vitesses* de piston, toutes choses égales d'ailleurs, ont amené une économie très réelle, relativement aux anciennes machines plus lentes. C'est en partie à cette cause, aussi bien qu'à la diminution de poids et d'encombrement de la machine qu'il faut attribuer l'augmentation constante de la vitesse du piston qui est passée du chiffre indiqué par Watt

$$v = 57,6 \sqrt[3]{S}.$$

(où S est la course du piston exprimée en mètre et V la vitesse dudit piston en mètres par minute) à

$$v = 360 \sqrt[3]{S}.$$

dans certains cas, particulièrement en ce qui concerne les locomotives. Il n'est pas rare aujourd'hui de voir les plus grandes machines marines tourner à des vitesses de 100 tours par minute et de petites machines fixes à des vitesses de 300 tours.

¹ *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs*, 1881.

² *Ibid.*, 1889. Voir aussi les Mémoires de MM. Carpenter et Royse, ainsi que de l'auteur, dans les *Trans. Am. Soc. C. E.*, 1889-91.

Lorsque la vitesse dépasse $N = \frac{56}{S^2}$, les pertes intérieures deviennent négligeables. Somme toute, ce moyen s'est trouvé, en pratique, aussi efficace que l'emploi de l'enveloppe de vapeur ou qu'une surchauffe modérée. Il a permis à certaines machines fixes de fournir des résultats comparables à ceux de machines compound à faible vitesse. Les valeurs usuelles qu'il convient d'attribuer à la constante de la première formule précédente sont environ de 67 à 90 pour les pompes à vapeur, de 135 à 180 pour les machines fixes ordinaires, et de 225 à 300 pour les machines dites « à grande vitesse ».

Le *mode compound*, suivant lequel la détente est opérée successivement dans deux ou plusieurs cylindres disposés en série, et dans chacun desquels le rapport de détente est limité à une valeur économique, constitue le système le plus employé aujourd'hui pour les appareils de navigation, et il tend également à se répandre pour les machines fixes et les locomotives. Par l'adoption de ce système, on a pu augmenter considérablement les pressions et les rapports de détente au-dessus des chiffres admissibles pour les machines monocylindres, ce qui s'est traduit par une économie très réelle. Ainsi, la machine monocylindre, fonctionnant à une pression de $4^{\text{kg}},220$, consomme ordinairement de $1^{\text{kg}},360$ à $1^{\text{kg}},600$ de charbon ou 11 à $13^{\text{kg}},5$ de vapeur par cheval indiqué et par heure. La machine compound, fonctionnant dans des conditions similaires, ne consomme plus que de $0^{\text{kg}},907$ à $1^{\text{kg}},020$ de charbon et de $7^{\text{kg}},700$ à $9^{\text{kg}},070$ de vapeur par cheval-heure. La machine « à triple expansion » fonctionnant à 10 atmosphères, dépense seulement $0^{\text{kg}},680$ à $0^{\text{kg}},800$ de charbon et $6^{\text{kg}},350$ à $8^{\text{kg}},160$ de vapeur. La machine « à quadruple expansion » fonctionnant à des pressions de 12 à 15 atmosphères, ne dépense que $0^{\text{kg}},565$ à $0^{\text{kg}},680$ de bon combustible et $5^{\text{kg}},900$ à $6^{\text{kg}},800$ de vapeur ; chiffres que l'on n'a jamais obtenus avec des machines monocylindres.

Les rapports de détente que l'on n'a jamais pu, avec ces dernières, pousser avantageusement au delà de 5 à 7, se trouvent ainsi portés à 8 ou 10 dans les machines « compound », à 12 ou 15 dans les machines « à triple expansion », et à 15 ou 20 et même plus, avec les machines « à quadruple expansion ». Dans les meilleures de ces machines, la pression finale varie ordinairement de $1/2$ à $1/4$ d'atmosphère, pression absolue.

La *compression* de la vapeur d'échappement poussée jusqu'à une pression presque égale à celle de la boîte à tiroir, paraît réellement avantageuse. Et cela, non seulement parce que l'on remplit les espaces morts, mais aussi et surtout parce qu'il en résulte la transformation d'une certaine quantité d'énergie en chaleur, employée à réchauffer les fonds et le piston refroidis antérieurement par l'échappement. Ce réchauffage peut être poussé jusqu'à la température de la vapeur à son entrée au cylindre. Il en résulte une réduction de la condensation initiale dans une proportion qui entraîne une économie supérieure à la perte mécanique, absorbée par la compression. Avec une distribution par coulisse de Stephenson, à toute augmentation de rapport de détente, correspond un accroissement de la compression, ce qui a pour effet de contrebalancer la perte intérieure résultant de la prolongation de la détente. La locomotive a longtemps, sans que l'on s'en soit douté, bénéficié de cet avantage.

Les *limites pratiques* qu'il faut assigner aux principaux modes de réduction de pertes internes sont aujourd'hui familières aux ingénieurs.

Le séchage de la vapeur est toujours avantageux quelle que soit la méthode que l'on emploie. Toutefois, à la pression aujourd'hui usuelle de 10 atmosphères et au delà, la température de la vapeur n'est pas éloignée de celle vers laquelle les huiles ordinaires se trouvent décomposées. Aussi considère-t-on généralement qu'une surchauffe, même légère, peut être d'une application dangereuse.

On ne considère pas ordinairement que l'emploi de l'enveloppe soit suffisamment rémunérateur pour compenser la dépense supplémentaire de construction qu'il entraîne, du moins pour les faibles détentes, et surtout aux vitesses aujourd'hui communes. Beaucoup de constructeurs ne mettent plus aujourd'hui d'enveloppe aux cylindres d'admission des machines compound même à marche lente.

Jusqu'à ce jour, on n'a pu trouver de moyen pratique de chemiser intérieurement les cylindres avec des matériaux non conducteurs de la chaleur, bien que les expériences de l'auteur aient indiqué qu'il y avait des économies à espérer dans cette voie.

On paraît avoir atteint les vitesses maxima possibles en pratique,

et peu d'ingénieurs paraissent disposés à aller plus loin. Aux vitesses actuelles, on se trouve déjà en présence d'échauffements, souvent graves, des parties frottantes, pouvant entraîner des grippages et des accidents.

On ne saurait conseiller le fractionnement de la détente en un plus grand nombre de cylindres qu'on ne le fait aujourd'hui, à moins que les pressions ne subissent un accroissement considérable. Or, ce dernier progrès se trouve retardé par la difficulté de trouver des types de chaudières répondant, pour les très hautes pressions, au double point de vue de l'économie et de la sécurité.

L'étude du système compound, de l'enveloppe de vapeur et de la surchauffe forme un sujet assez intéressant pour que nous en ayons fait l'objet d'un chapitre spécial que l'on trouvera plus loin.

132. — **Le frottement de la machine**, ou frottement interne, est ordinairement assez considérable et absorbe une notable proportion de la puissance motrice, ce qui se traduit par une diminution sensible du rendement mécanique. Le rendement d'un mécanisme ou d'un ensemble d'organes mécaniques étant le rapport de la quantité de travail effectif produit à celle qui lui est appliquée, l'étude des pertes d'énergie mécanique à l'intérieur de la machine acquièrent pour l'ingénieur une importance considérable,

Le « frottement est la principale, pour ne pas dire la seule cause de perte de force et d'énergie dans les machines¹ », donc « une certaine quantité d'énergie, dépensée pour faire mouvoir une machine, devra, d'après le principe de la conservation de l'énergie, être transmise intégralement d'élément à élément, d'organe à organe, s'il ne se produit par de déformations permanentes ni de frottement, entre les divers éléments de la machine ou entre ceux-ci et les organes voisins. Les déformations non permanentes, qui se produisent au-dessous de la limite d'élasticité, n'entraînent aucune perte d'énergie. Les déformations permanentes sont au contraire la cause d'une perte d'énergie égale au travail total absorbé pour les produire. Mais, comme elles sont dues à une insuffisance de résistance ou d'élasticité que l'on ne saurait

¹ *Friction and Lost Work in Machinery and Mill-Work*; R. H. Thurston; N. Y. J. Willey et Son, p. II, § 12.

admettre sans une construction satisfaisante, nous n'aurons pas à en étudier les effets.

Nous pouvons donc établir dès maintenant cet important principe :

La seule cause de perte de travail à laquelle est sujet tout mécanisme et que l'on puisse prévoir lors d'un avant-projet ou analyses, d'après la théorie de la machine considérée, réside dans le frottement résultant nécessairement du mouvement relatif des organes en contact et soumis à des pressions extérieures¹. »

Le frottement de surfaces lubrifiées, autrement dit, le frottement dû à l'action mutuelle de surfaces séparées par un fluide, est à peu près le seul que l'on ait à envisager dans les machines, à moins que le graissage ne soit devenu momentanément insuffisant.

Les corps, soumis à un tel frottement, ne sont pas entièrement séparés par la couche liquide qui leur est interposée, ils frottent en partie l'un sur l'autre et sur la veine d'huile, retenue par l'adhérence et par l'action capillaire. Le frottement mutuel de deux corps entraîne une certaine usure ; la mesure dans laquelle celle-ci se produit est donnée par la rapidité avec laquelle la matière lubrifiante se décolore et se charge de fines limailles. Le travail de frottement du solide et du liquide se transforme en chaleur qui disparaît au fur et à mesure de l'échauffement des surfaces, soit par rayonnement et conductibilité vers les organes adjacents, soit par l'échauffement du lubrifiant. Dans tous les cas, on peut constater une certaine usure indiquée par le changement d'aspect de l'huile, et un certain échauffement des coussinets ou de la portée.

Lorsque les pressions sont considérables et les vitesses faibles, le tourillon et les coussinets viennent en contact presque immédiat, comme le prouve souvent l'état de leur surface. Si au contraire les pressions sont faibles et les vitesses considérables, le tourillon reste complètement baigné par une lame d'huile qui s'interpose entre lui et ses coussinets. Dans ce cas, le frottement se produit entre deux lames concentriques du lubrifiant entraînée chacune par la surface la plus rapprochée. Tous les phénomènes relatifs au frottement de deux corps convenablement lubrifiés se trouvent compris entre ces deux limites :

¹ Même ouvrage, p. 11, 12.

Frottement simple des solides, au delà duquel (et souvent avant) commence l'usure; frottement des pellicules d'huile qui séparent complètement les deux surfaces.

Les lois qui président au frottement des surfaces lubrifiées ne sont évidemment ni celles du frottement des solides ni celles du frottement des liquides, mais elles se rapprocheront d'autant plus de l'une ou de l'autre que l'on se trouve plus près de l'une des deux limites précédemment indiquées. La valeur du coefficient de frottement varie avec toute modification de vitesse, de pression et de température aussi bien qu'avec tout changement de la nature des surfaces en contact.

En ce qui concerne les frottements mixtes, en trouvera généralement, en pratique, que les lois qui les gouvernent se rapprochent de celles relatives au frottement des solides, lorsque le tourillon est à peu près sec, et de celles du frottement des fluides lorsque la surface est convenablement baignée par le lubrifiant. Ainsi, un tourillon, alimenté d'huile par un graisseur de la forme la plus simple, et dont le coussinet ne possède pas de pattes d'araignée pour distribuer le lubrifiant, sera sujet à un frottement total qui, dans certains cas, pourra être sensiblement proportionnel à la pression totale. Si, au contraire, le tourillon se trouve plongé dans un bain d'huile, sa résistance sera le plus souvent presque indépendante de la pression et augmentera d'une manière inappréciable avec la charge. Une articulation parfaitement lubrifiée doit donc obéir aux lois du frottement des fluides, et son frottement sera indépendant de l'intensité de la pression à laquelle il sera soumis; il ne variera que suivant le carré de la vitesse des parties frottantes. C'est là d'ailleurs un idéal qui n'est jamais atteint en pratique.

Avec un graissage parfait, les surfaces étaient entièrement séparées par une couche d'huile, les lois de frottement que l'on aurait à envisager seraient les suivantes :

- (1) Le coefficient est inversement proportionnel à l'intensité de la pression, et la résistance est indépendante de la charge ;
- (2) Le coefficient de frottement varie comme le carré de la vitesse ;
- (3) La résistance totale varie en raison directe de la surface du tourillon ;

(4) Le frottement diminue à mesure que la température s'élève et que la viscosité du lubrifiant est réduite.

Ces lois seraient probablement vraies même avec des graisses, lesquelles deviennent toutes fluides lorsqu'elles s'introduisent entre les surfaces frottantes. Comme nous l'indiquerons plus loin, on a trouvé, par expérience, que la perfection du mode de graissage que nous envisageons dépend de la valeur de la pression du fluide produit entre les surfaces, lorsque le lubrifiant se trouve forcé entre elles. Il faut ici faire une distinction importante entre les grandes et les petites vitesses. Ainsi, on a remarqué que le frottement des organes lubrifiés, dans les machines à allure lente, diminue lorsque l'on accroît la vitesse, tandis que, dans les machines à allure rapide, il augmente au contraire avec la vitesse.

Les limites de pression que peuvent supporter en pratique les différentes surfaces frottantes des machines, convenablement lubrifiées, dépendent de la nature des matériaux qui les composent, aussi bien que de la perfection de leur ajustage et de leur montage, de la vitesse, du genre d'huile adopté et du mode de graissage. On admet plutôt de fortes pressions avec les surfaces dures qu'avec les surfaces molles. Cependant, lorsque les alliages dits « antifriction » sont convenablement fixés aux coussinets et bien soutenus par un métal plus dur, on peut les charger davantage, jusqu'à la limite au delà de laquelle l'huile serait expulsée.

Plus la substance lubrifiante est visqueuse et plus est grande l'action capillaire qui la retient entre le tourillon et le coussinet, plus considérable sera donc la pression que l'on pourra, en toute sécurité, admettre sur les surfaces frottantes. Quand la vitesse augmente, on doit diminuer la pression par unité de surface suivant un rapport qui varie ordinairement en raison inverse de la vitesse des parties frottantes.

La valeur de la perte d'énergie par frottement se mesure, en chevaux-vapeur, par les expressions suivantes :

$$\text{Surfaces planes } \frac{f V P}{4 \ 500} \quad (1)$$

$$\text{Surfaces cylindriques } \frac{f P R d}{144 \ 000} \quad (2)$$

(en mesures métriques), où f , P et V sont respectivement : le coefficient de frottement, la charge sur la surface frottante et la vitesse de ces dernières en mètres, et R et d , respectivement, le nombre de tours par minute et le diamètre, en centimètres, du tourillon.

Les moyens propres à diminuer les pertes d'énergie par frottement dans les mécanismes reposent sur des principes très simples. Il paraît en effet évident que, pour arriver à rendre minimum ce travail absorbé en pure perte, il est nécessaire de recourir aux précautions suivantes :

(1) Réduire au minimum possible le coefficient de frottement par une proportion convenable des organes, par un choix judicieux des matériaux et par un graissage abondant.

Dans ce but, une au moins des deux surfaces en contact devra être formée d'un métal de constitution granulaire. Le moins dur des deux métaux devra être employé à la confection de celui des organes qui sera le plus facile à remplacer. On ne devra pas soumettre les parties frottantes à une pression supérieure à celle correspondant à l'expulsion des huiles. On devra adopter, pour les frottements animés d'un mouvement de va-et-vient, une pression inférieure à celle qui est admissible pour les articulations, parce que le graissage ne s'en opère pas aussi bien et qu'il est plus difficile à contrôler. Toutefois, il vaudra mieux déterminer cette limite en fonction de la vitesse des organes et de la nature du graissage.

(2) Réduire le diamètre des tourillons jusqu'à la limite imposée par la nécessité. Le travail est indépendant de la longueur de la portée, si ce n'est dans la mesure où elle peut modifier les pressions et par conséquent le coefficient de frottement.

(3) Ajustage aussi parfait que possible des surfaces en contact. On ne saurait trop recommander de prendre les précautions voulues pour que les coussinets ne portent pas dans le fond des congés des tourillons. De ce qu'un tourillon est bien ajusté à froid, il ne s'ensuit pas nécessairement qu'il reste dans de bonnes conditions après qu'il s'est produit un commencement d'échauffement, à cause du manque d'homogénéité existant entre le coussinet et le tourillon construits, le plus souvent, en matériaux différents. Les articulations déjà sujettes à une certaine usure donnent lieu à

moins de frottement que les neuves. On est en droit de se demander s'il ne conviendrait pas de donner, lors de la construction, le jeu convenable aux diverses articulations et de les polir d'une manière parfaite avant de les considérer comme capables de remplir leur office. Il est aujourd'hui d'usage, dans les bons ateliers, de rectifier à la meule tous les tourillons, et de les ajuster d'une manière aussi parfaite que possible, avant de livrer définitivement les machines.

(4) Donner aux tourillons et aux paliers des formes telles que la chaleur développée par le frottement puisse se transmettre soit par rayonnement, soit par conductibilité à travers la masse de métal environnante, au lubrifiant ou à l'arrosage.

(5) Adopter un système efficace de graissage.

Puisque le graissage a pour double objet de réduire le frottement et d'empêcher le développement de la chaleur, la nécessité s'impose à l'ingénieur d'interposer, entre les surfaces frottantes, une substance possédant le plus petit coefficient possible de frottement et la plus grande capacité qu'il se pourra pour arrêter ou réduire le développement de la chaleur.

Il est évident que toute substance, considérée comme un bon lubrifiant, présentera les caractères suivants :

(1) Elle doit avoir assez de corps, c'est-à-dire combiner une capillarité et une viscosité telles que les surfaces entre lesquelles elle se trouve interposée ne puissent venir en contact, sous les pressions les plus fortes qu'elles auront à supporter.

(2) Elle doit combiner le maximum de fluidité compatible avec les qualités précédentes, c'est-à-dire en réalité offrir un faible coefficient de frottement.

(3) Elle doit présenter, dans les conditions pratiques de fonctionnement, le plus petit coefficient possible de frottement, c'est-à-dire que la somme des frottements, en ce qui concerne l'action réciproque du fluide et des solides en action, devra être minimum.

(4) Elle devra être, dans toute la mesure du possible, susceptible de recevoir, d'emmagasiner et de transmettre la chaleur.

(5) Elle ne devra avoir aucune tendance à se décomposer ou à s'épaissir, soit par suite d'exposition à l'air, soit en service.

(6) Elle ne devra présenter aucune trace d'acides ou d'autres

corps capables d'attaquer les métaux avec lesquels elle pourra être en contact.

(7) Sa température de vaporisation et de décomposition devra être élevée, et sa température de solidification aussi basse que possible.

(8) Elle devra s'adapter convenablement aux diverses conditions de vitesse ou de pression dans lesquelles elle sera employée.

(9) Elle ne devra contenir aucune poussière ni matières étrangères.

On ne doit adopter qu'avec la plus grande circonspection, pour le graissage des machines, des huiles différentes de celles dont on faisait usage auparavant. Il arrive fréquemment que deux huiles différentes mises en présence l'une de l'autre, perdent leurs qualités lubrifiantes; cette incompatibilité peut entraîner de grands ennuis lorsque l'on mélange inconsidérément des huiles ou même qu'on les emploie successivement. Quelques lubrifiants possèdent, à un certain degré, une qualité secondaire qui est d'être facilement enlevés par essuyage. Cela permet un nettoyage rapide et complet des surfaces frottantes, lorsque l'huile, épaissie, s'est transformée en gomme en même temps qu'elle se trouve salie par la poussière ou par de fine limaille métallique. Les huiles ne doivent pas être susceptibles de se décomposer par la chaleur ou sous l'influence de l'usure des surfaces métalliques avec lesquelles elles sont en contact. Si elles sont constituées par des mélanges, les différentes sortes d'huiles qui les composent ne doivent pas avoir de tendance à se séparer, soit après un temps plus ou moins long de repos, soit par suite des changements de température. Les mélanges doivent, en outre, avoir toujours une composition déterminée. Sous ce rapport, l'uniformité est un facteur des plus importants de la qualité du lubrifiant, qui a souvent plus d'influence sur le bon fonctionnement que sa quantité.

L'adhérence au métal, combinée avec une fluidité convenable et un faible coefficient de frottement, forme les caractères essentiels d'un bon lubrifiant, rationnellement approprié aux matériaux qu'il sert à graisser; la fonte, qui est de texture quelque peu spongieuse, constitue le meilleur métal que l'on puisse employer

pour les frottements, à condition que les surfaces soient suffisamment étendues.

Les coussinets ou les surfaces frottantes se font en bronze ou autres alliages, en fonte, en fer, en acier ou en bois, suivant leur destination, la place qu'ils occupent, l'intensité de la pression qui s'y exerce, la vitesse et la nature des matériaux qui constituent le tourillon. Le bronze à canon donne un bon frottement et convient pour les fortes charges et les grandes vitesses pourvu qu'il ne soit pas sujet à des pressions partielles dues à un mauvais ajustage.

La fonte possède, comme nous l'avons dit, cet important avantage de retenir l'huile et la graisse par sa porosité ; elle convient on ne peut mieux pour des pressions modérées et les surfaces largement calculées.

Le fer forgé et l'acier peuvent supporter des pressions considérables, pourvu qu'ils soient exempts de tout défaut de surface.

L'acier doux est très employé aujourd'hui pour les arbres et les tourillons, mais l'on ne saurait trop recommander l'acier dur surtout trempé, rectifié à l'émeri et parfaitement ajusté dans ses coussinets. On aura ainsi des articulations qui pourront supporter des pressions considérables.

Le bois n'est employé que dans certains cas spéciaux.

Ce n'est pas une bonne pratique que de polir à l'excès les surfaces frottantes si elles sont dures, si les pressions sont considérables et si l'on emploie des huiles légères. Le lubrifiant ne pénètre plus alors convenablement entre les surfaces en contact et surtout n'y adhère pas. Il est toujours bon, nous l'avons vu, d'employer le plus mou des deux métaux en contact, à la fabrication des coussinets dont le changement est moins difficile et moins coûteux que celui des tourillons ; ces derniers doivent en outre être plus résistants en raison des efforts qu'ils subissent. Un coussinet trop dur rayera inévitablement la portée, ce qui entraînera une réfection coûteuse. C'est surtout en vue d'éviter ces inconvénients que l'on garnit d'antifriction ou de métal blanc l'intérieur des coussinets en bronze, très notablement plus dur que ces compositions.

La perfection de l'ajustage des surfaces en contact présente une importance comparable à celle que possède le choix judicieux des

matériaux qui les composent. La théorie du frottement est basée sur cette hypothèse que tous les organes en contact sont rigoureusement ajustés. Les combinaisons que l'on peut en déduire se trouveront donc faussées chaque fois que l'on s'écartera des conditions suivant lesquelles elle a été établie. La précision de l'ajustage et la stabilité de forme (ou raideur de tous les organes soumis à des efforts) sont les éléments essentiels d'un fonctionnement satisfaisant. La stabilité de forme dépend de l'étendue des surfaces exposées à l'usure : si des surfaces sont largement calculées de telle sorte qu'à aucun moment les deux organes en frottement ne viennent directement en contact, il ne se produira ni usure appréciable, ni déformation ou érosion.

COUSSINETS	COMPOSITION			PRIX par 100 kilogr.	KILOM. parcourus par kilogr.	USURE de quatre coussinets après 100 milles de parcours (160 kilomètres)
	Cuivre	Etain	Antimoine			
				fr.		gr.
Bronze à canons.	83	17	»	314,60	90 333	12,959
	82	18	»	314,93	98 941	16,328
Métal blanc.	3	90	7	361,35	78 233	23,713
	5	85	10	354,97	88 093	18,402
Composition : plomb 84; antimoine 16.	»	»	»	143,44	81 232	19,940
Bronze sur des véhicules munis de freins.	82	18	»	315,48	9 129	17,754

Les surfaces constituées de matériaux dissemblables, même également bien ajustées et d'égale étendue, s'usent de manière très différente. La table ci-dessous donne l'usure comparative de coussinets de wagon. Les bronzes entièrement purs et les bronzes phosphoreux ont, dans ce cas, présenté une usure très inférieure à celle des compositions ordinaires.

Dans la plupart des cas, lorsque l'on constate dans un coussinet une usure excessive, on se trouve en présence d'un défaut d'ajustage.

Le coussinet Hopkins est en bronze garni intérieurement d'une mince couche de plomb qui, lorsqu'elle est neuve, peut s'ajuster d'elle-même sur un tourillon légèrement déformé, grâce à une usure graduelle, et sans danger de grippage, comme cela aurait lieu avec le bronze dur. Dans le coussinet Defreest, la partie

frottante est formée par un mince coussinet en bronze supportée sur un massif en fer avec interposition d'une feuille de plomb. Quand on le peut, on doit ajuster définitivement les tourillons sans le secours de substances formées par des poussières dures qui peuvent adhérer à la surface et entraîner un grippage.

Les coussinets en bois, employés dans des conditions favorables à leur bon fonctionnement, présentent une durée exceptionnelle et peuvent supporter des charges énormes, sans que la surface vienne à en souffrir. Ainsi le gaïac peut soutenir couramment des pressions qui dépassent 70 kilogrammes par centimètre carré, alors que le bronze s'écaille et se détruit rapidement sous des pressions beaucoup moindres et fonctionnera sans inconvénient à des pressions continues de 281 kilogrammes par centimètre carré. On a même fait supporter à des coussinets en bois de fer des pressions de 562 kilogrammes par centimètre carré.

Enfin, mais seulement dans l'horlogerie, on emploie les pierres à grains fins et durs telles que le rubis et l'agate,

Des expériences comparatives, entreprises par l'auteur sur des surfaces en bronze et en métal blanc de différentes compositions, frottant sur de l'acier, ont montré que le frottement est sensiblement le même dans tous les cas. En d'autres mots, lorsque les surfaces sont en bon état, le coefficient de frottement est bien plutôt déterminé par la nature du lubrifiant que par celle des métaux en contact. On a remarqué toutefois que les compositions plus molles que le bronze donnaient lieu à un échauffement un peu supérieur même avec un graissage plus abondant. Pour maintenir une température de 57° centigrades, il a fallu, dans certains cas, employer, avec le métal blanc, moitié plus d'huile qu'avec le bronze (300 grammes au lieu de 200).

Cela ne révèle pas en réalité un défaut sérieux lequel provient seulement d'une conductibilité trop faible. On doit donc s'attendre en général à ce que les coussinets antifrictionnés restent toujours, pendant le fonctionnement, un peu plus chauds que ceux en bronze.

On trouvera ci-dessous les résultats d'expériences effectuées sur du métal Babbitt, comparées avec le bronze et une autre espèce d'antifriction :

	BRONZE	MÉTAL BLANC	
		N° 1	N° 2
Température moyenne (cent.) . . .	56°	67°	58°
Coefficient moyen de frottement . .	0,010	0,013	0,010
Huile dépensée par heure (gr.) . . .	248	528	373

Les différences que l'on peut constater prouvent que les surfaces lubrifiées viennent ordinairement en contact puisque le coefficient de frottement varie, ce qui n'aurait pas lieu si l'on ne faisait intervenir que le frottement de fluide sur fluide.

On considère ordinairement que, dans les joints rivés des chaudières ou des ponts, le coefficient de frottement est de 0,333. Cependant on sait que l'on ne doit pas se fier à ce seul élément de résistance malgré la pression énorme due au serrage que produisent les rivets en se refroidissant. La limite d'élasticité du fer est, en moyenne, d'environ 2 757 kilogrammes par centimètre carré et un tiers environ de cette quantité, soit 562 kilogrammes pour la même unité de section du rivet est largement suffisante pour assurer un coefficient convenable de sécurité.

On a souvent étudié expérimentalement le frottement des courroies et des engrenages. D'après le général Morin, ce coefficient est, pour les courroies, proportionnel à l'angle d'attaque de la poulie et au logarithme du rapport des tensions ; il serait indépendant de la largeur de la courroie et du développement de l'arc embrassé par cette dernière, c'est-à-dire de la surface du contact. Ses expériences lui permirent d'attribuer au coefficient f une valeur variant de 0,28 à 0,38 suivant les conditions où se trouve le courroie.

Si l'on adopte la formule de Prony pour déterminer la différence de tension des deux brins de la courroie, la valeur du coefficient K devra être conforme à celles données dans le tableau ci-dessous.

La différence maximum de tension admissible est :

$$D = T_1 - T_2 = (k - 1) T_2.$$

La tension minimum nécessaire pour arrêter le glissement est :

$$T_2 = \frac{T_1 - T_2}{2} = \frac{1k + 1}{2k - 1} D.$$

VALEUR DE k DANS LA FORMULE DE PRONY

PROPORTION de la circonférence en contact	COURROIE NEUVE avec poulie en bois	COURROIE ORDINAIRE sur bois	COURROIE sur fer	COURROIES HUMIDES sur fer	CABLES sur des axes en bois	
					Rugueux	Polis
0,20	1,9	1,8	1,4	1,6	1,9	1,5
0,40	3,5	3,3	2,0	2,6	3,5	2,3
0,60	6,6	5,9	2,9	4,2	6,6	3,5
0,80	12,3	10,6	4,1	6,8	12,3	5,3
1,00	23,1	19,2	5,8	10,9	23,9	8,0
1,50	»	»	»	»	111,3	22,4
2,00	»	»	»	»	533,5	63,2
2,50	»	»	»	»	257,48	178,5

L'effort maximum que l'on peut faire supporter au cuir est environ de 24 kilogrammes par centimètre carré de section.

Dans les équations ¹

$$R = T_1 - T_2 = T_1(1 - e^{f\theta}) = T_2(e^{f\theta} - 1),$$

$$\frac{T_1 + T_2}{2R} = \frac{2(e^{f\theta} - 1)}{e^{f\theta} + 1},$$

f varie de 0,15 à 0,6 et la première valeur se rapporte seulement au cas où la courroie est humectée d'huile.

Reuleaux prend $f = 0,23$, mais d'après MM. Towne et Briggs ², cette valeur serait dépassée de plus de 60 p. 100 dans les conditions normales du fonctionnement.

Les courroies en caoutchouc paraissent donner lieu à un plus grand frottement que celles en cuir, et on peut appliquer à f des valeurs très supérieures à celles qui sont adoptées pour cette dernière matière. L'angle $\theta = 2\pi n$, où n est le nombre de tours ou de fractions de tours effectués par la courroie autour de la poulie. Rankine attribue ³ les valeurs suivantes au coefficient 2,7288 dans l'équation $e^{f\theta} = 10^{2,7288 fn}$ qui se présente dans l'application des formules précédentes.

¹ *Friction and lost Work*, ch. II, 531.

² *Journal of the Franklin Institute*, 1868.

³ *Machinery and Mill-Work*, p. 352.

$f = 0,15$	0,25	0,42	0,56
2,7288 $f = 0,44$	0,68	1,15	1,33

et, quand

$$\theta = \pi \text{ et } n = \frac{1}{2},$$

comme d'ordinaire,

$T_1 \div T_2 = 1,603$	2,188	3,758	5,821
$T_1 \div R = 2,66$	1,84	1,36	1,21
$(T_1 + T_2) \div 2R = 2,16$	1,34	0,86	0,71

Ordinairement on prend :

$$T_2 = R ; T_1 = 2R ; T_1 + T_2 \div 2R = 1,5$$

et f devient égal à 0,22

D'après Rankine $f = 0,15$ pour un câble frottant sur une poulie en fonte et $f = 0,25$, quand le frottement a lieu sur de la gutta-percha.

En réalité, dans les transmissions par câble, la valeur de f varie de 0,25 à 0,80, et la résistance au glissement croit proportionnellement à la cosécante du demi-angle des parois latérales des cannelures de la roue¹.

Revenant au graissage des machines, nous tenons à insister sur l'importance qu'il y a à établir un mode de lubrification convenable c'est-à-dire un écoulement libre de l'huile. On trouvera très économique en pratique, de recueillir l'huile qui a déjà servi pour l'employer de nouveau au graissage. Des expériences faites à l'instigation de l'*Institution of Mechanical Engineers* ont permis de comparer les graissages effectués par un tampon, comme dans les voitures de chemin de fer, par un graisseur ordinaire à mèche et par immersion complète dans l'huile. Les résultats obtenus, consignés dans le tableau suivant, montrent que la dernière de ces méthodes est très supérieure aux deux autres.

¹ *American Machinist*; 1^{er} novembre 1884.

MODE DE GRAISSAGE (HUILE DE COLZA)

Vitesse de frottement 46^m 00 par minute.

	CHARGE	COEFFICIENT de frottement.	FROTTEMENT relatif.
	Kilog. par cm ²		
Bain d'huile.	18,5	0,00139	1
Siphon	17,7	0,00980	7,06
Tampon sous la portée	19,1	0,00900	6,48

Conclusions. — Par des procédés analogues à ceux que l'on vient d'indiquer, on peut essayer expérimentalement la valeur des différentes qualités d'huile. Les considérations que nous avons émises plus haut peuvent permettre à l'ingénieur ou à l'industriel de choisir le lubrifiant qui convient le mieux à l'application spéciale qu'ils ont en vue, pour des charges faibles ou considérables et pour des vitesses plus ou moins grandes. On peut même aller plus loin, et, par différents mélanges successivement essayés et améliorés, on trouvera des compositions qui réunissent la plupart des qualités nécessaires pour les diverses applications que l'on se propose.

L'auteur a pu aussi indiquer à des industriels plusieurs lubrifiants qui se sont trouvés particulièrement bien adaptés aux différents usages qu'on en voulait faire.

D'après l'étude des faits que nous avons énoncés et d'après les résultats acquis à la suite d'expériences innombrables effectuées sur des machines à essayer les huiles, nous pourrions récapituler comme suit les données relatives au graissage en ce qui concerne la pratique usuelle des machines à vapeur,

(1) Dans les tourillons dont on prend soin et qui doivent fonctionner à des températures normales, la cause principale de variation consiste dans l'altération de la pression, ou dans des modifications apportées au mode de graissage. Nous avons vu que les plus hautes pressions donnent les moindres pourcentages de perte par frottement.

(2) La valeur du coefficient est considérablement modifiée, par l'état des surfaces frottantes ; une simple érosion a une notable influence sous ce rapport. La surface d'un tourillon qui se trouve dans de bonnes conditions doit être absolument unie et présenter un beau poli ; les tourillons dont on prend soin finissent toujours par acquérir une telle surface.

(3) Dans les applications générales aussi bien que pour des efforts considérables, comme dans les essais entrepris par l'auteur, et pour les vitesses les plus élevées, la valeur du coefficient varie sensiblement en raison inverse de la racine carrée de la pression, pour des pressions comprises entre 3 et 35 kilogrammes par centimètre carré.

(4) Le coefficient, au moment de la mise en route, peut être considéré comme variant sensiblement suivant la racine cubique de la pression. Si l'on désire obtenir des résultats plus exacts, il faudra s'en rapporter au tableau que nous avons donné.

(5) Le coefficient, à l'instant qui précède immédiatement l'arrêt, dans les conditions spéciales que nous avons énoncées, peut être considéré comme sensiblement constant et égal à 0,03.

(6) La résistance due au frottement varie avec la vitesse, elle décroît rapidement lorsque celle-ci augmente, pour les très faibles vitesses de 0,30 à 3 mètres par seconde, mais moins vite pour des vitesses plus considérables. Au delà d'une certaine limite, la loi change, et l'on constate une augmentation aux températures ordinaires. Somme toute, cette augmentation est assez faible, pour toutes les vitesses d'organes en frottement, que l'on peut rencontrer dans la pratique.

Toutefois, cette résistance et les lois qui y président varient suivant le mode de graissage. Dans le graissage par immersion, la variation de la valeur de f est plus particulièrement proportionnelle à la racine carrée de la vitesse.

(7) Lorsque la pression et la vitesse sont variables, on peut considérer que le coefficient varie comme la racine cinquième de la vitesse divisée par la racine carrée de la pression, ainsi qu'il résulte d'expériences entreprises par l'auteur.

(8) L'échauffement du tourillon et des coussinets, dans les conditions normales, a pour effet d'*augmenter* le frottement lorsque

la température dépasse 32 à 37° centigrades et pour des faibles vitesses de 9 à 30 mètres par minute, tandis que, pour des vitesses plus élevées et des pressions plus faibles, l'effet contraire se produit et le coefficient *diminue* souvent, assez approximativement comme la racine carrée de l'élévation de la température.

(9) La *température* correspondant au frottement minimum, dans les conditions des expériences dont nous avons parlé, varie environ comme la racine cubique de la vitesse, pour des pressions d'environ 14 kilogrammes par centimètre.

(10) On devra déterminer la durabilité de tout lubrifiant en l'essayant dans des conditions analogues à celle que l'on rencontre en pratique, aux pressions et aux vitesses que l'on pourrait rencontrer dans l'application.

La consommation d'huile dépendra de sa fluidité et de sa capillarité autant que de ses qualités propres comme lubrifiant et que du mode du graissage adopté. Pour ces différentes raisons, l'emploi des graisses est généralement plus économique que celui des huiles, même si les premières sont inférieures sous le rapport des qualités lubrifiantes.

(11) La seule méthode propre à déterminer la valeur réelle d'un lubrifiant et la manière dont il se comportera en pratique consistent à l'essayer dans les conditions ci-dessous. On déterminera la quantité dont il réduit le frottement, puis ses autres qualités, non seulement à des pressions et à des vitesses déterminées, mais encore aux températures ordinaires ; on mesurera son frottement propre et l'influence qu'ont sur lui les changements de température, de pression, de vitesse et de mode d'application, entre les chiffres extrêmes que l'on rencontre en pratique. Il faudra enfin vérifier de quelle manière se produit l'usure des organes graissés avec cette substance.

(12) Pour le consommateur, la valeur propre d'une huile n'est pas simplement proportionnelle à la capacité qu'elle possède de réduire le frottement et à la manière dont elle se comporte dans les différentes conditions auxquelles elle est soumise. Sa valeur se mesure encore par la différence qui existe, dans le travail interne absorbé, avec les différentes sortes de lubrifiant, diminuée de la différence de leur prix. Au point de vue commercial, il ne paraît

pas y avoir de meilleure méthode pour établir pratiquement le prix des huiles que celle qui consiste à leur donner une valeur proportionnelle à leurs différentes qualités divisée par leur coefficient de frottement.

Les industriels trouveront presque toujours avantageux d'employer l'huile qui leur paraîtra la mieux adaptée aux services qu'ils lui demanderont, sans tenir compte de leur prix. On aura souvent économie à employer la meilleure huile et la plus chère, laquelle permettra par ses divers avantages de regagner, et au delà, sa plus-value.

(13) Pour que le fonctionnement s'opère dans les conditions de rendement maximum, il faudra limiter la pression sur les organes en frottement d'après les formules de Rankine ou de Thurston¹ ; on devra choisir, pour les surfaces frottantes, les matériaux les plus propres à cet usage ; elles devront être aussi unies et aussi bien ajustées que possible, il faudra faire choix d'un lubrifiant adapté aux conditions particulières que l'on a en vue ; le mode de graissage devra être parfaitement approprié au service des différents organes et aux propriétés de l'huile employée. En réalité, le problème qui se pose le plus souvent n'est pas de savoir quelle huile employer, mais comment assurer de meilleur système de lubrification.

(14) Les lubrifiants semi-fluides, lorsqu'ils jouissent de la propriété de réduire le frottement aussi bien que les huiles, sont généralement d'un emploi avantageux pour les tourillons qui ont une tendance à chauffer, par suite de leur écoulement presque automatique suivant les fluctuations de chaleur des parties frottantes. Elles sont toutefois trop visqueuses pour que l'on puisse en faire usage dans la pratique courante.

Les pertes par frottement interne, dans la machine à vapeur, se composent des pertes qui ont lieu dans les paliers moteurs, aux boutons de la manivelle et de la crosse, aux articulations de la distribution entre les coulisseaux de la crosse et les glissières, ou contact des tiges de pistons et de tiroirs avec leur presse-étoupe entre les pistons et les parois des cylindres, entre le tiroir et sa

Frictions and Lost Work, § 127.

glace, enfin de la résistance des pompes à air dans les machines à condensation. Le total de ces différentes pertes est ordinairement équivalent à une pression effective de 70 grammes par centimètre carré de piston, dans les machines puissantes et en bon état, et de 350 grammes pour les petites machines (de 25 à 50 chevaux). Cette résistance subit un fort accroissement lorsque le graissage est défectueux, que les surfaces frottantes sont en mauvais état, que les presse-étoupes sont trop serrés et que les bagues de piston ont trop de bande. Ces causes diverses amènent une perte qui varie de 5 à 10 p. 100 de la puissance totale indiquée sur le piston pour les meilleures machines, à 10 p. 100 et bien au delà pour les machines de construction ou d'entretien inférieurs.

Si l'on étudie ces pertes en détail, on trouve que le frottement des tourillons, lorsqu'ils sont uniformément et convenablement lubrifiés, est *relativement moindre* à mesure que les pressions qu'ils supportent sont plus grandes¹. Le frottement des glissières obéit à la même loi. Le travail perdu dans les garnitures de piston est généralement indépendant du travail de la machine. Il en est en partie de même du frottement du piston et du tiroir que l'on peut considérer également comme indépendant du travail développé, bien qu'il soit, surtout pour ce dernier organe, affecté par la pression de la vapeur.

Des expériences, conduites par l'auteur, ont amené à cette conclusion² que le mode de variation du travail interne dans la machine à vapeur n'est pas telle que l'ont décrit les auteurs qui ont les premiers traité ce sujet. On a eu longtemps l'habitude de relever des diagrammes d'indicateur sur les machines fonctionnant à blanc, et de considérer le travail ainsi obtenu comme la mesure de celui qui est absorbé par le frottement, que la machine fonctionne à vide ou à toute puissance.

En théorie, on a longtemps accepté la formule de Pambour qui est évidemment d'une forme exacte,

$$R = (1 + f) R_1 + R_0;$$

¹ Quand cette proposition n'est pas vraie, on doit en conclure que le graissage se fait mal ou qu'il est insuffisant et que les surfaces métalliques arrivent en contact.

² *Trans. Am. Soc. Mech. Engineers*, 1886, vol. VIII.

où R est la résistance totale, R_1 celle du travail net de la machine, R_0 le travail absorbé par les frottements de la machine elle-même et f un coefficient de frottement.

Cette formule est basée sur cette supposition rationnelle que le frottement total doit être minimum lorsque la machine fonctionne à vide et que l'augmentation de travail extérieur produit doit entraîner un accroissement correspondant du frottement total par suite de l'accroissement des pressions sur les paliers et autres frottements. Toutefois, il n'est pas encore absolument certain que cet accroissement de la perte soit réellement sensible, et qu'il y ait lieu d'en tenir compte en pratique, ce qui semblerait justifier la manière d'opérer des anciens ingénieurs.

Le frottement d'une machine consiste, comme nous l'avons vu, dans les résistances dues au mouvement des tiges de piston et de tiroir à travers leurs garnitures et leurs guides, du frottement du piston dans le cylindre, de celui des excentriques et d'un certain nombre d'autres organes, dont la valeur reste indépendante du travail total fourni par le moteur, puis du frottement des articulations qui transmettent la poussée du piston et la transforment en travail extérieur et de différents organes plus ou moins directement affectés par les variations de puissance. Or il arrive souvent que la résistance due au frottement de ces derniers organes n'est qu'une faible proportion de celui qui correspond au frottement total de la machine. Nous avons vu que le frottement total d'une machine, bien construite et en bon état, ne dépasse pas de 5 à 10 p. 100 du travail total et maximum développé. La valeur du coefficient de frottement d'un tourillon, convenablement lubrifié, même lorsqu'il s'agit des tourillons moteurs soumis à de fortes pressions, serait assez faible d'après les recherches de l'auteur; l'absorption de travail et d'énergie de ce fait peut ainsi constituer une proportion moindre encore de la puissance développée puisque la vitesse de frottement est très inférieure à celle du piston.

Aussi, la perte due au frottement, dans toute la série des organes du mécanisme, reste-t-elle le plus souvent assez petite. Nous avons vu que le coefficient de frottement, lorsque le graissage s'effectue convenablement, et que les pressions sur les différents tourillons ne dépassent pas les chiffres ordinairement admis, aug-

mente lorsque les charges décroissent et diminue quand elles augmentent, suivant les variations de la puissance développée par la machine. Or, cette compensation se trouve quelquefois suffisante pour que la résistance interne totale, tout au moins en ce qui concerne les articulations et les glissières, ne varie que dans une faible proportion avec le travail produit. Quant au frottement des autres organes, nous avons vu qu'il était constant¹.

De ces différents effets il résulte que le frottement interne des machines à vapeur reste sensiblement constant pour toutes les puissances, à condition que la vitesse et la pression de la vapeur ne changent pas.

Des considérations similaires sont applicables aux machines à condensation, mais le travail absorbé par la pompe à air doit diminuer avec la charge.

Au nombre des meilleurs modes de graissage que l'on puisse citer se trouve le système Tower² avec lequel on atteint presque entièrement l'idéal, c'est-à-dire le frottement de l'huile sur l'huile, la résistance totale devenant presque constante, pour toutes les pressions, et sensiblement égale à

$$f = 2,345 \times c \frac{\sqrt{v}}{p}.$$

où, comme l'indique Kennedy³, c dépend du lubrifiant employé ($c = 0,0014$ pour l'huile de baleine, $0,0015$ pour l'huile de colza et $0,0018$ pour les bonnes huiles minérales), v est la vitesse de frottement exprimée en mètres par minute et p la pression en kilogrammes par centimètre carré. Quand $v = 75$ mètres et 21 kilogrammes, $f = c$ sensiblement.

On devra remarquer que la variation de fp , qui est ici une valeur constante pour toute vitesse donnée, peut servir de mesure à la qualité d'une huile ou tout au moins à l'ensemble du graissage, puisque f reste constant quand les deux surfaces métalliques viennent en contact.

Le *rendement mécanique* d'une machine, par opposition avec le

¹ *Friction and lost Work*, chap. vii.

² *Trans. Bul. Ins. Mech. Engineers*, 1884.

³ *Mechanics of Machinery*, p. 573.

rendement thermodynamique déjà étudié, a pour mesure le rapport de la quantité de travail disponible sur l'arbre à celle qui est développée sur le piston et relevée à l'aide de l'indicateur. Il est donc inférieur à l'unité, puisque le travail, absorbé par le frottement, vient réduire d'autant la première quantité. La valeur de ce rendement est, au maximum, de 0,95 pour les machines sans condensation, simples et parfaitement montées. Pour les machines à condensation, ce rendement varie entre 0,80 et 0,90. En pratique, et dans les conditions normales, il est le plus souvent de 0,90 pour les premières et de 0,85 pour les secondes.

Toutes choses égales d'ailleurs, l'accroissement du nombre des cylindres se traduit par une augmentation des frottements. En effet :

Soient

n = nombre des cylindres ;
 d = diamètre des cylindres ;
 D = « du cylindre unique équivalent ;
 l = course ;
 s = surface frottante des cylindres de diamètre d ;
 S = « du cylindre « D ;

on a

$$s = n \pi d l ;$$

$$S = \pi D l = \sqrt{n} \pi d l ;$$

c'est-à-dire que le frottement augmente comme la racine carrée du nombre de cylindres, si ces derniers présentent tous le même diamètre.

Ainsi, ce seul frottement, dans une machine à deux cylindres, dépasserait de 4 p. 100 celui d'une machine monocylindre.

133. — Le frottement interne des machines a été, il y a quelques années, l'objet de recherches ayant pour but de déterminer sa nature, sa valeur et son mode de variation. Les résultats obtenus ont été vérifiés par des expériences plus récentes.

La première de ces recherches, faite sous la direction de l'auteur, fut dirigée par MM. Aldrich et Mitchell¹ ; elle a donné les résultats suivants :

NUMÉRO de l'essai	NOMBRE de tours	PRESSION	PUISSANCE au frein	PUISSANCE à l'indicateur	DIFF.	FROTTEMENT p. 100
1	232	3,515	4,06	7,41	3,35	45
3	230	4,429	6,00	10,00	4,00	40
5	230	5,133	8,40	11,75	3,65	32
7	230	5,273	10,00	14,02	4,02	28
9	230	5,625	12,00	15,17	3,17	21
11	230	5,273	14,00	16,86	2,86	17
13	231	5,062	20,1	22,07	2,06	9
15	229	4,219	29,55	33,04	3,16	9,5
17	229	4,922	39,85	43,05	3,19	7,4
19	230	6,328	50,00	52,60	2,60	4,9

Cette machine avait été garantie par les constructeurs comme devant développer 30 chevaux indiqués ; le cylindre avait 293 millimètres de diamètre et 356 millimètres de course. La bielle avait 1^m,418 de longueur, de centre en centre. Le tiroir, équilibré, présentait une course variable de 50 à 100 millimètres suivant la position que le régulateur donnait à l'excentrique. Le volant, de 1^m,270 de diamètre, pesait 1 043 kilogrammes. Les tuyaux d'arrivée de vapeur et d'échappement avaient respectivement des diamètres de 65 à 100 millimètres. L'ensemble du moteur pesait 2 1/2 tonnes. L'emplacement occupé par la machine mesurait 2^m,85 de longueur, 1^m,40 de largeur et 1^m,16 de hauteur.

L'examen du tableau précédent nous montre que la différence entre la puissance indiquée et la puissance au frein, correspondant au frottement interne de la machine, a varié quelque peu au cours des essais, suivant la pression de la vapeur et le travail total développé. Toutefois, cette variation présente des irrégularités qui paraissent provenir d'erreurs d'observation et il convient de ne pas y attacher trop d'importance. Cela ne peut donc venir infirmer ce que nous disions plus haut, relativement à la constance du frottement pour les différents degrés de charge, dans les limites pratiques.

Ces expériences furent renouvelées sur une machine d'un autre constructeur, ayant des cylindres de 229 millimètres de diamètre et une course de 305 millimètres, paraissant a priori devoir donner un frottement proportionnel un peu supérieur par suite du plus faible rapport de la course en diamètre. Différents essais au frein donnent lieu à des puissances de 20, 30, 50 et 60 chevaux. Le

frein enlevé, on poussa la vitesse jusqu'à 300 tours par minute, vitesse qui paraît tendre à augmenter non seulement le frottement des organes, mais aussi la résistance créée par l'accroissement de la contre-pression. La puissance absorbée par le frottement interne varie de 2,66 chevaux à vide jusqu'à 4 chevaux lorsque la machine développait de 20 à 30 chevaux, 4,8 chevaux pour un travail total de 50 chevaux et 5,3 chevaux pour la force de 65 chevaux. Le frottement total absolu augmentait donc dans une proportion sensible comme le suppose de Pambour, mais décroissait proportionnellement au travail total effectué, dans la proportion de 16 à 7,5 p. 100, entre 20 et 65 chevaux. En réalité, la perte est sensiblement constante entre les écarts de puissance auxquels les machines fixes sont généralement sujettes en pratique.

Les deux machines qui ont donné les résultats que nous venons de relater ont présenté un rendement de 94 p. 100 dans le premier cas et de 90 p. 100 dans le second.

MM. Day et Riley ont, au cours de l'année 1886, effectué une autre série d'expériences qui confirme les déductions données plus haut. Les essais ont porté sur une machine, construite dans ce but spécial, dont le cylindre présentait un diamètre de 175 millimètres et une course de 305 millimètres.

On trouvera, dans le tableau ci-dessous, les résultats obtenus qui confirment les données précédemment indiquées :

1	2	3	4	5	6	7	8
N° de l'essai.	NOMBRE de tours par minute.	PRESSION	PUISSANCE au frein.	PUISSANCE indiquée.	DIFFÉRENCE due au frottement en chevaux.	PRESSION moyenne équivalente au frottement.	FROTTEMENT p. 100.
1	282	1,336	0	2,26	2,26	0,260	100
3	286	4,640	7,61	10,95	3,33	0,368	30
5	285	4,992	13,10	15,99	2,61	0,298	18
7	284	5,203	18,55	20,73	2,65	0,293	12
9	279	4,570	23,61	25,95	2,33	0,263	9
11	280	5,062	29,03	32,22	2,19	0,361	10

Ces expériences ont amené à découvrir que le frottement total variait, à vitesse et puissance égales, en raison directe de la pres-

sion de la vapeur. Pour contrôler l'exactitude de ces faits, on se livra à une seconde série d'essais relatés dans le tableau ci-dessous :

N°	NOMBRE de tours.	PRESSION	PUISSANCE indiquée.	PRESSION moyenne.	PRESSION moyenne équivalente au frottement.	FROTTEMENT p. 100.	
1	250	1,758	6,01	0,762	0,136	18	} 4,7 kil. sur le frein.
3	285	2,953	7,17	0,797	0,255	32	
5	271	4,078	6,81	0,792	0,222	28	
7	286	4,781	7,77	0,861	0,344	40	
9	296	5,765	7,87	0,844	0,328	39	
11	279	4,670	1,995	0,226	0,226	100	
13	275	2,460	1,71	0,197	0,196	"	
15	272	1,758	1,876	0,218	0,219	"	
17	270	1,055	1,712	0,201	0,201	"	

Dans les premiers de ces essais, ceux qui portent les numéros de 1 à 9, le poids porté par le frein reste constant ; dans les derniers, numéros 11 à 17, ce poids fut retiré. Dans les deux cas, on constata le même phénomène. A mesure que la pression s'élevait, la vitesse et la résistance restant constantes, le frottement total augmentait : il passait (ramené en pression par unité de surface de piston) de 0^{kg},14 par centimètre carré pour une pression de 1^{kg},760 à la boîte à tiroir, à près de 0^{kg},351 par centimètre carré de piston pour une pression de vapeur de 5^{kg},765. Lorsque la pression retomba à 1^{kg},5 environ, dans les expériences 9 à 17, le frein étant déchargé et la vitesse restant constante, la pression moyenne, mesurant le frottement de la machine, retomba au-dessous de 0^{kg},210 par centimètre carré de piston.

La figure ci-jointe est la représentation graphique du mode de variation de la résistance intérieure des machines, en pourcentage de la puissance développée, suivant les changements dans la puissance produite par la machine. La courbe est très sensiblement hyperbolique.

Des expériences analogues, effectuées pour l'auteur par M. R.-C. Carpenter, ont donné des résultats similaires. Dans ces essais, le réglage automatique de la distribution par le modérateur était remplacé par la commande d'un registre placé dans le tuyau de vapeur.

Une série d'essais, entreprise pour étudier l'effet des variations de vitesse de la machine, a démontré que la résistance due aux frottements tend à augmenter avec la vitesse et a permis, conjointement

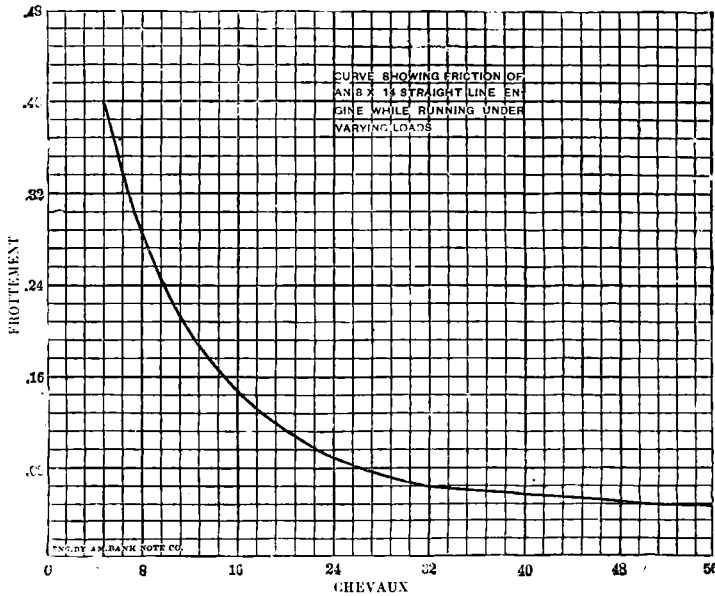


Fig. 154. — Courbe montrant le frottement intérieur dans une machine à grande vitesse marchant à différentes charges.

tement avec les résultats obtenus précédemment, d'établir la loi qui préside à ces phénomènes avec une exactitude satisfaisante. La ligne, qui représente le mieux les résultats obtenus et surtout les plus exacts d'entre eux, a exactement pour équation

$$y = 0,008 x ;$$

et le frottement intérieur de cette machine, exprimé en chevaux-vapeur, était d'environ $0,8 N$, N représentant le nombre de tours par minute.

M. D. Clark a émis les réflexions suivantes sur les résultats obtenus par l'auteur : « Le degré d'uniformité approximative de frottement pour différentes puissances développées par la même machine, à des vitesses égales, dépend probablement de la manière

plus ou moins complète suivant laquelle l'inertie des organes en mouvement se trouve équilibrée par l'action de la vapeur¹. »

Des expériences antérieures avaient déjà fourni incidemment des données relatives à cette forme de perte d'énergie :

Une machine Porter-Allen, ayant un cylindre de 0^m,40 de diamètre et de 0^m,762 de course, essayée en 1871 par les soins de de l'American Institute, avait donné les résultats suivants :

Puissance indiquée	27	56	84	109	142
Frottement en chevaux . .	9,4	9,5	8,5	8,7	12,7

Une paire de machines Westinghouse à simple effet, ayant des cylindres de 0^m,305 avec une course de 0^m,279 tournant à 300 tours, a donné² :

Puissance indiquée en service . .	84	Frottement en chevaux . .	7
« « à vide	10	« «	10

Avec une machine « Buckeye », dont le cylindre avait 0^m,178 de diamètre et 0^m,356 de course, on a obtenu :

Puissance indiquée en service .	23,0	Frottement en chevaux . .	5,0
« « à vide	5,1	« «	5,1

MM. Hirn et Hallauer ont publié les résultats suivants d'essais effectués sur des machines compound³ :

Puissance maximum	347	181	Frottement	44,19
« réduite	183	137	«	40,25

Ici, comme on pouvait s'y attendre, la perte d'énergie est moindre lorsque la puissance diminue et que le travail de la pompe à air décroît.

Les expériences de M. Walther-Meunier sur des machines essayées dans des conditions très différentes de travail ont attribué à la machine compound un rendement de 0,8815 et de 0,9115 à la machine monocylindre, cette dernière présentant ainsi un avantage de 3 p. 100. Il est vrai que, dans la première, l'économie de vapeur était de 8 p. 100, chiffre bien faible certainement⁴.

¹ *The Steam-Engine*, vol. II, p. 619.

² *Trans. Am. Soc. Mech. Eng.*, 1887.

³ Expériences de 1876.

⁴ *Congrès International de Mécanique appliquée*, 1889, vol II, p. 135.

MM. Walther Meunier et Ludwig ont effectué, sur une machine compound de 300 chevaux indiqués, des essais relatifs au rendement mécanique des machines à condensation. Ils ont obtenu les résultats suivants :

(1) MACHINE FONCTIONNANT EN COMPOUND

PUISS. IND.	PUISS. AU FREIN	FROTTEM. EN CHEVAUX	RENDEMENT
288,45	248,97	39,48	0,863
222,73	188,68	34,05	0,847
136,07	108,28	27,79	0,793

(2) *Cylindre H. P., marche à condensation*

153,12	128,38	24,74	0,839
108,96	88,19	20,77	0,809
53,19	37,94	17,25	0,689

(3) *Cylindre H. P., marche sans condensation*

145,87	128,38	17,49	0,880
103,93	88,19	15,74	0,848
51,34	37,94	13,40	0,738

Pour les puissances comprises entre 150 et 300 chevaux, la perte par frottement fut ainsi, exprimée par la formule de Pambourg, de

$$P = P_0 + 0,075 P_0 \text{ environ.}$$

alors que, le cylindre à haute pression fonctionnait seul et développait de 55 à 150 chevaux, on avait :

$$P = P_0 + 0,11 P_0,$$

avec condensation, et

$$P_f = P_0 + 0,06 P_0$$

pour la marche sans condensation, la puissance mesurée à l'indicateur étant sensiblement la même. La pompe à air absorbait de 7,25 à 7,5 chevaux.

Nous avons trouvé, dans quelques exemplaires antérieurs du *Bulletin* auquel ces chiffres sont empruntés, des résultats d'essais,

• *Bull. de la Soc. Ind. de Meulhouse*, 1887, p. 140.

provenant de différentes origines, et que l'on trouvera ci-dessous :

DATE	MACHINE	CONSTRUCTION	PUISSANCE la plus avantageuse	REN- DEMENT maximum
1864	A balancier, monocylindre	G. A. Hirn.	115,00	90,8
1867	» Woolf.	Koechlin.	191,44	89,6
1876	Horizontale, Woolf.	Société alsacienne	174,46	89,1
1878	Corliss.	Berger-André.	144,82	91,5
1879	Horizontale, comp'd	Weyher et Richmond.	60,00	87,5
1884	Collman.	Burghart.	22,26	87,8
1884	Hor. locomobile.	Quiri et C ^{ie} .	23,97	86,3
1885	» compound.	Société alsacienne.	59,26	89,1
	2 cylindres. et condens.		248,97	86,3
1886	1 cylindre.	Bitschweiler-Thann.	128,38	83,9
	1 »		128,38	88,0

Ces chiffres, que nous avons collationnés montrent, en toute évidence, l'accroissement du rendement de la machine à mesure que la puissance augmente, mais ce dernier tableau nous montre encore que les petites machines, lorsqu'elles sont également bien proportionnées au travail qu'elles doivent fournir, peuvent avoir, en pratique, un rendement égal à celui des grands appareils, et que les machines horizontales ou à balancier présentent sensiblement la même utilisation. Les machines monocylindres ne présentent que peu d'avantages sur les machines compound bien construites, en ce qui concerne le rendement mécanique ; mais les machines à triple expansion, à trois manivelles équidistantes, leur sont évidemment supérieures.

134. — Les modes de variation et de distribution du frottement interne des machines obéissent donc, d'après les recherches que nous avons citées, aussi bien que d'après celles d'autres expérimentateurs, aux lois suivantes :

(1) Dans toute machine sans condensation, bien proportionnée et bien ajustée, le frottement est sensiblement constant pour toutes les puissances, à une vitesse donnée ; pour des vitesses variables, il est indépendant de la charge.

(2) Le frottement, dans ces machines, varie avec la vitesse : il augmente avec cette dernière, dans un rapport qui n'est pas encore bien déterminé, mais probablement différent suivant les machines ;

pour chaque machine particulière, il varie évidemment suivant le mode de fonctionnement et l'installation du graissage.

En règle générale, on peut poser

$$R = R_0 + j(R_1) + f(V).$$

(3) Le frottement augmente avec la pression de la vapeur, dans une proportion probablement analogue à celle qui accompagne les changements de vitesse. Aucun de ces modes de variation n'est susceptible d'être représenté par une expression algébrique convenable.

(4) La résistance totale, mesurée sur le piston, se compose de deux éléments, l'un sensiblement constant, à la vitesse de régime, et l'autre variable avec la charge. Elle peut être, tout au moins en pratique, représentée par l'expression

$$R = (1 + f) R_1 + R_0,$$

où R est la résistance totale, relevée à l'indicateur, R_1 la résistance due à la charge extérieure (autrement dit à la puissance mesurée au frein), et R_0 la résistance de la machine fonctionnant à vide. Ici $f = 0$ dans les cas indiqués au paragraphe 133.

(5) Dans les machines de cette catégorie, le frottement interne varie en raison directe de la vitesse, plus ou moins approximativement suivant les cas, toutes choses étant égales d'ailleurs ; il est directement proportionnel à la puissance développée et peut être considéré comme une fraction constante de cette dernière, lorsque les autres conditions ne changent pas avec la vitesse.

(6) Nous trouvons dans ces considérations la confirmation de ce fait, bien connu des praticiens, que le frottement intérieur d'une machine se trouve réduit d'une manière appréciable par un fonctionnement prolongé, lorsque l'entretien ne laisse rien à désirer.

En ce qui concerne la distribution du frottement total dans les machines à vapeur l'expérience nous montre que ce dernier se compose surtout, le plus souvent, des résistances propres à l'arbre moteur, au piston et aux organes de distribution pour la marche sans condensation. Dans les machines à condensation, il faut y ajouter la résistance de la pompe à air, proportionnelle au travail fourni. Des recherches, entreprises à l'instigation de l'auteur par MM. Carpenter et Preston, ont donné les résultats suivants, rela-

tifs à une machine à grande vitesse munie d'un tiroir non équilibré et d'une distribution commandée automatiquement par le régulateur. Le total du frottement des différents organes s'élevait à 10 p. 100 de la puissance nominale de la machine, soit 20 chevaux.

	FROTTEMENT en chevaux	FROTTEMENT en centimètres
Arbre moteur et excentrique.	0,867	42,4
Tiroir à trois orifices.	0,360	27,4
Piston et sa tige	0,328	16,4
Crosse et son bouton.	0,174	8,5
Tourillon moteur.	0,115	5,6
Total.	2,044	400,0

Avec un tiroir équilibré, les frottements, dont le total s'élevait à 7 1/2 p. 100 de la puissance nominale, se distribuèrent comme suit :

	FROTTEMENT en chevaux	FROTTEMENT en centimètres
Arbre moteur, etc.	0,867	36,9
Tiroir.	0,038	2,6
Piston et sa tige	0,328	21,6
Crosse et son bouton.	0,174	11,5
Tourillon moteur.	0,115	7,4
Total.	1,522	400,0

On ne peut déterminer avec certitude le coefficient de frottement que pour les tourillons moteurs, puisque, dans les autres organes, tels que bagues de piston, presse-étoupes, etc., il y a toujours un élément inconnu : la pression qu'il exerce sur les surfaces frottantes.

Soient f le coefficient de frottement, p la pression sur les paliers en kilogrammes correspondant au fonctionnement à vide, augmenté de la pression moyenne sur le piston, la machine étant en charge, c la circonférence des tourillons en mètres, n le nombre de tours par minute. Le « travail perdu » par frottement aura pour expression $fpcn$. Ce dernier a été déterminé dans les expériences relatées plus haut, il est exprimé en chevaux-vapeur (F) ; pour l'exprimer en kilogrammètres, il faut le multiplier par $75 \times 60 = 4500$.

$$fpcn = 4500 F.$$

$$f = \frac{4500 F}{pcn}$$

Les tableaux suivants donnent la valeur du coefficient pour plusieurs machines ainsi qu'un résumé de résultats d'expériences ¹ :

COEFFICIENT DE FROTTEMENT DANS LES PALIERS MOTEURS DES MACHINES A VAPEUR

TYPE DE MACHINE	Frottement en chevau des paliers moteurs	Efforts sur les paliers en kg.	Diamètre des tourillons en millimètres	Coefficient de frottement, machine en charge	Nombre de tours par minute
CYLINDRES :					
1. 152 × 305 ^{mm} . A grande vitesse.	0,85	680	76	,06	230
2. 305 × 457 ^{mm} . A détente automatique. . .	3,70	1179	127	,05	190
3. 178 × 254 ^{mm} . Locomotive routière. . . .	0,68	226	69	,08	200
4. 533 × 508 ^{mm} . A condensation.	3,30	1814	139	,04	206

DISTRIBUTION DU FROTTEMENT

Résumé des résultats

DÉSIGNATION DES ORGANES	POURCENTAGE DU FROTTEMENT TOTAL				
	Machine à grande vitesse, cylindre de 152 × 305 ^{mm} . Tiroir équilibré.	Machine à grande vitesse, cylindre de 152 × 303 ^{mm} . Tiroir non équilibré.	Machine routière, cylindre de 178 × 254. Distribution par coulisse.	Machine à distribution automatique, cylindre de 305 × 457. Tiroir équilibré.	Machine à condensation, cylindre de 533 × 508 ^{mm} . Tiroir équilibré.
Paliers moteurs.	47,0	35,4	35,0	41,6	46,0
Piston et tige.	32,9	25,0	21,0	"	"
Bouton de manivelle.	6,8	5,1	13,0	49,1	21,8
Crosse et son bouton.	5,4	4,1	"	"	"
Tiroir et tige.	2,5	26,4	22,0	9,3	21,0
Excentrique	5,3	4,0	"	"	"
Coulisse	"	"	9,0	"	"
Pompe à air	"	"	"	"	12,0
Total.	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

¹ Cette machine était neuve et donna lieu à un frottement beaucoup plus considérable que des machines plus anciennes du même type. Les frottements indiqués pour les tourillons moteurs nous paraissent exagérés, particulièrement pour les machines 2 et 3.

Les pertes par frottement d'une très petite machine essayée par le professeur Jacobus se distribuaient ainsi qu'on le verra plus bas, le calcul étant basé sur un coefficient constant de 8,5 p. 100. Cette machine développait 0,944 cheval au frein à une vitesse de 100 tours par minute, avec une pression de $3^{kg},725$, le cylindre présentait 80 millimètres de diamètre et 127 millimètres de course. Le tiroir, non équilibré, du type ordinaire à coquille, était commandé par une coulisse.

DISTRIBUTION DU FROTTEMENT

	Chx. frein		Chx. frein
Tiroirs	0,0240	Tourillon de la crosse .	0,0068
Pistons	0,0030	Glissières	0,0079
Presse-étoupes	0,0020	Bouton moteur	0,0985
Excentriques	0,0097	Arbre	0,0230
Total			<u>0,1749</u>
Total résultant de l'expérience			0,175

soit 18,5 p. 100, le rendement de la machine était donc de 0,815'.

En admettant un coefficient de frottement constant, de 10 p. 100 pour une pression moyenne effective de $2^{kg},100$, on aura, dans un autre cas :

CHEVAUX

Cylindre : 152×303^{mm} 178×254^{mm}

	230 tours 12 chevaux	200 tours 16 chevaux	
Arbre ^a	0,93 ^b	0,57 ^c	} <i>a.</i> Compris la poussée due au piston. <i>b.</i> Poids = 226 kilogr. <i>c.</i> " = 680 <i>d.</i> Tiroir équilibré. <i>e.</i> Il n'y avait pas de presse-étoupes, remplacés par une garniture du système Sweet.
Bouton de manivelle .	0,30	0,38	
Bouton de crosse . . .	0,06	0,08	
Glissières	0,13	0,12	
Tiroir	0,17 ^d	0,68	
Excentriques	0,08	0,48	
Piston	0,16	0,13	
Presse-étoupes	<u>0,00^e</u>	<u>0,20</u>	
Total	1,83	2,64	
Total résultant de l'expérience	1,64	2,86	

L'examen de ces chiffres nous montre que, tout au moins dans les machines dont nous avons rappelé les résultats, le frottement de l'arbre et des excentriques qu'il porte constitue l'élément principal. Le frottement du tiroir et de sa tige vient ensuite par ordre d'importance, lorsqu'il n'y a pas de condensation, mais lorsque le tiroir est équilibré, ce frottement diminue considérablement. Le frottement du piston peut entrer dans le total pour un chiffre important, tandis que celui du bouton de manivelle ne forme relativement qu'une proportion assez faible de l'ensemble. Il est évident *a priori* que, le frottement de la crosse dans les glissières étant relativement considérable, celui du bouton de la crosse ne formera, la plupart du temps, qu'une partie insignifiante du total des résistances. On doit arriver à la même conclusion si l'on remarque que, la pression étant la même que sur le tourillon moteur, l'amplitude du mouvement, pour un tour de la machine, est considérablement moindre.

On en déduit que les meilleurs moyens de réduire la perte due au frottement consistent :

(1) A diminuer autant que possible le frottement de l'arbre dans ses coussinets, par un choix judicieux des matériaux et des proportions générales, ainsi que par un ajustage parfait ;

(2) A réduire le frottement du piston en donnant la bande minimum possible à ses bagues ;

(3) A adopter un tiroir convenablement compensé (ce qui d'ailleurs est nécessaire quand la détente est commandée par le régulateur) ;

(4) A assurer un graissage aussi efficace que possible.

Dans les machines à condensation, il s'ajoute une nouvelle résistance créée par l'extraction de l'eau du condenseur et par son refoulement au dehors. Il convient également de compter la puissance absorbée par les frottements de la pompe à air, et de son mécanisme de commande, ainsi que ceux de la pompe de circulation, quand la condensation est opérée par surface.

La première de ces quantités est approximativement proportionnelle à la quantité de vapeur condensée; les autres sont sensiblement constantes. On réduira ces pertes par le moyen des mêmes précautions que pour les machines sans condensation, en

y ajoutant toutefois l'étude raisonnée des proportions à donner aux pompes et au tuyautage, ce dernier ayant, suivant le diamètre ou les coudes qu'il peut présenter, une influence marquée sur le frottement de l'eau qui le traverse.

135. — Les conditions qui tendent à rendre maximum le rendement des machines à vapeur consistent simplement, on le voit, d'après ce qui précède, à rendre minimum le travail perdu par les frottements. Le tourillon et toutes les surfaces frottantes devront être construits en matériaux convenables soigneusement ajustés et lubrifiés. Les bagues de piston devront exercer, sur la surface des cylindres, une pression aussi faible que possible et devront être constituées de matériaux donnant un frottement minimum à la température suivant laquelle ils fonctionnent. Les presse-étoupes devront être profonds et peu serrés. En un mot, tous les organes seront construits et assemblés de façon à offrir le moins de résistance possible.

En résumé, la machine devra être combinée de manière à développer le maximum de travail compatible avec l'économie de combustible et de vapeur, et pour fonctionner dans les conditions et à la vitesse qui donneront le meilleur rendement *total*.

Le graissage devra être organisé de telle sorte que l'écoulement de l'huile soit constant sur toutes les articulations. Nous recommandons, quand on le peut, d'établir une circulation constante qui permet de mieux utiliser l'huile, de réduire les frottements au minimum et de diminuer les chances d'avarie par manque de graissage.

136. — Les conditions relatives au rendement total maximum, faciles à énoncer à un point de vue général, sont d'une détermination plus difficile dans chaque cas particulier et leur réalisation complète est loin d'être commode.

Dans certains cas, on ne peut s'assurer d'un des éléments qui concourent à l'utilisation générale qu'aux dépens d'un autre, et le rendement total maximum est toujours le résultat de compromis effectués dans des conditions souvent contradictoires. Nous allons en citer plusieurs exemples :

L'augmentation de la vitesse de piston a pour effet de diminuer les pertes intérieures par condensation, mais elles augmentent les pertes par frottement. Une fois que la vitesse la plus convenable sera atteinte, tout changement de vitesse amènera une augmentation de la perte totale, en diminuant un ou plusieurs des éléments qui la composent. Dans un pareil cas, en effet, l'augmentation de la vitesse donne lieu à une aggravation de la perte par frottement, supérieure au bénéfice que l'on peut attendre de la diminution des condensations intérieures. Une diminution de la vitesse, au contraire, entraînera un accroissement de la perte totale, en aggravant les condensations initiales, sans qu'elles soient entièrement compensées par la diminution des frottements. De même, le rendement thermodynamique s'accroît avec le rapport de détente; mais il en est de même, et dans une proportion très rapide, des condensations intérieures; aussi le meilleur rapport d'expansion sera-t-il celui pour lequel la combinaison des deux utilisations thermodynamique et thermique sera la plus élevée. C'est, nous l'avons vu, cette cause qui limite le rapport de détente à une valeur très inférieure à celle qu'indique la théorie thermodynamique, particulièrement pour les machines à condensation.

Le rendement total de la machine, celui qui permet de se rendre compte de la valeur du système employé, de l'excellence de sa construction et de la manière plus ou moins satisfaisante dont elle est conduite, a pour mesure la dépense de vapeur et de combustible nécessaire pour produire le travail net, utile, mesuré sur l'arbre au moyen du frein ou de tout autre système. Mais, pour le propriétaire d'appareils à vapeur, il est un autre rendement non moins intéressant, c'est celui qui est relatif au coût de la puissance produite et du travail utile accompli.

137. — On peut déterminer à l'avance approximativement le rendement réel et la consommation d'un type de machine à vapeur, à l'état de projet, quand le fonctionnement sera opéré dans des conditions similaires à celles des expériences sur les résultats desquels on se basera. Comme nous l'avons vu, on connaît aujourd'hui la cause et l'étendue de toutes les pertes de chaleur dans la machine à vapeur; on a mesuré leur importance et les lois

qui président à leurs variations, dans les conditions usuelles, ont été déterminés plus ou moins exactement suivant les cas. Il n'est donc pas téméraire de produire des chiffres qui pourront, dans bien des cas, et particulièrement en ce qui concerne la pratique courante et usuelle, représenter très approximativement les résultats prévus et seront d'une grande utilité pour guider l'ingénieur, le constructeur et l'industriel, dans l'étude des constructions neuves. Nous avons vu que la dépense totale de vapeur se composait de :

(1) La portion absorbée par le cycle thermodynamique, suivant lequel évolue la machine, et qui peut être calculée avec la plus grande approximation ;

(2) Celle qui est nécessaire pour subvenir à la quantité de chaleur perdue dans la machine d'une manière indépendante des lois de la thermodynamique. Cette dernière quantité se divise en deux parties : (a) celle qui est absorbée par les pertes externes ; (b) celle qui est perdue, par conductibilité interne et condensation à l'intérieur du cylindre, sans produire d'effet utile. On sait aujourd'hui calculer à peu près toutes ces quantités avec une grande approximation. L'on peut ainsi obtenir les dépenses de chaleur et de vapeur qui seront nécessaires en les rapportant à l'unité de puissance et de temps. Quand on connaît le rendement de la chaudière, on peut également déterminer la consommation de charbon, totale ou par cheval-heure.

Nous avons déjà donné des exemples d'un tel calcul pour le cas idéal.

Il est évident que les dépenses calculées pour la machine idéale devront être augmentées dans la proportion suivant laquelle les pertes se produisent et tous les chiffres ainsi calculés devront être majorés de 10 p. 100 et au delà, pour représenter les consommations, probables en pratique, de vapeur et de charbon.

Le tableau suivant est composé de chiffres choisis se rapportant à la machine idéale, mais fonctionnant dans les conditions usuelles de pression et de détente. Ils se rapportent donc au cas théorique où la vapeur, reçue dans un cylindre non conducteur de la chaleur, reste sèche et saturée grâce à l'addition, pendant la détente, d'une certaine quantité de chaleur, précisément égale à celle qui est nécessaire pour empêcher sa condensation partielle pendant

la détente, conséquence de la transformation de chaleur en travail.

RENDEMENTS THÉORIQUES DES MACHINES

CAS N°	p Pression	r Détente	E Rendement	POIDS Par cheval indiqué et par heure en kilogrammes	
				Vapeur	Combustible
1. . . .	1,406	2,	0,083	13,637	1,519
2. . . .	2,812	2,5	0,106	10,690	1,188
3. . . .	4,220	3,3	0,125	9,072	1,006
4. . . .	5,625	4,0	0,130	8,899	0,988
5. . . .	7,031	5,0	0,150	7,560	0,839
6. . . .	1,220	2,5	0,074	15,322	1,533
7. . . .	5,625	3,33	0,091	12,600	1,260
8. . . .	7,031	5,0	0,105	10,800	1,070
9. . . .	8,437	5,0	0,115	9,860	0,984
10. . . .	11,250	5,0	0,127	8,573	0,857

Si l'on ajoute aux quantités de vapeur et de charbon calculées plus haut celles qui sont nécessaires pour combler les pertes qui accompagnent fatalement le fonctionnement des machines réelles, nous obtiendrons des chiffres qui nous représenteront, d'une manière très approchée, la consommation pratique.

Pour déterminer le rendement probable du fluide en faisant la part de la quantité de chaleur absorbée, sans transformation mécanique, par les pertes internes qui ne sont pas du domaine de la thermodynamique, supposons des machines de dimensions moyennes, fonctionnant dans des conditions usuelles comme dans les expériences de l'auteur, et où les pertes avaient pour expression exacte $c = \frac{a}{D} \sqrt{r} = 0,2 \sqrt{r}$, pour le fonctionnement sans condensation et sans enveloppe de vapeur. Considérons ensuite que les pertes, dans la machine à enveloppe, atteignent la proportion usuelle, soit les trois quarts de cette quantité, $c = 0,15 \sqrt{r}$. Ces chiffres correspondront à une machine de proportions normales, où le cylindre par exemple a 500 millimètres de diamètre. Nous pouvons supposer que la vitesse du piston est de 2^m,50 par seconde, vitesse à laquelle nos essais ont été effectués; on a

$\alpha = 100$ environ (§ 130). En ajoutant cette proportion aux quantités calculées précédemment pour le cas idéal, nous obtiendrons, pour la machine réelle, des chiffres qui sont assez bien d'accord avec l'expérience journalière, si l'on néglige certaines pertes secondaires.

Si, de plus, nous adoptons un rendement mécanique de 0,90 pour la machine sans condensation et de 0,85 pour la machine à condensation, nous pouvons calculer, pour ces deux classes de machine, les consommations par cheval dynamométrique. Nous obtiendrons alors le tableau suivant :

RENDEMENTS RÉELS DES MACHINES

CAS N°	p Pression	r Détente	E Rendement	POIDS DE VAPEUR en kg. par :		POIDS DE COMBUSTIBLE en kg. par :	
				Cheval-heure indiqué	Cheval-heure au frein	Cheval-heure indiqué	Cheval-heure au frein
				1	4,406	2	0,069
2	2,812	2,5	0,085	13,244	15,603	1,451	1,723
3	4,220	3,3	0,098	11,566	13,607	1,270	1,496
4	5,625	4	0,100	11,340	13,244	1,270	1,451
5	7,031	5	0,109	10,387	12,201	1,134	1,360
6	4,220	2,5	0,050	20,366	22,679	2,041	2,268
7	5,625	3,3	0,067	16,782	18,189	1,678	1,814
8	7,031	5	0,073	15,512	17,236	1,542	1,723
9	8,437	5	0,080	14,497	15,785	1,406	1,587
10	11,250	5	0,087	13,018	14,515	1,315	1,451

Les chiffres ci-dessus sont susceptibles d'être améliorés par l'emploi de vapeur sèche ou surchauffée, de plus grandes vitesses de piston et d'enveloppes de vapeur qui tendent à diminuer les pertes. De même, pour des machines plus puissantes, on peut compter sur des consommations moindres. On voit, d'après ce tableau, que les machines à condensation promettent une économie d'environ 20 p. 100 par rapport aux machines sans condensation, ce que la pratique générale vient vérifier.

Les différences qui existent entre les consommations des machines idéales et réelles sont dues à ces pertes internes que tend à réduire le système compound. Elles sont d'ailleurs à peu

près constantes et égales à 2^{kg},700 de vapeur pour les machines à condensation et à 4^{kg},300 pour les autres¹.

Des calculs semblables, établis dans la supposition que, comme plus haut, on néglige les espaces morts, et que l'on part de la machine parfaite, en introduisant les corrections nécessaires pour tenir compte des pertes, donnent les résultats suivants pour une machine fonctionnant à une pression initiale absolue de 35 kilogrammes, sujette à une contre-pression de 1^{kg},125 pour la marche sans condensation et de 0^{kg},350 pour la marche à condensation, en supposant que la chaudière vaporise 10 kilogrammes d'eau par kilogramme de charbon dans le premier cas et 9 dans le second. Les rapports de détente varient de 2 à 100. La perte par condensation est calculée comme pour la machine sur laquelle ont été effectuées les expériences de Sandy-hook, $c = 0,2 \sqrt{r}$, c'est-à-dire qu'elle correspond à celle d'une machine d'un type approuvé possédant un cylindre d'environ 500 millimètres de diamètre et fonctionnant à une vitesse modérée. Dans tous les cas considérés, on suppose que l'eau d'alimentation est introduite dans la chaudière à 93° centigrades ; à de telles pressions, il est en effet important d'échauffer l'eau d'alimentation et cela à l'aide d'un réchauffeur dans lequel circule soit la vapeur d'échappement, soit les purges de l'enveloppe ou du réservoir si la machine est du système compound. Nous nous sommes servis des tables de Buel, mais celles de Porter ou de Peabody conviendraient aussi bien.

Les résultats obtenus sont comme suit :

HAUTE PRESSION (CONSTANTE); r VARIABLE

$V = 0^{m^3},058737$; $t_1 = 242^{\circ}$ C.; $H = 679,69$ calories; $H_1 = 248\ 773$ kilom.

CAS IDÉAL : *Machine sans condensation.*

r	8	10	13	16	20	25	30
p_m	12,500	10,620	8,720	7,415	6,125	5,200	4,465
p_e	11,390	9,520	7,595	6,290	5,095	4,078	3,340
U	53 616	55 755	58 392	59 243	59 991	59 991	58 956
Rendement	0,216	0,223	0,235	0,238	0,242	0,242	0,237
Vapeur	5,134	4,900	4,675	4,626	4,535	4,535	4,630
Combustible . . .	0,312	0,490	0,467	0,462	0,453	0,453	0,463

¹ La constance de cette perte, ainsi calculée, s'accorde singulièrement avec les résultats relevés en pratique.

Machine à condensation.

r	20	30	40	50	60	80	100
p_m	6,220	4,605	3,515	2,928	2,496	1,969	1,617
p_e	5,871	4,113	3,164	2,566	2,144	1,617	1,266
U	69 093	72 610	74 471	75 506	75 713	76 126	74 471
Rendement	0,278	0,292	0,299	0,304	0,304	0,306	0,299
Vapeur	3,968	3,773	3,678	3,624	3,619	3,597	3,678
Combustible	0,439	0,417	0,408	0,403	0,403	0,399	0,408

CAS RÉEL : *Machine monocylindre sans condensation.*

r	4,5	6	8	10	13	16
$i + 0,2 \sqrt{r}$	1,4242	1,4899	1,5658	1,6325	1,7211	1,800
Rendement	0,1287	0,1356	0,1376	0,1365	0,1364	0,132
Vapeur	8,595	8,105	8,042	7,955	8,078	8,328
Combustible	0,857	0,811	0,802	0,793	0,807	0,834

Machine monocylindre à condensation.

r	5	8	10	15	25	30
$i + 0,2 \sqrt{r}$	1,447	1,565	1,632	1,774	2,000	2,095
Rendement	0,1400	0,1486	0,1523	0,1481	0,1434	0,139
Vapeur	7,892	7,500	7,212	7,470	7,680	7,906
Combustible	0,875	0,834	0,802	0,830	0,852	0,875

v = Volume de 1 kilogramme de vapeur en mètres cubes.

H = Chaleur totale en calories pour élever la température de 1 kilogramme d'eau de 0° à 212° et pour le faire passer à l'état de vapeur à 212°.

H_1 = Quantité de chaleur en kilogrammètres reçue par la machine, par kilogramme de vapeur admise.

U = Travail par kilogramme de vapeur admise.

Rendement = $\frac{U}{H_1}$.

L'examen des chiffres précédents montre immédiatement que, dans les cas considérés, les résultats les plus avantageux ont été fournis par la machine théorique sans condensation, pour $r = 20$ et par la même machine à condensation pour $r = 80$, et qu'il y a peu d'avantages, même dans la machine idéale, à dépasser un degré de détente de $r = 10$ volumes dans le premier cas et de $r = 20$ dans le second. Si nous passons au cas pratique, ces chiffres se réduisent à $r = 6$ et $r = 10$.

Comme nous le démontrerons plus loin (chap. vi, § 149), on peut augmenter ces rapports de détente, et diminuer, dans une proportion considérable, la dépense de vapeur et de combustible, en fractionnant les causes de perte et en adoptant le mode compound.

La comparaison de ces résultats avec ceux donnés par des machines fonctionnant à des pressions plus basses démontrent

péremptoirement que les très hautes pressions ne doivent pas être adoptées pour d'autres machines que les appareils multicylindres à trois ou quatre cascades.

Nous avons négligé l'influence des espaces morts et de la compression, supposant que, dans tous ces exemples, elle était réduite au minimum, et que le volume de l'espace mort n'était pas seulement diminué dans toute la proportion désirable, mais aussi que la vapeur y était comprimée et détendue dans d'égales proportions, ce qui rendait son action négligeable. Hirn et Hallauer ont démontré que, en pratique, la vapeur, comprimée dans les espaces morts, n'avait pas un effet sensible, au point de vue théorique ou réel, sur les pertes par condensations intérieures. De fait, de nombreuses expériences dirigées par l'auteur ont démontré d'une manière analogue que la vapeur renfermée dans les espaces morts présentait, même dans les petites machines, un degré de siccité assez complet pour justifier complètement les conclusions de Hirn.

Les *dimensions de la machine* ont une très grande influence sur les pertes et sur le rendement. Dans tous les exemples choisis, nous avons supposé que les machines étaient calculées suivant les usages adoptés pour les machines fixes, de puissance moyenne, et que la vitesse du piston y était modérée, ou tout au moins telle que la condensation s'y produise sensiblement comme dans les cas expérimentés.

Il serait intéressant de chercher à acquérir quelque idée de l'effet que pourraient avoir les variations de dimensions de la machine sur le rendement. Il est toutefois permis de supposer que cette influence n'est pas très considérable, quand on voit, dans de petites machines, les pertes se réduire au minimum grâce à certaines précautions. Par exemple, dans les essais de machines agricoles, on trouve souvent que des machines, de dix à vingt chevaux, donnent des résultats aussi avantageux que la moyenne des bonnes machines marines fonctionnant aux mêmes pressions. Il est toutefois évident que, toutes choses égales d'ailleurs, les grandes machines devront avoir l'avantage, étant donnée leur moindre surface d'ex-

¹ Lorsqu'on se livre, en étudiant un type de machine, à des calculs analogues à ceux que nous venons d'indiquer, il faut prendre comme point de départ des conditions analogues à celles que l'on rencontre en pratique dans les bonnes machines ; mais, en cas de doute, il est préférable de supposer des conditions moins avantageuses.

position par unité de poids du fluide moteur sujet à condensation. Or, l'unité de surface des parois a une capacité d'absorption de la chaleur d'autant moindre que les dimensions de la machine sont plus faibles. D'après Fourier, pour un écart de température donné, la vitesse d'absorption varie à peu près comme la racine carrée de la quantité totale de chaleur présente. En outre, dans les petites machines, les parois, recouvertes d'eau, ont moins d'action (leur pouvoir absorbant étant réduit) que dans les cylindres de grandes dimensions, où les surfaces sont relativement sèches. L'expérience semble aussi indiquer une variation des pertes inférieure à celle qui est donnée par le facteur $\frac{1}{d}$.

Pour établir cette comparaison, il est nécessaire de déterminer la perte par unité de surface des parois, par unité de temps et d'écart de température à l'intérieur du cylindre. Les calculs du professeur Martens¹ permettent d'attribuer à cette quantité, supposée constante, une valeur voisine de $c = 0,180$, chiffre adopté dans nos calculs. Ceux-ci, conduits comme précédemment, nous donneront les résultats suivants :

DONNÉES :

Machine compound à simple effet.
 Espaces morts : 20 p. 100 ;
 Pression à la chaudière : 4^{kg},600 par centimètre carré ;
 Contre-pression : 1,266 kilogramme par cm² ;
 Rapport de détente au cylindre à haute pression : 2,5 ;
 Rapport des cylindres : 3,78 à 1 ;
 Vitesse du piston : 182^m,880 à la minute ;
 Volume initial : v_1 0^m,079 ; final, v_2 0^m3,198

$$p_2 = 4^{\text{kg}},220.$$

RÉSULTATS

Poids de vapeur dans les espaces morts du grand cylindre : 0,250 kilogr. ;
 La compression commence à 0,047 ; pression moyenne effective au cylindre à haute pression : 3^{kg},125 par centimètre carré ;
 Ditto au cylindre à basse pression : 0,950 kilogr. par centimètre carré ;
 Poids de vapeur au cylindre B. P. : 478 kilogrammes ;
 Énergie de la vapeur par kilogramme : 42 350 kilogrammètres ;
 Rendement de la vapeur : $E = 0,1413$;
 Poids de vapeur par heure et par cheval : 7,965 kilogrammes ;

¹ Proportions of Steam Engines ; 3^e éd. p. 257.

Consommation de charbon (évap. de 10 kilogr.) : 0,798 kilogramme ;
 Chaleur nécessaire, par cheval indiqué et par heure, calculée d'après
 l'équivalent mécanique de la chaleur généralement adopté, 4 981 ca-
 lories.

Ces chiffres montrent les résultats que donneraient, dans les condi-
 tions mentionnées, la machine théorique ou la machine réelle, s'il
 n'existait pas de pertes. Quand les dimensions sont variables, les
 volumes v , engendrés pour divers rapports de détente, et la course
 du piston étant modifiée suivant le diamètre du cylindre, varieront
 comme les cubes des diamètres, tandis que les surfaces s des
 parois varieront comme leur carré. Les pertes internes varieront
 dès lors comme $\frac{s}{v}$ ou inversement au diamètre, avec des cylindres
 semblablement proportionnés. Si la course ne change pas et que le
 diamètre seul varie, les pertes subiront les mêmes variations que
 ci-dessus, proportionnelles aux volumes et aux surfaces, mais
 moins rapidement que dans le premier cas, pour une variation
 donnée de puissance.

Comme exemple, nous prendrons trois machines appartenant
 au type supposé et dont les dimensions de cylindre seront respec-
 tivement :

$$0^m,457 \text{ et } 0,762 \times 0,406 \text{ de course.} \quad (1)$$

$$0^m,229 \text{ et } 0,381 \times 0,229 \quad \text{—} \quad (2)$$

$$0^m,076 \text{ et } 0,127 \times 0,076 \quad \text{—} \quad (3)$$

Déterminons les pertes internes par la méthode que nous avons
 supposée, en employant le coefficient $c = 0,180$ et calculons leur
 valeur d'après les surfaces du piston, de l'espace mort, des con-
 duits de vapeur et de l'intérieur du cylindre, jusqu'à la portion
 correspondante à la fin de l'admission. Nous obtiendrons les résul-
 tats suivants :

VARIATIONS DE LA CONSOMMATION SUIVANT LES DIMENSIONS DES MACHINES.

MACHINE	SURFACE	PUISSANCE indiquée	COMBUSTIBLE ET VAPEUR par cheval		VAPEUR condensée par cheval ind.	FROT- TEMENT
			indiqué	effectif		
Iddéale	»	»	0,798-7,980	»	»	»
N° 1	10,16	220,7	0,589-10,433	1,088-15,422	2,449	5 p. 100
» 2	2,66	30,37	1,270-12,655	1,406-13,925	4,672	10 p. 100
» 3	0,294	1,132	2,177-21,863	2,449-20,512	13,925	15 p. 100

L'action considérable qu'exerce ce genre de perte dans les petites machines et l'influence énorme qu'ont alors sur elle les dimensions relatives ressortent clairement dans ce tableau. Ainsi, les pertes intérieures subissent un accroissement de 2,449 à 4^{rs},672 de vapeur par cheval indiqué, à mesure que les dimensions diminuent. La consommation de vapeur passe de 7^{rs},980 dans le cas théorique, à 12,653 et 21,863 pour les plus petits appareils, en pratique.

Dans les chapitres où nous traiterons des machines compound, de la surchauffe et des enveloppes de vapeur, nous décrirons les moyens généralement employés en pratique pour réduire cette perte et ramener le fonctionnement des machines réelles aussi près que possible de celui de la machine théorique. Nous donnerons quelques calculs, à titre d'exemple.

Il nous a paru intéressant de comparer les résultats obtenus par calcul, au point de vue thermodynamique, en ce qui concerne la machine compound du steamer *City of Fall River*, d'après les données fournies par MM. Adger et Sague, avec les chiffres donnés en pratique par le même appareil¹. Les résultats de ce calcul, relatés plus bas, présentent une différence de 22 p. 100 en faveur du cas idéal, ce qui, probablement, représente surtout la perte dans un cylindre, comme nous le dirons ailleurs. Cette différence donne la mesure suivant laquelle les condensations intérieures affectent le moins économique des deux cylindres.

La vapeur employée était sèche, les machines de grandes dimensions (diamètre des cylindres : 1^m,118 et 1^m,727, course des pistons 2^m,438 et 3^m,657) et le rendement de la chaudière élevé. L'utilisation mécanique de la machine était de 83 p. 100 et celle des roues de 80 p. 100, soit en tout 66 p. 100. Les essais, qui durèrent de onze à douze heures, ont donné les résultats suivants :

p_1 = pression absolue à l'admission	3,763	kilogr.	par centimètre carré.
p_2 = — à l'échappement	0,663	—	—
p_3 = contre-pression moyenne absolue	0,343	—	—
t_1 = température absolue de l'eau d'alimentation	310°	centigrades.	

Les températures absolues, les poids du mètre cube de vapeur,

¹ Essai des Machines et Chaudières R. H. Thurston, n. 388-393

et les chaleurs latentes par mètre cube de vapeur, exprimées en kilogrammètres, étaient comme ci-dessous :

$$\begin{aligned} t_1 &= 430^\circ \text{ centigrades.} & t_2 &= 362^\circ \text{ centigrades.} \\ L_1 &= 643\,384 \text{ kilogrammètres par m}^3 \text{ de vapeur} & L_2 &= 92\,720 \text{ kilogrammètres.} \\ D_1 &= 3,054 \text{ kilogrammes} & D_2 &= 0,416 \text{ kilogramme.} \end{aligned}$$

En partant de ces données et en supposant que, la machine étant parfaite, les cylindres ne sont pas conducteurs de la chaleur, on a obtenu les résultats suivants (voir § 112) :

$$\text{Rapport de détente } r = 6,7167$$

Energie par mètre cube de vapeur admise :

$$UD_1 = 432\,384 \text{ kilogrammètres.}$$

Chaleur dépensée par mètre cube de vapeur admise :

$$H_1 D_1 = 797\,296 \text{ kilogrammètres.}$$

Pression moyenne effective, ou énergie par mètre cube du volume engendré par le piston :

$$p_e = \frac{UD_1}{r} = 19\,759 \text{ kilogrammes par mètre carré.}$$

Chaleur dépensée par mètre cube engendré par le piston :

$$\frac{H_1 D_1}{r} = 119\,022 \text{ kilogrammes par mètre carré}$$

= pression équivalente à la chaleur dépensée.

$$\text{Rendement de la vapeur : } \frac{UD_1}{H_1 D_1} = \frac{U}{H_1} = 0,166.$$

Quantité d'eau d'alimentation nécessaire par mètre cube de volume engendré par le piston :

$$= \frac{D_1}{r} = 0,454 \text{ kilogramme.}$$

Volume que doit engendrer le piston par cheval indiqué et par heure :

$$\frac{270\,000}{19\,759} = 13,664 \text{ mètres cubes.}$$

Eau d'alimentation par cheval indiqué et par heure :

$$13,664 \times 0,454 = 6,203 \text{ kilogrammes.}$$

Eau d'alimentation réellement dépensée, 7,700 kilogrammes.

$$7,700 - 6,203 = 1,497 \text{ kilogrammes} = 22 \text{ p. } 100$$

absorbés par les pertes.

En moyenne, les locomotives monocylindres de type ancien consomment environ $2^{\text{kg}},720$ de bon charbon et $18^{\text{kg}},144$ de vapeur, par cheval indiqué et par heure¹.

M. Clark a trouvé que la consommation d'eau des locomotives à voie large du Great Western Railway, du type « Great Britain », était approximativement représentée par :

$$w = 7,23 + 0,0434 a + 0,000635 a^2$$

où w est le poids de vapeur (en kilogrammes) par cheval indiqué et par heure, et a la fraction de course à laquelle se terminait l'admission.

Les chiffres ci-dessous peuvent être considérés comme de bonnes moyennes pour les machines fixes modernes.

CONSUMMATION MOYENNE DE MACHINES, EMPLOYÉES POUR L'ÉCLAIRAGE ÉLECTRIQUE
EN SERVICE COURANT

	Kilogrammes de vapeur.
Machines à grande vitesse, monocylindres.	15,876 à 18,144
— — — compound sans condensation.	11,340 à 12,247
— — — compound à condensation.	8,648 à 9,525
— — — à triple expansion	7,257 à 7,711
Machines Corliss simple sans condensation	12,247 à 13,154
— — — compound à condensation	6,808 à 7,257
— — — à triple expansion à condensation	5,897 à 6,350

Si V_c représente l'énergie disponible par la combustion d'un kilogramme de charbon, le poids de ce dernier consommé par heure et par cheval sera :

$$W = \frac{270\,000}{U_c E}$$

où E est le rendement théorique de la machine calculé d'après

¹ Ces chiffres correspondent aux locomotives américaines, beaucoup moins économiques que celles usitées en Europe, pour des causes diverses qui ne peuvent trouver place ici. Il est aujourd'hui avéré, particulièrement depuis les expériences remarquables de M. Marié, qu'une locomotive, non surmenée, ne dépense guère plus de $1^{\text{kg}},50$ de charbon par cheval indiqué. (*Note du traducteur.*)

la puissance donnée. Ainsi, si $E = 0,15$ et $U = 3\ 000\ 000$ kilogrammètres (soit environ 7 089 calories par kilogramme de charbon).

$$W = \frac{270\ 000}{3\ 000\ 000 \times 0,12} = 0^{\text{kg}},750.$$

En admettant que la chaleur convertie en travail par kilogramme de charbon brûlé au foyer de la chaudière soit de 3 000 000 kilogrammètres, la consommation de charbon par cheval-heure, pour différentes utilisations totales, sera comme suit :

TRAVAIL ET CONSOMMATION DE COMBUSTIBLE POUR DIFFÉRENTES UTILISATIONS

UTILISATION	KILOGRAMMÈTRES DE TRAVAIL PAR KILOGRAMME	KILOGRAMMES PAR CHEVAL INDIQUÉ ET PAR HEURE
1	3 000 000	0,0898
0,80	2 400 000	0,113
0,60	1 800 000	0,149
0,40	1 200 000	0,224
0,30	900 000	0,299
0,25	750 000	0,358
0,20	600 000	0,449
0,18	540 000	0,498
0,16	480 000	0,562
0,15	450 000	0,598
0,14	420 000	0,640
0,13	390 000	0,695
0,12	360 000	0,748
0,11	330 000	0,816
0,10	300 000	0,898

CHAPITRE VI

LES MACHINES COMPOUND ET A EXPANSIONS SUCCESSIVES; ENVELOPPES DE VAPEUR ET SURCHAUFFE

138. — La théorie générale et la construction des machines à expansions fractionnées sont également simples. On peut très exactement déduire les formes et proportions que ces appareils doivent présenter des principes et des faits que la pratique courante nous a déjà révélés même en ce qui concerne le fonctionnement des machines monocylindres. Comme on l'a vu, les pertes irrémédiables qui se produisent dans la machine monocylindre prennent leur source dans le refroidissement et l'échauffement alternatifs entraînant une réévaporation et une condensation successives qui diminuent le rendement. On a vu que ces phénomènes sont dus à l'exposition des surfaces internes du cylindre à l'action alternée de la vapeur vive et du refroidissement accompagnant l'échappement.

Tout moyen propre à réduire cette perte, en entravant l'échange de chaleur, en partie inutilisée, entre la vapeur et l'échappement, et par conséquent à amener la transformation d'une plus grande partie de cette chaleur en travail mécanique, tendra à accroître la valeur économique de la machine. Dans les appareils « compound », on arrive à ce résultat en limitant l'expansion et la transformation partielle de chaleur en travail, dans une proportion indiquée par le degré de condensations intérieures et de réévaporations qui se produiraient autrement. Dans ce but, on dirige la vapeur, celle qui n'est pas condensée, comme celle qui est réévaporée, dans un second cylindre où cette dernière peut accom-

plir un travail déterminé ou, tout au moins, contre-balancer, plus ou moins complètement, l'effet de la perte antérieure. On pourrait ainsi adopter un nombre quelconque de détentes successives, mais l'expérience indique qu'il est inutile d'aller au delà de la double expansion, entre trois et dix atmosphères, et de la quadruple détente pour des pressions de douze à quinze atmosphères.

L'expérience, aussi bien que l'étude théorique des pertes dans la machine, indique également qu'une machine à détentes fractionnées peut présenter un rendement mécanique supérieur, et cela, parce qu'elle est sujette à des frottements moindres que la machine monocylindre jumelle. De là, un nouvel avantage de ce système, partout où il est nécessaire, comme dans les machines marines, de faire usage de machines ayant plusieurs cylindres et manivelles. En un mot, la machine multicylindre est un appareil dans lequel la transformation, en travail, de l'énergie calorifique contenue dans la vapeur est opérée par des détentes successives dans des cylindres disposés « en série ». En pratique, les différents cylindres pourront actionner autant de machines indépendantes, ou faire partie, au contraire, d'un même appareil. On adopte quelquefois la première disposition pour les machines fixes, la seconde est généralement employée pour les appareils de navigation.

En ce qui concerne la locomotive, ou tout autre moteur dans lequel la vitesse, la pression et la charge peuvent varier isolément ou simultanément dans de larges limites, la question qui se pose relativement à l'adoption du mode compound ou de la triple expansion, devient plus difficile à résoudre. Elle se trouve en effet compliquée de ce fait que, dans des conditions aussi variables, il est difficile, pour ne pas dire impossible, de trouver des rapports et des proportions de cylindres qui soient et restent convenables pour toutes les allures. Lorsque la vitesse et la puissance au contraire ne doivent varier qu'entre des limites étroites, on peut toujours trouver une solution satisfaisante. D'où les résultats remarquables qu'ont donnés ces machines, dans leur application à la navigation et leur développement toujours croissant, de ce côté, d'où le succès très relatif au contraire qui a accompagné leur

adoption dans les cas où l'on rencontre des conditions moins régulières de fonctionnement, dans la locomotive par exemple. C'est à la pratique seule de déterminer le mode d'application et le choix du type de machine à adopter dans ce cas, la thermodynamique n'ayant plus rien à y voir.

Les machines à détentes fractionnées ont fait preuve, en pratique, de nombreux avantages, que nous pouvons résumer de la manière suivante :

- (1) Diminution de la détente dans chaque cylindre ;
- (2) Diminution considérable des pertes internes ;
- (3) Possibilité d'adopter de grands rapports totaux de détente, avec de faibles charges, sans laminage excessif ;
- (4) Diminution des fuites à l'intérieur des machines ;
- (5) Réduction de la fatigue des chaudières ;
- (6) S'il s'agit des locomotives : diminution du tirage (la chaudière devant moins produire pour une même puissance), par conséquent meilleure utilisation de la chaudière et diminution des dangers dus à la projection des étincelles hors de la cheminée ;
- (7) Elévation de la limite de vitesse et de puissance ;
- (8) Diminution, dans le cas des locomotives, de la charge d'eau et de combustible à emporter dans le tender ;
- (9) Plus grande régularité des moments moteurs ;
- (10) Finalement, accroissement du rendement mécanique de la machine.

139. — Les pertes sont, dans ces machines, du même ordre, que dans les appareils monocylindres¹. Nous avons vu, que s'il était possible d'établir une machine à vapeur, obéissant uniquement aux lois de la thermodynamique et sujette à la seule perte qu'indique cette dernière, sa théorie serait des plus simples et des plus exactes. Le rendement d'une telle machine et les poids de vapeur ou de combustible nécessaires à son fonctionnement, pour une puissance donnée, seraient simplement fonctions des propriétés physiques de la vapeur et du rapport de détente. En établis-

¹ Une partie de ce chapitre est extraite d'un Mémoire de l'auteur présenté au vingtième Congrès de l'American Society of Mechanical Engineers. *Bulletin* de 1889.

sant une semblable théorie, l'ingénieur n'aurait à se préoccuper que de la quantité de chaleur fournie à la machine, des températures de la vapeur au début et à la fin de la détente et de la relation existant entre la pression initiale et la contre-pression. Les seuls faits à considérer consisteraient dans l'importance des pressions et des volumes de la vapeur et de la proportion plus ou moins complète dans laquelle serait opérée la détente adiabatique. Il importerait peu que la machine soit monocylindre ou que la détente y soit au contraire fractionnée en autant de cylindres que l'on voudrait. Dans ce cas idéal, le diagramme, relevé à l'indicateur, représenterait seulement la quantité d'énergie calorifique transformée en travail mécanique. Le rapport de sa mesure en unités dynamiques à l'équivalent mécanique de la chaleur totale fournie à la machine au cours de son fonctionnement, donnerait la mesure du rendement de cette dernière, comme il l'est en réalité de l'utilisation thermodynamique du fluide moteur. En un mot, les rendements *thermodynamique*, *dynamique* et, par conséquent, *total* seraient identiques.

Dans une telle machine, la détermination des quantités de chaleur, de vapeur et de combustible, nécessaires à l'accomplissement du travail, n'exigerait que la connaissance de la quantité de travail accomplie par la vapeur sur le piston et relevée au moyen de l'indicateur; en divisant cette quantité par la somme d'énergie que la machine recevrait de la chaudière, on obtiendrait le rendement final.

Alors le fonctionnement de la machine se rapprocherait des conditions désirables, et plus la valeur du rendement se rapprocherait d'une limite exprimée par le quotient de l'écart des températures entre lesquelles aurait lieu l'évolution et de la température absolue du fluide à son entrée au cylindre. La différence qui existe, même dans les meilleures machines, entre la consommation de combustible réelle et celle qui résulte de ce fonctionnement théorique, représente la somme de toutes les pertes auxquelles sont sujettes les machines en dehors du cycle thermodynamique. Ainsi, si l'on prend comme exemple la consommation d'une très bonne machine fixe compound du système Corliss, s'élevant à 7^{kg},250 de vapeur par cheval-heure et donnant un rendement thermodynamique de

25 p. 100 environ, on verra que la même machine, dans les conditions théoriques, ne dépenserait que $4^{\text{kg}},54$ de vapeur environ. Les pertes se monteront donc à $2^{\text{kg}},720$ de vapeur, soit 60 p. 100 de la consommation théorique. On arrive facilement à cette comparaison par la méthode donnée plus haut qui permet de calculer le rendement thermodynamique pour un cas donné.

Nous avons vu que les pertes auxquelles sont sujettes les machines à vapeur se divisent en deux classes principales : les pertes externes et les pertes internes, ces dernières appartenant elles-mêmes à deux catégories distinctes. Nous pouvons les définir ainsi :

(1) Pertes externes ; elles consistent en la disparition de la quantité de chaleur non transformée, disparition due à la conductibilité et au pouvoir rayonnant des matériaux dont sont composées les parties de la machine qui viennent en contact avec la vapeur.

Dans les conditions normales, s'il s'agit de machines bien construites et de proportions quelconques, cette perte ne dépasse probablement pas 5 p. 100.

(2) Pertes internes ; elles se divisent en deux catégories :

(a). Pertes thermodynamiques inévitables, consistant dans la déperdition de chaleur rejetée à la température minimum du fluide évoluant ;

(b). Pertes par conductibilité intérieure et action des parois.

On doit ajouter :

(c). Pertes d'énergie mécanique.

La première des pertes internes (a) est, pour toute température donnée, initiale et finale du fluide moteur, une quantité fixe ; c'est celle qui indique la perte de rendement de la machine parfaite fonctionnant entre ces températures. La seconde (b) est au contraire variable et susceptible de diminution par des moyens connus. Enorme dans les machines de petites dimensions ou mal construites, elle devient au contraire assez faible dans les appareils de grande puissance appartenant à de bons modèles. La dernière perte (c) est rarement élevée quand la construction est satisfaisante ; dans certains cas, une étude soignée des plans, un ajustage parfait et un entretien minutieux peuvent l'amener à moins de 5 p. 100, dans les machines sans condensation, et de 10 p. 100 pour les machines à condensation, simples et fonctionnant à de

hautes pressions. La perte thermodynamique que l'on ne saurait éviter s'élève rarement à moins de 75 à 80 p. 100 de la quantité de chaleur mise en œuvre. Les pertes intérieures dues à l'action des parois, et aux condensations initiales ainsi qu'aux fuites, varient de 40 p. 100 au minimum à 25 ou 30 p. 100 de l'énergie calorifique fournie par la chaudière, dans les bonnes machines. On a constaté, dans de mauvais appareils, des pertes de ce genre dépassant 50 p. 100. C'est cette dernière perte surtout qui constitue ordinairement la différence existant entre les rendements des machines théorique et réelle. Dans les machines soigneusement construites et bien entretenues, on peut négliger l'influence des fuites, mais les condensations internes conservent une importance considérable, et il est difficile d'en diminuer les effets.

Puisqu'il est facile d'amener à peu de chose les pertes externes de chaleur, celles qui sont dues aux fuites ou aux frottements de la machine, et puisque, comme nous le savons, la perte thermodynamique est inévitable, l'ingénieur n'ayant sur elle aucune action, il est évident que les efforts, ayant pour but d'améliorer le régime économique des machines, devront se porter, dans l'avenir vers la réduction des pertes internes provenant des condensations initiales.

De la comparaison entre les machines monocylindres et compound, telles qu'on les construit ordinairement, il ressort que la première peut présenter les avantages suivants : diminution des espaces morts ; facilité d'adopter une bonne distribution, contrôlée par le régulateur, comme dans le type Corliss ; possibilité d'obtenir un cycle dynamique, représenté par le diagramme d'indicateur, dont la surface se rapproche de celle du diagramme théorique ; enfin, diminution des surfaces extérieure et intérieure exposées à l'action de la chaleur ou à l'action alternative de la chaleur et du refroidissement. D'autre part, le système compound présente cet avantage d'utiliser les pertes produites au cours de l'évolution, pas à pas, à mesure qu'elles se produisent, et d'une manière d'autant plus complète que le nombre des cylindres et des cascades successives devient plus grand. Cela permet d'augmenter la valeur du rapport de détente le plus économique en pratique. En ce qui concerne les appareils de navigation, il est supérieur à tout autre,

comme d'ailleurs dans toutes les machines où il est nécessaire de disposer deux ou trois manivelles pour assurer une certaine régularité des moments moteurs, parce qu'il donne lieu à une pression plus régulière sur les tourillons moteurs, ce qui assure une rotation plus uniforme de l'arbre et diminue les frottements de ce dernier dans ses paliers.

Suivant les cas, on peut avoir avantage à adopter l'un ou l'autre de ces systèmes. On est arrivé, en réalité, à obtenir sensiblement le même rendement de fluide moteur dans les deux types, en prenant des précautions minutieuses pour réduire les pertes. Ainsi, dans la machine monocylindre, le rendement dépend en grande partie de dispositions diverses telles que l'enveloppe de vapeur et la surchauffe, tandis que, dans le type compound, il en est plus ou moins indépendant. On trouvera ci-dessous quelques chiffres provenant de sources autorisées qui nous permettent de calculer la machine théorique et la machine réelle, et d'analyser les résultats obtenus en pratique.

DONNÉES ET RÉSULTATS

Type de machine	Compound.	Monocylindre .
Numéro de l'essai	I	II
p_1 (kilogrammes par centimètre carré).	10,900	9,140
r	4	2
p_6	1,406	1,406
Température de l'eau d'alimentation	15°5 C.	15°5 C.
Rendement de la vapeur	0,1445	0,1197
— chaudière (Eq. de Rankine).	0,664	0,600

Le charbon dépensé par cheval effectif sur l'arbre s'éleva dans ce cas à 1,860 et 2,130 kilogrammes respectivement.

Charbon par cheval effectif.	1 ^{kg} ,860	2 ^{kg} ,130
— — indiqué (frottements 20 0/0).	1,490	1,630
— — (cas théorique).	0,911	1,065
Pertes extra-thermodynamiques, p. 100.	30,90	37,60
Valeur de a ($c = a\sqrt{r}$)	0,22 ¹	0,26

Dans ce dernier cas qui est relatif à une locomotive, l'adoption

¹ Correspond très exactement avec les calculs de l'auteur, effectués sur des machines présentant sensiblement le même volume de cylindre, et cités plus haut.

du mode compound a entraîné une diminution des pertes de 7 p. 100.

140. — **La réduction des pertes** devient donc, on le voit, un sujet d'étude important. Le rendement de la machine monocylindre étant limité par les pertes internes, l'ingénieur doit s'attacher avant tout à rechercher les moyens de les réduire. Or, les trois artifices qui paraissent les plus avantageux en pratique et possèdent souvent une grande efficacité très réelle, sont :

- (1) La surchauffe ;
- (2) L'enveloppe de vapeur ;
- (3) L'adoption du mode compound.

Le *surchauffage* de la vapeur est plus connu qu'usité. Il est évident que, si la vapeur pouvait être introduite dans la machine à une température telle qu'il ne puisse se produire de condensations, soit à l'admission par suite de l'action refroidissante des parois, soit au cours des différentes phases de la distribution en raison du travail produit, ni par conséquent de pertes intérieures par réévaporation pendant l'échappement, le rendement de la machine serait accru d'autant. De plus, la vapeur surchauffée étant, comme les gaz permanents, mauvaise conductrice de la chaleur et présentant une faible chaleur spécifique, elle se trouve être moins sujette aux diverses pertes. Malheureusement, la pratique a démontré que au delà d'une assez faible proportion, probablement 37°,7 centigrades, on ne saurait recommander l'emploi de la surchauffe, en raison des avaries qu'elle peut entraîner pour la machine et de l'entretien dispendieux des appareils, destinés à la produire, qui font plus que contre-balancer ses avantages. Aussi, se borne-t-on à la considérer comme un auxiliaire et non plus comme un palliatif complet des pertes intérieures. Nous examinerons ailleurs ce sujet plus en détail.

L'emploi de l'enveloppe de vapeur est un remède partiel contre la perte dont nous nous occupons. On peut en effet, par son entremise, produire une action analogue à celle de la surchauffe, c'est-à-dire sécher la vapeur pendant toute la course du piston. Nous avons vu que la valeur de la réévaporation, pendant la phase comprise entre la fermeture du tiroir et l'échappement, et que la

quantité de chaleur ainsi enlevée au cylindre peuvent servir approximativement de mesure aux condensations initiales et à la perte réelle, par conséquent à la quantité de vapeur qu'il faut fournir à la machine, en plus de ce qu'indique la théorie thermodynamique.

L'action de l'enveloppe de vapeur dépend en grande partie des conditions du fonctionnement de la machine à laquelle on l'applique; elle peut donc, suivant les cas, être considérable ou à peu près nulle. Quand la vapeur est sèche à l'état initial, l'enveloppe est en général d'une certaine efficacité, si la vapeur est surchauffée ou humide, au contraire, la chemise aura une action relativement très limitée sinon nuisible. Ce sujet fera l'objet d'une étude ultérieure.

Il est bien évident que, de toutes les méthodes propres à réduire les condensations initiales, la seule véritablement économique consisterait dans l'emploi d'une chemise intérieure en matériaux non conducteurs de la chaleur. La surchauffe de la vapeur, avant son entrée au cylindre, entraîne la diminution d'une perte considérable, mais au prix d'une autre perte, plus petite d'ailleurs. Même quand la surchauffe est poussée assez loin pour que la vapeur jouisse des mêmes propriétés que les gaz permanents, cette perte est réduite, mais non entièrement supprimée. Dans la machine monocylindre sans enveloppe, la chaleur entraînée par l'échappement constitue une perte sèche; cela est encore vrai, bien que, dans une moindre proportion, pour la même machine munie d'une enveloppe, non seulement en ce qui concerne le calorique perdu par condensation initiale et réévaporation ultérieure, mais encore la chaleur dépensée pour réduire la première quantité, en séchant la vapeur avant son introduction ou, au cours de son évolution, par l'intermédiaire de l'enveloppe.

Dans les machines multicylindres, la chaleur employée à élever la température et à réduire les condensations initiales au premier cylindre est utilisée dans le second, mais toute la chaleur, contenue dans la vapeur d'échappement de ce dernier cylindre, va se perdre au condenseur. On voit donc que, dans l'un comme dans l'autre système, l'utilisation de la chaleur additionnelle est plus ou moins incomplète. Lorsque la vapeur est humide, la présence

d'une enveloppe peut exagérer plutôt que réduire la perte ; en effet, avec une détente prolongée, elle peut accroître les pertes à l'échappement dans une proportion plus grande qu'elle ne réduira les condensations initiales. Les mêmes remarques s'étendent, dans une moindre proportion toutefois, aux machines compound où l'on adopte des détentes considérables.

Pour assurer la plus grande économie possible, la vapeur doit être fournie, par la chaudière, à l'état de surchauffe ou tout au moins de siccité, quel que soit le système de machine adopté, afin de permettre l'accroissement du rapport de détente.

Le système « compound », ou à n expansions qui n'en est que le développement, dans lequel la vapeur qui a agi à l'intérieur d'un premier cylindre est dirigée dans un ou plusieurs autres cylindres où elle achève de se détendre, est aujourd'hui le plus en faveur, de tous les moyens connus propres à prolonger le rapport pratique de détente et d'accroître le rendement des machines à vapeur. La limite à l'accroissement économique du rapport de détente de la vapeur dans un cylindre unique, est déterminée, nous l'avons vu, par l'importance des pertes qui accompagnent le fonctionnement d'une machine dont le cylindre est construit en matériaux mauvais conducteurs de la chaleur. Aussi, tout moyen propre à réduire cette perte interne de chaleur se traduira-t-il par une augmentation du rendement de la machine dû à l'accroissement, dans des conditions économiques, du rapport de détente.

141. — Les problèmes que l'on se propose de résoudre en adoptant le mode compound sont maintenant faciles à établir. Du moment que l'on admet la possibilité de diviser en deux ou trois fractions les pertes dues aux condensations intérieures et aux fuites, il devient évident que l'on pourra prolonger les limites pratiques de la détente, et par conséquent la transformation de chaleur en travail. C'est ce résultat que l'on obtient par l'emploi de la machine multicylindre.

Les pertes internes sont sensiblement réduites à celles qui ont lieu dans un des cylindres, et la perte brute diminue à mesure que le fractionnement augmente. La chaleur et la vapeur perdues ou absorbées par échange interne, sans transformation, à l'intérieur

du premier cylindre, sont utilisées dans le second, de la même manière que si elles étaient fournies par une chaudière distincte à une pression correspondant à celle de l'échappement du premier cylindre. Ainsi, le rendement se trouve accru parce que la pression peut être augmentée économiquement, cet excédent se trouvant utilisé grâce à l'addition d'un second cylindre.

La pratique usuelle a démontré que, pour obtenir les meilleurs résultats dans les différents types de machines à détente fractionnée, convenablement proportionnées, il faut que la pression finale soit légèrement supérieure à la somme de la contre-pression au grand cylindre et de la pression correspondant au frottement de l'appareil. Généralement, cette pression finale est de 0^{kg},560 à 0^{kg},700 absolus. C'est le dernier chiffre que nous supposons dans nos calculs.

142. — Les trois principes fondamentaux sont :

(1) La détente économique, opérée dans un cylindre unique, à une limite fixée par l'accroissement des pertes internes, limite que l'on atteint même avec un faible rapport d'expansion.

(2) Dans la pratique, et pour les cas que nous considérerons, on peut admettre que la détente se produit suivant la courbe hyperbolique dont l'ordonnée finale sera, nous venons de le voir, de 0^{kg},700 absolu, environ¹. En divisant la pression initiale par cette pression finale, on obtiendra une détermination approximative du rapport de détente qu'il serait avantageux d'obtenir dans les machines de ce type.

(3) Toute la quantité de vapeur entrant dans un cylindre sera dirigée, à l'état de vapeur, dans le cylindre suivant, et, de là, au condenseur, si l'on fait abstraction des pertes externes. Toute la vapeur condensée à son entrée au petit cylindre grâce à l'absorption de chaleur par les parois du dernier, sera réévaporée ultérieurement et passera dans le condenseur ou dans le cylindre suivant.

¹ M. H.-A.-B. Bole a trouvé que la valeur de n dans les machines à triple expansion bien établies est approximativement de 1, 2, et varie peu avec le rapport de détente adopté. (Conversion des machines compound en triple expansion, *Trans. Brit. Inst. N. A.*, 1886.)

La chaleur transmise dans une direction pendant l'une des phases sera transmise, en quantité précisément égale, dans la direction opposée, au cours de la phase suivante.

Ce dernier point est important et facile à déterminer. Lorsque le régime de la machine est établi, le cylindre n'est ni échauffé, ni refroidi d'une manière permanente ; il ne peut se produire non plus d'échauffement progressif, car, s'il en était ainsi, les parois se trouveraient, à un moment donné, plus chaudes que la vapeur, et il y aurait surchauffe ; de même il ne peut y avoir de refroidissement progressif, car le cylindre deviendrait alors un condenseur de capacité indéfinie. Il est donc de toute nécessité que la chaleur reçue par un des éléments du système soit transmise à l'élément suivant, dans la supposition bien entendu que l'on ne tient pas compte des pertes externes par rayonnement ou conductibilité, non plus que du phénomène signalé par Rankine et Clausius, relatif à la liquéfaction partielle de la vapeur pendant la détente, par suite de la transformation mécanique de la chaleur ¹. Il s'ensuit que l'introduction d'un nombre quelconque de cylindres entre l'élément final et l'élément initial n'affecte pas le fonctionnement du dernier cylindre, en ce qui concerne les condensations intérieures, quelque grandes qu'elles soient. Cela suppose naturellement que l'introduction des nouveaux éléments est accompagnée d'un accroissement des pressions tel que la vapeur pénètre à la même pression dans le grand cylindre. Le phénomène de Rankine et de Clausius, il est important de le noter, bien qu'insignifiant si on considère chaque cylindre séparément, à cause du faible rapport de détente qui y est produit, entraîne, dans la série, une condensation totale qui, avec de grands rapports d'expansion, peut se monter, nous l'avons vu, à 15 ou 20 p. 100 de la vapeur nécessaire au point de vue thermodynamique. Le « mode compound » n'a aucune action sur la condensation ainsi produite, puisque la chaleur, enlevée de cette manière à la vapeur, est transformée en travail et retirée du système, au lieu d'y être momentanément emmagasinée. Dans la machine multicylindre, la perte totale due à cette cause a évi-

¹ C'est là que l'auteur appellerait volontiers le principe de Hirn ; voir un Mémoire de M. Dwelshauvers-Dery, dans le *Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse*, oct. 1888, sur la théorie des machines monocylindres. On en trouvera une preuve mathématique dans le *Cours de machine à vapeur* de M. de Fréminville, p. 121.

demment pour mesure la perte maximum dans un des cylindres. En effet, si tous les cylindres sont également sujets à cette perte, la vapeur, provenant de réévaporation, rejetée d'un cylindre quelconque, par exemple de celui à haute pression, fournit précisément la chaleur nécessaire pour suppléer à la perte par condensation initiale dans le cylindre suivant, et ainsi de suite. L'usage de plusieurs cylindres, disposés en série, a donc pour effet de diviser tout au moins la perte totale qui se produirait dans un cylindre unique par le nombre des cylindres employés. C'est surtout à cette propriété que le système compound doit ses résultats économiques si remarquables.

Les trois principes que nous avons énoncés nous donnent un moyen d'établir une théorie de la machine à vapeur à expansions successives, qui pourra suffire à tous les besoins de l'ingénieur. Le premier principe nous montre que, la détente économique opérée à l'intérieur d'un cylindre unique étant forcément limitée, le nombre probable de cylindres successifs pourra être déterminé a priori, une fois cette limite connue pour chaque cas déterminé, soit par des expériences, soit par la pratique usuelle, soit par la théorie et le calcul. Le second principe nous montre que l'on possède en somme une mesure tout au moins approximative du rapport total de détente donnant le meilleur rendement, quand on a fait choix de la pression finale la plus convenable pour le type de machine considéré. Pour obtenir le nombre minimum de cylindres à adopter, il faudra diviser ce rapport total de détente par le rapport maximum admissible dans chacun d'eux. En d'autres mots, le rapport total de détente devra être approximativement égal au rapport admissible dans un seul cylindre, affecté d'une puissance égale au nombre des cylindres. En combinant ces deux considérations, nous pourrions obtenir une détermination, probablement assez exacte, du nombre minimum de cylindres à disposer en série. Le troisième principe permet d'estimer les pertes totales internes de la série et la consommation probable de vapeur, ainsi que la solution de tous les problèmes relatifs au rendement des machines compound, à quelque type qu'elles appartiennent.

143. — La première opération à effectuer, dans l'étude d'une ma-

chine compound, consiste dans la détermination du rapport de détente le plus avantageux dans un seul cylindre, dans les conditions présumées et pour le type de machine donné, puis le meilleur rapport de détente pour la série. Cette étude doit être faite également en vue de considérations pratiques et financières. Ce n'est ni le rendement thermodynamique, ni le rendement du fluide ou de la machine qui doivent finalement déterminer le rapport le plus convenable de détente. Ce dernier doit être tel qu'il concoure à l'utilisation commerciale maximum et que le coût des opérations, à la puissance donnée et en tenant compte de la durée probable du système, soit minimum. Le rapport total aussi bien que celui convenant à chaque cylindre, une fois déterminé, il devient facile de fixer le nombre de cascades à introduire dans la série. Le premier est déterminé, nous venons de le voir, par des considérations toutes pratiques, mais le second doit être choisi de manière que la machine possède le rendement le plus élevé possible ; on l'établira en se basant sur la contre-pression dans le cylindre considéré, augmentée de la pression équivalente à la proportion des frottements qui lui incombent.

L'étude du mode de distribution des pertes dans les différents cylindres des machines à détente fractionnée montre que, les pressions croissant plus vite que les températures, l'écart de température maximum aura lieu au petit cylindre. Le même poids de vapeur passant à travers la série entière, c'est au contraire le grand cylindre qui présentera la plus grande surface condensante en proportion du poids de vapeur dépensé par la machine¹.

144. — Le rapport de détente le plus économique, dans un cylindre unique, variera suivant l'écart de température et de pression qui y a lieu et suivant les conditions physiques du fluide moteur. Toutefois, on peut considérer, d'après l'expérience journalière,

¹ Le professeur Schroeter, d'Augsbourg, dans des essais effectués en 1889 sur une machine à triple expansion, a trouvé que la condensation dans les différents cylindres variaient de 14,4 p. 100 au petit cylindre à 33,7 et 51,9 p. 100 dans les cylindres intermédiaire et à basse pression, respectivement. Le total s'élevant à 16 ou 20 p. 100 du poids de vapeur fournie, en d'autres termes, les pertes intérieures s'élevaient chacune de 2 1/2 à 10 p. 100 de la vapeur totale par exemple dans un essai : 2,6, 6,0, et 9,7 p. 100 dans les trois cylindres respectivement, les minima étaient de 2,2, 5,4 et 7,3, et les maxima de 2,9, 6,4, et 10,7, les totaux s'élevaient de 16,1 à 20 p. 100.

qu'il ne doit pas dépasser deux volumes et demi pour les machines sans enveloppe, fonctionnant avec de la vapeur humide, et de trois à quatre volumes dans les meilleures machines. Le rapport total de détente devient ainsi pour les différents types de machines à expansions successives :

MACHINES MULTICYLINDRES

Nombre de cylindres	1	2	3	
r	2,5 à 3	6,25 à 9	16 à 27	40 à 81
p_1	1,760 à 2,110 kg	4,220 à 7 kg	8,440 à 21 kg	24,500 à 56 kg

Le résultat de cette division des pertes dans la machine multicylindre est tel que, dans les appareils à triple expansion, par exemple, les condensations initiales, qui s'élèvent à 30 p. 100 dans la machine monocylindre, ne dépassent pas 10 à 12 p. 100. Cela suppose naturellement une machine bien étudiée et de la vapeur sèche, c'est-à-dire contenant moins de 3 p. 100 d'eau. Dans un semblable cas, la surface des diagrammes totalisés sera environ les 0,80 de la surface du diagramme théorique. On obtiendrait environ 0,70 avec la machine compound.

En pratique, dans une machine à triple expansion, avec une pression initiale de $10^{kg},5$, les rapports des cylindres devront être de 1, 2,5, 7,5 pour qu'il y ait une égalité sensible entre les écarts de température. Si l'on se propose d'égaliser les travaux, les rapports de volumes devront être sensiblement de : 1, 2,8 et 7,1.

La machine à triple expansion devra être adoptée pour des pressions ne dépassant pas 14 kilogrammes ; au delà, et jusqu'aux plus hautes pressions dont on puisse prévoir l'adoption future, il faudra faire usage de la machine à quadruple expansion. La machine compound à deux cylindres sera la plus avantageuse pour des pressions inférieures à celles qui servent de limite inférieure, à la machine à triple expansion. Chacun de ces types peut dépasser avantageusement les limites qui lui sont assignées, si l'on prend les précautions nécessaires pour diminuer les pertes internes, par exemple si on augmente la vitesse, si on surchauffe la vapeur ou si on adopte tout expédient capable d'accroître l'efficacité des

enveloppes de vapeur. Tout système, susceptible d'augmenter le rendement de la machine monocylindre, accroîtra également celui de la machine compound et permettra d'écarter les limites qui lui sont ordinairement imposées.

145. — L'influence des perfectionnements considérés comme favorables au fonctionnement des autres types de machine, tels par exemple que le surchauffage, l'enveloppe de vapeur, ou l'augmentation de la vitesse, est facile à concevoir, quand on comprend nettement le mode d'opération de la machine multicylindre, dans ses relations avec les échanges et transformations calorifiques. Nous pouvons les considérer dans l'ordre que nous venons de leur assigner :

(1) La *surchauffe* de la vapeur, avant son passage de la chaudière à la machine, présente cet avantage de fournir un fluide capable d'abandonner aux parois du cylindre une certaine quantité de chaleur mesurée par le produit de sa chaleur spécifique, en tant que gaz, par le surplus de température dû au surchauffage et par son poids sans qu'il y ait condensation initiale.

Si cette quantité de chaleur est égale ou supérieure à la perte qui a lieu pendant l'échappement, il ne se produira aucune condensation. La perte dans le cylindre à haute pression se réduira à celle qui serait due au passage d'un gaz, se trouvant dans les mêmes conditions de température et de détente. Ce ne sera réellement qu'une faible quantité, puisque les gaz ne possèdent, outre une faible chaleur spécifique, qu'une conductibilité inférieure.

Si la surchauffe était supérieure à la perte par l'échappement, la vapeur ne commencerait à se condenser qu'après une certaine détente ou même ne se condenserait pas du tout. En effet, pour qu'il n'y ait pas liquéfaction dans ces conditions, il suffirait que la vapeur contienne une quantité de chaleur suffisante pour maintenir la vapeur à l'état de siccité et de saturation au cours de la détente, pendant la production du travail.

Si, au contraire, la surchauffe est plus faible que dans le premier cas mentionné, les condensations initiales seront diminuées, mais non entièrement supprimées.

Il n'est probablement pas avantageux ou économique, en pratique, de surchauffer assez la vapeur pour que celle-ci reste sèche pendant toute la course¹.

Dans tous les cas, le degré de surchauffe pourra servir de mesure à la diminution des pertes par échanges de chaleur dans *chacun* des cylindres de la série. La vapeur s'échappant du petit cylindre en sera d'autant plus sèche en effet, et il en sera de même du ou des cylindres suivants.

S'il n'y avait d'autre disparition de chaleur que celle provenant des condensations intérieures, la surchauffe, produite avant l'entrée au premier cylindre de la série, subsisterait dans les autres. Mais, grâce à la condensation, que Rankine et Clausius ont démontré se produire au cours de la détente, et aux diverses autres pertes de chaleur non transformée, le bénéfice que l'on pourrait attendre de la surchauffe diminue de cylindre en cylindre, à mesure qu'on descend dans la série, mais reste néanmoins très réel. Chaque cylindre recevra la vapeur dans un état plus grand d'humidité que le cylindre immédiatement antérieur, et cela dans la proportion qu'entraîne l'augmentation de la condensation pendant la détente et des pertes par conductibilité et rayonnement à mesure qu'on passe du petit au grand cylindre.

La surchauffe, produite au cylindre à haute pression, aura un effet favorable dans les autres cylindres, même dans celui de détente finale. Néanmoins, les condensations intérieures augmenteront successivement à mesure qu'on avancera dans la série. En effet, plus la vapeur, pénétrant dans un cylindre, sera humide, plus la condensation sera importante et plus la vapeur sera humide à sa sortie grâce à la proportion initiale d'eau, d'où augmentation de la chaleur spécifique aussi bien qu'à celle découlant du phénomène décrit par Rankine et Clausius et de la perte par échange avec les corps avoisinants. Cette dernière action sera toutefois d'autant moins importante dans ses effets et moins facile à contrôler que l'humidité initiale de la vapeur et la valeur des condensations à l'admission seront plus grandes. Lorsque la pro-

¹ L'auteur a connaissance d'un cas où une surchauffe de 260° centigrades était nécessaire pour donner une surchauffe de 10° centigrades à l'échappement. On considère ordinairement une surchauffe de 37° centigrades comme un maximum pratique.

portion totale d'eau comprise dans le mélange est d'environ moitié, le phénomène tend à devenir inappréciable. Il est probable qu'il peut être entièrement négligé dans le calcul de l'utilisation de la plupart des machines existantes, sans qu'il en résulte une erreur sensible, et même le plus souvent, sans modifier matériellement les résultats obtenus. D'autre part la surchauffe de la vapeur ne paraît pas avoir d'action sur ce phénomène.

(2) *L'enveloppe de vapeur*, cet expédient déjà usité par Watt pour remédier aux pertes internes, constitue un moyen de réaliser approximativement le desideratum énoncé par cet inventeur, « tenir le cylindre aussi chaud que la vapeur qui y entre », de manière que le fluide ne vienne pas, pendant la période d'admission, se condenser en buée sur les parois. Les autorités les plus compétentes en cette matière ne sont pas d'accord en ce qui concerne les avantages que présente l'enveloppe, pour les machines à détente fractionnée, non plus que sur son rôle exact. Certains conseillent de disposer une enveloppe au petit cylindre seulement, d'autres au grand cylindre, et quelques-uns l'adoptent pour tous les cylindres de la série. La théorie de la machine à vapeur indiquerait que, pour obtenir le maximum d'effet utile, et une fois le rôle de l'enveloppe bien démontré, c'est le dernier de ces systèmes qui est le meilleur. Puisque les pertes intérieures auxquelles la machine est sujette ont sensiblement pour mesure celles qui se produisent dans celui de ces organes dont l'utilisation est la plus défectueuse, l'absence d'enveloppe à un cylindre quelconque aura pour résultat d'augmenter la perte totale d'une quantité exactement équivalente à la diminution d'utilisation dont ce cylindre sera le théâtre.

La question qui se pose en pratique pour l'ingénieur consiste à savoir si les frais supplémentaires qu'entraînera l'addition d'enveloppes de vapeur seront rémunérés par l'économie que procurera cette dernière. On voit de suite, au point de vue pratique, et tout considéré, que l'enveloppe présente beaucoup moins d'avantages pour les machines multicylindres que pour les machines monocylindres fonctionnant avec le même degré de détente. En principe, l'importance de la perte que l'enveloppe a pour but de

pallier est d'autant moindre que le nombre des cylindres, disposés en série, est plus grand.

Il est de même évident que les conditions tendant à diminuer le rôle de l'enveloppe dans les machines monocylindres auront un effet plus sensible encore dans les appareils à cascades. Par exemple, l'enveloppe devient moins nécessaire à mesure que la vitesse du piston augmente ; or, on atteint beaucoup plus vite, avec les machines multicylindres, les limites à laquelle on peut se dispenser de l'adopter. C'est ce principe qui justifie la pratique, aujourd'hui courante, de ne pas ajouter d'enveloppes aux machines tournant à des vitesses de 200 à 300 tours par minute, ou dont la vitesse de piston dépasse 5 mètres par seconde. Dans les pompes à vapeur au contraire, où la vitesse de piston est faible, il est indispensable d'avoir recours aux enveloppes de vapeur, si l'on veut obtenir des résultats économiques.

(3) Les *grandes vitesses de piston*, en tant que moyen destiné à réduire les condensations initiales, le poids et le prix des machines, présentent évidemment d'autant moins d'importance, que le nombre des cylindres successifs est plus grand. Il est cependant évident que, pour obtenir le rendement maximum, il importe de rendre minimum le temps pendant lequel l'action des parois de chaque cylindre pourra se produire.

Avec les vitesses de piston aujourd'hui usuelles, la valeur des différents expédients que nous venons de considérer a beaucoup diminué. Il faut pourtant encore les adopter tous chaque fois que l'on cherche à obtenir une très haute utilisation, ce qui paraît être, aujourd'hui, la tendance générale des constructeurs. En résumé, tous les dispositifs qui pourront, sous ce rapport, être avantageux pour les machines monocylindres le seront aussi, à un degré moindre mais souvent notable, pour les machines compound et leurs dérivées.

L'adoption de cylindres non conducteurs dispenserait, en ce qui concerne l'économie thermodynamique réalisée, d'avoir recours aux machines à détentes multiples, mais on perdrait alors les avantages qu'elles présentent au point de vue de l'équilibre des moments moteurs. On a vu plus haut les recherches effectuées dans cette direction par Smeaton qui recouvrait de bois les pistons

et les fonds de ses cylindres, puis par Emery et d'autres ; Watt en avait également pressenti l'importance, démontrée plus tard par Rankine et ses successeurs.

Les espaces morts sont généralement plus grands dans les machines à détente successives que dans les appareils monocylindres. D'autre part, il faut remarquer que la vapeur, perdue ou inutilisée de ce fait dans un cylindre, sert à remplir les espaces morts du cylindre suivant. On peut donc admettre que ce genre de perte doit, comme les autres, être également divisé par le nombre des cylindres. Il n'en reste pas moins nécessaire de réduire les espaces morts autant qu'il est possible en pratique, mais cela présente beaucoup moins d'intérêt que pour la machine à cylindre unique.

Ainsi, l'adoption du mode compound et de ses dérivés réduit les pertes de toutes sortes, à l'exception de celle qui provient du rayonnement extérieur — laquelle augmente avec les surfaces — et de la perte due au frottement, laquelle s'accroît en proportion du nombre des cylindres. Il ne faut pas perdre de vue toutefois que ce sont là des pertes minimales.

146. — Le nombre des cylindres à disposer en série doit, en définitive, être établi d'après des considérations financières. Ce fait que les pertes internes sont égales à celles produites dans un des cylindres indique simplement que, si l'on considère seulement l'économie de calorique, ce nombre de cylindres n'a d'autre limite naturelle que celle imposée par les pertes externes provenant de la conductibilité et du rayonnement qui pourraient finalement, par suite de l'augmentation des surfaces, plus que compenser le gain obtenu d'autre part. On le démontre clairement de la manière suivante :

Le travail accompli est proportionnel à la quantité $1 + \text{Log } r$ et la dépense correspondante à $1 + \frac{1}{ar^m n^2}$ puisque la détente dans un seul des cylindres est la racine $n^{\text{ième}}$ du rapport total d'expansion pour la série complète. m est déterminé par l'importance et le mode de variation des condensations intérieures en fonction des différents rapports de détente. On peut poser $m = 2$ environ ; a est un coefficient sensiblement égal à 0,2. La dépense de vapeur

considérée au point de vue thermodynamique, et en tenant compte des pertes intérieures, pour un travail donné, sera minimum quand le quotient des deux expressions ci-dessus :

$$\frac{1 + \log. r,}{1 + ar^{\frac{1}{mn}}}$$

sera maximum. Or, pour qu'il en soit ainsi, il faut que le dénominateur soit minimum, ce qui a lieu quand n s'accroît indéfiniment.

Nous pouvons, à titre d'exemple, considérer qu'une machine monocylindre, bien étudiée et fonctionnant dans de bonnes conditions, à haute pression et à condensation, où le rapport de détente est choisi de manière à donner l'utilisation pratique maximum, consommera en moyenne 0^{kg},910 de bon charbon par cheval et par heure. Dans des conditions également favorables, avec autant de vraisemblance, nous pouvons supposer que les machines multicylindres se montreront sensiblement plus économiques, à peu près dans les conditions suivantes :

TYPE DE MACHINE	CONSUMMATION de charbon par cheval	GAIN, TOTAL	GAIN, DIFFÉRENCE
	Kg.	P. 100	P. 100
Monocylindre	0,907	«	«
Compound	0,725	20	20
Triple expansion. . . .	0,635	30	10
Quadruple expansion.	0,566	40	10
Quintuple expansion .	0,500	50	10

Dans les trois premiers cas, les chiffres sont basés sur des résultats pratiques qui s'étendent sur une période de plusieurs années. Dans les deux autres cas, ils sont déterminés par induction, d'après la progression ainsi établie, et en fonction de ce principe énoncé plus haut, que la perte est sensiblement réduite en proportion du nombre des cylindres disposés en série. L'ingénieur peut facilement déterminer à priori le prix probable d'établissement et le coût d'entretien résultant de l'addition d'un cylindre à un quelconque des différents types de machines. Il est donc capable de préjuger assez approximativement si le gain que l'on est en droit

d'attendre de cette nouvelle complication est suffisant pour compenser les frais supplémentaires qu'elle entraînera et même pour donner une marge suffisante de bénéfice.

De ce qui précède on peut encore déduire ce fait important que si le nombre des cascades à adopter n'est pas déterminé *avant tout* par la pression de la vapeur employée, on peut néanmoins considérer comme démontré par l'expérience qu'à un point de vue purement commercial il n'y a aucun avantage à adopter le système compound pour de très basses pressions, non plus qu'à ajouter un troisième cylindre, à moins que la pression ne dépasse quatre ou cinq atmosphères effectifs. L'addition de tout nouveau cylindre à la série étant en partie déterminée par l'accroissement de la pression; à tout nouveau cylindre devra correspondre en pratique une augmentation de pression de quatre ou cinq atmosphères environ.

Quelle que soit la pression cependant, l'adoption du mode compound et de ses dérivés entraînera une réduction de la perte thermique totale, interne, très sensiblement en proportion du nombre des cylindres successifs; mais il ne s'ensuit pas nécessairement que le rendement industriel de la machine soit augmenté dans la même proportion. Au contraire, comme on le verra plus tard, ce ne sera jamais une heureuse spéculation que de pousser la complication aussi loin que semblerait l'indiquer l'examen théorique de la question. Cette différence sera d'autant plus grande que la machine réelle se rapprochera davantage de la machine théorique. La machine monocylindre devient en effet le type le plus avantageux à mesure que son rendement, comme celui de chacun des différents éléments qui composent la machine compound, devient plus grand.

147. — En ce qui concerne les dimensions de la machine, il est dès maintenant facile de voir que le bénéfice dérivé du mode compound, doit être, en vertu des considérations étudiées jusqu'ici, plus marqué encore avec les petites qu'avec les grandes machines. Puisque les pertes sont, toutes choses égales d'ailleurs, invariablement plus grandes à mesure que les dimensions de l'appareil diminuent, il semble naturel de croire que l'on a plus d'intérêt à essayer alors de les réduire.

Dans les cas où le mode compound est adapté aux petites machines, l'effet des condensations intérieures reste encore le plus souvent très marqué dans chaque cylindre ; on peut s'en rendre compte, dans certaines machines Wolff de petites dimensions, où le premier effet de l'action refroidissante du métal sur la vapeur lors de son introduction, est nettement indiquée par la chute soudaine de pression qui se produit entre les deux cylindres, au moment où la communication s'établit. Cette chute est du même ordre que celle qui se produit à l'échappement dans les machines monocylindres sans condensation, où la pression finale de la détente est assez élevée ; elle peut se monter à plusieurs dixièmes d'atmosphère¹.

148. — Les problèmes relatifs à l'utilisation relatives des différentes classes de machines multicylindres sont dès maintenant faciles à résoudre. Les données nécessaires peuvent être obtenues dans la supposition que les principes énoncés plus haut sont applicables d'une manière générale, en calculant d'abord le rendement de la machine idéale du type correspondant, puis les pertes probables de chaleur et de travail, dans les différents cylindres et pour l'ensemble de l'appareil. Il va sans dire que le mode de calcul, relatif à la machine idéale, est le même pour les appareils monocylindres ou compound. Les pertes au contraire varient avec chaque type et suivant les dimensions ou les proportions des machines.

Si, comme cela est dès maintenant possible, nous sommes à même de déterminer très approximativement les pertes qui résultent du fonctionnement de tout cylindre ou de toute machine, il devient facile de se prononcer sur les mérites respectifs de chacun, son rendement probable ainsi que d'évaluer sa consommation de vapeur et même de charbon du moment que nous connaissons l'utilisation de la chaudière. Les différences d'utilisation que l'on pourra relever entre les différents types ou exemples choisis indiqueront leur mérite relatif et fourniront des bases pour le calcul des rendements dans les divers cas.

¹ Ce fait a été reconnu par les constructeurs d'un type de machines compound à simple effet, très répandu en Amérique ; ils n'ont pas tardé d'ailleurs à y remédier.

On trouvera ci-dessous quelques exemples de solutions approchées de ces problèmes, tels qu'ils se posent en pratique ou qu'ils résultent d'expériences effectuées en vue de se rendre compte de la valeur des différents systèmes dans les applications particulières qu'on se propose.

On a vu que les différences existant entre les consommations de vapeur relatées dans les deux tableaux du chapitre précédent, relatifs aux machines monocylindres idéale et réelle, sont dues aux pertes susceptibles de réduction par l'adoption du mode compound. Ces pertes, sensiblement constantes, s'élevaient, on se le rappelle, à environ $2^{\text{kg}},72$ de vapeur pour la machine à condensation, et à $4^{\text{kg}},54$ pour les différents types de machines sans condensation. Dans une machine compound simple, ces pertes seraient réduites à $1^{\text{kg}},36$ et $2^{\text{kg}},27$ environ, et, dans un appareil à triple expansion, à $0^{\text{kg}},907$ ou $1^{\text{kg}},500$. Si l'on se rapporte au cas n° 5 du dernier tableau, là où une machine monocylindre dépensait $10^{\text{kg}},43$ de vapeur par heure et par cheval, une machine compound n'en consommait plus que $9^{\text{kg}},070$, une machine à triple expansion que $8^{\text{kg}},62$, et une machine à quadruple expansion que $8^{\text{kg}},25$ environ.

Prenons comme exemple un type connu de machine-tandem compound à grande vitesse, fonctionnant à une pression de $7^{\text{kg}},73$ et avec un rapport de détente de 9 volumes, où le rapport de volume des cylindres est de 2, 3. On trouvera ci-dessous le résultat des recherches effectuées sur cette machine au point de vue thermodynamique. On a supposé d'abord que la vapeur est fournie à la machine à des pressions variables, puis que, cette pression restant constante et égale à celle choisie par les constructeurs, le degré de détente varie seul. L'étude du fonctionnement d'une telle machine montre que le degré de détente et la pression de régime fixés par les constructeurs approchent très sensiblement des chiffres qui assurent le rendement maximum pratique pour ce type d'appareil. On verra aussi, du reste, que c'est l'accroissement du degré de détente plutôt que celui de la pression initiale, au degré d'expansion choisi à priori, qui serait susceptible de procurer un certain bénéfice supplémentaire.

On a supposé que les frottements absorbaient 10 p. 100 et que le

rendement mécanique atteignait par conséquent 90 p. 100, que les pertes par les enveloppes étaient de 8 p. 100 et celles par rayonnement extérieur de 5 p. 100. Le rendement net de la machine devient ainsi environ les 0,77 du rendement thermodynamique de la vapeur. La pression à la boîte à tiroir a été supposée égale aux 0,97 de celle relevée à la chaudière.

On ne doit pas perdre de vue que le calcul s'applique au cas théorique et non au cas réel, que, pour ce dernier, les consommations de vapeur et de combustible seraient sensiblement plus élevées, de 10 à 15 p. 100 environ, et qu'on serait peut-être, pour obtenir le maximum possible d'effet utile, amené à réduire le rapport de détente et la pression.

MACHINE A GRANDE VITESSE

Variation de pression.

Contre-pression $p_3 = 0^{\text{kg}},280$; détente $r = R_1 \times R_2 = 9$.

Pression à la chaudière.	p_0	3, 515	5, 275	7, 031	7, 734	8, 437	9, 843	11, 249	12, 656
— machine.	p_1	3, 410	5, 118	6, 820	7, 523	8, 156	8, 789	10, 898	12, 300
— au réservoir.	p_r	1, 462	2, 039	2, 615	2, 847	3, 079	3, 536	3, 086	4, 457
— moyenne totale.	p_m	0, 643	0, 900	1, 153	1, 251	1, 357	1, 554	1, 779	1, 960
— moyenne effective.	p_e	0, 361	0, 615	0, 871	0, 970	1, 075	1, 272	1, 476	1, 680
Pression calorifique	p_h	3, 571	4, 851	6, 431	6, 644	7, 172	8, 156	9, 210	10, 898
Rendement de la vapeur.	E_r	0, 10	0, 127	0, 142	0, 146	0, 150	0, 156	0, 161	0, 163
— machine.	E_e	0, 08	0, 099	0, 111	0, 114	0, 117	0, 122	0, 126	0, 127
Consommation de vapeur.	W	7, 847	6, 259	5, 669	5, 443	5, 352	5, 080	4, 944	4, 898

Variation du rapport de détente.

$p_1 = 7,300$ kg.

Rapports de détente.	r	6	8	10	12	15	18	21
Pression au réservoir.	p_r	2, 950	2, 880	2, 740	2, 740	2, 600	2, 460	2, 390
— moyenne totale.	p_m	1, 575	1, 258	1, 019	0, 864	0, 640	0, 488	0, 374
— — effective.	p_e	1, 293	0, 977	0, 738	0, 582	0, 450	0, 347	0, 270
Pression calorifique	p_h	14, 624	9, 420	6, 468	4, 710	3, 375	2, 530	1, 900
Rendement de la vapeur.	E_r	0, 09	0, 102	0, 113	0, 120	0, 129	0, 134	0, 138
— de la machine.	E_e	0, 07	0, 080	0, 089	0, 094	0, 102	0, 105	0, 109
Consommation de vapeur.	W	6, 440	5, 580	5, 035	4, 760	4, 375	4, 240	4, 080

Les utilisations réelles seront réduites par les pertes à des chiffres considérablement inférieurs, comme nous le verrons plus bas, et les consommations d'eau, calculées au point de vue thermodynamique, seront accrues en proportion, soit de $4^{\text{kg}},54$ par

cheval-heure dans certains cas, d'une manière variable suivant la dimension et les proportions de la machine, la vitesse du piston, le volume des espaces morts et les autres conditions variables avec le mode de construction ou de fonctionnement. La consommation supplémentaire sur laquelle il faudra compter, sera d'environ 2^{kg},72 pour les machines compound, 1^{kg},82 pour les machines à triple expansion et 1^{kg},36 pour les appareils à quadruple expansion.

On emploie souvent la machine compound sans condensation, particulièrement quand l'approvisionnement d'eau de condensation serait difficile et coûteux. On trouvera plus loin les résultats calculés par une telle machine, dans l'hypothèse que, la pression totale absolue et la contre-pression restant constantes, le rapport de détente varie entre les limites : $r = 2$ et $r = 20$. Nous avons employé, comme plus haut, la méthode et les formules de Rankine.

Soit :

$$p_1 = 12^{\text{kg}},65 \text{ absolus par cm}^2; p_2 = 1^{\text{kg}},125; r \text{ variable}$$

Supposons aussi que la chaleur disponible dans le combustible soit équivalente à une énergie de 3 000 000 de kilogrammètres, et que la chaudière fournisse 10 kilogrammes de vapeur sèche par kilogramme de charbon, chiffre atteint dans la pratique avec les meilleurs types de générateurs munis d'un réchauffeur d'alimentation. La vapeur dépensée servant d'unité : $V_1 = 0^{\text{m}^3},142$.

Alors nous aurons, d'après la méthode indiquée antérieurement.

MACHINE A CONDENSATION

CAS IDÉAL

$$U = 123\ 320; p_1 = 12\ 650 \text{ kg.}; p_2 = 1,125; t_4 = 60^\circ \text{ C.}; T_4 = 334^\circ \text{ C. (absolue)}$$

$$v_1 = 0^{\text{m}^3},143; h_4 = 25\ 454.$$

r	2	2,5	3,333	5	10	15	20
v_2	0,286	0,337	0,476	0,715	1,430	2,145	2,860
p_2	6,610	5,210	3,835	2,510	1,195	1,020	0,570
U_2	108 970	104 491	98 812	90 976	78 030	75 378	65 653
H_2	277 935	276 752	275 307	273 446	270 494	269 926	267 930
U_1	14 459	18 931	24 598	32 383	45 297	47 927	57 555
h	266 828	270 126	274 359	280 278	290 613	292 403	300 142

MACHINES COMPOUND

607

Pression moyenne effective.	5,00	5,240	5,105	4,480	3,130	2,446	1,990
h (rejeté).	252 369	251 195	249 761	247 895	245 316	244 476	242 587
Rendement de la vapeur, p. 100.	5,42	7,01	8,96	11,5	15,4	16,4	19,2
Consommation de charbon par cheval et par heure.	1,655	1,275	1 kg.	0,780	0,580	0,544	0,462
Consommation de vapeur par cheval et par heure.	16,550	12,750	10	7,800	5,800	5,440	4,620

CAS RÉEL.

Supposons que les pertes constantes de vapeur soient de 2^{kg},720 et que les frottements exigent 1^{kg},360 de plus :

Puissance indiquée.

Combustible.	1,927	1,546	1,275	1,052	0,852	0,816	0,735
Vapeur	19,270	15,460	12,750	10,520	8,520	8,160	7,350

Puissance dynamométrique.

Combustible.	2,050	1,680	1,410	1,190	0,988	0,952	0,870
Vapeur	20,500	16,800	14,100	11,900	9,880	9,520	8,700

Considérons maintenant un autre cas également intéressant ; nous supposerons que la pression de la vapeur soit de $p_1 = 17^{\text{kg}},600$, la contre-pression s'élevant respectivement à 1^{kg},125 ou 0^{kg},350 suivant que le fonctionnement sera sans ou avec condensation ; les températures correspondantes de l'alimentation seront de 95 et 40° centigrades. Nous admettrons que ces machines sont munies d'enveloppes de vapeur et donnent lieu à des pertes internes, résultant de l'action de l'échappement et de la réévaporation qui l'accompagne, sensiblement exprimées par 0,075. Adoptons le mode de calcul de Rankine qui est le plus exact en ce qui concerne la machine à enveloppe. Admettons que la vaporisation soit de 10 et 9 kilogrammes par kilogramme de charbon, respectivement, dans les deux cas considérés.

Le problème que nous nous proposons consiste à déterminer la variation du rendement en fonction du rapport de détente. On devra remarquer que, dans ce cas, la variation de la consommation de combustible n'est pas la même que pour la vapeur ; en effet

une partie de la chaleur entre dans la machine par l'enveloppe d'où, après sa condensation, la vapeur qui y a circulé est refoulée à la chaudière, si l'on a pris les soins voulus dans l'installation du tuyautage des purges, et n'entre pas en ligne de compte dans le calcul de l'eau d'alimentation. Cependant, la chaleur que cette vapeur a entraînée avec elle provient de la même source que celle apportée par la vapeur admise dans le cylindre. On peut ainsi diviser en deux parties la consommation de combustible : celle qui sert à fournir de chaleur la vapeur pénétrant dans le cylindre ; celle qui correspond à l'échauffement de l'enveloppe. La détermination de la quantité de chaleur cédée par l'enveloppe peut s'obtenir en déduisant de la quantité totale de chaleur calculée celle qui est nécessaire pour fournir, à la vapeur entrant au cylindre, sa provision initiale de chaleur. Cela nous donne

$$h = H - (H_1 - h_1)$$

Le poids d'eau ou de vapeur passant dans le cylindre est par cheval et par heure,

$$w' = \frac{270\,000}{U'}$$

où U' est le travail accompli par un kilogramme de vapeur. En divisant cette quantité par la vaporisation de la chaudière, rapportée à l'unité, on obtiendra la consommation de charbon.

En examinant les résultats de ce calcul donnés sous forme de tableau, on observera que la consommation minimum d'eau ne correspond pas exactement au rendement maximum, ce qui est une conséquence de la circulation constante de la vapeur dans les enveloppes. Toutefois, il n'en est pas de même de la consommation minimum de charbon qui correspond naturellement à l'utilisation maximum.

On trouvera ci-dessous les résultats et les données du calcul :

RENDEMENT DES MACHINES A VAPEUR (IDÉALES ET RÉELLES)

Machine sans condensation.

$$p_1 = 17,575; v_1 = 0,114, p_3 = 1,125; U_1 = 128\ 185; h_4 = 40\ 369;$$

CAS IDÉAL

	5	8	10	15	20
r	5	8	10	15	20
v_2	0,570	0,912	1,140	1,740	2,280
H	266 918	273 782	277 048	282 825	286 911
h_j	23 756	30 620	33 887	39 663	43 750
E_t	0,1671	0,1794	0,1824	0,1793	0,1720
W	6,140	5,575	5,425	5,400	5,550
F_3	0,612	0,558	0,545	0,540	0,555
F_j	0,065	0,072	0,077	0,086	0,100
F	0,677	0,630	0,622	0,626	0,655

CAS RÉEL

	5	8	10	15	20
r	5	8	10	15	20
$1 + c\sqrt{r}$	1,17	1,21	1,24	1,29	1,34
E_c	0,143	0,148	0,147	0,139	0,129
W	7,175	6,760	6,710	6,970	7,410
F	0,790	0,762	0,766	0,807	0,875

MACHINE A CONDENSATION

$$p_1 = 17,575; v_1 = 0,114; p_3 = 0,350; U_1 = 128,185; h_4 = 16,961$$

CAS IDÉAL

	5	10	20	30	40	50
r	5	10	20	30	40	50
v_2	0,570	1,140	2,280	3,420	4,560	5,700
h	290 326	300 457	310 349	316 023	319 950	323 019
h_j	23 756	33 887	43 750	49 454	53 380	56 449
E_t	0,169	0,198	0,216	0,221	0,220	0,216
W	5,588	4,613	4,030	3,928	3,890	3,920
E_s	0,621	0,512	0,454	0,435	0,430	0,435
F_j	0,054	0,063	0,077	0,077	0,086	0,095
F	0,675	0,575	0,531	0,512	0,516	0,530

CAS RÉEL

	5	10	20	30	40	50
r	5	10	20	30	40	50
$1 + c\sqrt{r}$	1,17	1,24	1,34	1,41	1,47	1,52
E_c	0,145	0,160	0,162	0,156	0,149	0,141
W	6,522	5,703	5,445	5,606	5,743	6,005
F	0,790	0,712	0,707	0,725	0,766	0,812

Les chiffres précédents correspondent assez bien à ceux que donnerait une machine de 1 000 chevaux environ, fonctionnant dans des conditions favorables, monocylindre, mais munie d'une enveloppe de vapeur et alimentée avec de la vapeur sèche ou légèrement surchauffée.

Avec une surchauffe effective, et en adoptant les meilleurs rapports de détente, on a pu réduire la perte additionnelle de la machine réelle à environ 1^{kg},800 de vapeur et 0^{kg},223 de charbon si l'on se rapporte à quelques essais effectués par des ingénieurs faisant autorité en la matière. On a même, dans les cas les plus avantageux, obtenu récemment des résultats qui ne diffèrent que de 30 à 40 p. 100 de ceux indiqués par la théorie.

Toutefois, on ne doit pas considérer ces chiffres comme le résultat de la pratique moderne, puisqu'ils correspondent à des cas où l'on n'a pu employer des détentes suffisantes pour obtenir des résultats particulièrement économiques comme avec les machines compound et leurs dérivées.

Les bénéfices que l'on peut retirer de l'adoption des détentes fractionnées sont d'autant plus sensibles que l'on adopte des rapports de détente plus élevés qui entraîneraient, pour les machines monocylindres, des pertes intérieures et des condensations initiales inadmissibles.

149. — Comme exemple des problèmes qui ne tarderont pas à se poser et qui peuvent en tout cas fixer les idées sur la pratique la plus perfectionnée, nous comparerons une machine à quadruple expansion avec un appareil à triple détente, fonctionnant tous deux à une pression de 14 kilogrammes absolus, avec une contre-pression de 0^{kg},360 et un rapport de détente de 16 volumes, soit 2,5³ dans un cas et 2³ dans l'autre.

La température au condenseur sera de 65° centigrades et celle de l'alimentation de 62° centigrades. Nous supposerons que le rendement mécanique de la machine est de 0,85, les frottements absorbant 15 p. 100.

La vaporisation de la chaudière est comptée à 9 kilogrammes par kilogramme de charbon. Ces machines sont supposées munies d'enveloppes suffisamment efficaces et proportionnées de telle manière

que les pertes peuvent être considérées comme approximativement exprimées par la relation $c = \frac{a}{D} \sqrt{r} = 0,15\sqrt{25}$, pour un des cas et par $c = 0,15\sqrt{2}$ pour l'autre, soit respectivement de 24 et 21 p. 100, dans les machines à triple et à quadruple expansion. Une machine monocylindre, fonctionnant dans les mêmes conditions, donnerait $c = 0,15\sqrt{16} = 0,60$ environ.

Si l'on adopte les méthodes et les formules déjà employées, on obtiendra les résultats ci-dessous :

Dans le cas idéal, les résultats seraient les mêmes pour les deux machines et conformes aux chiffres suivants; les légères variations que l'on peut remarquer n'étant dues qu'à une différence dans le degré total d'expansion, l'une des machines fonctionnant avec une détente de 2,5 et l'autre de 2 volumes, dans chaque cylindre.

RENDEMENTS THÉORIQUES DE LA MACHINE A DÉTENTES SUCCESSIVES

SYSTÈME DE MACHINE	N° DU CYLINDRE	E	CALORIES par cheval indiqué	CONSOMMATION d'eau par cheval indiqué	CONSOMMATION de vapeur par cheval indiqué
Triple. . . .	1	0,0811	2 960	4,920	0,612
	2	0,0730			
	3	0,0779			
Total.		0,231			
Quadruple. .	1	0,0637	2 917	4,845	0,607
	2	0,0598			
	3	0,0580			
	4	0,0598			
Total.		0,2414			

La consommation de vapeur et de combustible est ainsi, on peut le voir, extrêmement faible, si on la compare aux résultats donnés par la machine monocylindre fonctionnant à des pressions peu élevées.

Si nous ajoutons à ces chiffres les pertes internes que nous savons déterminer, nous aurons :

RENDEMENT DES MACHINES RÉELLES

DÉSIGNATION DE LA MACHINE	VAPEUR PAR CHEVAL INDIQUÉ	CHARBON PAR CHEVAL INDIQUÉ
	kg.	kg.
Idéale	4,900	0,545
Monocylindre	7,850	0,860
Triple expansion.	6,100	0,680
Quadruple expansion.	5,590	0,635

Si ces machines n'avaient pas eu d'enveloppes de vapeur, il n'y aurait rien eu de changé en ce qui concerne le cas théorique mais il ne serait pas exagéré de supposer des pertes plus élevées d'un tiers dans le cas réel, ce qui donne les résultats suivants :

MACHINES RÉELLES SANS ENVELOPPES DE VAPEUR

ENGINE	VAPEUR PAR CHEVAL INDIQUÉ	COMBUSTIBLE PAR CHEVAL INDIQUÉ
	kg.	kg.
Idéale.	4,750	0,545
Monocylindre	8,800	0,965
Triple expansion.	6,500	0,725
Quadruple expansion.	6,250	0,680

Le bénéfice obtenu diminue ainsi quand le nombre des cylindres augmente, quelle que soit l'importance des pertes internes.

Il peut être intéressant, pour des pressions plus élevées encore et non employées dans la pratique, de calculer les résultats probables que donnerait une machine à quintuple expansion, bien établie, et fonctionnant à une pression de 35 kilogrammes par centimètre carré. Le rapport de détente est supposé de $r = 2,3^5 = 64,4$, la contre-pression étant de $0^{kg},350$. Il ne sera pas sans intérêt de comparer les résultats obtenus avec ceux discutés au chapitre v, § 137, pour lesquelles nous avons choisi des données semblables.

MACHINE A QUINTUPLE EXPANSION

Données :

$p_1 = 35$ kilogrammes par centimètre carré.
 $p_3 = 0,350$.
 $r = 2,3^5 = 64,4$.

Résultats :

$p_2 = 0,422$.
 Chaleur dépensée, par kilogramme. $H = 82\ 100$ kilogrammètres.
 $p_e = \frac{H}{v_2} = 21\ 800^{\text{kg}}$ par mètre carré $= 2^{\text{kg}},180$ par cm^2 .
 $p_h = 8^{\text{kg}},\ 450$ par centimètre carré.
 Rendement $E = \frac{p_e}{p_h} = 0,237$.
 Calories par cheval et par heure $2\ 568$.
 Vapeur par cheval et par heure à 608 calories par kg. $4^{\text{kg}},\ 225$.
 Charbon par cheval et par heure, pour une vaporisation de 9 kg. : $0^{\text{kg}},\ 460$.

Dans ce cas, pour un rendement égal à l'unité, les consommations de vapeur et de charbon seraient environ de $1^{\text{kg}},088$ et $0^{\text{kg}},134$, respectivement, par cheval et par heure. Si les pertes internes devaient être déterminées comme dans la première partie de cette discussion, et comme l'indiquent les expériences auxquelles nous nous sommes reporté, si l'on admet que les pertes soient réduites en proportion du nombre des cylindres adoptés, et que le rendement du mécanisme soit de $0,95$ pour la machine monocylindre, et de $0,90$, $0,90$, $0,85$ et $0,85$ pour les différents types de machines à cascades considérés, nous aurions les résultats suivants :

UTILISATION DES MACHINES MULTICYLINDRES

DÉSIGNATION DE LA MACHINE	VAPEUR	COMBUSTIBLE	UTILIS.	VAPEUR	COMBUSTIBLE
	par cheval indiqué	par cheval indiqué		par cheval effectif	par cheval effectif
	kg.	kg.		kg.	kg.
Machine idéale	4,225	0,454	1	4,225	0,454
Monocylindre à enveloppe.	9,300	0,997	0,95	9,700	1,088
Compound	6,760	0,725	0,90	7,485	0,816
Triple expansion.	5,900	0,635	0,90	6,800	0,771
Quadruple expansion. . . .	5,490	0,607	0,85	6,530	0,725
Quintuple expansion. . . .	5,260	0,562	0,85	6,170	0,680

Ce tableau est suffisant, en admettant, comme il est probable que les chiffres sont pratiquement exacts dans les conditions supposées de fonctionnement, pour donner une idée assez nette du bénéfice que l'on peut espérer retirer de l'adoption de pressions et de rapports de détente plus élevés que ceux en usage aujourd'hui, la vapeur restant saturée. On pourra d'ailleurs améliorer encore ces chiffres en augmentant le rendement de la chaudière, en surchauffant la vapeur, ou par l'emploi de toute méthode ayant pour but d'accroître l'utilisation totale.

150. — **Les résultats généraux** de la pratique, aussi bien que ceux provenant d'expériences spéciales, s'accordent très bien, lorsque les machines sont convenablement étudiées, construites, entretenues et conduites avec les hypothèses et les calculs auxquels nous venons de nous livrer.

Les différences apportées dans le type d'appareils ont sur le rendement une influence que l'on ne saurait mettre en doute et qui vient quelquefois modifier, même dans une proportion notable, les conclusions générales auxquelles nous sommes arrivés. C'est ainsi qu'Hallauer, en comparant une machine monocylindre, du type Corliss, possédant par conséquent une bonne distribution et de faibles espaces morts, avec une ancienne machine Woolf, fonctionnant toutes deux à une pression de 5 atmosphères, les trouva sensiblement équivalentes sous le rapport de la consommation, bien que le coefficient de détente de la dernière fût relativement plus grand et qu'elles fonctionnassent toutes deux au rapport d'expansion qui leur convenait le mieux. Ce fait est évidemment attribuable aux plus faibles espaces morts et à la séparation des conduits d'arrivée et d'échappement de vapeur particuliers au type Corliss plutôt qu'à toute autre cause.

Les faits qui précèdent sont suffisamment explicites pour que l'on puisse en conclure les différences qui existent entre les conditions présidant à la construction et à l'étude des locomotives et des machines marines. Les premières doivent être construites et proportionnées pour satisfaire à d'importantes variations de puis-

sance et de vitesse ; en palier, elles n'ont à vaincre qu'une faible résistance, mais à une vitesse considérable ; en rampe, au contraire, la résistance devient plus grande et la vitesse diminue. Elles devront opérer tantôt le remorquage de trains de marchandises, à la fois très lourds et peu rapides, tantôt celui de trains express plus légers et animés d'une vitesse plus considérable. La machine marine au contraire fonctionne ordinairement à une vitesse pratiquement constante et sa puissance ne subit que des variations assez faibles. C'est pourquoi l'on a muni la locomotive de cylindres volumineux et d'une distribution par coulisse qui permet d'augmenter le rapport de détente et la compression quand la résistance diminue. Dans la machine marine où la puissance varie avec le cube de la vitesse on n'est pas en présence de la même nécessité, la variation de l'allure de marche étant toujours très faible¹.

Il ne faut donc pas s'étonner que le mode compound ait été reçu avec plus de faveur dans la marine que dans les chemins de fer.

La nécessité où l'on est de proportionner la locomotive pour son travail maximum et les conditions de son fonctionnement qui l'exposent à des variations énormes de puissance et de vitesse, les arrêts et les démarrages fréquents auxquels elle est sujette, l'exposition de ses cylindres au courant d'air extérieur qui les refroidit, sont autant de conditions défavorables.

De la pratique, aujourd'hui générale, il semble résulter que, à la mer, une bonne machine compound fonctionnant à une pression d'environ 7 atmosphères ne consomme que 1 kilogramme de charbon par heure et par cheval ; les chiffres correspondants deviennent respectivement, pour les machines à triple et quadruple expansion, de 0^{kg},800 et de 0^{kg},700 ; les pressions et les rapports de détente étant, dans chaque cas, appropriés au système et au nombre de cascades.

L'économie considérable que l'expérience nous révèle et qui ressort de ces comparaisons n'est que très partiellement imputable aux différences existant dans l'étude ou la construction de la

¹ Sauf pour certains navires de guerre où, précisément, le mode compound est moins avantageux et présente certaines difficultés pratiques. (N. du T.)

machine. Ce sont surtout les hautes pressions et les grands rapports de détente adoptés dans les machines modernes à n expansions qui sont la cause prédominante du bénéfice réalisé. La machine monocylindre ne saurait fonctionner économiquement à de telles pressions et aux rapports de détente correspondants. C'est ce qui constitue l'avantage du mode compound, mieux approprié, nous l'avons vu, à la réduction des pertes internes.

Des essais entrepris par MM. Frédéric Bramwell et Anderson sur des machines agricoles¹ ont démontré que le rendement mécanique des machines compound pouvait être aussi élevé que celui des appareils monocylindres ; ce rendement resterait compris entre 0,75 et 0,94, la valeur la plus usuelle étant de 0,85. La consommation de vapeur étant de 14^{kg},97 par cheval mesuré au frein pour les machines à cylindre unique et de 9^{kg},98 pour les meilleures compound, il en résulte que les consommations de charbon de ces deux types d'appareils seraient respectivement de 1^{kg},36 et 0^{kg},907 par cheval-heure sur l'arbre. Le frottement total absorbait environ 3 chevaux indiqués pour une machine de 20 chevaux.

Sur le steamer *Suez*, le remplacement d'une machine compound à deux cylindres par un appareil à quadruple expansion a, d'après les rapports officiels, dans les mêmes conditions de vitesse, de chargement et de temps, avec le même combustible et la même hélice, réduit la consommation de 34 p. 100. Toutefois, il faut dire que la pression de la vapeur avait été portée à plus de 11 kilogrammes².

Des expériences comparatives, qui s'étendent sur une durée de trois années, rapportées par M. R. Wylie et effectuées sur des machines compound et à triple expansion, a démontré que ces dernières possédaient un avantage marqué, la consommation journalière de charbon ayant passé de 14 tonnes à 10 1/4 tonnes, pour la même puissance. Les premières consommaient en moyenne 0^{kg},972 de charbon par cheval et les secondes 0^{kg},640 seulement³.

¹ *Jour. Royal Agricull. Soc. of England*, vol. XXII, 1887.

² *Engineer*, février 24, 1888, p. 162.

³ *Trans. Brit. Ins. M. E.*, 1886.

Les machines à quadruple expansion du Singapore (1890) ne consomment que 0^{kg},510 de bon charbon par cheval-heure indiqué.

Une pompe à vapeur compound, étudiée par M. Corliss en 1879 pour l'usine hydraulique de Pawtucket, malgré ses faibles dimensions, les cylindres n'ayant que 0^m,380 et 0^m,760 de diamètre et 0^m,760 de course, avait produit pour toute l'année, d'après un rapport publié en 1889, un travail utile de 379 500 kilogrammètres par kilogramme de charbon consommé. Les chaudières avaient vaporisé en moyenne 9 kilogrammes et la machine consommé 6^{kg},200 de vapeur et 0^{kg},680 de charbon par cheval-heure, moyenne de l'année. Ce résultat extraordinaire, et peut-être jusque-là sans exemple, est certainement dû à la haute pression employée : 8^{kg},80, au choix du rapport de détente le plus satisfaisant dans le cas considéré (18), à la régularité du fonctionnement et à la constance de l'effort, à une vitesse de piston rarement adoptée pour des pompes (50 tours par minute) à des proportions et à une construction de tous points satisfaisantes. Les fonds et couvercles de cylindre sont chemisés comme le cylindre lui-même, mais sans avantages bien apparents, soit à cause de la vitesse assez élevée du piston, soit parce que la machine, et par conséquent les enveloppes, recevaient de la vapeur surchauffée, soit par suite d'une fuite de vapeur ou d'un défaut de construction des enveloppes.

D'après la moyenne d'essais effectués sur 60 machines dans différents pays, dans des conditions très variables et pendant des périodes de plusieurs mois, il semble résulter que la locomotive compound présente, par rapport à la locomotive ordinaire, une économie de 18 1/2 p. 100¹. D'expériences effectuées aux Etats-Unis, sur le Tennessee, V. et G. Railway, on a constaté que l'application du mode compound se traduisait sur les locomotives du type ordinaire par une économie de 0^{kg},450 de charbon par train-kilomètre, soit 19 p. 100 et, pour les machines à dix roues accouplées, par un gain de 1^{kg},127 par train-kilomètre, soit 31 p. 100². Les rapports de M. Urquhart constatent une éco-

¹ *Compound locomotive*, A. T. Wood.

² *Railway Review*, 1890.

nomie de 18 1/2 p. 100 de pétrole pendant l'année 1890, sur un parcours de 1 600 000 kilomètres, par suite de la seule application du mode compound à ses locomotives.

La faible consommation des machines à détentes successives est surtout due, on le voit, à la manière dont leur fonctionnement est fractionné et dont s'y produisent les pertes de chaleur qui, pour un écart donné de températures totales, sont approximativement réduites dans la proportion du nombre des cylindres disposés en série. Elle résulte aussi en partie de ce fait que le pouvoir condensant total est, ou peut être, moindre que dans la machine monocylindre de même puissance.

M. M. Demoulin ¹ a eu l'idée de comparer ce qu'il a appelé le *pouvoir condensant total*, dans une machine à triple expansion et dans une machine compound avec celui que présente un appareil monocylindre équivalent. Ce pouvoir condensant est la somme des produits de l'écart de température, opéré dans chaque cylindre, par la surface refroidissante de ce dernier. Il a trouvé que la somme des quantités calculées sont respectivement entre elles comme 63, 73 et 100, avec les proportions adoptées dans la pratique usuelle. Les réciproques de ces nombres, 1,3, 1,33 et 1 mesurent assez approximativement l'économie relative constatée en pratique.

Dans un autre travail, M. M. Demoulin ² compare, sous le même rapport, les machines monocylindres, compound et à triple expansion, fonctionnant à une pression de 8^{kg},90, avec une contre-pression de 0^{kg},28 et un rapport de détente de 10 volumes. Les diamètres des cylindres sont respectivement, pour développer sensiblement la même puissance : 1^m,50 ; 0^m,75 et 1^m,50 ; 0^m,64, 0^m,96 et 1^m,50 ; la course est la même pour les trois cas, soit de 1^m,50.

En multipliant les aires totales de chaque cylindre, exposées à l'action de la vapeur, par l'écart de température correspondant et en comparant les produits ainsi obtenus pour les trois sortes de machines mentionnées plus haut, M. Demoulin démontre que la machine à triple expansion fait preuve d'une économie de 13 p. 100

¹ *Machines à triple et quadruple expansion*. M. Demoulin ; Baudry et C^{ie}, Paris, 1890, p. 8.

² *Machines compound à triple expansion*. M. Demoulin ; Baudry et C^{ie}, Paris, 1885.

relativement à la machine compound et de 34 p. 100 relativement à la machine monocylindre.

Le fonctionnement de la machine compound nous montre que c'est encore elle qui constitue un des types les plus économiques quand la puissance n'est pas constante ni appropriée convenablement à l'appareil considéré. La figure 133 nous montre le mode de variation, la consommation pour des rapports différents de détente, dans trois types de machines à grande vitesse et à simple effet. On peut voir que c'est la machine compound dont le rendement est relativement le moins affecté par les variations de la charge, du moins dans les limites pratiques. De nombreux essais ont permis de tracer les deux courbes relatives à la machine compound avec et sans condensation.

Cette particularité du mode compound le rend donc d'une application plus particulièrement intéressante quand on a affaire à des variations assez sensibles de travail ¹.

On peut conclure, comme la pratique journalière le démontre, que, en moyenne et avec des machines bien étudiées appartenant aux diverses classes :

(1) Le volume sensible de vapeur, celui que l'indicateur nous révèle, est à peu près le même dans les machines compound munies d'enveloppes, fonctionnant avec de la vapeur surchauffée ou tout au moins sèche, que celui qu'indique le calcul pour la machine idéale similaire, à la fin soit de l'échappement, soit de la course. L'excès réel que l'on constate ne dépasse pas 15 p. 100 en poids à la fin de l'admission et 10 p. 100 à la fin de la course, d'après Hirn et dans les cas étudiés par lui.

(2) Les machines monocylindres munies d'enveloppes, recevant de la vapeur à peu près sèche, c'est-à-dire contenant moins de 5 p. 100 d'eau, dépensent en pratique, dans les conditions usuelles, environ moitié plus que les précédentes.

(3) L'emploi, dans toutes les machines à enveloppes, de vapeur un peu humide ou, dans les appareils non chemisés, de vapeur sèche, se traduira, surtout pour de grands appareils, par une perte de l'espèce ici considérée qui augmentera rapidement avec le rapport

¹ Il y a ici, dans le texte de l'auteur, une contradiction apparente, avec ce qui a été dit un peu plus haut, que nous nous contentons de signaler. (N. d. T.)

de détente et sera souvent double de celle constatée dans le premier des cas précédents, même avec des machines convenablement construites et entretenues.

(4) Dans les petites machines sans enveloppes, particulièrement à allure lente, l'usage de la vapeur humide entraînera le plus souvent des condensations intérieures telles que la consommation de vapeur et de charbon sera très supérieure aux chiffres calculés pour le cas théorique analogue, dans certains cas plus que double ou triple.

(5) Les avantages des machines à détentés multiples diminuent à mesure que l'on se trouve dans des conditions plus favorables à la réduction des pertes dans la machine monocylindre, c'est-à-dire, passant en revue les différents perfectionnements que l'on peut apporter à ces dernières, que la vapeur est plus sèche, le degré de détente moindre, les vitesses de piston et les puissances plus considérables. De même, pour un résultat identique, le nombre des cylindres à disposer en série sera d'autant moindre que le fonctionnement de la machine réelle se rapprochera davantage, pour des causes diverses, de celui propre à la machine théorique.

151. — Le meilleur équilibre des moments moteurs, qui résulte du fonctionnement des machines multicylindres est un avantage susceptible de prendre une importance considérable dans certains cas. En 1866, John Elder établit qu'il était possible d'économiser jusqu'à 10 p. 100 de la puissance indiquée en produisant un meilleur équilibre des couples moteurs sur l'arbre ¹. Il indiqua les avantages que le système compound présente à ce point de vue, grâce à la division du travail, à la régularisation des efforts moteurs et à la diminution des pressions sur les tourillons des manivelles et de l'arbre. Dans la machine à trois cylindres, possédant des manivelles calées à 120°, on peut arriver à équilibrer d'une manière presque complète les moments moteurs sur l'arbre. Dans la machine compound à deux cylindres, cet effet est également sensible quoique à un moindre degré et, en tout cas, les efforts initiaux sont plus faibles que dans la machine simple de même force.

Nous citerons à ce sujet une comparaison très intéressante, effectuée sur trois bâtiments de la marine britannique, l'*Arethusa*, l'*Octavia* et le *Constance*, actionnés respectivement par des machines monocylindres à fourreau avec manivelles calées à 45° , monocylindres à trois manivelles calées à 120° , et compound à trois cylindres. Ces essais furent opérés en 1865, entre Plymouth et Funchal. La consommation de charbon fut, pour chacun des trois types considérés et dans le même ordre, de $1^{kg}650$, $1^{kg}440$ et $1^{kg}140$ par cheval et par heure. Dans les deux derniers navires, le rendement mécanique des appareils fut supérieur, de 21 p. 100, à ce qu'il était dans le premier. La différence diminuait d'ailleurs avec la puissance et la vitesse. Les dernières machines étaient aussi remarquables par la plus grande douceur de leur fonctionnement et par la diminution très sensible des trépidations.

Les *grandes variations* de pression, auxquelles est sujette la machine monocylindre et qui sont dues à la différence existant entre les efforts moteurs initiaux et finaux, peuvent présenter de sérieux inconvénients, particulièrement pour les machines marines, elles constituent, pour ces applications, un argument de plus en faveur des appareils à détente fractionnées.

Les steamers *Polynesia* et *Circassian*, de l'Allan Line, étaient originairement munis, le premier d'une machine compound, le second d'un appareil monocylindre. Ces deux bâtiments étaient d'ailleurs identiques sous tous les autres rapports. Les machines étaient disposées de telle sorte que l'on pouvait, pour toutes deux, adopter les mêmes rapports d'expansions. Après peu de temps de service, la machine monocylindre était hors d'usage, fatiguée par les trépidations qu'elle avait à supporter, et on dut finalement la remplacer par un appareil compound, semblable à celui du *Polynesia*, qui depuis a fonctionné de la manière la plus satisfaisante¹.

Il est d'ailleurs facile de calculer et de comparer, en toute connaissance de cause, la valeur des efforts moteurs dans le cas des machines compound ou monocylindres. On trouvera ainsi que cette

dernière, lorsque la détente est de 10 volumes, est soumise à des efforts initiaux doubles de ceux que l'on peut constater quand le degré d'expansion ne dépasse pas plus de 3 ou 4 volumes. Elle devra être donc, pour résister à ces efforts, plus lourde et plus robuste. Dans les machines à cascades, on peut arriver à égaliser à peu près complètement les efforts moteurs correspondant à chacun des cylindres et réduire leur valeur absolue par la diminution des écarts de pression.

Dans une machine à triple expansion et à condensation fonctionnant à 10 atmosphères, les pistons et les organes commandés par eux, sont soumis à une poussée cinq fois moindre que celle qu'il faudrait exercer sur le grand piston si le dernier cylindre de la série devait seul accomplir tout le travail, c'est-à-dire que la valeur initiale de l'effort moteur dans une machine monocylindre de la même puissance et fonctionnant avec le même rapport de détente.

Cette réduction des efforts initiaux est d'ailleurs assez considérable pour que, dans certaines applications, l'adoption du système compound puisse entraîner une diminution du poids de la machine, surtout lorsque le fonctionnement a lieu à des pressions élevées. Pour les pressions très basses, la machine à cylindre unique possède à la fois l'avantage sous le double rapport du rendement mécanique et du poids.

Avec les pressions aujourd'hui en usage, le mode compound constitue souvent pour les constructeurs une ressource de vitale importance. Il serait, dans bien des cas, impossible d'établir des machines qui pussent fonctionner sans inconvénients à de très hautes pressions, avec des rapports considérables de détente, en raison de la variation énorme des efforts moteurs produits entre le début et la fin de la course. Il faudrait, pour y remédier, adopter des proportions spéciales et donner aux organes moteurs des dimensions qui rendraient la machine lourde et coûteuse, sans que son fonctionnement cesse pour cela d'être incertain et que le rendement mécanique diminue dans une forte mesure.

152. — Que les machines soient monocylindres ou compound, le rôle de l'enveloppe est toujours le même et consiste à réduire les

pertes internes résultant des condensations initiales. Dans certaines machines, par exemple les pompes Worthington à action directe, l'emploi de l'enveloppe se traduit par un autre avantage, secondaire, mais qui a néanmoins son importance en pratique : il permet d'augmenter la pression effective à la fin de la course ou, tout au moins, de prolonger le rapport de détente, grâce surtout à l'absence d'eau dans le cylindre.

Pour les machines appelées à de longs et fréquents arrêts, telles que les pompes d'épuisement du type Cornouailles, ou les appareils de navigation, l'enveloppe possède un avantage précieux, consistant en ce que l'on peut mettre la machine en route au moindre signal ; le cylindre étant resté chaud, la vapeur ne s'y condense pas à son entrée, quelle qu'ait été la durée du stoppage, et le démarrage peut donc être instantané.

L'enveloppe présente aussi cet avantage pratique qu'elle remédie en partie aux déformations que peut subir le cylindre par suite d'une dilatation inégale. En outre, elle peut être construite en fonte plus dure que le cylindre lui-même, dont la coulée est plus difficile à cause des formes compliquées qu'il présente ; il s'agit ici, bien entendu, d'enveloppes rapportées.

Comme on se le rappelle, l'enveloppe de vapeur a été inventée par Watt qui, dans une lettre adressée au professeur Jardine après ses expériences sur le modèle de Newcomen, dit : « Mon attention a été appelée sur la recherche des causes principales qui rendaient aussi élevée la consommation de charbon. J'ai aussitôt pensé qu'elles devaient surtout consister dans la perte due à l'absorption de la quantité de chaleur nécessaire pour ramener, 15 ou 20 fois par minute, la température du cylindre de celle de l'eau à celle de la vapeur ¹. »

Ce fut le point de départ de son invention du condenseur séparé et de l'enveloppe, ayant tous deux pour but « de maintenir le cylindre à la température de la vapeur qui y entre ». Aujourd'hui les causes de perte dont Watt avait constaté les effets, ont été analysées dans leurs détails ; elles consistent, nous l'avons vu, dans les condensations initiales ou à l'admission.

Combes, dans un mémoire présenté à l'Académie des sciences, fut probablement le premier à introduire dans la théorie de la machine à vapeur la considération de ce phénomène, découvert par Watt, qui s'était proposé d'en pallier les effets par l'adoption de la chemise de vapeur ¹. Peu à peu, ce savant donna une forme plus précise à ses idées et publia, en 1845 ², puis en 1863-65 ³, plusieurs travaux relatifs à ce sujet. Dans le premier il dit : « L'utilité de l'enveloppe de vapeur ou de tout dispositif ayant pour but de chauffer par l'extérieur les cylindres des machines à vapeur, est maintenant hors de doute, soit que l'on se rapporte à l'expérience directe et à l'observation minutieuse des phénomènes qui caractérisent l'action de la vapeur dans le cylindre, soit que l'on discute logiquement ces observations. Les enveloppes n'ont pas seulement pour résultat de relever la température de la vapeur..., pendant la détente, mais encore de prévenir le refroidissement des parois du cylindre lorsque ce dernier est en communication avec le condenseur. » C'est probablement la première fois que ce phénomène fut énoncé en termes aussi exacts et précis ⁴.

En 1844, M. Gill écrivait : « Si on fournit au cylindre de la vapeur sèche et si aucune fraction de la chaleur n'est perdue par rayonnement, il n'y en aura pas moins dans le cylindre une perte de chaleur occasionnée par la détente soudaine de la vapeur quand la communication s'ouvre avec le condenseur... La chaleur nécessaire à cette réévaporation étant fournie par les parois du cylindre, du piston, etc..., il est nécessaire qu'elle leur soit restituée par la condensation d'une certaine quantité de vapeur, lors de son admission dans le cylindre, pendant la course rétrograde ; ces condensation et évaporation successives se prolongent jusqu'à ce que l'équilibre s'établisse. » L'auteur que nous citons conseille déjà la surchauffe comme le meilleur remède à ces pertes ⁵.

C'est en 1855 que Hirn publia son *Mémoire sur l'Utilité des Enveloppes de vapeur* travail remarquable qui nous fournit la pre-

¹ Comptes rendus, 1843.

² *Traité d'Exploitation des Mines*.

³ *Principes de la Théorie mécanique de la Chaleur*.

⁴ *Mémoires* de 1843, p. 245.

⁵ *Perfectionnements de la machine à vapeur* ; Weale's paper ; janvier 1844.

mière analyse connue d'expériences, traduisant en chiffres la valeur des condensations et l'action thermique des parois du cylindre, Hirn conclut ainsi¹ :

(1) « Il existe une différence capitale entre les phénomènes thermiques caractérisant les deux types principaux de machines : dans la machine monocylindre, les parois cèdent toujours de la chaleur à la vapeur pendant la période de détente, en moindre quantité toutefois quand l'enveloppe fonctionne que quand on y supprime l'accès de la vapeur. Dans la machine Woolf, les surfaces du cylindre empruntent au contraire de la chaleur à la vapeur, même au cours de la détente ; cette chaleur est perdue et envoyée au condenseur pendant la période d'échappement. »

(2) Dans la machine monocylindre, les parois du cylindre fournissent en réalité à la vapeur la même quantité de chaleur, qu'il y ait ou qu'il n'y ait pas d'enveloppe. Toutefois, dans le premier cas, cette chaleur est cédée pendant la détente, et non en pure perte, puisqu'elle a pour résultat d'augmenter, dans une forte mesure, le travail produit ; dans le second cas, la chaleur est entièrement perdue sans production de travail utile, et dirigée vers le condenseur, en vertu de la réévaporation de l'eau, recouvrant les parois, qui se produit quand le tiroir ouvre à l'échappement.

Comme beaucoup d'écrivains modernes l'ont prouvé, le bénéfice dû à la présence d'une enveloppe ne provient pas seulement de ce qu'elle réduit les condensations initiales, mais encore de ce que les pertes thermiques inévitables ont, tout au moins en partie, lieu dans son sein, où elles ne produisent pas, indirectement, une nouvelle perte, en dehors de toute proportion avec sa propre valeur. C'est en permettant aux surfaces du cylindre, exposées à l'action de la vapeur d'admission, de rester sensiblement à la même température que celle vapeur, à peu près au même degré de sécheresse, ce qui évite ou tout au moins diminue les condensations initiales, que l'enveloppe de vapeur fait preuve d'avantages économiques marqués.

Ainsi que Holmes l'a dit : « L'enveloppe, tout en maintenant

¹ N'ayant pas sous les yeux le texte de Hirn, nous citons cet auteur d'après la traduction anglaise ; il est donc possible que, le sens général restant le même, nous ayons changé quelques mots. (N. d. T.)

constante la température du cylindre, agit de deux manières distinctes. D'abord, en assurant la sécheresse relative de la vapeur vive, elle réduit l'action absorbante des parois et par conséquent la quantité de chaleur soustraite en pure perte à la vapeur ; l'écart des températures auquel sont sujettes les parois se trouve ainsi diminué et, par cela même, les pertes internes. Ensuite, toute différence de température qui peut tendre à se produire se trouve réduite par l'afflux de chaleur venant de l'enveloppe et traversant les parois du cylindre. C'est seulement ce dernier phénomène qui cause une perte de chaleur dans l'enveloppe. Le bénéfice que l'on obtient en diminuant la conductibilité et la puissance d'absorption de la vapeur motrice n'entraîne d'autre part aucune perte correspondante ; et c'est là un effet indirect de la température à laquelle sont maintenues les parois. Ainsi, bien que l'enveloppe tende à réchauffer le cylindre pendant environ moitié de la course, son emploi entraîne, dans la plupart des cas, une économie certaine'. »

L'effet de l'enveloppe peut donc se résumer ainsi : elle transforme et améliore le fluide moteur, change sa nature et le rend susceptible d'une meilleure utilisation, transforme une substance de grande capacité calorifique en une autre qui possède une bien moins grande chaleur spécifique, une vapeur humide en vapeur sèche ou même, plus ou moins complètement, en gaz.

Ainsi, la quantité de chaleur absorbée et de vapeur condensée dans l'enveloppe n'est pas, comme on l'a si souvent dit, précisément équivalente à celle qui, sans son intervention, serait perdue à l'intérieur du cylindre. L'enveloppe de vapeur a pour effet réel de présenter une surface interne relativement chaude et sèche à la vapeur qui pénètre dans le cylindre, empêchant ainsi la condensation de cette vapeur à l'admission et supprimant les pertes correspondantes, à l'échappement, par réévaporation ultérieure. Le transfert de chaleur opéré par conductibilité intérieure n'a plus lieu qu'entre des surfaces qui sont sèches et un fluide qui l'est plus ou moins ; ce fait a pour résultat immédiat une réduction considérable de la quantité de chaleur ainsi déchargée et une augmentation proportionnelle du rendement de la machine. Si la chemise

de vapeur est bien établie, elle n'entraîne, nous l'avons vu, d'autre perte que celle de la quantité de chaleur nécessaire pour maintenir la vapeur d'admission à l'état de sécheresse et de saturation.

Ainsi, l'enveloppe a pour double effet : 1° d'entraver l'échange de chaleur entre la vapeur et les parois du cylindre, grâce à l'état pour ainsi dire gazeux dans lequel elle maintient la vapeur ; 2° de réduire l'écart des températures, qui se produit à l'intérieur de la masse métallique, et leur tendance à déterminer et à prolonger cette perte.

Durant le cycle complet de la machine, cependant, l'enveloppe, ou bien cède de la chaleur à la vapeur à travers les parois du cylindre, ou bien compense une perte antérieure en emmagasinant de la chaleur dans le métal qui compose ces parois, le piston et les fonds. Elle soutire constamment de la chaleur à la chaudière au profit de la machine, chaleur absorbée soit par simple échange, sans transformation en travail utile, soit au contraire par transformation, mais suivant un écart de température inférieur à celui que comporte le cycle qui préside au fonctionnement de la machine. En un mot, tout en ayant un effet utile certain, elle n'en constitue pas moins un déplorable expédient dont le seul avantage consiste à réduire une perte plus grande encore qui se produirait sans son adoption.

Tant qu'il en est ainsi, le bénéfice est certain, mais quand on peut réduire les pertes internes au minimum équivalent à celles qui se produisent dans l'enveloppe, l'addition de cette dernière n'est plus justifiée. C'est ce qui se passe, par exemple, quand on vient à surchauffer la vapeur ou quand on adopte quelque expédient équivalent. Dans certains cas même, nous l'avons dit et nous le répétons, l'enveloppe peut être une cause de perte. On l'a constaté dans des locomotives et dans différents cas où la chaleur cédée par l'enveloppe durant la dernière partie de la détente et au cours de l'échappement est supérieure au gain obtenu auparavant, vers le début de la course, par la réduction des condensations initiales, et pendant l'expansion. Ce dernier phénomène peut être une conséquence de l'humidité excessive de la vapeur qui entraîne la présence d'une notable quantité d'eau au sein du fluide, jusqu'à la fin de la détente, et même au delà.

L'action d'une enveloppe efficace, indépendamment de ce que nous venons de voir, a pour résultat d'accélérer considérablement la réévaporation et de la compléter à une période de la course assez peu avancée pour qu'il se produise ce double effet : 1° la conversion de l'eau résultant de cette condensation en un fluide moteur de meilleure condition ; 2° l'échauffement et le dessèchement assez complets des surfaces internes, avant l'admission ultérieure de la vapeur, pour que l'absorption de chaleur et, par conséquent, les condensations intérieures qui en résultent, soit minima. Le résultat net se traduit généralement par une réduction des pertes internes ; quant aux pertes extérieures, bien qu'elles soient légèrement accrues par suite de l'augmentation des surfaces exposées, elles restent insignifiantes quand le cylindre est convenablement enveloppé.

153. — Si l'action de l'enveloppe, à la considérer dans ses détails, n'est probablement pas compliquée en soi, elle n'en reste pas moins assez obscure pour différents motifs. Les observations directes que l'on peut faire à son sujet sont à peu près impossibles ; les variations de température et d'absorption ou d'échange de chaleur affectent des quantités essentiellement variables de métal et de fluide, que l'ingénieur ne peut facilement mesurer, enfin elles sont sujettes à des lois physiques obscures et compliquées, en raison des modifications constantes dans la quantité d'eau entraînée avec la vapeur ou de l'état de sécheresse et de surchauffe de cette dernière, non moins difficiles à contrôler.

Nous examinerons plusieurs cas typiques. (Voir § 122, fig. 140.)

(1) *L'enveloppe et le cylindre reçoivent de la vapeur à l'état de gaz*, c'est-à-dire que le fluide, considérablement surchauffé, se comporte comme un gaz véritable.

Dans ce cas, l'action de l'enveloppe tend à amener les parois du cylindre à sa propre température. Admettons qu'il puisse en être ainsi. Le fluide gazeux pénètre dans le cylindre à sa température maximum, se détend en accomplissant un travail et en perdant constamment de sa chaleur et en diminuant de température, jusqu'à un minimum qui correspond à l'échappement, et s'échappe enfin sec, mais saturé, du moins on est en droit de le supposer.

Chaque fois qu'une nouvelle quantité de vapeur fraîche pénètre dans le cylindre, elle en trouve d'abord les parois à une température plus basse que la sienne propre, mais une fois que la période de détente est commencée, la vapeur ne cesse plus d'emprunter de la chaleur aux parois, jusqu'à la fermeture de l'échappement.

Cette chaleur est, en partie, utilisée et convertie en travail, mais, nous l'avons vu, suivant un faible écart de température et avec un rendement par conséquent inférieur et, en partie, dissipée en pure perte. Mais la quantité totale ainsi absorbée est peu considérable, puisque le fluide possède une faible chaleur spécifique, une conductibilité insignifiante et un grand volume spécifique.

On ne sait pas encore exactement ce que seraient les pertes internes dans de telles conditions, mais l'expérience, relative aux machines à gaz et aux appareils à vapeur surchauffée, semble indiquer qu'elles ne s'élèvent pas à 10 p. 100 dans les grandes machines et ne sont guère inférieures à 5 p. 100 en moyenne, dans les cas que l'on peut prendre comme exemples.

Nous pensons qu'il est raisonnable d'admettre que la perte inhérente à l'emploi d'une chemise de vapeur est normalement de 8 p. 100 : c'est même plutôt un minimum que l'on n'obtiendra qu'avec les enveloppes les mieux disposées. Le bénéfice réalisé par l'adoption de l'enveloppe est approximativement mesuré par la différence existant entre cette perte et celle qui se produirait dans le même cylindre non chemisé. La pratique indique que, dans le cas qui nous occupe, ce n'est jamais qu'une quantité minime.

(2). *Les cylindres et les enveloppes sont alimentés avec de la vapeur sèche.* Dans ce cas, la chemise de vapeur maintient facilement les surfaces du cylindre à la température maximum qui est celle de la vapeur et qui correspond à la pression de régime. La plus infime réduction de température produit aussitôt une condensation dans l'enveloppe et la température des parois, du côté de la chemise, est ramenée à sa valeur initiale par suite de l'absorption de la chaleur latente de la vapeur ainsi condensée. Ce mode de transfert de la chaleur, par condensation, est assez rapide pour que nous soyons autorisés à attribuer aux parois du cylindre du côté exposé à l'action de l'enveloppe, une température sensiblement égale à celle de la vapeur pendant toute la durée du cycle.

Considérons les quatre phases du cycle : (1) introduction ; (2) détente ; (3) échappement ; (4) compression. Pendant la première, la vapeur est à la même température à l'intérieur et à l'extérieur des parois du cylindre ; pendant la seconde période, on commence à observer, entre les deux faces, des différences de température qui augmentent progressivement jusqu'à la fin de la détente, et au commencement de l'échappement ; pendant ce dernier, l'écart de température reste sensiblement constant et maximum ; la compression voit diminuer cet écart qui se trouve réduit à zéro lorsque commence l'avance à la vapeur. Ainsi, au début, la vapeur vive du cylindre et celle de l'enveloppe concourent à échauffer le métal et à lui restituer le calorique qu'il a perdu au cours du cycle précédent ; il n'y a pas d'écoulement de chaleur, de la chemise de vapeur vers le cylindre. Il n'en est pas de même pendant tout le reste du cycle où l'enveloppe ne cesse plus de fournir de la chaleur. Une partie de cette dernière est transformée en travail, une autre est perdue complètement, à l'état de chaleur, par simple échange. La proportion, suivant laquelle interviennent ces deux quantités, perte partielle résultant d'une transformation insuffisante et perte sèche, est déterminée par l'étendue de la détente et par le degré d'humidité du fluide moteur ¹.

Si la vapeur était suffisamment sèche, à la fin de la première période, et si la seconde phase, la détente, était assez prolongée, l'action de l'enveloppe et des parois, encore très chaudes, auraient pour effet presque immédiat de surchauffer la vapeur pendant son expansion et de limiter la perte de chaleur de l'enveloppe et des parois produite vers la fin de l'expansion et au cours de l'échappement ; cela permettrait à l'enveloppe d'élever rapidement le cylindre jusqu'à la température initiale de l'admission. Ce phénomène, une fois accompli, les condensations initiales se trouveront réduites à une quantité insignifiante, la perte s'est, en totalité, produite dans l'enveloppe, elle est donc minimum.

D'autre part, si la quantité d'eau produite, que ce soit par la condensation initiale, par l'effet de la détente, ou par ces deux

¹ L'échange de chaleur se produit environ 30 ou 40 fois moins vite entre le métal et un gaz qu'entre ce même métal et l'eau.

moyens combinés, est assez grande pour qu'il n'y ait pas de réévaporation complète vers le début de la course et si les parois ne se réchauffent pas suffisamment, les pertes dans l'enveloppe s'accroissent, le déficit qu'elle est destinée à combler peut rester important, et le résultat final peut se traduire par une perte sèche ou, tout au moins, par l'inefficacité absolue de la chemise.

C'est ce qui se produira probablement, dans une plus ou moins large mesure, chaque fois que les parois de cylindre et que la vapeur ne seront pas suffisamment sèches au moment de l'ouverture à l'échappement, ou que la vapeur sera trop humide et l'enveloppe mal établie. Il semblerait donc assez naturel que les conditions intermédiaires soient les plus favorables au fonctionnement de l'enveloppe.

Il est probable que le premier effet de l'enveloppe, pendant la détente, consistera à assécher la vapeur qui, si elle n'est pas surchauffée, contient toujours, en suspension dans sa masse, une plus ou moins grande quantité d'eau résultant des condensations initiales. Plus tard, l'enveloppe empêchera la condensation résultant du travail de la détente et finalement aura pour effet de surchauffer la vapeur si les premières phases sont terminées assez tôt et si les conditions particulières le permettent. La première phase de cette série de phénomènes entraîne une augmentation du travail utile dû à l'accroissement de la quantité de vapeur présente au cylindre, par rapport à ce qu'était cette dernière, par exemple, au commencement de la détente ; la seconde période agit de même en permettant à la vapeur qui se détend de développer une plus grande somme d'énergie. Toute l'opération se traduit en résumé par la disparition d'une quantité donnée d'énergie calorifique qui empêche la production d'une autre perte plus considérable.

Pendant la période d'échappement, il se produit une perte nette de chaleur qui est toutefois compensée par un certain bénéfice provenant de l'assèchement et du réchauffage des parois du cylindre, préalablement à l'introduction de la vapeur lors de la course suivante. La période de refoulement entraîne un effet analogue qui a pour résultat de transformer en chaleur le travail de la compression.

Ainsi donc, au cours du cycle complet, le métal est d'abord recouvert de gouttelettes liquides provenant de la condensation, qui lui communiquent une partie de la chaleur apportée par la vapeur d'admission, il est ensuite refroidi par l'évaporation et par suite de l'abaissement de température dû à la détente, puis desséché, et, finalement, échauffé à une température plus ou moins voisine de celle que possède la vapeur vive, grâce à l'action combinée de l'enveloppe et de la compression.

(3) *La vapeur fournie à la machine est humide.* Dans ce cas, l'enveloppe agit encore comme plus haut. L'eau contenue dans la vapeur de l'enveloppe, est purgée au dehors et retournée à la chaudière, de manière que la vapeur puisse rester relativement sèche dans la chemise comme dans les autres cas. A l'intérieur du cylindre, les phénomènes sont tout différents au contraire :

L'enveloppe de vapeur doit encore fournir une nouvelle quantité de chaleur distincte de celle nécessaire pour maintenir la vapeur à l'état de sécheresse ou pour élever primitivement les parois à une certaine température, telle que les gouttelettes liquides déposées à sa surface ne pourront subsister. Cette nouvelle quantité de calorique, d'autant plus grande que la vapeur sera initialement plus humide, et, en tous cas, assez considérable, sera fournie par le métal ou l'enveloppe pendant presque toute la durée du cycle ; elle est employée à vaporiser tout ou partie de l'eau entraînée et, dans la suite, à assécher les parois internes et à les réchauffer, autant que possible, à la température maximum. Ce n'est pas seulement cette quantité de chaleur qui s'accroît, comme nous venons de le dire, avec la proportion d'eau entraînée par la vapeur d'admission, mais encore la chaleur dépensée en pure perte, à la fin de la détente et pendant toute la période d'échappement, dont la valeur augmente naturellement avec le poids d'eau à réévaporer.

On est ainsi conduit à penser que l'intérieur du cylindre, recouvert d'une forte buée et contenant, dès l'ouverture de l'admission, de l'eau, à l'état liquide, dans sa partie inférieure, peut continuer à agir comme un générateur d'effet nuisible, pendant toute la durée du cycle. Il se produit ainsi une perte considérable au cours de l'échappement, alors que la différence des

températures est maximum ; la quantité de chaleur que l'enveloppe est à ce moment capable de fournir devient elle-même maximum et, à la fois, absolument et relativement grande.

Si l'eau, provenant des condensations initiales, n'est pas, entièrement, et à tout instant considéré, vaporisée pendant l'expansion, ce qui en restera se trouve converti en vapeur pendant l'échappement.

De ce qui précède on peut donc conclure à l'influence marquée qu'auront sur le fonctionnement les conditions dans lesquelles se trouvera la vapeur vive, et à l'intérêt qu'il y a à assurer la siccité de la vapeur, élément essentiel au bon fonctionnement de l'enveloppe. Il peut se faire que, dans des circonstances particulièrement défavorables, l'enveloppe entraîne, pendant cette période nuisible, une perte supérieure à celle qu'elle est susceptible de contre-balancer, par son action naturelle et logique, dans les phases primitives du cycle. La sécheresse de la vapeur est aussi indispensable au bon fonctionnement de l'enveloppe que la surchauffe rend cette dernière inutile, comme nous le verrons plus loin.

C'est surtout à l'incertitude dans laquelle on est généralement sur le degré exact de siccité ou d'humidité de la vapeur que l'on doit attribuer le plus souvent les contradictions présentées par de nombreux essais effectués sur des machines munies d'enveloppes ; ils sont difficiles à contrôler, à moins de prendre certaines conditions spéciales. Il est à peu près impossible de prendre ces expériences pour bases de calculs présentant une utilité pratique incontestable.

D'expériences effectuées par lui sur des machines munies ou non d'enveloppes, M. Hirn conclut que l'action des parois du cylindre ne saurait affecter que le mélange de vapeur et d'eau qui est à peu près en contact avec elles. Ce fait s'est trouvé confirmé par les essais de Cotterill et de Dixwell, ainsi que de beaucoup d'autres autorités.

Dans des circonstances favorables et en pratique, comme M. Dwelshauvers-Dery le fait remarquer : « L'enveloppe, appliquée à un seul des cylindres, ne fournit que peu de chaleur, mais produit néanmoins un effet considérable, parce que la plus grande partie de la chaleur, abandonnée par les parois et employée à un

travail utile pendant la détente, a été communiquée à ces mêmes parois par la vapeur d'admission. Dans une machine compound, d'autre part, la quantité de calorique abandonnée par la vapeur de l'enveloppe accroît le travail pendant la détente¹.

Nous trouvons ainsi que l'enveloppe peut entraîner une certaine économie par la simple réduction des pertes à l'intérieur du cylindre, et qu'elle ne communique absolument aucune chaleur à la vapeur ; elle diminue uniquement la perte qui, en son absence, se produirait infailliblement pendant les phases critiques, par transfert de chaleur aux parois du cylindre. Il est facile de voir que l'emploi de l'enveloppe n'est avantageux qu'au début de la course où elle empêche l'absorption de chaleur par les parois, et que ses fonctions cessent pour ainsi dire après la période d'admission. Par conséquent, les machines à faible course et à grand diamètre de piston, dont les fonds sont chemisés à égalité de volume total, présentent au moins, au point de vue théorique, un avantage marqué.

En général, plus grande est la surface active, et plus elle devient humide, plus considérable doit être la perte et plus l'enveloppe devient nécessaire, mais, peut-être aussi, plus se rapproche-t-on de la limite au delà de laquelle l'enveloppe cesse d'être avantageuse.

154. — Il faut établir une distinction entre les pertes physiques, suivant qu'elles ont lieu dans les cylindres ou dans les enveloppes. Dans une machine non munie d'enveloppe, il est évident que la première perte n'a d'autre limite que celle marquée par l'élévation de la masse entière de métal qui est exposée à l'action de la vapeur, à la température de celle-ci, phénomène accompagné plus tard de la perte complète de cette énergie ainsi emmagasinée, mesurée entre les températures de l'admission et de l'échappement ou de la contre-pression. En vérité, cette limite peut être plus vite atteinte grâce à la conductibilité insuffisante du métal ou du liquide et à la trop faible durée accordée au phénomène. L'expérience prouve en effet, nous l'avons répété plusieurs fois, que les grandes

vitesses de piston peuvent réduire cette perte particulièrement dans les machines puissantes, à un chiffre assez faible, comparativement au volume total de vapeur écoulé. Ce résultat provient de la réduction du temps alloué à la production des phénomènes alternatifs d'absorption et de dégagement calorifique dont les parois sont le théâtre et de l'accroissement du volume de vapeur traversant la machine comparativement à la perte considérée.

D'autre part, les pertes dans l'enveloppe sont déterminées par la différence moyenne de température qui existe entre la chemise et le cylindre et par les conditions dans lesquelles se trouve la vapeur employée. Dans une même machine, elles peuvent être grandes avec une détente prolongée et faible pour une introduction considérable ; ou bien elles peuvent rester élevées malgré l'emploi de vapeur humide ou devenir insignifiantes avec de la vapeur convenablement surchauffée, mais elles ne sont jamais nulles. Une machine à enveloppe ne peut, dans aucun cas, être entièrement exempte de perte interne par la suppression absolue de ces deux formes de déperdition qui conserveront toujours une valeur sensible et souvent une importance considérable.

L'économie entraînée par la présence d'une enveloppe a évidemment pour mesure la différence existant entre les pertes totales intrinsèques du cylindre non muni d'une enveloppe et celles qui subsistent malgré la présence de cette dernière, diminuée des déperditions auxquelles la chemise de vapeur est sujette. Puisqu'il ne peut passer de chaleur de l'enveloppe vers le cylindre pendant la période d'admission, et que toute la chaleur fournie ultérieurement sera partiellement ou entièrement perdue, il devient évident que la perte sèche est minimum et par conséquent que le bénéfice apporté par l'adoption d'une enveloppe de vapeur atteint son maximum quand, dans les périodes qui suivent l'introduction, elle arrive à sécher les parois et à ramener leur température à celle que possède la vapeur d'admission, aussi complètement et aussi vite que possible.

Il est toujours facile de déterminer la perte totale qui a lieu dans l'enveloppe ; dans bien des cas, elle s'obtiendra simplement en mesurant le poids de l'eau condensée à l'intérieur de l'enveloppe et en déduisant, de la chaleur totale qu'elle représente, la

perte externe par rayonnement et convection, toujours faible et facile à calculer très approximativement si on ne peut la déterminer par l'observation directe. Il est évident qu'une enveloppe sera inutile ou même nuisible dans une proportion plus ou moins considérable, suivant qu'elle perdra une quantité de calorique grâce à l'écoulement de la chaleur qui, après l'avoir traversée, se rend au condenseur ou dans l'atmosphère, supérieure ou inférieure à celle qu'elle économise en réduisant les pertes normales internes de la machine supposée sans enveloppe. Suivant les cas, on pourra donc constater à une quelconque des périodes du cycle de la machine, un bénéfice réel ou une perte sèche, de même qu'il pourra n'y avoir production d'aucun effet sensible. Le résultat final peut dès lors se traduire par un gain positif, négatif ou douteux.

Chaque fois que la vapeur aura une pression trop basse dans l'enveloppe et que celle-ci sera mal comprise ou mal utilisée, il en résultera une perte très sensible.

La vapeur resterait parfaitement sèche pendant toute la course et aucune fraction n'en serait condensée, puis réévaporée ultérieurement au détriment de la chaleur de l'enveloppe, si celle-ci pouvait satisfaire aux conditions suivantes : posséder une efficacité telle qu'elle puisse fournir, instantanément et en totalité, la quantité de chaleur nécessaire au début de la course quelle qu'en soit l'importance et la rapidité d'action ; recevoir de la vapeur initialement sèche. La seule perte interne qui se produirait alors correspondrait à la déperdition que subirait un gaz, quantité relativement petite. En outre, on supprimerait, moyennant une faible dépense, toutes les condensations initiales qui se produiraient s'il en était autrement.

Dans de semblables conditions, plus l'enveloppe fournit rapidement et facilement la chaleur, moins grande en est la quantité dont elle doit être dépouillée. Ce fait fut entrevu et formulé pour la première fois par Hirn.

Le poids de vapeur condensé dans les enveloppes présente de grandes variations. On peut évidemment le considérer comme un criterium de l'efficacité de la chemise de vapeur, mais il ne faut pas perdre de vue que le rendement maximum de l'enveloppe ne cor-

respond pas nécessairement à celui de la machine, car une excessive humidité de la vapeur peut entraîner des pertes sérieuses pendant la période d'échappement. Cette condensation peut varier dans de très larges limites. Dans la pompe à vapeur de Pawtucket que nous avons citée, on n'a relevé qu'une condensation de 5 p. 100. Dans un rapport relatif à des essais effectués sur une pompe Worthington, M. Unwin¹ a trouvé que l'eau, extraite des enveloppes, variait entre 15 et 20 p. 100 du total ; on a trouvé 16 p. 100 pour les pompes de Lawrence et de Lynn, construites suivant les plans de M. Leawitt² ; 1 p. 100 dans les machines de la fabrique de papier de Fichburg construites par MM. Donkin and Co³, et environ le même chiffre dans des expériences effectuées dans l'une des usines à gaz de Londres. Les consommations de vapeur correspondantes se sont montées, pour ces différents appareils, à 7^{kg},700 ; 6^{kg},530 ; 7^{kg},620 ; 10 et 11^{kg},340 par cheval et par heure.

La condensation minimum que l'on ait constatée dans des enveloppes de vapeur paraît être de 5 p. 100 ; c'est seulement dans certains cas particuliers, avec de la vapeur très sèche, que l'on a constaté des chiffres inférieurs encore. Cette condensation correspond à la perte propre de l'enveloppe.

Cette dépense de vapeur, de 5 à 15 p. 100, a prévenu la formation de condensations initiales qui se seraient montées de 20 à 40 p. 100 sans l'enveloppe qui les réduit à la moitié au plus de cette valeur. Ce gain de 10 à 25 p. 100 ainsi obtenu constitue le bénéfice dû à l'enveloppe dans les cas considérés.

L'apparition d'autres moyens préconisés pour réduire la seconde forme de perte a diminué la valeur future de l'enveloppe ; si même la vapeur est surchauffée et que l'on adopte le mode compound avec de grandes vitesses de piston, son rôle devient insignifiant, comme d'ailleurs la pratique le prouve journellement.

Dans son exposé de la théorie thermodynamique de la machine à vapeur (1859), Rankine émet cette opinion que la vapeur, contenue dans le cylindre, emprunte à l'enveloppe, pendant sa détente, assez de chaleur pour empêcher toute trace de condensation dans

¹ Engineering, 7 décembre 1888, p. 566.

² Engineering and Mining Journal, 25 novembre 1871.

³ Zeitschrift des Vereins Deutscher Ing., avril 1869.

son sein, sans toutefois qu'il se produise de surchauffe. Cette hypothèse est fondée sur ce fait que la vapeur sèche est mauvaise conductrice de la chaleur, comparativement à l'eau ou à la vapeur humide; dès que cette dernière a reçu assez de chaleur pour revenir à un état plus ou moins complet de sécheresse, elle n'absorbe plus la chaleur que très lentement. En tous cas, jusqu'ici, l'expérience paraît confirmer cette absorption. Celle-ci suppose, comme on le sait que l'enveloppe a eu pour premier effet d'arrêter les condensations initiales; la théorie de Rankine se réduit donc à celle qui est relative aux machines fonctionnant avec de la vapeur sèche et saturée.

155. — On peut calculer l'utilisation des machines munies d'enveloppes de vapeur et les pertes auxquelles elles sont sujettes, d'une manière suffisamment approximative pour les besoins de la pratique. De tout ce qui précède on peut conclure que la machine idéale, puisqu'elle possède un cylindre non conducteur de la chaleur et n'est par conséquent pas sujette aux condensations initiales, doit présenter un rendement plus élevé que la même machine idéale à chemise de vapeur, soumise à la perte par l'enveloppe, mais non au second mode de pertes intérieures. La machine réelle qui comporte une double perte par l'enveloppe et par condensations intérieures, ces dernières réduites par l'effet de la première, est moins économique que les précédentes, mais elle consommera moins que la même machine non munie d'enveloppe. En résumé, dans le cas de la machine idéale l'emploi de la chemise de vapeur se traduit par une perte sèche; dans la pratique, il entraîne souvent au contraire un bénéfice sensible. Si l'on pouvait, dans les machines réelles, approcher du fonctionnement théorique, on aurait plutôt à perdre qu'à gagner à l'adoption de l'enveloppe; d'ailleurs si, d'autre part, cette dernière est, pour des raisons particulières, sujette pendant la période d'échappement à une perte supérieure au gain réalisé pendant la course précédente, il pourrait en résulter une diminution de l'utilisation. L'enveloppe donnera son maximum d'effet utile dans des conditions intermédiaires et lorsque sa perte propre sera minimum, alors qu'elle est plus apte que jamais à réduire les autres pertes.

Les calculs suivants, basés sur les méthodes et les formules adoptées dans les cas précédents, serviront d'exemples à ces déductions. Nous avons considéré dans nos calculs non le rapport apparent de détente, mais le rapport réel, et nous ne tenons aucun compte de la compression.

COMPARAISON DE L'UTILISATION DE LA MACHINE IDÉALE AVEC OU SANS ENVELOPPE DE VAPEUR

Nous adopterons les formules approximatives qui sont suffisamment exactes en pratique.

MACHINE IDÉALE SANS CONDENSATION

DONNÉES :

$$p_1 = 4,220; 5,625; 7,030; 8,440 \text{ kg par cm}^2 \text{ (absolue)}$$

$$\frac{1}{r} = 0,15; 0,20; 0,25; 0,30; 0,40; 0,50;$$

$$p_3 = 1,265 \text{ kg par centimètre carré (absolue)}$$

$$T_4 = 43^\circ \text{ centigrades.}$$

RÉSULTATS :

(a) Pressions. — Cylindres non conducteurs, sans enveloppe.

	$\frac{1}{r}$	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50
	$\frac{p_m}{p_1}$	0,407	0,496	0,572	0,639	0,748	0,833
$p_1 = 4,220$	p_m	1,715	2,092	2,412	2,696	3,155	3,514
	p_e	0,450	0,826	1,147	1,430	1,900	2,249
$p_1 = 5,625$	p_m	2,290	2,790	3,217	3,594	4,205	4,685
	p_e	1,025	1,524	1,951	2,328	2,940	3,420
$p_1 = 7,030$	p_m	2,860	3,487	4,022	4,489	5,259	5,857
	p_e	1,596	2,222	2,756	3,227	3,993	4,590
$p_1 = 8,440$	p_m	3,434	4,184	4,825	5,390	6,310	7,027
	p_e	2,168	2,925	3,560	4,125	5,045	5,762

$$H_1 D_1 = 13,3 p_1 + 20\ 500 \quad p_1 = \text{kg par mètre carré.}$$

$$\frac{H_1 D_1}{10\ 000} = 13,3 p_1 + 2,05 \quad p_1 = \text{kg par cm}^2.$$

p_1 kg par cm^2	$\frac{H_1 D_1}{10\ 000}$
4,220	58,315
5,635	77,050
7,030	95,780
8,440	114,580
$\frac{U D_1}{10\ 000} = r p_e$	$p_e = \text{kg par mètre carré.}$
$\frac{U D_1}{10\ 000} = \frac{r p_e}{10\ 000}$	

$\frac{1}{r}$	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50
$\frac{U D_1}{10000}$ pour $p_1 = 4,220$	3,090	4,134	4,589	4,767	4,725	4,496
$\frac{U D_1}{10000}$ pour $p_1 = 5,625$	6,820	7,621	7,806	7,762	7,354	6,839
$\frac{U D_1}{10000}$ pour $p_1 = 7,030$	10,624	11,109	11,024	10,567	9,984	9,182
$\frac{U D_1}{10000}$ pour $p_1 = 8,440$	14,455	14,596	14,240	13,752	12,615	11,523

(b) Pressions. — Cylindres à enveloppes.

$\frac{1}{r}$	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50
$\frac{p_m}{p_1}$	0,417	0,505	0,582	0,648	0,756	0,840
$p_1 = 4,220 : p_m$	1,760	2,130	2,454	2,733	3,189	3,543
p_e	0,493	0,865	1,189	1,467	1,923	2,278
$p_1 = 5,625 : p_m$	2,345	2,840	3,273	3,645	4,252	4,725
p_e	1,080	1,575	2,008	2,379	2,986	3,459
$p_1 = 7,030 : p_m$	2,932	3,550	4,092	4,556	5,315	5,906
p_e	1,666	2,285	2,826	3,290	4,050	4,640
$p_1 = 8,440 : p_m$	3,517	4,260	4,910	5,467	6,378	7,087
p_e	2,252	2,995	3,645	4,201	5,112	5,821

$$r_h = \frac{15,5 p_1}{r}$$

$\frac{1}{r}$	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50
r_h pour $p_1 = 4,220$	9,808	13,078	16,347	19,616	26,155	32,695
r_h pour $p_1 = 5,625$	13,078	17,437	21,796	26,155	34,874	43,592
r_h pour $p_1 = 7,030$	16,347	21,796	27,245	32,695	43,592	54,490
r_h pour $p_1 = 8,440$	19,616	26,155	32,695	39,233	52,310	65,388

(c) Rendement.

$$(a) \text{ Pour les cylindres sans enveloppes } E = \frac{U D_1}{H_1 D_1}$$

$$(b) \text{ Pour les cylindres à enveloppes } E_2 = \frac{p_e}{p}$$

	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50
$\frac{1}{r}$						
$p_1 = 4,220 : E_1 = \frac{U}{H_1}$	$\frac{3,090}{58,315} = 0,052$	$\frac{4,134}{58,315} = 0,071$	$\frac{4,589}{58,315} = 0,079$	$\frac{4,767}{58,315} = 0,082$	$\frac{4,725}{58,315} = 0,081$	$\frac{4,496}{58,315} = 0,077$
$E_2 = \frac{p_c}{p_h}$	$\frac{0,493}{9,808} = 0,05$	$\frac{0,865}{13,078} = 0,066$	$\frac{1,189}{16,347} = 0,073$	$\frac{1,467}{19,616} = 0,075$	$\frac{1,923}{26,155} = 0,074$	$\frac{2,278}{32,095} = 0,07$
$p_1 = 5,625 : E_1 = \frac{U}{H_1}$	$\frac{6,820}{77,050} = 0,09$	$\frac{7,621}{77,050} = 0,099$	$\frac{7,806}{77,050} = 0,101$	$\frac{7,762}{77,050} = 0,10$	$\frac{7,354}{77,050} = 0,096$	$\frac{6,839}{77,050} = 0,09$
$E_2 = \frac{p_c}{p_h}$	$\frac{1,080}{13,078} = 0,083$	$\frac{1,375}{17,437} = 0,09$	$\frac{2,008}{21,796} = 0,092$	$\frac{2,379}{26,155} = 0,091$	$\frac{2,986}{34,874} = 0,086$	$\frac{3,459}{43,592} = 0,08$
$p_1 = 7,030 : E_1 = \frac{U}{H_1}$	$\frac{10,624}{95,780} = 0,111$	$\frac{11,109}{95,710} = 0,116$	$\frac{11,024}{95,780} = 0,115$	$\frac{10,567}{95,780} = 0,11$	$\frac{9,984}{95,780} = 0,105$	$\frac{9,182}{95,780} = 0,095$
$E_2 = \frac{p_c}{p_h}$	$\frac{1,666}{16,347} = 0,102$	$\frac{2,285}{21,796} = 0,105$	$\frac{2,826}{27,245} = 0,103$	$\frac{3,290}{32,695} = 0,100$	$\frac{4,650}{43,592} = 0,093$	$\frac{4,640}{54,490} = 0,085$
$p_1 = 8,440 : E_1 = \frac{U}{H_1}$	$\frac{14,445}{114,580} = 0,126$	$\frac{14,596}{114,580} = 0,128$	$\frac{14,240}{114,580} = 0,124$	$\frac{13,752}{114,580} = 0,12$	$\frac{12,615}{114,580} = 0,11$	$\frac{11,523}{114,580} = 0,10$
$E_2 = \frac{p_c}{p_h}$	$\frac{2,252}{19,616} = 0,115$	$\frac{2,995}{26,155} = 0,114$	$\frac{3,645}{32,695} = 0,111$	$\frac{4,201}{39,233} = 0,107$	$\frac{5,112}{52,310} = 0,098$	$\frac{5,821}{65,388} = 0,090$

(a) POUR LE RENDEMENT MAXIMUM DU FLUIDE

p_1	4,220	5,625	7,030	8,440
$\frac{1}{r}$	0,3	0,25	0,20	0,20
E_1	0,082	0,101	0,116	0,128
E_2	0,075	0,092	0,103	0,114
$\frac{E_2}{E_1}$	0,914	0,911	0,905	0,899

On remarquera que l'utilisation maximum du fluide augmente avec p_1 , ainsi que la valeur de r correspondant au rendement maximum, mais que la valeur de $\frac{E_2}{E_1}$ diminue à mesure que p augmente, c'est-à-dire que la perte due à l'enveloppe s'accroît, dans ces cas purement théoriques, à mesure que s'élève la pression initiale.

(c) *Consommation de combustible.* — Supposons une vaporisation effective de 9 kilogrammes, la chaleur disponible par kilogramme de charbon correspondra à 2 043 500 kilogrammètres.

$$\frac{E \times 2043500}{60 \times 4500} = \frac{0,133}{E} = \text{Kg de charbon par cheval-heure.}$$

Machine idéale, consommation de combustible.

	p_1	4,220	5,625	7,030	8,440
Kilogrammes de charbon par cheval-heure.					
Sans enveloppe		1,630	1,292	1,156	1,045
Kilogrammes de charbon par cheval-heure.					
Avec enveloppe		1,770	1,450	1,270	1,135

Ce fait, que l'enveloppe de vapeur, telle qu'elle est employée dans la machine à vapeur, et quelle que soit sa disposition, est en elle-même un élément de dépense et que son emploi ne donne que dans certains cas des résultats économiques en réduisant des pertes plus graves se trouve également démontré par les exemples suivants où les calculs ont été faits successivement dans l'hypothèse qu'il y a ou qu'il n'y a pas d'enveloppe et pour différents degrés de détente.

Les résultats, donnés dans le tableau suivant, et représentés

graphiquement (fig. 156) démontrent péremptoirement que la machine munie d'une enveloppe est toujours moins économique que la machine idéale.

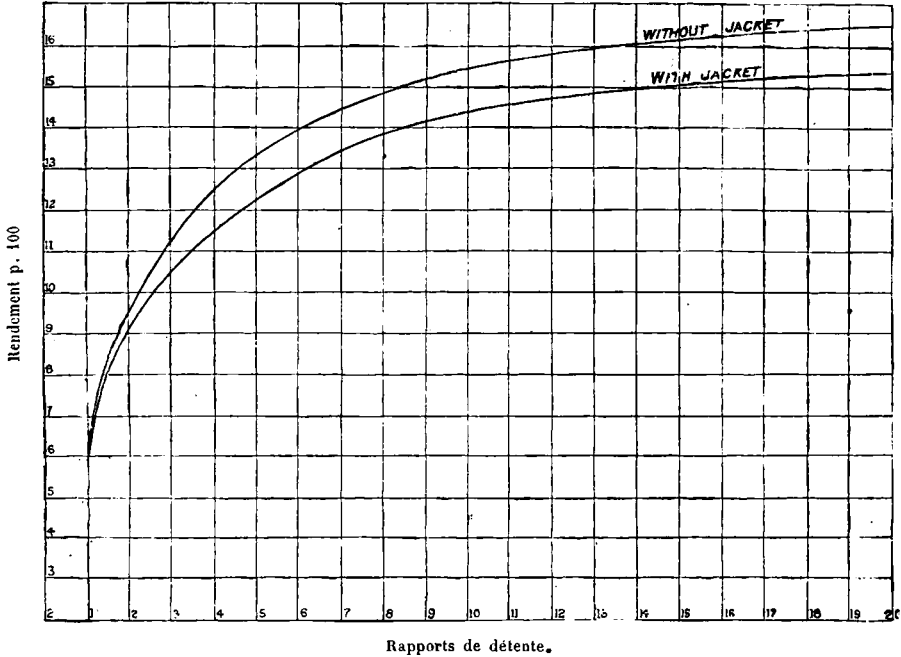


Fig. 156. — Rendement de l'enveloppe.

Without Jacket, sans enveloppe. — With Jacket, avec enveloppe.

Effectuant les calculs d'après les méthodes déjà employées, nous avons, pour $p_1 = 8^{\text{kg}},08$ absolus, $\tau_1 = 444^\circ \text{C}$, et $p_3 = 0^{\text{kg}},280$ et les chiffres portés au tableau ci-après :

L'examen des tableaux et, mieux encore, des courbes, montrera clairement l'influence néfaste de l'enveloppe de vapeur, considérée en elle-même. Dans les conditions usuelles de la pratique, avec des degrés de détente variant de 3 à 20 volumes, et avec les pressions initiales que nous avons supposées, on voit que la perte, occasionnée par l'enveloppe est de valeur à peu près constante et égale à 1 p. 100 environ, elle diminue rapidement à mesure

¹ *Journal Franklin Institute*, avril 1891. « On a maximum efficiency of Steam-Jacket », R. H. Thurston.

que le degré de détente s'abaisse et devient nulle quand ce rapport est égal à l'unité.

RENDEMENTS DU FLUIDE MOTEUR
Machine à vapeur avec et sans enveloppe.

ADMISSION	RAPPORT de détente	RENDEMENT	
		sans enveloppe	avec enveloppe
0,05	20,00	0,2073	0,1930
0,10	10,00	0,1934	0,1808
0,15	6,66	0,1795	0,1665
0,25	4,00	0,1566	0,1442
0,35	2,85	0,1358	0,1302
0,45	2,22	0,1237	0,1209
0,55	1,82	0,1119	0,1087
0,75	1,33	0,0898	0,0812
1,00	1,00	0,0707	0,0707

La consommation de vapeur, en kilogrammes, par cheval et par heure, peut s'obtenir très approximativement en divisant 1,043 par les rendements calculés. Nous supposons que la marche est à condensation et que les chaudières vaporisent 9 kilogrammes d'eau par kilogramme de charbon ; on pourra, en admettant cette hypothèse, basée sur des moyennes, déduire la consommation de combustible de la dépense de vapeur.

Pour un rapport de détente de 20 volumes, la consommation de vapeur ainsi calculée est de 5^{kg},470 et 5^{kg},870 respectivement, suivant que la machine ne possède pas d'enveloppe de vapeur ou qu'elle en est munie. La consommation correspondante de charbon est de 0^{kg},603 et 0^{kg},653. Pour un rapport de détente de 4 volumes, les chiffres des consommations deviennent respectivement 7^{kg},250 et 7^{kg},850 pour la vapeur, et 0^{kg},785 et 0^{kg},840 pour le combustible.

A pleine admission, on dépenserait 15^{kg},78 de vapeur et 1^{kg},81 de combustible par cheval-heure, dans les deux machines.

On voit donc qu'en ce qui concerne la machine idéale, l'addition de l'enveloppe augmente la consommation de vapeur. Pour déter-

miner ce que ces mêmes machines, considérées dans la réalité, consommeraient, il est indispensable de connaître un plus grand nombre de leurs éléments ou des conditions qui président à leur fonctionnement et ont une influence sur la production des pertes internes : leurs dimensions et leur vitesse par exemple. Si nous supposons que les dimensions et la vitesse soient telles que ces pertes se montent respectivement à $0,1\sqrt{r}$ et à $0,2\sqrt{r}$ pour les machines avec et sans enveloppe, nous aurons :

Consommation réelle de combustible.

p_1	4,220	5,625	7,030	8,440
a. Sans enveloppe	2,175	1,815	1,450	1,270
b. Avec enveloppe	1,905	1,725	1,360	1,225

En réalité, avec de telles pressions, le rapport de détente serait plus considérable et le bénéfice apporté par l'enveloppe supérieur à ces chiffres.

Il est juste de dire que la supposition d'après laquelle ces calculs ont été effectués, à savoir que l'enveloppe a pour résultat de maintenir la vapeur précisément à l'état de sécheresse et de saturation, n'est probablement jamais réalisée en pratique, à moins que la vapeur ne soit sèche et probablement surchauffée initialement. Il paraît plus certain que la perte se produit ordinairement pendant toute la période d'échappement et que la perte totale par enveloppe est rarement inférieure à 10 p. 100 et peut dépasser souvent ces chiffres. En pratique, le rendement maximum de l'enveloppe paraît devoir s'obtenir entre la pleine admission où les pertes intérieures sont minima et les degrés extrêmes de détente où elles sont maxima et se continuent pendant la période d'échappement. Heureusement, ce maximum s'élève avec la pression, ce qui permet d'améliorer le régime économique des machines à vapeur.

Si les machines sont munies d'enveloppes efficaces, il est évident que, dans le calcul du rendement probable tel que nous l'avons effectué, le volume de la vapeur considéré au moment de l'ouverture à l'échappement est bien celui qui est dépensé en réalité et ne demande par suite aucune correction.

MACHINE COMPOUND A ENVELOPPE SANS CONDENSATION : $p_1 = 17,60$ par cm^2

Cas idéal.

r	v_1 en m^3	$v_2 = r v_1$	p_2 par m^2	p_3	$v_3 (p_2 - p_3)$	U_1	U_2	$U_1 - U_2$	$U' = U_1 - U_2 + v_3 (p_2 - p_3)$	H_2	Alimentation 95° $\frac{h_1}{h_2}$	$H = U_1 - U_2 + H_2 - h_2$
5	0,114	0,570	31 707	11 240	11 661	128 183	95 353	32 832	44 493	274 455	40 369	266 917
8	id.	0,912	19 193	id.	7 245	id.	86 372	41 813	49 058	272 357	id.	273 801
10	id.	1,140	15 145	id.	4 441	id.	82 204	45 981	50 422	271 437	id.	277 049
15	id.	1,710	9 701	id.	— 2 647	id.	74 794	53 391	50 744	269 804	id.	282 826
20	id.	2,280	7 240	id.	— 9 140	id.	69 637	58 548	50 408	268 727	id.	286 906
A CONDENSATION												
5	0,114	0,570	31 707	35 15	16 069	128 183	95 353	32 832	48 901	274 455	Alimentation 40°	290 317
10	id.	1,140	15 145	id.	13 258	id.	82 204	45 981	59 239	271 437	id.	300 458
20	id.	2,280	7 240	id.	8 493	id.	69 637	58 548	67 041	268 727	id.	310 315
30	id.	3,420	4 691	id.	4 022	id.	62 512	65 673	69 695	267 312	id.	316 025
40	id.	4,560	3 461	id.	— 246	id.	57 652	70 533	70 287	266 376	id.	319 981
50	id.	5,700	2 720	id.	— 4 480	id.	53 882	74 303	69 823	265 675	id.	323 018
SANS CONDENSATION												
CAS IDEAL												
$H_1 - h_1$	Q Chaleur fournie par l'enveloppe par kg. de vapeur. $H - (H_1 - h_1)$	Rendement. $\frac{U'}{H}$	S Kg. d'eau passée dans le cylindre par cheval indiqué et par heure. $\frac{U'}{270 000}$	M (10) Charbon en kg. pour évaporer, S $\frac{10 \text{ et } 9}{S}$	N Charbon correspondant à la chaleur fournie à l'enveloppe. $\frac{Q M}{H_1 - h_1}$	Combustible total M + N	$1 + 0,075 \sqrt{Vr}$	Rendement.	Kg. de vapeur par cheval indiqué et par heure.	Charbon par cheval indiqué et par heure.		
213 161	23 756	0,1671	6,100	0,610	0,060	0,670	1,168	0,1430	7,170	0,786		
id.	30 620	0,1794	5,510	0,551	0,069	0,620	1,212	0,1480	6,755	0,763		
id.	33 887	0,1821	5,354	0,535	0,071	0,606	1,237	0,1472	6,710	0,764		
id.	39 663	0,1793	5,320	0,532	0,081	0,613	1,290	0,1392	6,970	0,808		
id.	43 756	0,1720	5,356	0,535	0,056	0,631	1,335	0,1290	7,410	0,873		
A CONDENSATION												
				(9)								
266 569	23 756	0,1689	5,521	0,613	0,053	0,666	1,168	0,1446	6,525	0,789		
id.	33 887	0,1975	4,560	0,507	0,062	0,569	1,237	0,1597	5,705	0,713		
id.	43 750	0,2163	4,027	0,447	0,075	0,522	1,335	0,1620	5,445	0,708		
id.	49 454	0,2207	3,874	0,430	0,076	0,506	1,411	0,1564	5,605	0,725		
id.	53 380	0,2197	3,827	0,425	0,082	0,507	1,474	0,1491	5,745	0,764		
id.	56 449	0,2161	3,866	0,429	0,091	0,520	1,520	0,1410	6,005	0,811		

Le tableau précédent¹ donne les résultats de calculs relatifs au rendement et à la consommation probables, dans la supposition que la pression initiale est de 17^{kg},60, par centimètre carré et que les pertes internes ont une valeur, conforme aux chiffres trouvés dans les expériences citées plus haut, et exprimée par $1 + 0,075\sqrt{r}$. La machine choisie est du type système compound tandem, à enveloppe. On a supposé que les pertes sont égales à celles qui se produiraient dans un cylindre unique à enveloppe, de dimensions moyennes, et fonctionnant dans des conditions usuelles².

Nous avons supposé une contre-pression de 0^{kg},350 pour la machine à condensation et de 1^{kg},125 pour la machine à échappement libre, alimentées respectivement avec de l'eau à 40° centigrades et 95° centigrades, et une vaporisation de 10 et de 11 kilogrammes. Nous adoptons l'hypothèse de Rankine relativement à l'efficacité de l'enveloppe et supposons que les pertes ci-dessus constituent uniquement celles correspondant à la période d'échappement.

On verra que le rendement varie de 16,7 à 18,2 p. 100 dans le cas de la machine sans condensation et de 16,9 à 22 p. 100 dans celui de la machine à condensation, le maximum correspondant à un degré de détente de 10 volumes dans le premier cas et de 30 environ dans le second. Au delà de ces rapports, la pression finale descend au-dessous de la contre-pression et l'extension de la détente entraîne une perte au lieu d'un gain.

Les courbes (fig. 157 et 158), tracées d'après les résultats numériques, représentent plus explicitement ces résultats. Les lignes ponctuées sont relatives au cas théorique et les lignes pleines, absolument différentes, au cas réel. On peut remarquer, au premier coup d'œil, la différence qui existe, pour la machine théorique, entre les appareils à condensation et à échappement libre, en ce qui concerne la consommation de combustible non seulement

¹ *Trans. Am. Soc. M. E.* ; CCCCLI ; vol. XII ; 1891.

² M. Haton de la Goupillière est d'accord avec Sinigaglia pour attribuer à l'auteur la découverte de cette fonction et pour déclarer qu'elle s'est trouvée vérifiée par des expériences directes effectuées à Sandy Hook et ailleurs. *Cours de Machines* ; vol. II.

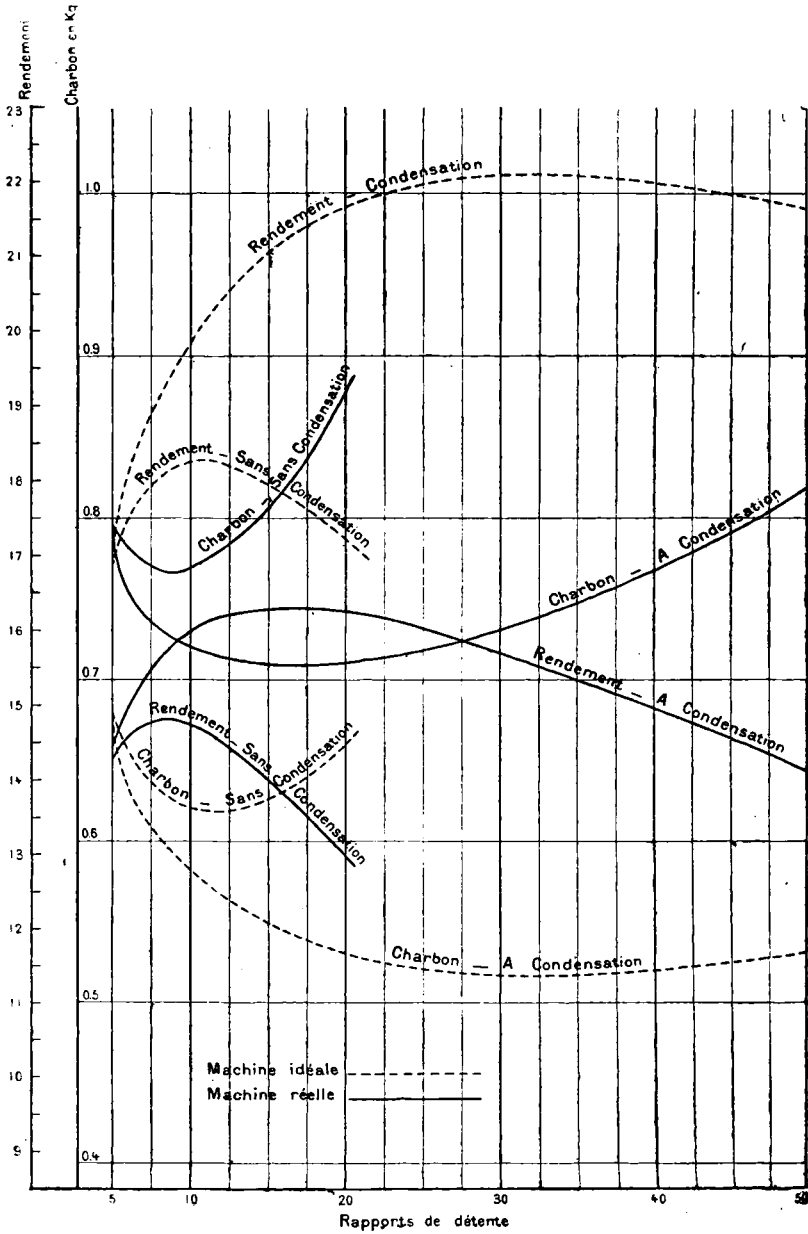


Fig. 157. — Courbes d'utilisation.

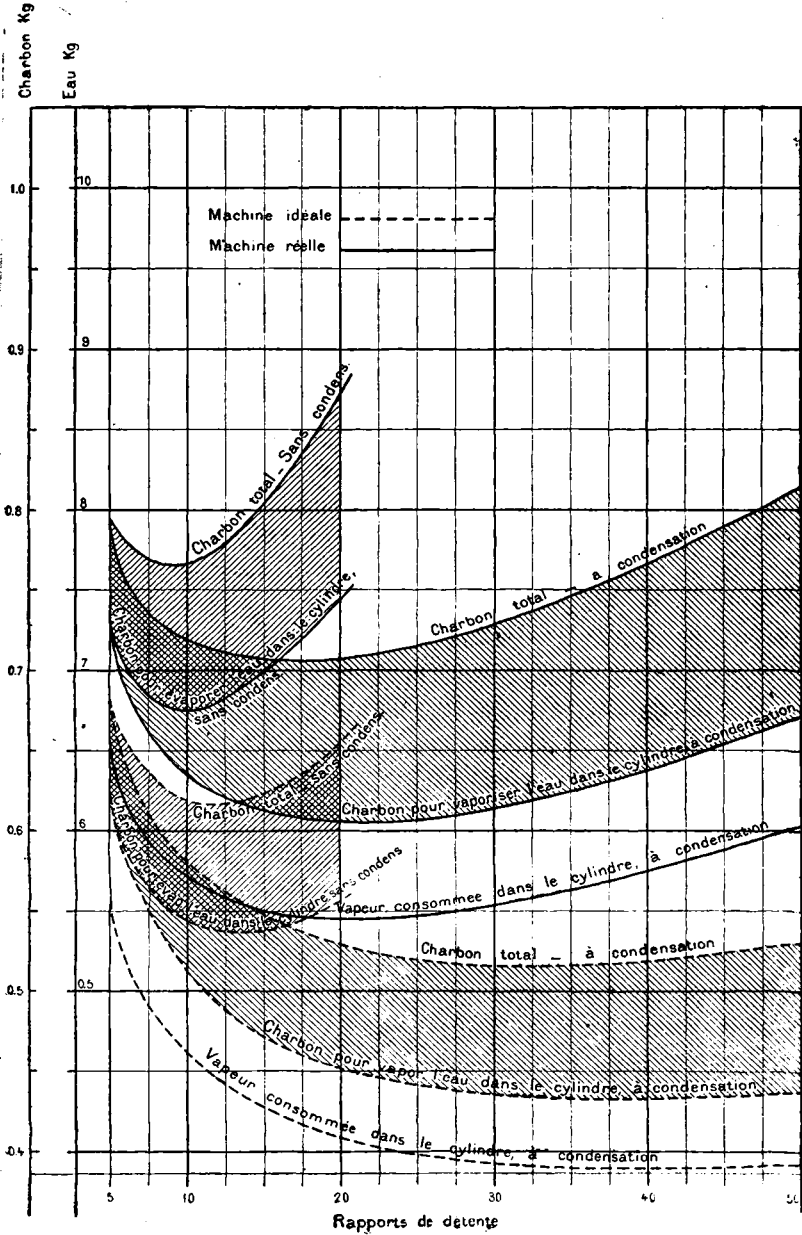


Fig. 158. — Courbes de consommation.

pour des rapports similaires de détente, mais aussi pour des variations de ce rapport.

Dans le premier cas, le gain dû à la détente subsiste bien au delà de celui qui le limite dans le second. Le point de rendement maximum est notablement mieux défini dans la machine à condensation que dans la machine sans condensation. Pour cette dernière, les mêmes écarts du rapport de détente le plus avantageux entraînent des pertes plus considérables que dans la première. Les résultats numériques correspondent probablement à ceux que l'on pourrait obtenir avec une machine réelle dont le cylindre serait construit en matériaux non conducteurs. Dans ce cas, un effet, il y a coïncidence entre les points de rendement maximum et de consommation minimum de vapeur et de charbon. Comme nous allons le montrer, il n'en est pas toujours de même pour les machines à enveloppes, en théorie comme en pratique, puisqu'une partie du fluide moteur circule constamment entre l'enveloppe et la chaudière et n'emprunte aucun complément d'énergie à la source de chaleur.

Le rendement de la machine réelle oscille entre 13 et 15 p. 100 et de 15 à 16 p. 100 dans les deux types de machines ; les meilleurs résultats sont obtenus respectivement pour un rapport de détente de 20 volumes dans un cas et de 8 dans l'autre. La consommation de vapeur augmente, de 5^{kg},440 à 6^{kg},710 et de 3^{kg},630 à 5^{kg},440, celle de combustible de 0^{kg},615 à 0^{kg},760 et de 0^{kg},510 à 0^{kg},700 par cheval-heure pour les machines sans condensation ou à condensation respectivement. Ces variations sont encore plus visibles sur les courbes. Les courbes inférieures sont relatives à la machine réelle et la différence est nettement indiquée par les surfaces hachurées.

On voit donc que l'introduction de cette perte, aussi bien dans la machine idéale que dans la machine réelle, a pour effet de réduire considérablement le rapport de détente correspondant au rendement maximum, de donner à l'observation stricte de ce rapport une influence plus grande sur la dépense de vapeur et de diminuer en même temps les différences qui existent entre les cas réels et le cas théorique. On trouvera, ci-après, les valeurs des rapports de détente correspondant au rendement maximum et la

consommation minimum de vapeur et de combustible pour les cas traités :

MACHINE COMPOUND A ENVELOPPES

$p_1 = 17,60$ par cm^2 ; $p_2 = 0,350$ et $1,125$; r variable.

CAS	SANS CONDENSATION		A CONDENSATION	
	Idéale	Réelle	Idéale	Réelle
r correspondant au rendement maximum.	11	8,5	32	17
Consommation de vapeur.	5,443	6,689	3,855	5,443
Consommation d'eau	0,612	0,762	0,498	0,703

La mesure réelle du travail utile d'une machine est la puissance dynamométrique relevée au point où l'appareil transmet son énergie aux organes et aux machines qu'il doit mettre en mouvement. Une bonne machine à échappement libre doit posséder un rendement dynamométrique de 92,5 p. 100 environ et, dans une bonne machine à condensation, le rendement ne doit pas descendre au-dessous de 90 p. 100. Si l'on adopte ces valeurs, le tableau précédent devient :

MACHINE COMPOUND A ENVELOPPES

(Mêmes données que plus haut.)

CAS	SANS CONDENSATION		A CONDENSATION	
	Idéale	Réelle	Idéale	Réelle
r correspondant au rendement maximum.	11	8,5	32	17
Vapeur par cheval effectif.	5,897	7,257	3,855	6,125
Charbon — —	0,680	0,816	0,545	0,770

156. — Nous avons noté les limites imposées dans bien des cas

à l'action de l'enveloppe de vapeur et, si le mode précis régissant les diverses causes qui les détermine reste encore obscur dans certains cas, il n'en est pas moins vrai que leur mode d'action général et leurs effets nous sont familiers. On a trouvé que l'emploi de la vapeur surchauffée, du mode compound et des grandes vitesses de piston, en réalité de toutes les sources d'économie, réduit la valeur propre de la chemise de vapeur et détermine une limite au delà de laquelle celle-ci n'aurait plus guère d'effet utile. Il est certain que cette limite est souvent atteinte en pratique. Cette limite, Hirn l'a soupçonnée le premier en étudiant l'application de la vapeur surchauffée à la machine compound. Des expériences ultérieures ont prouvé l'inutilité fréquente de l'enveloppe, particulièrement pour les machines compound à grande vitesse.

Il est d'ailleurs suffisamment évident que toutes les conditions tendant à égaliser les pertes nettes de l'enveloppe et celles qui se produisent à l'intérieur du cylindre ont pour effet d'entraîner ce résultat. Il en sera de même de tout défaut dans la construction de l'enveloppe ou de toute négligence dans sa conduite concordant à rendre son fonctionnement inefficace.

Il n'est pas facile de déterminer exactement cette limite pour toutes les classes de machines. Une des données principales d'un tel problème est obtenu par la mesure de l'eau condensée dans l'enveloppe, ce qui permet d'évaluer la quantité d'énergie calorifique fournie au cylindre par cette voie.

M. Dwelshauvers-Dery, en analysant les données fournies par les expériences effectuées sur la machine d'essai du Laboratoire Whitworth, obtint les résultats suivants :

Soient

Q = la chaleur fournie directement par la chaudière ;

Q_1 = celle fournie à l'enveloppe ;

T = la puissance totale indiquée ;

E = la chaleur soustraite par les pertes externes ;

$C + c$ = la chaleur envoyée au condenseur.

Alors on aura

$$Q + Q_1 = T + E + (C + c)$$

$$\frac{T}{Q + Q_1} + \frac{E}{Q + Q_1} + \frac{C + c}{Q + Q_1} = 1$$

Le tableau suivant a été obtenu à la suite de six expériences : dans les trois premières, les enveloppes fonctionnaient partout ; dans les trois dernières elles ne fonctionnaient que sur les réservoirs intermédiaires :

NUMÉRO DE L'ESSAI	44	33	56	41	35	40
Chal ^r de la vap ^r vive $\frac{Q}{Q+Q_1}$	0,749	0,739	0,816	0,869	0,893	0,904
Chal ^r de l'enveloppe $\frac{Q_1}{Q+Q_1}$	0,251	0,211	0,184	0,131	0,107	0,096
Travail $\frac{T}{Q+Q_1}$	0,153	0,165	0,171	0,125	0,135	0,136
Perte par rayonnement $\frac{E}{Q+Q_1}$	0,127	0,091	0,060	0,040	0,053	0,045
Chal ^r utilisée p ^r l'env. $\frac{Q-E}{Q+Q_1}$	0,124	0,120	0,124	0,091	0,054	0,051
Chaleur rejetée $\frac{C+c}{Q+Q_1}$	0,720	0,744	0,769	0,835	0,812	0,819

Ainsi, en déduisant la chaleur perdue par rayonnement, on trouve que les enveloppes ont fourni une quantité presque constante de chaleur, soit 12,4, 12 et 12,4 p. 100 dans les trois premiers essais. La cause des variations plus considérables observées dans les trois dernières expériences ne saurait être nettement définie au moyen des données insuffisantes que l'on possède.

D'un grand nombre d'observations et d'expériences personnelles, M. Dwelshauvers déduit que, dans les conditions usuelles et, toutes choses égales d'ailleurs, l'enveloppe n'a qu'une action limitée pour les faibles rapports de détente et qui doivent être égaux ou supérieurs à 5 pour que l'effet de la chemise de vapeur soit sensible. Dans ses essais, il a constaté une économie de 15 p. 100 pour un rapport de 5 volumes et de 3 à 4 p. 100 seulement pour des rapports de 3,3 environ. D'après cet ingénieur, il y aurait peu d'avantages à adopter l'enveloppe pour les machines compound quand la détente est faible dans le cylindre à haute pression, elle serait au contraire indispensable au grand cylindre. En effet, la chaleur perdue au petit cylindre peut être uti-

lisée ultérieurement dans le cylindre de détente, tandis que celle qui se trouve perdue dans ce dernier ne peut plus être récupérée.

Si l'on pouvait obtenir, dans la réalité, les conditions de fonctionnement supposées pour le cas théorique, comme dans les calculs effectués plus haut pour la machine à enveloppe recevant de la vapeur saturée sèche, la vapeur d'échappement arrivant sèche au condenseur, il est probable que la perte de chaleur au cylindre, pendant cette période, serait assez faible et que le rendement réel approcherait du maximum. Si l'enveloppe pouvait être suffisamment efficace, comme par exemple dans le dispositif de Donkin où elle est chauffée au gaz, pour que la vapeur d'échappement fût surchauffée, ou eût-elle au contraire assez peu d'action pour que cette vapeur rende au condenseur dans un état absolu d'humidité, il est probable qu'il en résulterait une diminution de l'utilisation totale. Ces considérations justifient M. Dwelshauvers lorsqu'il dit : « La perte due à l'action des parois du cylindre a pour mesure la quantité de chaleur nécessaire pour vaporiser l'eau qui se trouve mélangée à la vapeur d'échappement, à la fin de la période de détente. »

Dans tous les cas où les machines seront munies d'enveloppes, il est désirable que la vapeur qui lui est destinée pénètre d'abord sur les fonds qu'il faudra alors munir de chemises non conductrices avec autant de soin que le cylindre lui-même.

La vapeur ne devra jamais rester dans l'enveloppe à l'état stagnant ni s'y trouver mélangée à l'air. Il faut également éviter que l'enveloppe soit trop active ou trop peu efficace au contraire ; son action doit être telle que les surfaces intérieures du cylindre restent sèches jusqu'au moment de la fermeture de l'orifice d'échappement, de manière à empêcher toute condensation initiale, mais non pas assez grande pour que la vapeur soit surchauffée pendant l'échappement ou la détente. On atteindra un pareil but en construisant l'enveloppe suivant les règles imposées par la pratique et la théorie combinées, mais surtout en n'y envoyant que de la vapeur sèche ou légèrement surchauffée.

De tout ce qui précède, il paraît résulter que, dans tous les cas où l'on se propose d'adopter des degrés considérables d'expansion, dans un cylindre unique alimenté de vapeur sèche ou à peu près

telle, l'enveloppe de vapeur sera la source d'une économie certaine même si l'on se place au point de vue commercial et en tenant compte de tous les frais résultant de l'adoption de ce dispositif. D'autre part, a-t-on affaire à de faibles rapports de détente et par conséquent à de petits écarts de température, emploie-t-on de la vapeur surchauffée ou assez humide au contraire pour que l'enveloppe ne puisse l'assécher complètement ni réchauffer intégralement les parois du cylindre avant leur exposition à l'action de la vapeur d'admission, la valeur de l'enveloppe deviendra douteuse ; elle pourra même être nulle ou négative dans certains cas.

Une enveloppe bien étudiée doit recouvrir toutes les surfaces exposées à une condensation active, et ne permet ni à l'eau ni à l'air de séjourner à son intérieur ; elle sera disposée de telle sorte que toute l'eau qui s'y condensera sera retournée aussitôt à la chaudière et on aura soin de la recouvrir elle-même d'une chemise en matériaux mauvais conducteurs.

En 1886, un Comité de recherches fut institué par la Société des Mechanical Engineers de Londres, dans le but de déterminer le mode d'action et le fonctionnement des enveloppes de vapeur. On obtint ainsi un grand nombre de données relatives à l'utilisation des enveloppes d'où l'on put déduire des lois ;

Le premier cas est relatif à une machine Corliss sans condensation, ayant un cylindre de $0,548 \times 1^m,100$, chemisé seulement dans la partie cylindrique. La vapeur était fournie directement par un petit tuyau branché sur la conduite de la machine, et la purge était effectuée automatiquement.

Le second cas a trait à une machine Corliss monocylindre à condensation ayant un cylindre de mêmes dimensions que plus haut et pareillement chemisé. Les expériences furent conduites comme dans le premier cas.

Le troisième cas est relatif à une machine compound horizontale à condensation, avec enveloppes de vapeur sur la partie cylindrique seulement. Toute la vapeur fournie à la machine circulait dans les enveloppes qui étaient purgées automatiquement. Quand les enveloppes ne fonctionnaient pas, elles étaient ouvertes à l'air libre.

Les derniers essais furent effectués à une pression constante de $2^k,950$ effectifs et à une vitesse de piston de $59^m,80$ à la minute.

RENDEMENT VARIABLE DES ENVELOPPES

RAPPORT de détente.		RENDEMENT de l'enveloppe p. 100.	RAPPORT de détente.		RENDEMENT de l'enveloppe p. 100.			
$p_1 = 7,735$	6,2 6 5		21,33 20,61 15,79	$p_1 = 4,370$		8 7 6 5 4	7,38 5,94 4,67 3,6 1,64	
$p_1 = 5,625$	5,5 5 4	13,6 12 9,63	$p_1 = 3,515$	10 9 8 7	7,45 6,28 5,13 3,84			
	3	9,38		6 5	3,08 2,03			
	$p_1 = 3,515$	4 3 2		7,64 7 3,93	$p_1 = 2,950$	9 8 7	19,23 20,45 22,55	
$p_1 = 7,735$		12 11 10	23,43 23,82 23,78	$p_1 = 2,050$		9 8 7 6	26,34 26,34 26,24 26,5	
		9 8 7	23,2 21,5 20,32			$p_1 = 2,050$	9 8 7 6	29 29,35 30 31,62
	$p_1 = 6,325$	10 9 8 7 6	21,95 22,14 19,23 16,66 12,34		$p_1 = 2,050$		9 8 7 6	29 29,35 30 31,62
		10 9	9,25 8,62					

Dans le premier cas, relatif à la machine Corliss avec fonds et cylindres non chemisés, on a trouvé, dans un exemple, que l'emploi de l'enveloppe réduisait les pertes intérieures, de 25 p. 100 de la consommation théorique de vapeur, à environ moitié de cette valeur, pour des rapports de détente de 6 volumes environ ; d'un tiers à un dixième, pour une détente de 5 ; et de 10 à 20 p. 100 environ pour une détente de 4,4. Ces essais révélèrent le même effet général de l'enveloppe, à part quelques différences provenant soit de l'action variable de la chemise de vapeur, soit d'erreurs d'observation, soit de la réunion de ces causes.

On doit aussi remarquer que, dans ce premier cas, l'enveloppe a donné les meilleurs résultats à une pression initiale de 7^{kg},740

lorsque le rapport de détente était de 6 volumes environ. La meilleure utilisation de la chemise de vapeur, pour une pression de 5^{kg},625, correspond à une détente de 4,75; tandis que, pour une pression de 3^{kg},515, la valeur de l'enveloppe n'a cessé de s'accroître pendant toute la durée de l'expérience, bien plus, la courbe est rectiligne et paraît se prolonger indéfiniment à mesure que les degrés d'expansion augmentent.

Malgré tout, les meilleurs rendements paraissent, dans le cas particulier considéré, correspondre aux rapports de détente les plus faibles que l'on ait adoptés, avec ou sans enveloppe, soit de 3,25 volumes au maximum. Les rapports de détente correspondant à la meilleure utilisation du fluide sont, dans les autres cas, de 5 pour une pression de 7^{kg},74 et de 3,5 pour une pression de 5^{kg},65.

L'étude parallèle de la machine à condensation a montré que le fonctionnement le plus économique, avec ou sans enveloppe, correspond à un rapport de détente de 10 volumes, pour une pression initiale de 7^{kg},74, mais que l'emploi de l'enveloppe réduit la perte interne, de 50 p. 100 pour les grands rapports de détente et de 25 p. 100 pour les plus faibles à 5 p. 100 et au-dessous. A une pression de régime de 6^{kg},30, le rapport de détente le plus avantageux paraît être, pour cette même machine, et dans les conditions données, de 6,5 quand l'enveloppe ne fonctionne pas et de 8,5 dans le cas contraire. Un abaissement des pressions réduit encore le rendement total et l'action de l'enveloppe. Pour les hautes pressions, c'est avec un rapport de détente de 12 volumes et plus que la chemise de vapeur a fait preuve de la plus grande supériorité en tant qu'appareil thermique. En résumé, il semble bien démontré que, avec les machines considérées tout au moins, l'enveloppe est encore utile au delà des rapports de détente correspondant aux meilleurs rendements du fluide.

La machine compound fonctionnait à une pression trop peu élevée pour faire nettement ressortir les avantages que l'on peut dériver du fractionnement de la détente. On y a noté les mêmes effets généraux de l'enveloppe que dans les cas précédents relatifs aux machines monocylindres. Toutefois, l'influence de la chemise de vapeur y paraît moins marquée et les rendements du fluide y varient dans de moindres proportions avec le rapport de détente.

Les meilleurs résultats ont été obtenus pour des rapports de détente de 7,5 à 10,5 ; les variations ont été plus prononcées dans ce dernier cas, alors que les enveloppes des deux cylindres fonctionnaient, que dans aucun des autres, surtout que dans celui où l'enveloppe du grand cylindre fonctionnait seule. Bref, les résultats de beaucoup les plus économiques ont été obtenus lorsque les enveloppes des deux cylindres fonctionnaient.

La découverte des conditions d'utilisation maximum des enveloppes de vapeur jette un jour nouveau sur un sujet si discuté et permet d'apprécier les causes auxquelles sont dus tant de résultats contradictoires obtenus dans des expériences comparatives effectuées avec des machines munies ou dépourvues d'enveloppes ou entre différentes espèces d'enveloppes. L'ingénieur pourra sans doute en tirer un enseignement fructueux et adopter, en toute connaissance de cause, les meilleures proportions et les dispositifs les plus avantageux pour les machines qu'il aura à construire.

157. — L'emploi des enveloppes de vapeur dans les machines à détentes multiples a donné des résultats très variables, mais son action peut être définie en quelques mots ; elle est sensiblement la même que dans la machine monocylindre, bien que ses effets puissent être différents sous certains rapports.

L'enveloppe de chaque cylindre est une source de chaleur qui fournit constamment au fluide moteur une certaine quantité d'énergie calorifique. Quand la quantité de chaleur transformée en énergie mécanique, ou quand les pertes de chaleur et de travail sont considérables, l'enveloppe peut avoir simplement pour effet de réduire la rapidité de la condensation au cours de la détente, aussi bien que de s'opposer à la production des condensations initiales et de créer une perte de chaleur pendant l'échappement. Mais quand ces pertes sont moindres et que l'enveloppe est plus active, cette dernière n'a pas seulement pour effet d'élever la température et la pression de la vapeur pendant l'expansion, mais aussi de sécher davantage le fluide à mesure qu'il pénètre dans un cylindre plus avancé de la série, par comparaison avec ce qui se produirait s'il n'y avait pas d'enveloppes.

Cela peut avoir dans certains cas pour résultat, non seulement

de prévenir les condensations initiales dans chaque cylindre de la série, mais encore de sécher notablement ou même de surchauffer la vapeur, la chaleur fournie par l'enveloppe étant en grande partie transformée en travail et non perdue.

Le calcul de la dépense probable de vapeur d'une machine compound munie d'enveloppes de vapeur, s'opèrera par les mêmes méthodes que plus haut. On effectue d'abord le calcul pour le cas idéal, puis on ajoute, aux résultats trouvés, les pertes, en faisant cette détermination séparément pour chaque cylindre et en admettant que les pertes totales du système sont égales à celle du cylindre où elles sont les plus grandes. Pour chacun des cylindres, ces pertes se calculeront comme dans la machine monocylindre. et n'atteindront généralement que la moitié ou les deux tiers de celles qui se produiraient s'il n'y avait pas d'enveloppe. Ces avantages de la chemise de vapeur diminueront, on le voit, à mesure que le nombre des cylindres successifs augmentera.

La théorie générale de la machine multicylindre, telle que nous l'avons esquissée, indiquerait donc que, pour obtenir le maximum d'effet utile, et en admettant que l'enveloppe soit un des éléments du succès, il convient de chemiser tous les cylindres, et que, les pertes étant mesurées par celles du cylindre le moins économique, omettre l'enveloppe sur un des cylindres, c'est augmenter la dépense totale de vapeur dans la même proportion que la dépense locale au cylindre en question.

A considérer les choses dans leur détail, on en conclura les considérations suivantes :

Supposons que le cylindre intermédiaire ne soit pas chemisé. Ce cylindre est soumis à une condensation interne plus grande que les autres, puisque les écarts de température entre les périodes d'admission et d'échappement y sont plus grandes. Si donc il fournit alors au cylindre suivant une quantité sensiblement égale de chaleur et de vapeur, il produira lui-même moins de travail que s'il était muni d'enveloppe.

Si, au contraire, c'est le petit cylindre qui n'est pas chemisé, ce dernier absorbera une plus grande quantité de vapeur vive puisqu'il en condensera davantage à l'admission. Ce cylindre sera donc lui-même moins économique et il transmettra aux autres cylindres

une plus grande quantité de vapeur, ce qui diminuera l'utilisation ; la vapeur qui s'échappe alors du premier cylindre constituant un moins bon récepteur de chaleur, destinée à être utilisée ultérieurement dans les autres cylindres, ceux-ci deviennent à leur tour moins économiques.

Si on n'ajoute pas d'enveloppe au grand cylindre, son fonctionnement sera d'autant plus dispendieux, dans la proportion des condensations initiales qui s'y produiront, et le rendement total en sera diminué d'autant. Toutefois, il faut le dire, avec les grandes vitesses de piston ou, quand la vapeur est surchauffée, ces pertes deviennent trop faibles pour être sensiblement affectées par la présence de l'enveloppe. Aussi, dans toutes les machines compound à grande vitesse, doit-on considérer le rôle de l'enveloppe de vapeur comme à peu près nul, ce qui justifie la pratique usuelle de ne chemiser aucun des cylindres de ces appareils, aussi bien, par exemple, dans les petites machines destinées à l'éclairage électrique, que dans les appareils géants des paquebots.

158. — L'enveloppe de vapeur et la surchauffe sont, en quelque sorte, incompatibles, nous l'avons vu. Ces deux procédés ayant pour objet immédiat de réduire les pertes internes, il est évident que l'adoption de l'un d'eux diminue considérablement l'importance de l'autre. Il existe cependant, dans l'action de ces deux expédients, une différence notable : la surchauffe pourra, si elle est poussée suffisamment loin, arrêter complètement les condensations initiales, tandis que l'enveloppe de vapeur ne le fera jamais que partiellement. Avec le premier procédé cependant, il subsistera toujours en pratique une certaine perte intérieure par échange calorifique avec les parois ; finalement, ces palliatifs seront tous deux accompagnés d'une perte et d'un gain évidents, mais dans des proportions différentes. C'est probablement la surchauffe qui permettra le mieux d'approcher du desideratum idéal. En réalité, un degré, même faible, de surchauffe réduit l'ensemble de ces pertes au delà du minimum compatible avec l'emploi de l'enveloppe de vapeur, ce qui en rend l'adoption inutile dans le cas considéré.

159. — L'enveloppe de vapeur ne présente qu'une utilité secon-

laire pour les machines à grande vitesse, pour les raisons analogues à celles que nous avons développées à propos de la surchauffe. Les pertes intérieures se trouvent réduites par les grandes vitesses de piston à un si faible chiffre qu'elles ne présentent plus qu'un excès insignifiant sur les pertes propres à l'enveloppe. Si même on adapte en outre le système compound, qui constitue un expédient du même ordre, plus actif encore, l'enveloppe peut devenir complètement inutile.

On trouvera ci-dessous les résultats d'essais effectués sur une petite machine compound à grande vitesse, avec ou sans les enveloppes de vapeur. Grâce aux petites dimensions de l'appareil, la consommation de vapeur par cheval-heure est assez considérable pour une machine de ce type, comme le sont les frottements internes qu'elle absorbe. Il est certain que, dans une telle machine, l'enveloppe ne présente aucune valeur pratique.

	Sans enveloppe.	Avec enveloppe.
Pression à la chaudière.	6,330	6,330
Nombre de tours par minute.	343	343
Poids du frein	94 ^{kg} ,800	94 ^{kg} ,800
Durée de l'essai en heures.	10	10
Eau consommée par heure.	781 ^{kg}	763 ^{kg}
Pression initiale.	6,187	6,047
— finale	0,773	0,773
Rapport de détente	3,96	3,89
Pression moyenne au cylindre HP.	3,635	3,705
— — BP.	1,075	1,054
Puissance indiquée	66,81	63,57
Puissance au frein.	54,99	54,99
Perte par frottement.	11,82	10,58
Pertes (p. 100).	17,7	16,13
Consommation de vapeur par cheval indiqué.	11 ^{kg} ,700	11 ^{kg} ,655
— — — au frein.	14,197	13,880

Dans un autre essai, la consommation de vapeur a été réduite à 9^{kg},072 ou 9^{kg},525 par l'emploi d'un condenseur, et, alors, l'enveloppe a entraîné un bénéfice de 0^{kg},450 à 0^{kg},900.

Nous citerons un autre exemple : machine tandem compound ayant des cylindres de 0^m,203 × 0^m,305 et de 0^m,330 × 0^m,305 tournant à 300 tours par minute et recevant la vapeur à une pression de 6,680 kilogrammes. Chaque essai dura une heure.

(1) Première heure, l'enveloppe du petit cylindre fonctionnant seule :

Puissance indiquée : 64,46 chevaux ;
 Consommation de vapeur par cheval-heure : 8,845 kilogrammes.

Seconde heure, les enveloppes des deux cylindres fonctionnaient :

Puissance indiquée : 66,03 chevaux ;
 Consommation de vapeur par cheval-heure : 8,530 kilogrammes.

Troisième heure, les enveloppes des deux cylindres fonctionnaient :

Puissance indiquée : 65,00 chevaux ;
 Consommation de vapeur par cheval-heure : 8,350 kilogrammes.

(2) Autre essai sur la même machine ; mêmes conditions générales.

Première heure, les enveloppes fonctionnant :

Puissance indiquée : 71,49 chevaux ;
 Consommation de vapeur par cheval-heure : 8,875 kilogrammes.

Seconde heure, les enveloppes ne fonctionnant plus :

Puissance indiquée : 77,59 chevaux ;
 Consommation de vapeur par cheval-heure : 8,935 kilogrammes.

On devra remarquer qu'au cours du dernier essai, la puissance développée a été plus considérable, alors que les enveloppes ne fonctionnaient que dans le cas contraire, ce qui ne change guère les résultats.

Ces chiffres comprennent naturellement l'eau condensée dans les enveloppes.

160. — La température et la pression que possède la vapeur dans l'enveloppe ont, on le comprend, une très grande influence sur l'utilisation de cette dernière. Lorsque, comme il arrive généralement, la température de la vapeur dans l'enveloppe est égale ou seulement un peu supérieure à celle de la vapeur d'introduction, dès que la période pendant laquelle doivent se produire les condensations initiales est terminée, l'échange de chaleur

reste presque nul jusqu'au commencement de la détente. Si au contraire on élève la pression dans l'enveloppe, par l'emploi d'une chaudière auxiliaire, par exemple, ou en interposant un détenteur entre la machine et le générateur, la température plus élevée qui sera maintenue dans la chemise aura pour effet de ramener plus vite le cylindre à la température normale, après qu'il aura été refroidi par la réévaporation intérieure ; la cession de chaleur continuera pendant toute la période d'introduction, entraînant un séchage effectif de la vapeur et un surcroît de travail pendant la détente, mais aussi, d'autre part, une perte plus considérable pendant la période d'échappement.

Il pourra en résulter une augmentation ou une diminution du rendement du fluide, suivant que le gain ou la perte supplémentaires, ainsi obtenus, seront l'un ou l'autre prédominants.

De même, une réduction de pression à l'intérieur de la chemise pourra, suivant les cas, modifier le rendement dans un sens ou dans l'autre.

L'expérience journalière nous apprend que l'enveloppe agit d'autant mieux et dans des conditions d'autant plus avantageuses que la pression y est plus élevée, lorsque la machine est alimentée avec de la vapeur sèche. Aussi peut-on considérer qu'il est absurde d'envoyer dans l'enveloppe la vapeur d'échappement, comme l'ont fait certains constructeurs.

Vers 1855, M. D.-K. Clark proposa d'alimenter les enveloppes avec un générateur séparé, fonctionnant à une pression plus considérable que la chaudière principale, et c'est ce que firent plus tard M. Spencer et d'autres ¹.

On dispose de peu de données en ce qui concerne les résultats économiques provenant de l'emploi d'enveloppes alimentées avec de la vapeur à plus haute pression que la machine elle-même. M. Guzzi, de Milan, en 1867, expérimenta une machine fonctionnant à 3^k,90 seulement tandis que l'enveloppe recevait de la vapeur à 12^k,650 ². Cette machine ne développait que 25 chevaux et consommait 8^k,845 de vapeur par cheval indiqué et par heure

¹ *Engineer*, 17 février 1860, p. 406.

² *Revue universelle des Mines*, septembre 1883.

au lieu de 10^k,660 quand l'enveloppe recevait directement la vapeur de la chaudière principale.

161. — L'état dans lequel se trouve la vapeur et les conditions des surfaces ont aussi une influence notable sur l'action de l'enveloppe. De même que la surchauffe préalable peut amener une réduction assez considérable des pertes intérieures pour que l'enveloppe devienne inutile, de même la vapeur très humide la rend relativement de peu d'efficacité, en exagérant ces pertes que la chemise de vapeur ne peut plus suffire à pallier. Pareillement, le rôle de l'enveloppe se trouvera plus ou moins modifié par la nature variable du métal qui constitue les parois et suivant sa chaleur spécifique ou sa conductibilité. Quand il n'y a pas d'enveloppe, le cylindre doit être constitué de matériaux aussi mauvais conducteurs que possible de la chaleur, c'est le contraire qu'il faudra rechercher, si la machine comporte une enveloppe; grande conductibilité et faible chaleur spécifique constituant le desideratum, dans ce dernier cas.

Nous sommes par conséquent amenés à ces deux conclusions : que la siccité est une qualité essentielle de la vapeur, en ce sens qu'elle entraînera le minimum de tendance aux pertes résultant de l'absorption de chaleur par les parois du cylindre, et que, dans une machine munie d'une enveloppe, il y aura tout avantage à diminuer l'épaisseur de ces parois. En un mot, tout expédient ayant pour objet de réduire la capacité d'absorption des surfaces intérieures du cylindre sera manifestement avantageuse. Dans ce but, on adopte quelquefois aujourd'hui des chemises intérieures de cylindre en acier forgé ou coulé, très minces.

L'expérience ¹ prouve que l'on arrive sensiblement au même résultat en polissant parfaitement l'intérieur du cylindre ou en le recouvrant de substances mauvaises conductrices ou en le graissant abondamment. Il est probable que l'on arrivera à découvrir un moyen pratique de diminuer la consommation des machines en modifiant convenablement les surfaces intérieures des couver-

¹ L'auteur a essayé de recouvrir les surfaces avec des corps peu conducteurs et de faible chaleur spécifique, tels que l'huile sèche, méthode que les expériences de M. Chamberlain ont démontré capable de réduire les pertes intérieures de 40 p. 100.

cles et celles du piston ; quant au polissage intérieur du cylindre, qui résulte du fonctionnement même de la machine, il constitue une des causes qui ont le plus d'action pour diminuer la conductibilité de ces parois.

L'action effective de l'enveloppe ne peut commencer à se produire qu'après la cessation du phénomène d'évaporation de l'eau condensée sur les parois, qui a lieu par l'effet de la chaleur fournie par cette enveloppe. Donc l'utilisation de cette dernière dépendra de la rapidité plus ou moins grande, suivant laquelle se produira cette évaporation complète, au cours de l'admission ou de la détente et de la prompte conversion du fluide en vapeur surchauffée ou tout au moins sèche.

Dans la pratique, la surface extérieure des parois du cylindre, du côté qui regarde l'enveloppe, est souvent recouverte de dépôts solides provenant d'huile entraînée par la vapeur, puis desséchée, ou de sable de fonderie resté dans la chemise, lesquels réduisent la conductibilité des parois et par conséquent l'efficacité de la chemise de vapeur.

Dans les machines multicylindres, où le coefficient de détente est considérable et où la liquéfaction totale, produite par la détente suivant la loi de Rankine et de Clausius, atteint jusqu'à 15 p. 100, le réservoir intermédiaire a un autre but à remplir que celui qui est généralement assigné en ce qui concerne la régularisation des pressions. Il fait alors l'office d'un sécheur et d'un séparateur et reçoit les produits de la condensation due à la détente augmentée de celle qui résulte du refroidissement extérieur effectuée, et se trouve dans le cylindre qui l'alimente.

162. — On a quelquefois tenté, malgré les difficultés pratiques qui s'y opposent, d'établir dans le piston une circulation de vapeur. Il paraîtrait que M. Normand (du Havre) et, plus tard, M. Davidson, l'ont essayé avec succès. Quand il est possible d'établir une purge efficace du piston, ce système peut devenir avantageux, autant que l'adoption de l'enveloppe de vapeur sur les fonds et les couvercles, aujourd'hui si répandu, particulièrement pour les machines marines.

Le piston et les fonds constituent en effet, nous l'avons vu, les

surfaces intérieures qui se trouvent le plus affectées par les variations de température entraînant les pertes que l'enveloppe a pour but de pallier. Ils sont sujets aux mêmes écarts de température que les conduits de vapeur et l'espace mort. Leur surface, généralement rugueuse, est éminemment propre à transmettre la chaleur. En outre, même vers la fin de l'admission, ils constituent de beaucoup la plus grande partie de l'aire exposée aux changements de pression et de température. On ne saurait donc mettre en doute l'intérêt qu'il peut y avoir à chemiser les fonds ou le piston lui-même, tout en envisageant les difficultés pratiques qui peuvent se présenter pour y établir convenablement la circulation de la vapeur et la purge de l'eau condensée. Ces conclusions paraissent actuellement justifiées par les résultats de la pratique.

Quand les fonds seuls, non le piston, sont chemisés, il est clair qu'une réduction des espaces morts améliorera le régime sous ce rapport. La chaleur rayonnée par le fond aura alors en partie pour effet d'assécher la surface du piston, quand ce dernier arrivera à fond de course, et dans une mesure d'autant plus grande que ces deux organes se rapprocheront davantage. Il semble donc rationnel de dire que les portions du cylindre où l'enveloppe est avant tout nécessaire, sont constituées par les fonds et les conduits de vapeur.

163. — Proportions des machines munies d'enveloppes. Nous avons vu que l'efficacité d'une enveloppe bien comprise et convenablement conduite, est en grande partie déterminée par les proportions de la machine et l'état dans lequel se trouve la vapeur à son entrée au cylindre. Cette dernière partie du sujet nous a suffisamment occupé pour que nous n'ayons plus à y revenir et que nous considérions seulement la première.

C'est évidemment la relation existant entre la course et le diamètre qui détermine la proportion de surface active offerte par les fonds et le piston.

Ces proportions varient naturellement avec le type de machine. Quand on a affaire à un cylindre de faible diamètre et de grande course, il vaut mieux chemiser les parties cylindriques que les fonds. Si au contraire la machine comporte des fonds et un piston

chemisés, les meilleurs résultats seront obtenus avec un grand diamètre de cylindre et une faible course.

De nombreuses comparaisons effectuées sur des machines possédant ou non des enveloppes, à grande et à faible course, Clark conclut que, « ainsi que l'expérience l'a démontré, la surchauffe de la vapeur présente de nombreux avantages économiques et les machines à faible course et grand diamètre de cylindres sont dans des conditions particulièrement désavantageuses sous ce rapport. Les surfaces d'absorption relativement grandes des fonds et du piston, dans les machines à faible course, constituent une cause de perturbation qui effecte bien davantage le fonctionnement de la machine que dans les appareils à grande course ¹ ». Cet auteur ajoute plus loin : « On peut adopter un grand rapport de volume entre les cylindres des machines compound, par exemple de 4 1/2, quand les cylindres sont convenablement enveloppés ; ces grands rapports sont au contraire défavorables pour les cylindres qui ne sont que partiellement ou pas du tout chemisés ². »

M. Druitt Halpin, calculant et comparant les éléments qui tendent à affecter les pertes intérieures dans les machines à triple expansion de proportions usuelles, a obtenu les résultats suivants :

STEAMER PARA	CYLINDRES A		
	H. P.	M. P.	B. P.
Diamètre des cylindres.	0,483 ^m	0,889 ^m	1,346 ^m
Course	0,533	0,533	0,533
Pression à la chaudière	10,265 ^{kg}		
Température maximum de la vapeur	185° C		
« de la vapeur aux cylindres.	175	130	93
Différence.	10	55	92
Volume des cylindres, décimètres cubes.	153	520	1193
Surface des cylindres, décimètres carrés.	127	234	354
Rapport : $\frac{\text{volume}}{\text{surface d'enveloppe}}$	1,2	2,2	3,37
— $\frac{\text{Écart de température}}{\text{volume} \times \text{surface}}$	8,3	2 5	2 7

¹ *Steam Engine*, vol. I, p. 577.

² *Ibid*, p. 581.

Les derniers chiffres peuvent être considérés comme mesurant très approximativement la propension relative des trois cylindres aux pertes internes et l'intérêt qu'il peut y avoir à les munir d'enveloppes.

164. — **Les défauts que présentent le plus souvent les enveloppes** de vapeur résident dans une mauvaise disposition des purges qui rend leur effet insuffisant, et il est souvent bien difficile d'y remédier. Dans certains cas, on a cherché à obtenir une circulation active en faisant passer, dans l'enveloppe, toute la vapeur vive qui doit se rendre dans la boîte à tiroir où elle entraîne alors toute l'eau condensée à l'intérieur de l'enveloppe, ce qui rend l'action de l'enveloppe non plus seulement nulle, mais nuisible.

On ne s'attache pas assez souvent à ménager une sortie pour le dégagement de l'air et à éviter à l'intérieur des enveloppes des poches mal placées qui contiennent toujours de l'eau. Ainsi que l'a remarqué un ingénieur à qui ces questions sont familières : « Pour réaliser les avantages économiques que l'on est en droit d'attendre de l'enveloppe, il ne suffit pas de disposer autour du cylindre une chemise susceptible de recevoir de la vapeur, mais on doit s'attacher à ce qu'elle en contienne toujours. Peu de personnes, à part celles qui ont expérimenté elles-mêmes les difficultés et aperçu forcément l'importance de cette question, se doutent de la facilité avec laquelle une enveloppe peut cesser de devenir efficace par l'accumulation d'air ou d'eau à son intérieur. »

Une quantité très importante de l'eau contenue dans l'enveloppe est due à la condensation provenant du rayonnement extérieur. Des expériences effectuées sur la machine de l'University College de Londres, ont prouvé que, dans ce cas spécial, 80 p. 100 de l'eau condensée dans l'enveloppe, soit 0^{kg},213 sur 0^{kg},266, par minute, n'avait pas d'autre origine. Le poids d'eau liquéfié par l'action normale de l'enveloppe n'était que de 20 p. 100, soit 0^{kg},270 par cheval-heure ¹.

Par suite d'une négligence du constructeur, il arrive souvent qu'il reste, dans l'intérieur de la chemise, du sable de fonderie

¹ *Engineering*, 2 octobre, 1885.

qui recouvre en partie les surfaces actives et en diminue singulièrement la conductibilité, jusqu'à annihiler complètement le rôle de l'enveloppe.

Nous trouvons relaté, parmi les expériences de Clark effectuées sur des locomotives, ce que nous pourrions appeler l'effet d'une enveloppe négative. Le rôle de l'enveloppe consiste à céder de la chaleur au cylindre pour que sa température se maintienne, malgré toutes les fluctuations de température et de pression qui ont lieu à son intérieur, et par conséquent à diminuer l'action nuisible des parois, trop bons conducteurs. Dans les locomotives à cylindres extérieurs, au contraire, ces derniers sont exposés, pendant la marche, à un violent courant d'air qui les refroidit et agit en sens inverse de la chemise de vapeur. Aussi, comme l'ajoute Clark : « l'action de la vapeur dans les cylindres extérieurs est-elle totalement différente de celle dont les cylindres intérieurs sont le théâtre ¹ ».

165. — Les résultats d'expérience, relatifs aux enveloppes, bien que nombreux et variés, sont peu satisfaisants.

Le professeur Schröter ², dans des expériences effectuées à Munich, dans son propre laboratoire, sur une machine Sulzer monocylindre ayant un cylindre de 0^m,280 de diamètre sur 0^m,650 de course, essaya de déterminer l'action de l'enveloppe pour les différents rapports de détente. La vapeur circulait dans l'enveloppe avant de pénétrer dans le cylindre dont le fond était chemisé. Voici quels ont été les bénéfices dérivés de l'emploi de l'enveloppe pour différents degrés de détente :

	53 tours.					59 tours.				
Admission. .	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Gain p. 100. .	15,7	12,25	8,96	4,57	(?)	18,85	16,80	14,00	8,72	6,05

Ces chiffres indiquent un gain de 15 à 20 p. 100 pour les grands rapports de détente, le maximum correspondant aux plus faibles vitesses, le bénéfice diminuant rapidement à mesure que les

¹ *Railway Machinery*, 1851, p. 82-84.

² *Zeits der Ver Deutscher Ingenieure*, vol. XXXIV.

vitesses augmentent et que les degrés d'expansion diminuent. A un accroissement de vitesse de 30 p. 100 correspond une économie de 20 p. 100 pour les plus petites admissions et d'environ 5 p. 100 pour les faibles détente, alors que la dépense de vapeur, par unité de puissance, est plus considérable et que les pourcentages de perte totale sont moindres.

Les meilleurs résultats parvenus jusqu'à ce jour à la connaissance de l'auteur sont ceux qu'a obtenus en 1891 le professeur Schröter sur une machine à triple expansion de 200 chevaux fonctionnant à 10^{kg},970, qui ne consommait que 5^{kg},530 de vapeur sèche par cheval-heure. Ces chiffres correspondent à un travail de 493,900 kilogrammètres par kilogramme de charbon brûlé, pour une vaporisation de 10 kilogrammes. Le rendement mécanique de la machine était de 88 p. 100 environ. La condensation dans les enveloppes était remarquablement active, ce qui prouve l'efficacité de ces dernières. Le total de ces condensations, qui se montait à environ 20 p. 100, se partageait ainsi : enveloppes du petit cylindre 2,2 p. 100, du cylindre intermédiaire et du réservoir 6,4 p. 100, du troisième cylindre et de son réservoir 10,7 p. 100. Ce qui prouve que la cession de chaleur par l'enveloppe n'a cessé de s'accroître à mesure que les pressions et températures de la vapeur active diminuaient.

Des expériences, qui s'étendirent sur une période de six mois, furent effectuées au Creusot, il y a peu d'années, sous l'impulsion de M. Schneider sur une machine Corliss du type de cet établissement et relatées l'année suivante par M. Delafond ¹. On s'attacha, dans ces essais, à étudier les cas où l'emploi de l'enveloppe peut paraître discutable par comparaison avec ceux que M. Delafond considère comme ayant donné des résultats avantageux. L'enveloppe ne recouvrait que les surfaces cylindriques.

Les résultats de ces recherches, faites avec le plus grand soin et convenablement analysées, ont été les suivants en ce qui concerne l'action de l'enveloppe.

L'enveloppe de vapeur réduit d'autant plus les consommations, la détente restant la même, que la pression est plus élevée ; son

¹ *Annales des Mines*, septembre, octobre, 1884.

effet, très important pour la marche à $7^{\text{kg}},75$, avec condensation, devient très faible pour la marche à $2^{\text{kg}},50$.

L'économie résultant de l'enveloppe est d'autant plus faible, pour une même pression, que le travail effectif est plus considérable, c'est-à-dire que la détente est plus faible.

« Il est avantageux d'alimenter l'enveloppe avec de la vapeur à plus haute pression que celle qui pénètre dans le cylindre. »

Le bénéfice dû à l'enveloppe s'est trouvé, dans ses essais, osciller entre 15 ou 20 p. 100 dans les conditions usuelles de fonctionnement.

M. English a observé qu'en chemisant le tuyau de vapeur de machines expérimentées par lui, il obtenait un bénéfice de 5 p. 100 environ, tant est grande la propension de la machine monocylindre à subir l'influence de l'état physique de la vapeur ¹. Au nombre des essais les plus concluants et les mieux conduits, propres à fixer les idées sur l'influence de l'enveloppe de vapeur, ils ont cité les expériences effectuées par le professeur Osborne Reynolds, d'Owens College (Manchester), sur les machines à triple expansion du laboratoire Whitworth ². (Voir le Frontispice.)

Les trois machines indépendantes qui constituaient cet appareil compound avaient les dimensions suivantes :

	CYLINDRE	
	Diamètre.	Course.
N° 1.	0 ^m , 127	0 ^m , 254
2.	0, 203	0, 254
3.	0, 305	0, 381
Pompe à air du n° 3.	0, 229	0, 115
Pompe alimentaire	0, 037	0, 051

Tous les cylindres étaient chemisés ainsi que leurs fonds; la pression de régime était de 14 kilogrammes à la chaudière, et cette pression était maintenue dans l'enveloppe.

On obtint les résultats suivants, selon que les enveloppes fonctionnaient ou que l'on y supprimait l'accès de la vapeur :

	Avec enveloppe.	Sans enveloppe.
Consommation de charbon par cheval-heure.	0 ^{kg} ,603 à 0,680	0 ^{kg} ,734 à 0,820
— de vapeur	5 ,730 à 6,395	7 ,120 à 7,850

¹ *Trans. Am. Soc. C. E.*, 1887.

² *Proc. Brit. Inst. C. E.*, vol. XIX, p. 43.

On détermina l'effet du rayonnement qui fut trouvé assez considérable. Si on déduit cette perte, les chiffres de consommation deviennent

	Avec enveloppe.	Sans enveloppe.
Combustible	0 ^{kg} ,548 à 0,590	0 ^{kg} ,698 à 0,802
Vapeur.	5 ,397 à 5,580	6 ,849 à 7,530

On arrive ainsi à côtoyer d'une manière remarquable le fonctionnement de la machine idéale.

Dans cette machine si remarquablement économique, la suppression de l'action des enveloppes se traduisait par une perte de 23 à 35 p. 100 dans la consommation de combustible et de 23 à 35 p. 100 dans la dépense de vapeur.

La fraction de chaleur convertie en travail fut 19,4 p. 100 avec enveloppes et de 15 p. 100 sans enveloppes, si l'on déduit les pertes par rayonnement. La différence entre ces deux chiffres forme les 0,23 du premier et les 0,29 du second. L'utilisation totale de la machine théorique dans ces conditions eût été de 23 p. 100.

L'action de l'enveloppe du petit cylindre pour laquelle la différence entre les températures du cylindre et de la chemise sont assez faibles n'a paru que minime et n'a réduit les condensations initiales que dans une faible proportion. L'enveloppe du cylindre intermédiaire qui agissait avec une différence de température de 26° C. paraît avoir ramené ces condensations de 30 à 5 p. 100, alors que celle du cylindre de détente, présentant un surcroît de température de 82° C., a annihilé à peu près complètement les condensations à l'admission et l'on obtint, probablement pour la première fois, la courbe de saturation que Rankine avait supposé devoir résulter de l'emploi d'une semblable enveloppe. Le tableau ci-dessous renferme le résultat d'expériences effectuées sur une machine fonctionnant dans les mêmes conditions que celles adoptées pour le cas théorique résumé dans l'*Appendice*. Ces chiffres sont empruntés à un rapport de M. Ruel :

MACHINE SANS CONDENSATION AVEC ENVELOPPE ET VAPEUR SATURÉE

N° de l'essai.	DIAMÈTRE du cylindre en mètres.	COURSE du piston en mètres.	ESPACE mort p. 100.	PRESSION absolue: kg. par cm ² .	ADMISSION apparente, et fraction de course.	VITESSE du piston par mi- nute et mètre.	PUISSANCE effective en chevaux.	POIDS de vapeur par cheval-heure effectif.
1	0,560	1,103	3,7	8,350	0,13	137	152,6	11,657
2	id.	id.	id.	8,296	0,16	137	170,9	11,520
3	id.	id.	id.	6,496	0,23	132,50	153,1	10,659
4	id.	id.	id.	6,530	0,3	133,80	185,8	10,930
5	id.	id.	id.	8,330	0,58	138,67	211,6	11,249
6	id.	id.	id.	3,510	0,10	133,80	134,7	22,860

L'influence des dimensions de la machine sur le rôle et l'efficacité de l'enveloppe est aujourd'hui bien démontrée par l'expérience. Les constructeurs de machines multicylindres, particulièrement à petite vitesse, ont souvent remarqué que l'enveloppe a une influence marquée sur les petites machines tandis qu'elle ne donne que des résultats insignifiants dans son application aux grands appareils. Ils considèrent cependant qu'il est utile d'en munir les grandes machines, parce qu'elle réduit les dangers qui peuvent résulter de la présence d'eau dans les cylindres, quand le tiroir ferme de bonne heure l'orifice d'échappement pour permettre une compression complète.

166. — **Conclusions relatives à l'enveloppe de vapeur.** De tout ce qui précède, il semble clairement résulter que, dans les cas où l'on adopte l'emploi d'une chemise de vapeur, cette dernière devra répondre aux conditions ci-dessous, tout au moins pour les machines à marche lente, si l'on veut rendre le fonctionnement économique.

(1) L'enveloppe doit être munie de tuyaux d'arrivée de vapeur de diamètre suffisant pour qu'il n'y ait pas de laminage ni de perte de pression. On devra prévoir des dispositions automatiques ayant pour but de purger entièrement l'enveloppe d'air ou d'eau. Les purges devront, autant que possible, se rendre à la bêche d'alimentation.

(2) La pression à l'intérieur de l'enveloppe devra être au moins égale à celle des chaudières.

(3) Toutes les surfaces des cylindres exposées à la pression et à la température maxima devront autant que possible être chemisées.

(4) La chemise sera elle-même très complètement enveloppée avec quelque substance mauvaise conductrice, afin de diminuer les pertes par rayonnement.

(5) On devra prévoir la libre dilatation de l'enveloppe et du cylindre.

(6) On devra prendre les précautions nécessaires pour que la vapeur de l'enveloppe vienne convenablement en contact avec la surface extérieure du cylindre et que l'eau condensée ne s'amasse en aucun point.

(7) Les parois du cylindre seront aussi minces que le permettront les conditions de sécurité ; les surfaces extérieures en seront convenablement nettoyées et débarrassées du sable de fonderie ; tous les joints seront parfaitement étanches.

Une enveloppe dans laquelle toute la vapeur fournie à la machine serait appelée à circuler présenterait le maximum d'activité et d'action possible, mais, à moins que l'eau résultant de la condensation ne soit parfaitement purgée avant l'entrée dans la machine, un tel dispositif entraînerait, dans le cylindre, une perte qui pourrait plus que contre-balancer l'effet de l'enveloppe. L'eau entraînée dans la machine exagérerait considérablement les pertes internes.

Dans tous les cas où la perte, produite à l'intérieur de l'enveloppe et mesurée par la condensation qui s'y produit, dépasse la quantité dont est réduite la perte intérieure dans le cylindre, la chemise de vapeur devient inutile et même nuisible.

Les caractères physiques de la vapeur ont, nous l'avons vu, une grande influence sur l'activité et l'utilisation de l'enveloppe et l'effet général est aussi bien dû à cet état de la vapeur qu'au mode de construction et de conduite de l'enveloppe. En somme :

1° Si la vapeur d'admission est assez humide pour qu'elle ne puisse, non plus que les parois intérieures du cylindre, être effectivement sèche avant la fin de la détente, particulièrement si l'enve-

loppe est très active pendant l'échappement, l'addition de la chemise de vapeur se traduira, dans certains cas, par une perte nette résultant de l'excès des déperditions propres à l'enveloppe sur le gain réalisé dans le cylindre.

2° Si la vapeur est sèche, ou même surchauffée dans une assez grande proportion pour que les pertes intérieures dans le cylindre, sans l'enveloppe, ne soient pas supérieures à la perte normale dans l'enveloppe alimentée par la même vapeur, l'enveloppe n'aura aucun effet.

3° Si, dans ce dernier cas et quand il n'y a pas d'enveloppe, les pertes, dues à l'action des parois sont ordinairement supérieures à la perte normale dans l'enveloppe, la valeur de celle-ci sera positive et proportionnelle à cette différence.

Dans les appareils compound ou multicylindres, en règle générale, l'écart de température qui entraîne l'écoulement de chaleur de l'enveloppe vers le cylindre, augmente à mesure que les pressions initiales aux cylindres diminuent et que l'on descend plus avant dans la série ; il en est par conséquent de même de l'activité de l'enveloppe. Cela justifie la disposition, quelquefois adoptée, consistant à augmenter la pression dans l'enveloppe du premier cylindre et à la réduire dans les autres, de telle sorte que chacune des enveloppes soit à une température notablement supérieure à celle du cylindre correspondant, mais sans exagération pour le grand cylindre.

L'enveloppe est certainement avantageuse pour les machines à petite vitesse et à détentes prolongées, mais il n'en est pas de même pour les appareils à grande vitesse et à faible détente. Puisque la période active de l'enveloppe correspond en grande partie au commencement de la détente, aucun écoulement de chaleur n'ayant lieu lors de l'admission, et que son action, pendant l'échappement et la fin de l'expansion, se traduit par une perte, la valeur de l'enveloppe devient d'autant plus problématique que la période active et utile de l'enveloppe diminue.

Dans tous les cas et dans toutes les conditions, l'emploi de l'enveloppe constitue une « infraction à la loi fondamentale qui préside à l'utilisation maximum des machines thermiques, suivant laquelle ces appareils doivent recevoir l'énergie calorifique à la température

maximum et la dégager à la température la plus basse possible. Avec l'enveloppe, en effet, l'admission, l'absorption et la cession du calorique se font à des températures intermédiaires et à des phases où le rendement diminue encore relativement, par exemple à la fin de la course ». C'est là un mal inévitable justifié seulement par les conditions affectant l'emploi et la construction de la machine. Aussi, les avantages que l'on peut retirer de l'emploi de la chemise de vapeur varient-ils largement suivant les circonstances et l'enveloppe peut-elle, quelquefois, entraîner une diminution du rendement. On voit donc combien il est nécessaire d'apporter de circonspection dans l'étude de cette question avant de décider la valeur que pourra présenter l'enveloppe de vapeur dans telle ou telle circonstance.

167. — Il est peu probable que la vapeur surchauffée puisse jamais être d'un emploi courant dans les machines, du moins dans la proportion qui assurerait une efficacité absolue. Même la surchauffe modérée dont le but, plus modeste, est simplement de concourir à la diminution des pertes internes, est peu répandue en pratique. Cela tient à ce que la surchauffe doit être telle, si on veut que le fluide reste à l'état gazeux pendant toute la période de détente, que la température initiale qu'il faudra lui communiquer en rendra l'emploi dangereux et incommode. La solution ne sera possible qu'après des transformations radicales du type de machine actuellement en usage, qui permettent l'emploi de la vapeur surchauffée dans des conditions pratiques et qui entraînent en outre une diminution importante des pertes internes de chaleur dont l'action, dans les appareils actuellement en usage, est de ramener si rapidement la vapeur sèche, saturée ou même notablement surchauffée à l'état de vapeur humide.

Cependant, si l'usage de la vapeur surchauffée était entré dans le domaine de la pratique, on pourrait retirer un notable bénéfice des caractères physiques qu'elle présenterait et qui la rapprocheraient des gaz. Elle en aurait alors le rendement thermodynamique élevé, posséderait cet avantage caractéristique d'avoir une tension initiale élevée accompagnée d'une haute température, ce qui permettrait l'emploi de machines peu volumineuses pour

effectuer un travail déterminé, et présenterait en outre le rendement mécanique élevé propre aux machines à vapeur, lequel constitue en somme le principal avantage que présentent ces dernières sur les moteurs à gaz. Il n'est pas impossible que ces desiderata ne puissent se réaliser un jour et, alors, la machine à vapeur joindrait, au rendement thermodynamique élevé de la machine à gaz, l'utilisation mécanique supérieure, qu'elle possède actuellement.

La vapeur passe à l'état de gaz, à la température d'ébullition, sous la pression atmosphérique, pour une surchauffe d'environ 9° centigrades, suivant Hirn, et de 18° F., suivant Siemens.

168. — **Toute machine à vapeur surchauffée** est en somme un appareil où le fluide moteur, transformé par une opération préliminaire, a été amélioré de manière à présenter un rendement plus élevé entre certaines limites de température et de détente ; dans un tel moteur, la détente se rapproche davantage de l'expansion adiabatique et des conditions propres à assurer le rendement thermodynamique parfait.

La condensation à l'admission y est réduite, mais, en général, le fluide est encore plus ou moins humide vers la fin de l'admission et reste dans les environs de son point de saturation au cours de la période entière de détente. La surchauffe, telle qu'elle peut être pratiquée, n'est donc en réalité un procédé économique que grâce à la réduction des pertes internes.

Plus la température de la surchauffe dépasse celle qui correspond à la saturation, dans les limites pratiquement admissibles, et plus est sensible cette amélioration des conditions du fluide ; moindres seront les pertes intérieures et plus satisfaisant sera le rendement du fluide. Si cette élévation de température pouvait être poussée suffisamment loin, la vapeur pourrait, sans aucune condensation partielle, fournir la chaleur nécessaire pour élever les parois du cylindre à la température de saturation ou même plus haut ; on éviterait ainsi totalement cette perte interne à laquelle on substituerait les déperditions relativement faibles auxquelles serait sujet un gaz. Plus loin encore, le fluide moteur se transformerait en un gaz de tension élevée, mais de basse température

comparativement à celle qu'il faut communiquer aux gaz ordinairement employés dans les autres genres de machines thermiques.

Ainsi, en résumé, l'opération de la surchauffe de la vapeur a pour résultat de fournir à la machine un fluide capable de dégager et de communiquer aux parois du cylindre, sans qu'il se produise de condensations initiales, une certaine quantité de chaleur définie et mesurée par le produit de sa chaleur spécifique à l'état de gaz, dans les limites du surchauffage, par son poids. Si cette quantité était égale ou supérieure à la perte de chaleur produite pendant la détente et l'échappement, il ne se produirait aucune condensation à l'admission, et la perte subie à l'intérieur du petit cylindre ne serait pas supérieure à celle que subirait un gaz qui le traverserait dans des conditions semblables de température et de détente. Ce ne serait, comme nous l'avons dit, qu'une quantité assez faible, puisque tout corps, à l'état gazeux, possède une faible conductibilité et se trouve peu propre à absorber, conduire et emmagasiner la chaleur. Si la surchauffe est poussée plus loin encore, la vapeur ne commencera à se condenser que plus tard et, peut-être même, ne se condensera-t-elle plus du tout. La seule quantité de chaleur, désormais nécessaire, jusqu'à la fin du cycle, correspond à celle qui est indispensable pour maintenir la vapeur à l'état de saturation et de sécheresse, pendant qu'elle se détend en produisant un travail. Si au contraire la surchauffe est inférieure au degré mentionné en premier lieu, les condensations initiales seront réduites dans des proportions variables suivant les cas, mais non entièrement supprimées.

On ne peut guère, en pratique, pousser la surchauffe assez loin, dans des conditions satisfaisantes d'économie et de sécurité, pour que la vapeur reste sèche pendant toute la course¹.

Dans les machines multicylindres, la quantité de chaleur représentée par le degré de surchauffe donnera la mesure de la réduction des pertes dues aux échanges calorifiques dans chaque cylindre de la série. La vapeur d'échappement du petit cylindre en sera d'autant plus sèche, et il en sera de même pour les autres cylin-

¹ L'auteur a connaissance d'un cas où une surchauffe initiale de 270° centigrades était nécessaire pour donner une surchauffe de 27° centigrades l'échappement. Une surchauffe de 54° centigrades paraît une limite pratique.

des. S'il n'y avait d'autre disparition de chaleur que celle résultant de l'action des parois, la surchauffe de la vapeur, dans le premier des cylindres de la série, entraînerait forcément la surchauffe dans les autres.

De la condensation pendant la détente indiquée par la loi de Rankine et Calausius, et des autres pertes inévitables de chaleur non transformée en travail, par exemple celles dues aux chutes de pression dans les réservoirs, résulte une diminution du gain sur lequel on serait en droit de compter. L'amélioration du régime n'en sera pas moins réelle. Chaque cylindre recevra de la vapeur plus humide que celui qui le précède immédiatement, dans la proportion où se produisent antérieurement les condensations pendant la détente et les pertes par conductibilité et rayonnement.

En somme, la surchauffe avant l'admission au petit cylindre produira un effet favorable pendant toute la série y compris le grand cylindre.

Il n'en est pas moins vrai que l'eau, résultant des condensations intérieures, s'accumule d'élément en élément, conséquence fatale de ce fait que, plus la vapeur sera humide à son entrée dans un des cylindres et plus il y aura de condensation, et plus elle en sortira humide grâce à son accroissement initial d'humidité et à celui résultant de la condensation pendant la détente ainsi que de la perte par échange avec les surfaces voisines. Cette dernière action sera d'autant moins importante dans ses effets que l'humidité de la vapeur d'admission et que l'importance des pertes par condensations initiales deviendront plus grandes.

Le mode compound offre des facilités particulières pour la production d'une surchauffe effective, puisque la vapeur peut être chauffée à nouveau lors de son passage d'un cylindre à l'autre et se trouver ainsi maintenue, dans un état suffisant de sécheresse, à une température maximum inférieure à celle qui est nécessaire dans les machines monocylindres. En d'autres termes, à température égale, le fluide sera beaucoup plus surchauffé et se rapprochera par conséquent davantage des conditions théoriques. Cette méthode a été souvent mise en pratique, particulièrement par MM. Cowper en Angleterre, Corliss et Leawitt aux Etats-Unis. C'est une machine, munie de ce réchauffage intermédiaire, qui a

donné les chiffres de consommation les plus bas qui soient parvenus à notre connaissance.

Dans certaines machines, comme par exemple les pompes Worthington à grand rendement, le réchauffage intermédiaire est obtenu au moyen de vapeur provenant de la chaudière, dirigée dans un appareil tubulaire, disposé à peu près comme les condenseurs à surface, et dont l'eau, résultant de la condensation, est retournée au générateur presque à la température de cette dernière.

Des expériences, effectuées par M. Barrus sur des machines fonctionnant avec de la vapeur surchauffée, ont conduit ce dernier à se demander s'il en résultait, en pratique, une économie véritable et même un séchage suffisant de la vapeur. Il a trouvé qu'une faible surchauffe de 8 à 14° centigrades est de peu d'effet, mais que si elle est poussée jusqu'à 33 à 44° centigrades, il en résulte une diminution de moitié des pertes internes, résultat facile à prévoir aussi bien d'après l'étude théorique de la question que d'après l'expérience. Dans un pareil cas, cet ingénieur obtint, pour les pertes internes, une valeur

$$W = \frac{a}{d} \sqrt{r} = c \sqrt{r} = 0,3 \sqrt{r} \text{ p. } 100;$$

$a = 0,7$ environ dans les circonstances les plus favorables, quand pour la vapeur saturée, on aurait $a = 0,10$ ou $a = 0,15$. Dans le premier cas, dont nous venons de parler, on aurait $a = 0,9$ à $0,12$ au lieu de $a = 0,12$ à $0,15$ pour la vapeur saturée. On voit donc que le bénéfice apporté par la surchauffe est environ moitié des pertes internes et, dans les cas ordinaires, s'élève à $0,10$ de la dépense totale de vapeur.

169. — Les limites pratiques de la surchauffe paraissent aujourd'hui résider au-dessous de 260° centigrades, ce qui donne une surchauffe effective de 56° centigrades au-dessus des températures de saturation maxima actuellement en usage. Si cette surchauffe peut être obtenue d'une manière régulière et certaine, on n'éprouvera sans doute aucune difficulté pratique, mais, au-dessus de telles températures, les surchauffeurs se brûlent, les huiles se

décomposent dans les cylindres et le graissage n'est plus assuré, ce qui peut, à bon droit, faire reculer l'ingénieur le plus audacieux.

La *limite de surchauffe* qu'il est désirable de ne pas dépasser, mais qu'il faut atteindre quand on le pourra, est déterminée par la proportion dans laquelle se produiront les condensations initiales avec de la vapeur saturée ou humide. Par exemple, supposons que la vapeur fournie à la machine entraîne avec elle 666 calories par kilogramme et qu'elle soit sujette, par suite des condensations intérieures, à une perte de 20 p. 100 de sa chaleur latente et communique au métal du cylindre 139 calories. Puisque, d'après Regnault, la chaleur spécifique de la vapeur gazeuse est de 0,4805, la surchauffe nécessaire pour qu'elle puisse dégager cette quantité de chaleur sans se condenser partiellement à l'admission sera environ

$$\frac{139}{0,4805} = 289^{\circ} \text{ centigrades.}$$

chiffre qui dépasse notablement la limite fixée par la pratique actuelle.

Heureusement toutefois, cela n'est pas nécessaire, et un degré de surchauffe notablement moindre, est largement suffisant pour réaliser une économie notable. Par exemple la légère surchauffe produite par une enveloppe de vapeur pourra diminuer beaucoup, sinon arrêter complètement les condensations initiales. Il est alors simplement nécessaire de fournir un excès de chaleur suffisant pour suppléer aux pertes intérieures qui pourraient résulter de l'emploi d'un fluide possédant les caractères de celui qui alimente le cylindre à vapeur. Le séchage et la surchauffe de la vapeur améliorent le fonctionnement de la machine par deux procédés distincts : (1) en permettant l'emploi d'un fluide moteur possédant des propriétés plus avantageuses, ce qui se traduit par une réduction des pertes internes ; (2) en fournissant une plus grande quantité de chaleur destinée à amener les parois à la température de la vapeur d'admission avant l'entrée de cette dernière au cylindre. L'effet final, résultant de ces deux causes, a pour résultat d'entraîner une grande économie avec une faible dépense supplémentaire.

Dans les machines de dimensions moyennes, par exemple dans

les appareils de 200 à 300 chevaux, on a remarqué qu'une surchauffe de 44 à 55° centigrades arrête à peu près totalement les condensations initiales. Cela prouve que la vapeur surchauffée n'est pas, dans ce cas, sujette à une perte intérieure supérieure à

$$\frac{100 \times 0,4805}{1000} = 0,048$$

soit moins de 5 p. 100, les condensations initiales étant entièrement supprimées. En regard de ce gain, dû à la réduction de l'effet des parois, soit 25,5 = 20 p. 100, il convient de mettre la dépense due à la surchauffe. Quand le surplus de chaleur est fourni par les gaz perdus, la dépense se bornera à l'entretien et à l'établissement des surchauffeurs. Ce ne sera dans les autres cas, qu'une proportion, facile à calculer, de la dépense nécessitée par la production totale de la vapeur, ou

$$\frac{1000 + 48}{1000} - 1 = 0,048$$

pour réaliser un gain de 25 p. 100, ce qui donne encore un bénéfice net de 20 p. 100, chiffre souvent atteint en pratique.

Les expériences de M. G.-B. Dixwell montrent que le degré de surchauffe nécessaire pour supprimer les condensations initiales est variable, comme on le conçoit d'ailleurs, suivant le poids de vapeur consommé et la proportion des surfaces exposées, ces dernières variant avec le degré d'introduction. Cet expérimentateur a constaté que, dans une petite machine, alimentée par de la vapeur à 260° centigrades, le fluide possédait encore sa température initiale aux deux tiers de la course, à pleine admission ; avec une détente de deux tiers, la température s'abaissait, au même point, à 135° centigrades. M. Dixwell n'a éprouvé aucune difficulté pratique du fait de températures si élevées, même avec de faibles rapports de détente ; il considère que la capacité relativement grande d'absorption de chaleur que possède la vapeur d'eau joue un rôle actif dans la production des résultats économiques qu'il a constatés¹.

¹ Hirn a également indiqué 230° centigrades comme la limite pratique de la surchauffe.

Le bénéfice obtenu par la réduction des pertes internes qui se montaient à 69 p. 100, fut calculé comme étant en réalité de 55 p. 100 ; dont 20 p. 100 seulement, constituaient la dépense nécessaire pour amener leur suppression ; le gain de puissance était en même temps de 16 p. 100. Ces expériences montrèrent nettement que les hautes températures de surchauffe, qui pouvaient être sans danger pour les grands rapports de détente, ne l'étaient pas toujours avec de faibles expansions².

On ne peut cependant pas, comme nous l'avons vu, calculer avec certitude le degré de surchauffe qu'il faut adopter pour prévenir une condensation initiale donnée, nous savons seulement que ce sera une quantité intermédiaire, entre zéro et celle qui donnerait au fluide une proportion de calorique équivalente à celle que possède le métal.

Des données d'expérience permettent à l'auteur de penser que l'on peut se contenter d'atteindre seulement la moitié de ce maximum. On peut s'en rendre compte ainsi :

Soient :

- l = chaleur latente de la vapeur saturée ;
- m = la fraction initialement condensée ;
- C_p = 0,48 sa chaleur spécifique à pression constante ;
- t' = le degré de surchauffe nécessaire ;
- a = coefficient.

Alors.

$$t' = \frac{aml}{C_p} = 2aml, \text{ environ} \quad (1)$$

Si $a = 0,25$, comme on l'a supposé plus haut,

$$t' = ml, \text{ environ} \quad (2)$$

Par exemple soit

- $p_1 = 6,33$ kilogrammes absolus ;
- $l = 494$ calories.
- $m = 0,25$; $a = 0,5$;
- $t' = ml = 0,25 \times 494 = 123^\circ \text{ C. environ.}$

Ainsi, en somme, une surchauffe d'environ 5° centigrades pour

² On cylinder condensation, *Trans. Am. Soc. of Arts.* Boston, 1875.

chaque centième de condensation initiale, est considéré comme suffisant.

Dans une grande machine de vitesse moyenne alimentée de vapeur sèche, la perte intérieure ne s'élèverait pas à 10 ou 15 p. 100, Alors le degré surchauffé nécessaire serait environ de

$$t' = 0,15 \times 494 = 74^{\circ} \text{ centigrades environ.}$$

Quand le degré de surchauffe t est donné, la consommation peut être réduite à

$$m' = \frac{t}{t'}$$

Ainsi quand $t' = 53^{\circ}$ centigrades et que $m = 0,25$.

$$m' = \frac{t}{t'} = \frac{53}{494} = 0,11.$$

et les condensations intérieures peuvent être réduites à quelque chose comme

$$m - m' = 0,25 - 0,11 = 0,14;$$

On ne doit pas oublier que, même dans le cas où les condensations sont entièrement supprimées par la surchauffe, la perte de chaleur par échange ne s'en produit pas moins, en partie, comme d'ordinaire.

On trouvera dans l'*Appendice*, avec tous les détails du calcul, les données, les formules et les résultats, un bon exemple de la détermination de l'utilisation et de la consommation de vapeur, dans le cas idéal où l'on suppose que, pour supprimer les condensations initiales, la surchauffe doit donner un surplus de chaleur précisément égal à la perte prévue d'une machine semblable alimentée avec de la vapeur saturée.

Le tableau suivant établit une comparaison entre des chiffres calculés et obtenus comme résultats d'expérience sur des machines analogues :

BÉNÉFICE DÉRIVÉ DE L'EMPLOI DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE DANS LES MACHINES SANS ENVELOPPES DE VAPEUR ET SANS CONDENSATION

RÉSULTATS CALCULÉS					RÉSULTATS D'EXPÉRIENCE				
Admission	POIDS DE VAPEUR PAR CHEVAL EFFECTIF ET PAR HEURE				Admission	POIDS DE VAPEUR PAR CHEVAL INDIQUÉ ET PAR HEURE			
	Vapeur saturée	Vapeur surchauffée	Différence	Différence		Vapeur saturée	Vapeur surchauffée	Différence	Différence
	Kg.	Kg.	Kg.	p. 100		Kg.	Kg.	Kg.	p. 100
1	18,460	17,600	0,860	4,9					
3/4	17,826	16,600	1,226	7,4	0,69	21,863	15,966	5,897	37
1/2	13,743	12,065	1,678	13,9	0,46	19,141	14,378	4,763	33,1
1/3	12,970	10,750	2,220	20,7					
1/4	12,700	10,024	2,676	26,7	0,25	20,547	16,238	4,309	26,6
1/6	13,698	9,979	3,719	37,3					
1/8	15,830	10,976	4,854	44,2					
1/12	19,140	11,838	7,302	61,7					

La seule supposition particulière faite pour le cas idéal consiste en ceci que, comme dans le cas de la machine idéale à enveloppe de vapeur, on admet que la vapeur est sèche et saturée à la fin de la détente.

BÉNÉFICE DÉRIVÉ DE L'EMPLOI DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE DANS LES MACHINES A CONDENSATION SANS ENVELOPPE

RÉSULTATS THÉORIQUES					RÉSULTATS PRATIQUES				
Admission	CONSOMMATION DE VAPEUR PAR CHEVAL EFFECTIF ET PAR HEURE				Admission	CONSOMMATION DE VAPEUR OU DE CHARBON PAR CHEVAL INDIQUÉ ET PAR HEURE			
	Vapeur saturée	Vapeur surchauffée	Différence	Différence		Vapeur saturée	Vapeur surchauffée	Différence	Différence
	Kg.	Kg.	Kg.	p. 100		Kg.	Kg.	Kg.	p. 100
1	16,284	15,059	1,225	8,1	0,65	1,682	1,356	0,326	24,1
3/4	15,739	14,152	1,587	11,2	0,60	1,392	1,242	0,150	12,1
1/2	12,065	10,160	1,905	18,8	0,58	14,242	11,838	2,404	20,3
1/3	11,113	8,734	2,359	23,8	0,50	14,832	11,385	3,447	30,3
1/4	10,614	7,847	2,767	35,3	0,45	1,533	1,319	0,214	16,2
1/6	10,614	7,212	3,402	47,2	0,35	1,238	1,056	0,182	17,2
1/8	11,158	7,121	4,037	56,7	0,32	13,879	12,882	0,997	7,8
1/12	11,249	6,304	4,945	78,4					

Le tableau ci-dessous est relatif aux machines à condensation et dû à M. Buel; celui que l'on trouvera plus bas, emprunté à M. Bourne, a trait aux machines marines :

BÉNÉFICE DU A LA SURCHAUFFE DANS LES MACHINES MARINES

VOYAGES D'ESSAI	CONSUMMATION DE CHARBON EN KILOGRAMMES			
	VAPEUR saturée	VAPEUR surchauffée	DIFFÉRENCE	DIFFÉRENCE p. 100
<i>Alhambra</i> , Southampton à Lisbonne et retour . . .	183 904	124 973	58 931	47,2
<i>Colombo</i> , Southampton à Alexandrie et retour . . .	1 315 782	1 037 492	278 290	26,8
<i>Norman</i> , Southampton au cap de Bonne-Espérance et retour.	705 138	539 521	165 617	30,7
<i>Ceylon</i> , Southampton à Alexandrie et retour . .	1 526 102	1 039 419	486 683	46,8

Depuis l'époque où ces résultats ont été obtenus, l'augmentation successive du rendement des machines marines, grâce surtout aux hautes pressions et aux écarts considérables de température, entre lesquels elles fonctionnent ordinairement, a considérablement réduit le bénéfice que l'on peut espérer dériver de l'adoption de la surchauffe. Dans les machines à détentes fractionnées, l'adoption du réchauffage intermédiaire, entre les différents cylindres, par des enveloppes ou même par l'introduction de la vapeur vive des chaudières, entraîne une économie notable sans les inconvénients pratiques, et les risques de toutes sortes auxquels donne naissance le surchauffage préalable de la vapeur.

Ainsi que M. Hirsch l'a démontré il y a longtemps, une des difficultés les plus sérieuses que l'on puisse rencontrer en pratique dans l'emploi de la vapeur surchauffée, consiste dans la difficulté de régulariser l'afflux de chaleur supplémentaire. Il est en outre évident que, pour obtenir les résultats les plus avantageux, il faut trouver un moyen de proportionner le degré de surchauffe aux diverses conditions du fonctionnement de la machine, déterminées par les différents rapports de détente et le degré, essentielle-

ment variable, d'humidité de la vapeur admise dans le surchauffeur.

170. — De nombreuses expériences semblent avoir prouvé la valeur réelle d'une surchauffe modérée. Les chiffres ci-dessous sont le résultat d'expériences, dirigées par M. Hirn avec la collaboration de MM. Dwelshauvers-Déry, Grosseteste et Hallauer, puis contrôlés par Cotterill :

SURCHAUFFE DE LA VAPEUR

		p_1	r	P. 100 DE PERTE
Degré de surchauffe. . .	87° C.	4,290	4	7,8
— . . .	0° C.	3,800	4	13,6
— . . .	52° C.	3,940	7	12,4
— . . .	0° C.	3,867	7	21,8

Les machines du steamer *Dee*, de la marine royale anglaise, construit en 1832, consommaient 1^{kg},810 de charbon par cheval-heure lorsqu'elles recevaient de la vapeur saturée et seulement 1^{kg},240 quand la vapeur était surchauffée de 104° centigrades, la pression de régime n'étant que de 0^{kg},633.

Sur le *Ceylon*, dans des essais effectués en 1860, une surchauffe de 53° centigrades entraîna une économie de 25 p. 100 ; sur le *Nepaul*¹, l'économie fut de 50 p. 100.

NOM du steamer	GENRE de machine	ÉTAT de la vapeur	PRESSION effective kg. par cm ²	ADMISSION réelle	CONSUMMATION de charbon par cheval effectif et par heure
Michigan . . .	Monocylindre	Saturée	1,476	0,29	2,030
Mackinaw . . .	id.	id.	2,460	0,43	1,583
Entaw . . .	id.	id.	1,898	0,54	1,741
Dexter . . .	id.	id.	4,711	0,29	1,542
Dallas . . .	id.	id.	2,240	0,31	1,723
Bache . . .	Compound à enveloppe . .	id.	5,625	0,20	1,206
Rush . . .	id.	id.	4,850	0,16	1,229
Georgeanna . .	Monocylindre	Surchauffée	2,320	0,31	1,170
Adelaïde . . .	id.	id.	2,390	0,39	1,111
Mackinaw . . .	id.	id.	2,742	0,29	1,124
Eutaw . . .	id.	id.	1,969	0,54	1,356

Proc. Brit. Inst. C. E., vol. XIX, p. 473.

Le tableau précédent, établi par M. Dixwell, d'après les expériences d'Isherwood, d'Emery et de Loring, montre nettement les avantages de la surchauffe de la vapeur dans des limites modérées et à de basses pressions.

On remarquera que les appareils des quatre derniers de ces navires, fonctionnant avec de la vapeur surchauffée à des pressions peu élevées et sans enveloppes, ont fait preuve d'une économie plus grande que les autres machines fonctionnant avec de la vapeur saturée à des pressions plus hautes, munies d'enveloppes de vapeur et où la détente était plus prolongée.

Nous pouvons, dès maintenant, formuler des conclusions qui seront favorables à l'adoption d'une surchauffe modérée. Il est certain, comme l'a déjà démontré Hirn, que cet expédient a plus d'action que l'enveloppe de vapeur sur les condensations initiales et même que le mode compound, quand on peut pousser la surchauffe assez loin sans danger. La surchauffe donne de la vapeur sèche initialement et pendant toute la période de détente ; elle n'entraîne pas, comme l'enveloppe, une perte pendant l'échappement. On sait que cette période est particulièrement onéreuse aux machines munies d'une chemise de vapeur, quand cette dernière n'a pas suffi pour sécher complètement les parois du cylindre pendant la détente. L'enveloppe maintient ces parois sensiblement à la même température que la chaudière même en dépit du refroidissement auquel ils sont soumis pendant l'échappement, la phase la plus désastreuse du cycle. La vapeur surchauffée au contraire agit précisément au moment opportun et au point voulu, elle ne possède aucune tendance à accroître les pertes pendant l'évacuation.

Quand la surchauffe est produite au moyen des gaz perdus, comme c'est souvent le cas en pratique, le bénéfice obtenu est entièrement réel. Quand le surchauffeur a pour effet de fournir à la machine de la vapeur sèche et surchauffée qui, sans lui, aurait été humide, mais au moyen d'une dépense effective de chaleur qui aurait pu, autrement, être utilisée dans la chaudière à la production de vapeur saturée, le gain apparent devra être réduit de la dépense ainsi effectuée et le bénéfice net sera par conséquent moindre. Aussi ce dernier doit-il être mesuré par la dépense de

combustible plutôt que par celle de vapeur. Ainsi, dans bien des cas, à un gain apparent de 50 à 75 p. 100, correspondait seulement une économie réelle de 5 p. 100 au plus, grâce à la diminution des pertes internes.

Il existe, pour chaque machine, un ensemble de conditions et surtout un état déterminé de la vapeur qui rendent l'enveloppe particulièrement efficace. Quand la vapeur est suffisamment surchauffée, l'enveloppe est inutile, et son adoption n'améliorerait en rien le rendement de la machine. Avec de la vapeur humide, il est possible que la perte subie par la vapeur de l'enveloppe au cours de la détente et de l'échappement soit supérieure au bénéfice réalisé pendant la fraction précédente de la course et pendant la compression. C'est entre ces conditions extrêmes que les avantages de l'enveloppe se feront jour et deviendront maxima. Ce maximum paraît devoir correspondre à une détente prolongée et à un degré assez grand de sécheresse initiale de la vapeur.

Une fois que les parois du cylindre sont devenues sèches, elles ne peuvent plus fournir qu'une faible quantité de chaleur à la vapeur qu'elles renferment et l'enveloppe peut les amener rapidement à une température voisine de celle que possède la vapeur d'admission. C'est là, en réalité, le but véritable de l'enveloppe et, plus il est complètement rempli, moindres seront les pertes subies au cours des diverses phases du fonctionnement.

171. — La compression et le volume des espaces morts ont entre eux des relations bien définies, mais que l'on ne peut complètement établir par des principes purement dynamiques, même en s'appuyant sur des données certaines et durement constatées. Si l'on ne devait prévoir aucun échange de chaleur entre le fluide moteur et les parois du cylindre, le but à atteindre serait de remplir complètement les espaces morts par la compression, avec la vapeur soustraite à l'échappement jusqu'à la pression de la chaudière. Mais ce transfert de calorifique, dont nous venons de parler, a lieu et modifie sensiblement les conditions du problème. En somme, les phénomènes purement dynamiques qui ont lieu au cours de cette opération interviennent, pour une large part, dans la détermination de ces relations.

L'*espace mort* d'un cylindre à vapeur se compose en partie de la capacité laissée libre entre le fond et le piston quand ce dernier est à bout de course. Ce jeu est nécessaire pour assurer le fonctionnement et pour empêcher que, par suite d'une cause quelconque : usure, manque de soins dans l'ajustage des bielles motrices ou des tiges de piston, ce dernier ne vienne, au point mort, frapper contre le fond ou le couvercle. Il convient d'y ajouter le volume des conduits de vapeur, mesurés jusqu'à la glace du tiroir.

L'espace mort présente une capacité très variable suivant le type de machine, soit depuis 2 jusqu'à 10 p. 100 et plus du volume total du cylindre. Ces espaces morts, devant être remplis de vapeur à chaque course, constituent une cause de perte, à moins qu'ils ne soient, par suite de la compression, pleins de vapeur à la pression d'admission.

Ainsi, une compression suffisante peut réduire et, jusque dans une certaine mesure, supprimer la perte due à l'espace mort. Quand la détente est incomplète, on trouve généralement avantageux, du moins au point de vue purement dynamique, de ménager une compression supérieure au degré de détente, dans une mesure qui peut atteindre 50 p. 100¹. Si l'on considère le problème au point de vue thermique, on trouvera qu'il est intéressant de prolonger la compression au delà de la pression à la chaudière, le réchauffage qui en résulte ayant une grande influence sur la réduction des pertes internes. La perte dynamique qui atteint 6 à 10 p. 100 dans les machines ayant de grands espaces morts, peut s'élever à 15 p. 100 s'il n'y a pas de compression; elle s'abaisse au contraire au tiers de ces chiffres, si la compression est suffisamment prolongée.

Le principe de Zeuner, concernant l'effet de la compression sur l'influence de l'espace mort peut se formuler comme suit :

La compression complète, toutes les fois que l'on est en mesure de la produire, annule la perte à laquelle donnent lieu les espaces morts lorsque la détente est complète.

La détente est complète lorsque la pression effective, à la fin

¹ Voir Cotterill, p. 258.

de l'expansion, est égale à la contre-pression. La compression est complète quand la pression finale de la vapeur, dans l'espace mort, est égale à la pression de la vapeur dans la boîte à tiroir. En admettant que la compression, comme la détente, obéisse sensiblement à la loi de Mariotte, on a :

Soit

v_1 = le volume de vapeur d'admission à pression initiale p_1 ;
 v = le volume de l'espace mort ;
 p_0 = la contre-pression.

La détente sera complète quand la pression à la fin de la détente sera égale à p_0 , ce qui nécessite que le volume soit, en ce point, supérieur à celui occupé au commencement de l'expansion dans le rapport de $\frac{p_1}{p_0}$.

Dans un cylindre sans espace mort, le travail par course est, dans le cas considéré :

$$U_1 = p_1 v_1 + p_1 v_1 \log_e \frac{p_1}{p_0} - \left(\frac{p_1}{p_0} - 1 \right) p_0 = p_1 v_1 \log_e \frac{p_1}{p_0}.$$

Ou quand il existe un espace mort v , le volume initial de la vapeur remplit d'abord une portion, $v - v + \frac{p_0}{p_1}$ de cet espace, et alors pousse le piston, pendant qu'il engendre un volume $v_1 - v + v \frac{p_0}{p_1}$, au cours de l'admission. Le travail à pleine pression est :

$$p_1 v_1 - p_1 v + p_0 v.$$

Le volume total de la vapeur à la fin de l'admission est :

$$v_1 - v \frac{p_0}{p_1};$$

tandis que le travail de l'expansion a pour mesure

$$\log_e \frac{p_1}{p_0} (p_1 v_1 + p_0 v)$$

Le volume de vapeur au commencement de l'échappement est :

$$\frac{p_1}{p_0} \left(v_1 - v \frac{p_0}{p_1} \right) = v_1 \frac{p_1}{p_0} - v;$$

Le volume au commencement de la compression est évidemment, afin qu'elle soit complète $v \frac{p_1}{p_0}$.

Le travail de la compression est alors :

$$p_0 \left(v \frac{p_1}{p_0} - v - v \frac{p_1}{p_0} \right) = p_1 v_1 - p_0 v - p_1 v;$$

et le travail de la compression sera :

$$p_1 v \log_e \frac{p_1}{p_0}.$$

Le travail net est ainsi finalement :

$$U_2 = p_1 v_1 + p_1 v + p_0 v + (p_1 v_1 + p_0 v) \log_e \frac{p_1}{p_0} \\ - p_1 v_1 - p_1 v - p_0 v - p_0 v \log_e \frac{p_1}{p_0}$$

$$U_2 = p_1 v_1 \log_e \frac{p_1}{p_0} = U_1.$$

Il est parfaitement évident toutefois que l'action des parois peut détruire toutes conclusions tirées de ces principes purement cinématiques.

Chaque fois que l'on veut tenir compte des espaces morts et de leur influence, on devra remarquer qu'il existe la relation suivante entre le rapport réel de détente r et le rapport apparent r' , tel qu'on peut le mesurer en pratique par le relevé de la distribution :

$$\frac{r}{r'} = \frac{1 + c}{1 + c r'}; \\ r = \frac{r' + c r'}{1 + c r'}$$

ou c est la proportion des espaces morts.

Les volumes et les poids de vapeur indiqués par les diagrammes relevés seront supérieurs à ceux de la machine théorique sans espaces morts, dans la proportion $1 + c r'$ où c désigne la même quantité que précédemment. Il est évident que, pour un même travail accompli, le volume engendré par le piston sera, grâce aux espaces morts, plus grand dans la proportion $\frac{r'}{r}$, et alors il conviendra d'augmenter le diamètre du piston, sa course ou sa vitesse.

L'utilisation sera également diminuée dans une proportion légèrement inférieure au surcroît de vapeur dépensé, à moins que l'on ne fasse usage de la compression complète qui supprime cette perte.

Il est facile de calculer les poids de vapeur nécessaires pour différents degrés de détente, en tenant compte des espaces morts et en négligeant l'effet de la compression.

Soit

r = rapport de détente ;
 c = proportion des espaces morts ;
 s = course du piston ;
 A = surface du piston ;
 w = poids spécifique de la vapeur.

Alors le rapport du poids de vapeur au travail effectué sera :

$$m = \frac{A s (1 + c) w}{A s (p_1 - p_3)} ; \quad (1)$$

pour la machine sans détente et :

$$m' = \frac{A s (r + c) w}{A s (p_1 - p_3) n} \quad (2)$$

pour le cas d'une machine à détente ; p_1 et p_2 sont les pressions absolues au commencement de la détente et pendant l'échappement, n est le rapport de la pression moyenne effective à la différence $p_1 - p_2$, pression effective initiale.

Le rapport des deux quantités (1) et (2) est :

$$r'' = \frac{r + c}{n (1 + c)} \quad (3)$$

Les tableaux suivants donnent les valeurs de n et de r'' calculées par le professeur Schröter :

TRAITÉ DE LA MACHINE A VAPEUR

VALEURS DE η .

$r =$	1	0,9	0,8	8,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
$\eta =$	100	90,4	82,0	74,0	66,7	60,0	53,5	47,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	90,9	82,8	75,3	68,5	62,1	56,2	50,6	45,5	—	—	—	—	—	—	—	—
3	—	90,4	81,9	73,9	66,5	59,7	53,0	46,6	40,2	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	90,9	82,8	75,3	68,3	61,8	55,7	50,0	44,4	39,7	—	—	—	—	—	—	—
4	—	90,4	81,9	73,8	66,4	59,5	52,8	46,3	39,7	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	90,9	82,8	75,2	68,2	61,6	55,5	49,6	43,9	38,8	38,4	37,9	—	—	—	—	—
5	—	90,4	81,9	73,8	66,4	59,4	52,7	46,1	39,4	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	90,9	82,8	75,2	68,2	61,5	55,4	49,4	43,7	38,3	37,9	37,3	37,0	36,5	—	—	—
6	—	90,4	81,9	73,7	66,3	59,4	52,6	46,0	39,2	31,9	31,4	—	—	—	—	—	—
	—	90,9	82,8	75,1	68,1	61,5	55,3	49,3	43,4	38,0	37,4	37,0	36,5	36,1	35,7	35,7	—
8	—	90,4	81,9	73,7	66,3	59,3	52,6	45,9	39,0	31,5	30,6	29,8	28,9	—	—	—	—
	—	90,9	82,7	75,1	68,1	61,4	55,2	49,2	43,2	37,6	37,0	36,4	36,0	35,5	35,1	34,7	34,1
10	—	90,4	81,8	73,7	66,3	59,2	52,5	45,8	38,8	31,2	30,4	29,5	28,5	27,6	26,6	—	—
	—	90,9	82,7	75,1	68,0	61,3	55,1	49,1	43,1	37,3	36,8	26,2	35,3	35,3	34,7	34,3	34,0

VALEURS DE r .
Rapport des poids de vapeur consommés avec et sans détente.

$r =$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
$p_1 = 2$	1,0	0,995	0,976	0,946	0,899	0,833	0,747	0,633	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	—	—	0,977	0,948	0,904	0,844	0,763	0,658	0,523	—	—	—	—	—	—	—	—
4	—	—	0,977	0,947	0,902	0,838	0,754	0,643	0,497	—	—	—	—	—	—	—	—
5	—	—	0,978	0,949	0,906	0,848	0,769	0,667	0,536	0,360	—	—	—	—	—	—	—
6	—	—	0,977	0,948	0,903	0,840	0,757	0,648	0,503	—	—	—	—	—	—	—	—
8	—	—	0,978	0,950	0,907	0,850	0,772	0,672	0,542	0,368	0,347	0,327	—	—	—	—	—
10	—	—	0,977	0,948	0,904	0,841	0,759	0,650	0,507	0,309	—	—	—	—	—	—	—
	—	—	0,978	0,950	0,908	0,851	0,774	0,674	0,545	0,373	0,352	0,332	0,309	0,287	—	—	—
	—	—	0,977	0,949	0,905	0,842	0,760	0,652	0,510	0,313	0,289	—	—	—	—	—	—
	—	—	0,978	0,951	0,909	0,852	0,775	0,676	0,548	0,376	0,356	0,335	0,313	0,290	0,267	0,242	—
	—	—	0,977	0,949	0,905	0,843	0,761	0,654	0,513	0,317	0,294	0,268	0,242	—	—	—	—
	—	—	0,979	0,951	0,909	0,853	0,777	0,678	0,551	0,380	0,360	0,340	0,317	0,295	0,271	0,247	0,221
	—	—	0,978	0,949	0,905	0,844	0,762	0,656	0,515	0,320	0,296	0,271	0,245	0,217	0,188	—	—
	—	—	0,979	0,951	0,910	0,854	0,778	0,679	0,552	0,383	0,362	0,342	0,320	0,297	0,274	0,250	0,224

Le principal avantage d'une compression prolongée ne consiste pas seulement en cela, mais encore à assurer la douceur du fonctionnement par la création d'un matelas de vapeur destiné à amortir le choc qui se produirait autrement à bout de course. Dans les machines à grande vitesse, les constructeurs apportent les plus grands soins à déterminer le volume de l'espace mort et lui donnent généralement une assez grande valeur, afin que le travail de compression puisse être suffisant pour absorber l'énergie due à l'inertie des organes en mouvement et créer une accélération négative.

Un autre avantage de la compression, qui a même plus d'influence sur le rendement de la machine, et en vue duquel l'espace mort doit être aussi calculé, consiste dans le réchauffage des fonds et du piston qui en résulte et tend à diminuer les condensations initiales. D'après cela, il semblerait que la compression doit être prolongée jusqu'à la pression de la vapeur dans la boîte à tiroir, afin que les surfaces qui agissent pour produire la perte interne puissent être amenées à une température aussi voisine que possible de celle que possède la vapeur d'admission, ce qui réduirait cette perte au minimum.

En partant de ces considérations, on ne peut plus déterminer a priori, exactement, l'importance de ces effets. Il est cependant notoire qu'il paraît désirable de pousser la compression jusqu'à la pression de la vapeur d'admission et que le volume de l'espace mort doit être calculé de telle sorte que le travail nécessité pour la compression soit sensiblement à la quantité d'énergie, emmagasinée dans les organes en mouvement, qu'il est intéressant d'absorber¹.

¹ M. Leloutre dit : « Je puis aisément démontrer, à l'aide d'un nombre considérable de diagrammes et de recherches calorimétriques exécutées sur une vaste échelle, que la loi de Mariotte est radicalement fautive pour les machines à vapeur. Cette loi est exprimée par l'équation $\frac{P_n}{P_m} = \frac{V_m}{V_n}$. Rankine fut le premier je crois à proposer l'expression $\frac{P_n}{P_m} = \left(\frac{V_m}{V_n}\right)^{1,11}$. Plus récemment MM. Hirn et Cazin, au cours de recherches entièrement scientifiques, ont donné pour la vapeur surchauffée $\frac{P_n}{P_m} = \left(\frac{V_m}{V_n}\right)^{1,33}$. Mais l'application de ces diverses formules à nos moteurs industriels se trouvent plus incorrecte encore que la loi de Mariotte. Après d'innombrables recherches, je suis arrivé à cette conclusion : Aucune loi ne préside à la détente dans ces machines ou, du moins, la loi générale, si elle existe, varie dans ces effets d'une course à l'autre. J'ai déjà démontré, dans un rapport sur la machine à vapeur surchauffée de M. Hirn, que les pressions, au cours de la détente, sont représentées très exactement par la formule générale $\frac{P_n}{P_m} = \left(\frac{V_m}{V_n}\right)^\alpha$ où l'exposant α est généralement inférieur à l'unité et que,

Il est, de plus, évident que la compression est un appoint nécessaire et précieux aux autres sources d'économie ; toutefois, l'importance de son rôle diminue avec le système compound et ses dérivés.

L'emploi de la compression est tellement indispensable pour assurer la douceur du fonctionnement dans les machines à grande vitesse où les effets d'inertie sont si considérables, que l'on exagère souvent, à dessein, le volume de l'espace mort pour obtenir, devant le piston, un matelas de vapeur plus élastique. C'est quelquefois, dans cette application spéciale, le seul élément qui serve à la détermination du volume des espaces morts. Ainsi, MM. Westinghouse et Rites disposent, entre les deux cylindres de leur machine compound à simple effet, une chambre, de dimensions déterminées, laquelle est toujours en communication avec le petit cylindre, afin que les pressions initiales et la compression soient égales. Cette machine fonctionne suivant le système Woolf, et la compression au cylindre admetteur devient indépendante de la charge mais variable avec la pression de la vapeur ; elle commence toujours en même temps que la détente au grand cylindre, ce qui donne un diagramme analogue à celui de la figure 159.

Ce diagramme est relatif à trois marches différentes représentées respectivement par les traits gras, légers et pointillés fins. La compression, pour chaque allure, commence respectivement en *c*, *b*, et *a*, mais la courbe se termine à la même pression initiale en *M*. En élevant la pression jusqu'en *N'*, nous obtenons le diagramme représenté par le pointillé gras ; l'admission ayant commencé plus tôt, il en sera de même de la compression dont la pression finale coïncidera encore avec celle de la vapeur vive. Quelle que soit la pression derrière le piston au commencement de la compression, dans le petit cylindre, suivant les variations de la résistance ou de la pression d'admission, le point où commencera la compression sera automatiquement déplacé, de manière que la finale soit toujours celle de la vapeur dans la boîte à tiroir. Le

par conséquent la machine développe une puissance un peu supérieure à celle que les constructeurs ont cru pouvoir garantir. » *Bull. de la Soc. Industrielle de Mulhouse*. (N. de l'A.)

N'ayant pas le texte de M. Leloutre, la citation ci-dessus, traduite de l'anglais, peut présenter avec l'original quelques différences de mots, mais non de sens, bien entendu. (N. du T.)

début de la détente au grand cylindre coïncidera avec celui de la compression au cylindre admetteur.

On arrive à ce résultat par une simple combinaison entre la course du tiroir et les proportions de recouvrement, avec un volume constant et déterminé d'espace mort au petit cylindre.

Dans cette machine, le volume des espaces morts et la compression sont proportionnées de manière à compenser la chute de

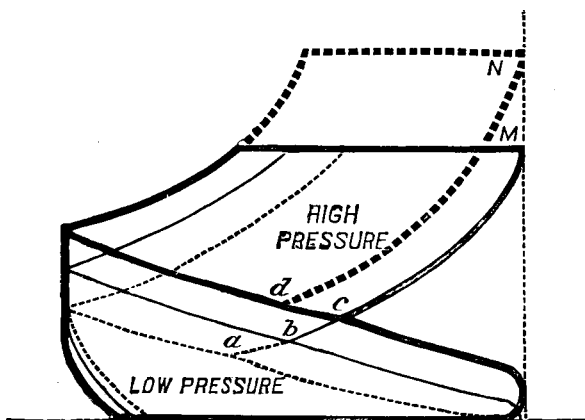


Fig. 159. — Compression complète.

High Pressure, Haute pression. — Low Pressure, Basse pression.

pression, entre les cylindres, due aux condensations, à l'admission du grand cylindre.

Quand les deux pistons sont montés sur la même tige, comme dans les machines compound tandem, la douceur du fonctionnement est obtenue par le matelas de vapeur créé dans le petit cylindre, car, avec les appareils à condensation, il est difficile, on le sait, d'opérer une compression suffisante au cylindre de détente à cause de la faible pression d'échappement.

M. Corliss ne ménageait pas de compression dans ses machines. M. Henthorn recommande au contraire, pour les appareils de ce système, une compression mais ne dépassant pas la pression finale de la détente pour la marche à condensation, et supérieure de 0^{es}, 350 par centimètre carré à cette dernière pour la marche sans condensation ¹.

¹ *The Corliss Engine*. Henthorn and Thurber. N. Y., 1891.

Il est facile de calculer, au point de vue purement dynamique, la perte de travail due à l'espace mort et à la compression. Mais on ne peut encore, avec les ressources théoriques ou pratiques dont on dispose actuellement, déterminer à priori, avec exactitude, la perte sèche non plus que le gain thermodynamique qui en résultent.

Désignons par p_2 et v_2 la pression et le volume de la vapeur au moment de l'ouverture à l'échappement, par p_3 la contre-pression, par v_3 le volume de l'espace mort par $p_1 v_1$ et $p_4 v_4$ respectivement la pression et le volume au commencement et à la fin de la compression et, par r_c le degré de compression : le travail absorbé par cette dernière sera très sensiblement :

$$\begin{aligned} U_c &= p_3 v_3 (1 + \text{Log } r) \\ &= p_3 v_3 \left(1 + \text{Log } \frac{p_1}{p_2}\right); \end{aligned}$$

si l'on admet la détente hyperbolique. Le travail de détente de la vapeur emmagasinée dans l'espace mort est :

$$\begin{aligned} U'_c &= p_4 v_4 \left(1 + \text{Log } \frac{r_1}{p_2}\right) \\ &= p_3 v_3 \left(1 + \text{Log } \frac{p_3}{p_2}\right) \end{aligned}$$

Le travail perdu par détente incomplète de cette vapeur sera :

$$U_c - U'_c = p_3 v_3 \left(\text{Log } \frac{p_1}{p_2} - \text{Log } \frac{p_4}{p_2}\right).$$

Quand, pour assurer les meilleures conditions au point de vue thermique, la compression est complète et que $p_4 = p_1$ on a :

$$\begin{aligned} U_c - U'_c &= p_3 v_3 \left(\text{Log } \frac{p_1}{p_2} - \text{Log } \frac{p_1}{p_2}\right) \\ &= p_3 v_3 (\text{Log } r_c - \text{Log } r). \end{aligned}$$

Avec une expansion complète, $r_c = r$; quand les espaces morts sont nuls $v_4 = 0$; et, dans ces deux cas, $U'_c - U_c = 0$.

Le diagramme et le tableau suivant, dus à M. Buel, démontrent

clairement l'effet produit par l'espace mort, en ce qui concerne la différence existant entre les rapports réels et apparents de détente ¹. On a supposé que le volume de l'espace mort est de 5 p. 100. Voir l'*Appendice* pour l'action des espaces morts sur les degrés d'admission et de détente.

Le diagramme de la figure 160 donne la courbe hyperbolique

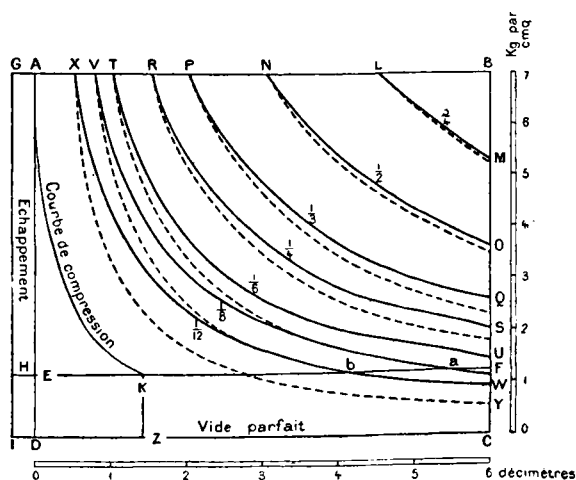


Fig. 160. — Courbes de détente.

de détente pour les degrés d'admission indiqués et pour une pression initiale de 7 kilogrammes :

(1) Dans un cylindre ayant des espaces morts de 5 p. 100 (lignes pleines) ;

(2) Dans un cylindre sans espaces morts (courbes pointillées).

Dans le tableau suivant, les chiffres de la colonne 4 représentent les pressions moyennes en tenant compte de l'espace mort ; les pressions effectives moyennes corrigées seront trouvées colonne 5. La compression complète réduit les pressions moyennes effectives, mais économise la quantité de vapeur contenue dans les espaces morts. Ce cas est représenté sur le diagramme par la courbe KA, l'espace mort étant AG.

Ann. Machinist, 14 avril 1888, p. 2.

RÉSULTATS THÉORIQUES RELATIFS A L'EMPLOI DE LA VAPEUR PAR DÉTENTE, CORRECTIONS FAITES POUR TENIR COMPTE DE LA CONTRE-PRESSION ET DES ESPACES MORTS

ADMISSION		PRESSION moyenne en tenant compte des espaces morts. Kg.		PAS DE MATELAS DE VAPEUR						COMPRESSION COMPLÈTE				
Apparente	Réelle	Totale	Effective	Pression moyenne effective	Pression moyenne relative	Surface du piston	Vapeur consommée	Consommation relative de vapeur	Gain p. 100	Pression moyenne effective	Pression moyenne relative	Surface du piston	Vapeur consommée	Gain p. 100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	"	7	5,790	5,790	1,000	1,00	1,000	1,000	"	5,477	1,000	1,00	1,000	"
3/4	0,762	6,820	5,389	5,319	0,952	1,05	0,840	0,800	20	5,196	0,949	1,05	0,788	21,2
1/2	0,524	6,060	4,830	4,718	0,813	1,23	0,677	0,645	33,5	4,494	0,802	1,25	0,625	37,5
1/3	0,365	5,155	3,923	3,768	0,650	1,54	0,590	0,562	43,8	3,445	0,629	1,59	0,530	47
1/4	0,286	4,528	3,297	3,108	0,536	1,87	0,561	0,534	46,6	2,785	0,508	1,97	0,493	50,7
1/6	0,206	3,750	2,510	2,285	0,394	2,54	0,550	0,524	47,6	1,960	0,358	2,79	0,465	53,5
1/8	0,167	3,255	2,039	1,793	0,309	3,24	0,567	0,540	46,	1,470	0,268	3,73	0,466	53,6
1/12	0,127	2,728	1,497	1,122	0,211	4,74	0,632	0,602	39,8	0,900	0,164	6,10	0,508	49,2

On peut procéder autrement : la quantité de vapeur q , entrant dans l'espace mort, se compose de la différence existant entre celle qui est nécessaire pour les remplir à la pression de la chaudière p et celle qui s'y trouve ramenée à la même pression, c'est-à-dire que si v est le volume de l'espace mort

$$q = v_c - v_1.$$

Mais en supposant la détente hyperbolique :

$$p_1 v_1 = p_c v_c = (v_c + x) p_o;$$

$$v_1 = (v_c + x) \frac{p_o}{p_1} = \frac{p_c v_c}{p_1};$$

$$q = v_c \left(1 - \frac{p_c}{p_1}\right) = v_c \left(1 - \frac{p_o}{p_1}\right) - x \frac{p_o}{p_1};$$

qui devient nulle quand la compression est complète, et $v_c = v_1$.

La quantité totale de vapeur admise est :

$$V_1 = q + v_1 = v \left(1 - \frac{p_o}{p_1}\right) + v_1;$$

$$= v_c \left(1 + \frac{p_o}{p_1}\right) - x \frac{p_c}{p_o} + v_1.$$

Plus le rapport de détente est élevé, plus est grand le volume de l'espace mort, et plus sérieuse sera la perte due à la détente incomplète de la vapeur contenue dans les espaces morts pour un volume donné d'espace mort, le bénéfice dérivé de l'accroissement des pressions deviendra d'autant moindre que la pression augmentera davantage.

Plus la contre-pression sera élevée et moins la compression devra être prolongée pour être complète et pour annuler les effets de refroidissement des parois. Aussi, le degré de la compression complète est-il insignifiant, dans les machines sans condensation, relativement à celui qui est nécessaire dans les appareils à condensation. Toutes choses égales d'ailleurs, l'espace mort devra être d'autant plus petit que la pression initiale sera plus élevée.

D'ailleurs, les grands orifices et les espaces morts considérables qui en résultent, augmentent forcément le prix des machines, en même temps qu'ils ont pour résultat de diminuer le travail net utile, tant par la réduction du travail indiqué que par l'augmentation de la résistance due au frottement plus grand des tiroirs.

EXPANSION DE LA VAPEUR

Admission	Press. initiale	Press. moyenne totale	Vapeur consommée	Gain p. 100
$1/r$	p_1	p_m		
1	7 ^{kg}	7 ^{kg}	1000	—
3/4	»	6,750	780	22,0
1/2	»	5,906	590	41,0
1/3	»	4,922	477	52,3
1/4	»	4,210	420	58,0
1/6	»	3,270	358	64,2
1/8	»	2,700	325	67,5
1/12	»	2,040	288	71,2
<i>Avec une contre-pression de 1^{kg},230</i>				
1	7 ^{kg}	5,800	1000	—
3/4	»	5,545	780	22
1/2	»	4,725	615	38,5
1/3	»	3,690	523	47,7
1/4	»	2,965	488	51,2
1/6	»	2,040	473	52,7
1/8	»	1,475	490	51,0
1/12	»	0,810	596	40,0

172. — La machine à vapeur régénérée peut être définie comme constituant une des formes du mode compound dans lequel il y aurait, d'un cylindre à l'autre de la série, un simple transfert de chaleur, mais non de fluide. Les principes généraux seront donc les mêmes que pour les machines à détentes fractionnées, mais les résultats seront peu comparables eu égard aux différences existant entre les conditions physiques du système et le mode d'opération.

Alors que le principe de Carnot nous apprend que, au point de vue thermodynamique, tous les fluides moteurs présentent le même rendement lorsqu'ils évoluent, dans la machine idéale, suivant la détente adiabatique et, entre les mêmes écarts de température, on rencontre presque toujours dans la pratique des difficultés particulières qui rendent impossible l'obtention des conditions théoriques du rendement maximum. Certains fluides sont, plus que d'autres, sujets à des pertes de chaleur au cours de leur évolution réelle, par des effets de conductibilité ou de rayonnement internes et externes. De même, les pressions des différents fluides aux mêmes températures varient dans une large proportion, par exemple celles de l'éther et du chloroforme sont beaucoup plus élevées que celles de la vapeur d'eau.

Un des inconvénients de la vapeur d'eau, telle qu'on l'emploie d'ordinaire, consiste en ce que, aux hautes températures, elle possède, à l'état de saturation, des pressions dangereuses ou difficiles à contrôler, tandis qu'aux basses températures, sa tension descend au-dessous de la pression atmosphérique. Cela exige, si l'on veut profiter, pour la transformation de chaleur en travail, des basses températures, l'adoption d'un système de condensation, dispendieux et encombrant. Dans la machine à vapeur régénérée, on cherche à remédier à ce dernier inconvénient par l'emploi d'un fluide volatil qui sert de substance réfrigérante et condensante; ce fluide est alors volatilisé, à une pression plus ou moins élevée, par la condensation de la vapeur d'eau qui s'échappe du premier cylindre. On dirige la vapeur, ainsi formée, dans un second cylindre, convenablement proportionné, ce qui permet la transformation d'une notable quantité supplémentaire de chaleur en énergie mécanique. Il en résulte donc quelque chose d'analogue à un appareil compound dans lequel le second élément de la surface remplacerait le

condenseur. Toutefois, il est indispensable que la vapeur du fluide volatil soit envoyée et recueillie, après avoir produit son effet utile, dans un condenseur à surface, afin que cette substance coûteuse puisse être employée à nouveau. D'ailleurs, ces vapeurs volatiles étant souvent dangereuses, il faut éviter le contact de l'air.

Comparé à la machine à vapeur ordinaire, ce système paraît faire preuve d'une grande économie, grâce à la diminution des condensations intérieures combinée à une augmentation du coefficient de détente.

Voici quelle serait, d'après la méthode de Rankine, la théorie de cette machine :

Soient :

- p_1 = la pression absolue de la vapeur à l'admission ;
- v_1 = le volume qu'elle occupe, une fois détendue ;
- v_2 = le volume spécifique d'un kilogramme de vapeur à cette pression ;

Soient :

- H_1 = la quantité de chaleur disponible, dépensée, en kilogrammètres par kilogramme de vapeur ;
- U = l'énergie développée sur le piston par un kilogramme de vapeur.

La chaleur abandonnée par kilogramme de vapeur d'eau et absorbée par la vapeur d'éther sera

$$H_2 = H_1 - U \quad (1)$$

Si l'on recherche le volume occupé par la vapeur d'éther, on remarquera que la dépense de chaleur, par mètre cube de vapeur d'éther, à la pression d'évaporation p' , est nécessairement inférieure à la température de condensation de la vapeur.

$$L' + Jc'D' (T' - T''') \quad (2)$$

où

$L' = T' \frac{dp'}{dT}$ représente la chaleur latente d'évaporation d'un mètre cube de vapeur d'éther à la pression donnée ;

Jc' = 220 kilogrammètres par degré centigrade représente la valeur spécifique de l'éther liquide ;

D' est le poids d'un mètre de vapeur d'éther ;

T' est la température à laquelle l'éther est vaporisé, et,

T''' celle à laquelle il est condensé.

Le volume initial de l'éther, vaporisé par kilogramme de vapeur d'eau condensée, sera de

$$u' = \frac{H_2}{L' + Jc'D (T' - T''')} \quad (3)$$

Si p'' représente la pression finale que l'on désire obtenir avec la vapeur d'éther et p'' la contre-pression moyenne, environ 0^{ms},35 par centimètre carré, on pourra obtenir, au moyen des formules données pour la vapeur d'eau, en y substituant les constantes relatives à la vapeur d'éther, les résultats suivants :

Soient r' le rapport de détente et $r'u'$ le volume final de l'éther vaporisé par kilogramme de vapeur d'eau condensée ; U' l'énergie exercée par cet éther ; le rapport

$$\frac{r' v'}{r v_1}$$

est celui des capacités des cylindres à éther et à vapeur d'eau. En pratique, ces volumes sont ordinairement égaux ; quelquefois cependant, on donne au cylindre à éther une capacité légèrement supérieure.

La chaleur absorbée par l'eau réfrigérante, dans le condenseur où se rend la vapeur d'éther après avoir accompli son travail, est, par kilogramme de vapeur :

$$H_1 - U - U' \quad (4)$$

Les pressions moyennes effectives, dans les cylindres à vapeur d'eau et d'éther, seront respectivement :

$$\frac{U}{r v_1} \text{ et } \frac{U'}{r u'} \quad (5)$$

Toutefois, la quantité d'énergie, dérivée de l'addition du cylindre à éther, pourrait être aussi bien obtenue en prolongeant la détente de la vapeur d'eau.

On trouvera ci-dessous les pressions moyennes, calculées d'après les résultats relatés par M. Gouin et relatifs aux essais du steamer *Brésil* qui comportait une machine à vapeur régénérée.

	PRESSION		
	Au générateur.	Contre-pression.	Moyenne effective.
Vapeur d'eau.	3,020	0,530	0,815
Vapeur d'éther.	2,180	0,370	0,500
TRAITÉ DE LA MACHINE A VAPEUR.			45

La pression moyenne effective totalisée et ramenée à la surface d'un seul des cylindres (les volumes des deux cylindres étant les mêmes), était ainsi de 1,300.

Les puissances obtenues aux différents cylindres étaient respectivement dans les rapports suivants :

Vapeur.	$\frac{0,815}{1,300} = 0,62.$
Ether.	$\frac{0,500}{1,300} = 0,38.$

Le gain obtenu par l'addition de la machine à éther n'est pas aussi grand qu'on pourrait le croire d'après ces chiffres. Si le cylindre à vapeur avait été seul en usage, la contre-pression n'y aurait été, suivant toute probabilité, que de 0^{kg},323 au lieu de 0^{kg},534, de telle sorte que la pression moyenne effective se serait élevée à 1^{kg},026 au lieu de 0^{kg},815 et la proportion du travail effectué par la machine à vapeur simple à celui développé par la machine à éther aurait été de

$$\frac{1,026}{1,300} = 0,77.$$

ce qui ne donne plus pour la seconde qu'un avantage de 1,00 — 0,77 = 0,23 de la puissance de la dernière.

La consommation de combustible varia de 1^{kg},270 à 1^{kg},106 de charbon par cheval-heure indiqué suivant les circonstances.

Rankine dit à ce sujet :

« La machine à vapeur régénérée n'est pas plus économique que la machine à vapeur ordinaire quand celle-ci est construite suivant les principes qui peuvent conduire sûrement à l'économie du fonctionnement. Toutefois, l'addition d'un cylindre à éther peut rendre économique une machine à vapeur qui est loin de l'être. » Cette conclusion est d'ailleurs vérifiée par l'expérience journalière, puisque les chiffres de consommation que nous avons donnés pour les machines à éther paraîtraient aujourd'hui exagérés pour les machines compound bien établies.

M. Haswell a donné les chiffres d'essais suivants relatifs à une machine à vapeur régénérée dans laquelle le fluide auxiliaire était le sulfure de carbone. Les expériences ont eu une durée de six heures qui a paru suffisante pour donner des résultats pratiques,

le décrassage des feux ayant eu lieu une fois pendant son cours ¹.

Pression à la chaudière à vapeur.	5 ^{kg} ,329
— au condenseur de la vapeur d'eau.	1,076
— de la vapeur de sulfure de carbone.	5,343
— moyenne —	2,205
Eau vaporisée.	161 ^{lit} ,68
Nombre de tours par minute.	100
Vide	0 ^{kg} ,693
Charbon dépensé	272 ^{kg}
Puissance indiquée.	86,84

Il paraît en résulter que la vapeur, à une pression de 5^{kg},33, passant à travers un régulateur automatique de pression, dans l'enveloppe qui entourait le générateur auxiliaire, produisait dans ce dernier, qui renfermait le sulfure de carbone, à une température de 121° centigrades, une pression de 5 kilogrammes.

La consommation de charbon fut, paraît-il, de 0^{kg},625 par cheval indiqué.

Ces résultats confirment les indications de la thermodynamique, à savoir que l'on peut obtenir des résultats identiques avec d'autres vapeurs aussi bien qu'avec la vapeur d'eau ; mais la machine à vapeur ordinaire fait preuve d'une économie aussi grande que celle relatée dans les rapports les plus favorables relatifs aux machines à vapeur régénérée et possède en outre de nombreux avantages pratiques. Quoi qu'il en soit, cet essai n'a pas été d'une durée suffisante pour que l'on puisse en déduire des conclusions certaines, et l'historique des essais effectués jusqu'ici dans ce sens ne paraît pas fait pour encourager les inventeurs et laisser supposer que les appareils à vapeur combinés puissent jamais remplacer la machine à vapeur d'eau.

Nous donnons ci-dessous les résultats d'essais effectués en avril 1887, par M. Barrus, à trois reprises différentes, sur une machine à ammoniacque du système Campbell.

DIMENSIONS DE LA CHAUDIÈRE ET DE LA MACHINE

Chaudière. — Générateur tubulaire à retour de flamme, entouré de maçonneries.

Diamètre de l'enveloppe	1 ^m ,067
Longueur —	3,048

¹ *Trans Am. Soc. M. E.*, 1882,

Diamètre intérieur des tubes	0,0445
Surface de chauffe de l'eau	34 ^m 3,31
— de la vapeur	29,61
Surface de grille	0,8519
Section de passage des tubes	0,1041
Rapport de la surface de chauffe à la surface de grille	40,3 à 1
Hauteur de la cheminée au-dessus de la grille	9 ^m ,14

Machine. — Monocylindre système Allen Porter, à détente variable par le régulateur.

Diamètre du cylindre	0 ^m ,292
Course du piston	0,508

DONNÉES ET RÉSULTATS

DATE DES ESSAIS FAITS EN 1887	8 MARS	9 MARS	16 AVRIL
Durée des essais (heures)	8	10	7,45
Pourcentage de cendres	»	9 9	8,2
Charbon dépensé par mètre carré de grille	87 ^{kg} ,61	70,02	73,68
Pression effective à la chaudière, kg par cm ²	7,03	6,715	6,090
Tempér. de l'alimentation à l'entrée de la chaudière	»	75°	75°
Tempér. des gaz perd ^s à leur entrée dans la cheminée	»	199°	203
Vide à la bêche	»	0,291 ^m	0,279 ^m
Nombre de tours de la machine par minute	205	204	201
Puiss. ind., en chevaux, développée p ^r la machine	61,80	57,53	54
Admission en fonction de la course	»	0,189	0,211
Fraction de course après laquelle commençait l'avance à l'échappement	»	0,773	0,791
Fraction de course correspondant à la compression	»	0,307	0,342
Consommation de charbon p ^r cheval ind. et p ^r heure	1,284	1,103	1,237

Tous les fluides qui ont jusqu'ici été proposés pour remplacer la vapeur sont sujets à de graves objections en raison de leur prix ou des dangers que présente leur manutention, souvent de ces deux inconvénients à la fois. Aucun n'a encore, sous ce rapport, donné complètement satisfaction.

La comparaison des résultats d'expérience dont les chiffres cités plus haut peuvent servir d'exemples conduisent finalement aux conclusions suivantes :

(1) La pratique journalière, les expériences et la théorie même de la machine à vapeur, semblent indiquer que la limite pratique imposée à leur fonctionnement économique est presque atteinte aujourd'hui, ce qui rendra lents et laborieux les progrès futurs.

(2) Que le champ désormais ouvert de progrès relativement aux machines les plus perfectionnées qui existent aujourd'hui est probablement peu vaste, tandis que les difficultés que l'on rencontrera dans l'amélioration du régime économique s'accroîtront dans une plus large mesure que les bénéfices qui pourront en découler.

(3) Que, en dehors des machines mal établies et peu économiques susceptibles d'être améliorées par l'addition ou la substitution d'un autre fluide à la vapeur d'eau, l'on n'a encore trouvé aucune vapeur donnant des résultats économiques supérieurs ou même égaux en pratique à ceux que l'on peut obtenir, avec la vapeur d'eau, dans les machines les plus perfectionnées.

CHAPITRE VII

DES RENDEMENTS MAXIMA DE LA MACHINE A VAPEUR

173. — **La théorie mathématique** des utilisations de la machine à vapeur a été relativement peu étudiée. Clausius, Rankine et leurs successeurs, ont développé, d'une manière complète, la théorie thermodynamique et celle du rendement de la machine idéale, mais sans tenir compte des pertes physiques et mécaniques. Faute de recherches expérimentales ou mathématiques relatives aux phénomènes physiques qui accompagnent le fonctionnement des machines à vapeur, ou de connaissances suffisantes sur les causes déterminant de si grandes différences entre les machines idéale et réelle, on a souvent été conduit à des conceptions fausses, fécondes en déceptions et souvent onéreuses, particulièrement en voulant chercher à obtenir en pratique les avantages que la théorie thermodynamique pure révèle comme le propre de la machine idéale.

La théorie des utilisations ne doit pas seulement reposer sur les connaissances relatives aux phénomènes thermodynamiques ou physiques, applicables dans la circonstance : elle doit encore supposer une distinction minutieuse entre les différents rendements de la machine à vapeur et la considération du prix de revient de la machine elle-même et du travail qu'elle produit.

Cette dernière division du sujet, à vrai dire, dépend des premières et, pour l'industriel, elle en représente la partie la plus importante et la plus vitale, en même temps qu'elle sert à contrôler les autres opérations.

174. — **Les différents rendements de la machine à vapeur.** Dans l'étude d'une machine à vapeur, l'ingénieur a fréquemment à résoudre certains problèmes relatifs au fonctionnement économique de l'appareil qu'il veut établir, à déterminer les proportions de machine et de chaudière qui seront le mieux adaptées à la destination qu'il se propose et pourront donner les meilleurs résultats, au point de vue de la consommation ou de l'utilisation du capital engagé dans l'affaire, dans les conditions déterminées. La solution la plus satisfaisante provient généralement du choix judicieux du rapport de détente qui est le plus avantageux dans les conditions particulières considérées.

Il est facile d'opérer une classification des différentes questions relatives à ce sujet ou qui en embrassent tout au moins partiellement l'étendue, sous la désignation, que leur a donnée l'auteur, de *diverses utilisations de la machine à vapeur*.

Ce sont :

(1) *Rendement thermodynamique du fluide.* — Il a pour mesure le rapport du travail effectué par le fluide évoluant, à l'équivalent mécanique de la chaleur dépensée pour le mettre en état d'accomplir ce travail. Dans le cycle de la machine parfaite, ce rendement est mesuré par la quantité $\frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau_1}$; c'est-à-dire par l'écart des températures, entre lesquelles le fluide évolue, divisé par la température initiale absolue et maximum du fluide à son entrée au cylindre.

Ainsi donc, pour obtenir le rendement thermodynamique d'un fluide, il suffit de mesurer le travail développé, à l'aide de l'indicateur par exemple, et de comparer les chiffres ainsi obtenus à l'équivalent mécanique de la chaleur mise en œuvre. Dans le cas de la machine à vapeur, il faut déterminer le volume et le poids de la vapeur dépensée jusqu'au point où cesse l'admission, puis, soit par le calcul direct, soit au moyen des tables, la quantité de calorique qui a été nécessaire à sa production, en partant de la température d'alimentation, ensuite diviser, par les nombres ainsi trouvés, le travail indiqué, relevé à l'aide de l'indicateur. C'est en substance la méthode employée par Rankine lorsqu'il édifia pour la première fois sa théorie thermodynamique des machines thermiques.

Dans les machines réelles, il se produit en outre des pertes importantes grâce à la détente incomplète et à l'échange de chaleur, opéré sans transformation, depuis l'admission jusqu'à la période d'échappement.

(2) *Rendement réel du fluide évoluant.* — C'est le rendement constaté en pratique et qui exprime le rapport existant entre la chaleur fournie par le fluide moteur à la machine ; au point de vue purement thermodynamique et la quantité totale de chaleur mise en œuvre.

Les différents fluides ont, sous ce rapport, un rendement différent. Par exemple, un gaz, peu conducteur, n'abandonne et n'absorbe que peu de chaleur au contact des organes de la machine qui le renferme, tandis qu'une vapeur saturée, comme la vapeur d'eau, peut absorber facilement la chaleur des corps plus chauds avec lesquels elle entre en contact et l'abandonner très rapidement au contact de corps plus froids. Cette dernière constitue donc, au point de vue théorique, un fluide inférieur comme premier véhicule de chaleur et comme corps évoluant. Le « rendement réel du fluide moteur » est moindre pour la vapeur saturée que pour la vapeur surchauffée et, pour cette dernière que pour un gaz. Ce rendement varie d'ailleurs pour tous les fluides connus.

(3) *Rendement de la machine.* — Il a pour mesure le rapport de la quantité de travail fournie à l'arbre de transmission à celle qui est développée sur le piston.

En d'autres termes, c'est le rapport de la puissance indiquée à la puissance au frein ou dynamométrique, il diminue à mesure que les frottements de la machine deviennent plus grands.

(4) *Rendement total de la machine.* — Le produit du rendement total du fluide par le rendement mécanique de la machine reçoit quelquefois le nom de *rendement total de la machine* ou du *système*. C'est le rapport du travail externe accompli par la machine à l'équivalent mécanique de la chaleur fournie à cette dernière.

(5) Le *rendement du foyer* est le rapport de la quantité de calorifique transférée au fluide moteur à celui qui est développé par la combustion du charbon.

(7) Le *rendement de la combustion* consiste dans le rapport de la

chaleur effectivement produite par la combustion à celle qui existe, à l'état latente, dans le combustible.

(7) Le *rendement total de l'appareil*, comme nous pouvons le désigner, est le produit de ces diverses utilisations partielles ; il représente donc la fraction de la chaleur contenue dans le combustible et indiquée par la puissance calorifique de ce dernier, qui se trouve utilisée, sur l'arbre de transmission, sous forme d'énergie mécanique. Il est naturellement maximum quand chacun des rendements partiels l'est lui-même.

(8) Le *rendement du capital engagé*, ou *rendement commercial ou industriel* de la machine à vapeur, a pour mesure le capital nécessaire ou les dépenses totales, y compris les frais d'entretien et de conduite, par suite de temps, pour une puissance donnée ; en d'autres termes, ce rendement détermine la somme qu'il faudra dépenser pour obtenir un travail déterminé et les *dimensions que l'on doit donner à la machine pour accomplir ce travail*, problème formulé pour la première fois par Rankine¹.

Chacun des rendements ci-dessus est susceptible de devenir maximum par suite de conditions dont la détermination constitue un des plus importants problèmes que l'ingénieur puisse avoir à résoudre. La détermination du rendement du fluide est comprise dans le problème relatif à l'utilisation totale de la machine, laquelle, ainsi que toutes les utilisations, se trouve renfermée implicitement dans le dernier rendement, celui du capital, qui ne saurait être établi qu'une fois les autres définitivement arrêtés.

(9) En outre des utilisations précédentes, il est un autre problème qui peut, dans certains cas, se présenter sinon à l'ingénieur et au constructeur, du moins au propriétaire d'appareils à vapeur ; nous voulons parler de la détermination de l'économie maximum dont est susceptible une installation donnée ; en d'autres termes quand il s'agit de savoir comment obtenir le maximum de travail pour l'unité de dépense d'une machine déjà établie. C'est là un problème entièrement distinct des précédents dont la solution conduit à des résultats très différents et ne détermine pas toujours le rendement industriel maximum. Ce problème constitue ce que nous

¹ *Trans. Royal Soc. of Edinburg*, 1851, vol. XI.

appellerons « le *rendement industriel maximum d'une installation existante* ».

(10) Il peut être enfin nécessaire de déterminer encore un autre problème qui se pose ainsi : « *Quel est le travail maximum que l'on peut obtenir d'une installation donnée dans des conditions économiques ?* » question qui se présente plus fréquemment et avec plus d'importance pratique que la précédente.

Dans le cas de la machine réelle, la solution de ces différents problèmes se complique par suite de l'introduction des pertes internes thermiques, essentiellement variables. Comme nous l'avons établi, toutefois, et comme nous le montrerons encore plus loin, l'ingénieur est aujourd'hui parfaitement à même de prévoir la mesure dans laquelle ces pertes affecteront le fonctionnement d'une machine donnée ; il peut fixer à priori, avec une très grande approximation, les dimensions que devront avoir les organes moteurs de la machine pour développer une puissance donnée. Les quelques incertitudes qui subsisteraient encore après une première approximation s'évanouiront à la suite d'une seconde détermination obtenue en répétant le calcul ou la détermination graphique suivant la méthode que nous allons indiquer.

175. — Le rendement thermodynamique maximum, ou rendement du fluide évoluant dans des conditions thermodynamiques, est, comme on l'a vu, entièrement indépendant de la nature du fluide moteur, il ne dépend que des limites de température adoptées et du caractère du cycle choisi.

Avec le cycle de rendement maximum, celui de Carnot par exemple, ce rendement a infailliblement pour mesure $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$; dans les autres cas, il est exprimé par le rapport du travail accompli par le fluide et de la chaleur transformée au point de vue thermodynamique pour sa production, à la quantité de chaleur fournie par la source chaude pendant la même période, laquelle, est représentée par un cycle ou par un nombre donné de cycles complets. Nous avons déjà indiqué le mode de calcul de ce rapport avec exemples à l'appui.

176. — Les dépenses de chaleur, de vapeur et de combustible sont faciles à évaluer. S'il était possible d'utiliser toute la chaleur

contenue dans la vapeur, dans les conditions ordinaires de la pratique, la consommation de vapeur par cheval-heure ne dépasserait pas 1^{kg},020 de vapeur sèche.

Un cheval-vapeur est équivalent à 270 000 kilogrammètres par heure, soit 637 calories par heure ou 10,6 par minute. En supposant que la chaleur totale disponible soit de 638 calories par kilogramme au maximum, une machine parfaite, fonctionnant aux pressions usuelles, de rendement égal à l'unité, consommerait environ 0^{kg},997 à 1^{kg},020 par cheval-heure. En divisant cette quantité par le rendement thermodynamique du fluide, on obtiendra le poids de vapeur nécessaire pour une telle utilisation. Si l'on suppose que la vaporisation de la chaudière est de 9 à 10 kilogrammes, le poids de charbon dépensé aura pour mesure le quotient du poids de vapeur par ces chiffres, soit par 9 ou par 10, suivant que les machines seront à condensation ou à échappement libre.

Par exemple, une machine à vapeur, fonctionnant à une pression de 7 kilogrammes effectifs, avec un rapport de détente de 5 volumes et une contre-pression au condenseur de 0^{kg},280 absolu, présentera un rendement thermodynamique de 0,15 environ, elle consommerait à peu près 6^{kg},800 de vapeur sèche et 0^{kg},771 de charbon par cheval-heure.

Une semblable machine, sans condensation, présenterait un rendement de fluide de 0,10 environ et consommerait 9^{kg},979 de vapeur et 0^{kg},997 de charbon par unité de puissance, la machine, étant, comme dans le cas précédent, supposée dynamiquement parfaite. Si la pression s'élevait à 10 atmosphères, le rendement atteindrait 0,125 environ et les consommations de vapeur et de combustible s'abaisseraient respectivement à 8^{kg},165 et 0,816 par cheval-vapeur.

Avec de plus grands rapports de détente, les rendements seraient accrus et les consommations de vapeur et de charbon diminuées dans la même proportion.

On trouvera, dans le tableau suivant, les gains résultant de l'emploi de la détente dans une machine supposée exempte des pertes qui caractérisent la machine réelle, c'est-à-dire au point de vue

purement théorique, et dans l'hypothèse que la détente se produit suivant la courbe hyperbolique.

On remarquera que le travail « absolu » effectué par un kilogramme de vapeur ou, comme on l'a supposé dans le tableau, par le poids de vapeur donnant un travail de 100 unités à pleine admission, s'accroît dans une énorme proportion lorsque l'on a recours à l'emploi de la détente, il devient double pour une admission de $\frac{1}{3}$ seulement, trois fois plus grand pour $r = 8$ et quatre fois pour $r = 20$. Mais, ainsi que nous l'avons vu en étudiant les pertes de la machine réelle et l'effet des parois, on n'arrive pas dans la pratique à approcher très près de ces résultats.

Nous n'avons pas besoin d'ailleurs d'insister sur ce sujet qui a été traité plus haut dans tous ses détails.

BÉNÉFICE DU A LA DÉTENTE

DEGRÉ D'ADMISSION	RAPPORT de détente	TRAVAIL
Pleine admission	1	100
1/2 —	2	169,3
1/3 —	3	209,8
1/4 —	4	238,6
1/5 —	5	260,9
1/6 —	6	279,1
1/8 —	8	307,9
1/9 —	9	319,7
1/10 —	10	330,2
1/12 —	12	348,4
1/14 —	14	363,9
1/16 —	16	377,2
1/18 —	18	389,0
1/20 —	20	399,5

Les valeurs comprises dans la dernière colonne sont évidemment proportionnelles à

$$p_m = \frac{p_1 (1 + \log_e r)}{r}$$

Le travail réel, effectif, de la machine serait proportionnel à

$$p_m = \frac{p_1 (1 + \log_e r)}{r} - p_b ;$$

où p_b est la contre-pression moyenne.

Si la vapeur se détendait dans un cylindre non conducteur, la courbe adiabatique différerait légèrement de l'hyperbole et le travail relatif de la vapeur varierait d'une manière correspondante, comme on peut le voir d'après le tableau suivant relatif à la machine théorique sans condensation :

TRAVAIL RÉSULTANT DE LA DÉTENTE ADIABATIQUE

ADMISSION	1	3/4	5/8	1/2	3/8	1/4	1/8
Valeur de U par kilogr. . .	1,000	1,285	1,459	1,667	1,905	2,278	2,854
Consommation de vapeur par cheval heure Kg. . .	14,197	10,795	9,706	8,527	7,438	6,985	4,989
Pression moyenne, Kg par cm^2	8,435	8,085	7,523	6,750	6,398	4,289	1,547

177. — Le rendement réel des fluides évoluant est, nous l'avons vu, très inférieur à celui que nous indique la thermodynamique, et cela dans toutes les machines thermiques. La différence provient surtout des pertes par absorption des parois par conductibilité ou rayonnement. Comme nous l'avons montré en citant de nombreuses expériences, l'importance de ces pertes varie avec la surface exposée des parois du cylindre moteur, avec la différence des températures auxquelles elles sont exposées et, probablement aussi, à peu près suivant la racine carrée du temps pendant lequel le fluide reste exposé à l'action des causes de refroidissement.

Quand on connaît les dimensions d'une machine et les conditions de son fonctionnement, il est aujourd'hui possible de déterminer assez approximativement l'étendue des pertes qui s'y produisent. On obtiendra la consommation totale de vapeur réelle, en ajoutant, à la quantité indiquée par la thermodynamique pure, celle qui est absorbée par les pertes ; le quotient du travail effectué, ou de son équivalent calorifique, par la chaleur totale fournie, représente, comme nous l'avons montré, le rendement du fluide dans la machine réelle, par opposition à celui de la machine idéale.

Ainsi, dans les cas considérés plus haut, la machine idéale à condensation présente un rendement thermodynamique de 0,15 environ et une consommation de 6^{kg},665 de vapeur et de 0^{kg},66 de

charbon par cheval-heure. Les pertes intérieures peuvent atteindre un tiers du poids total de vapeur fourni à la machine, soit 50 p. 100 du rendement thermodynamique, ou environ 4^{kg},540 de vapeur et 0^{kg},454 de charbon, ce qui porte la consommation réelle totale à quelque chose comme 11^{kg},340 de vapeur et 1^{kg},134 de charbon. On retrouve bien ainsi les chiffres obtenus en pratique avec des machines de dimensions et de consommation moyennes. De même, la machine sans condensation, qui, considérée au point de vue thermodynamique, ne consommait que 8^{kg},165 de vapeur et 0^{kg},816 de combustible, dépense en réalité, par suite de l'effet des pertes, 1^{kg},513 de vapeur et 1^{kg},451 de combustible. Le rendement réel est alors de 0,10 pour la machine à condensation et de 0,065 pour la machine sans condensation, au lieu de 0,15 et de 0,10 dans le cas idéal.

Nous appellerons *rendement relatif réel* le rendement pratique comparé au rendement théorique. Dans le cas qui nous occupe, c'est $\frac{10}{15} = 0,667$ pour le premier exemple et $\frac{0,065}{0,100} = 0,650$ pour le second.

178. — L'estimation de la consommation de la machine réelle, devient facile si l'on se base sur les résultats donnés par des recherches analogues à celles dont nous avons parlé. L'ingénieur peut, suivant les cas, chercher à obtenir le poids total probable de vapeur dépensé et condensé dans le cylindre ou, au contraire, exprimer simplement cette perte en fonction du rapport de détente lorsque, toutes les autres conditions étant constantes, celui-ci seul varie. Il y a donc deux cas à considérer.

Le poids de vapeur condensé peut s'estimer en fonction de l'écart de température, de la pression de la surface des parois exposées, du temps de cette exposition ou de la vitesse du piston. On peut aussi l'évaluer en fonction de la consommation thermodynamique de vapeur et du rapport de détente.

Le rendement relatif réel du fluide moteur varie ainsi, pour ces deux cas, de 0,90 à 0,75.

Les quantités de chaleur, de vapeur et de combustible une fois évaluées au point de vue thermodynamique, par les méthodes développées dans le chapitre précédent, leur quotient par le rendement

relatif réel du fluide donnera les quantités de chaleur et de combustible consommées en réalité.

Ainsi, si le rendement calculé d'après les considérations thermodynamiques est de 0,45, la quantité de chaleur nécessaire étant de $\frac{10,6}{0,45} = 71$ calories par cheval-heure et par minute ou $\frac{637}{0,45} = 4,260$ calories par heure, la quantité de vapeur dépensée s'élevant à $\frac{0,987}{0,45} = 6^{\text{kg}},667$ par heure et celle de charbon à $\frac{0,0997}{0,45} = 0^{\text{kg}},666$, le produit de ces quantités par la réciproque du rendement relatif réel $\frac{1}{0,90} = 1,11$, donne pour la consommation réelle par cheval indiqué : 4,728 calories, 7^{kg},310 de vapeur et 0^{kg},731 de charbon, chiffres souvent atteints dans les machines modernes.

Le rendement net du fluide rapporté à la puissance indiquée, est, dans le cas qui nous occupe :

$$E = 0,45 : 0,90 = 0,167$$

On ne doit pas oublier que cette utilisation du fluide, considéré en tant que milieu destiné au transfert et à la transformation de l'énergie, est à la fois déterminée par les propriétés physiques du corps évoluant et par les conditions qui président à son emploi dans la machine.

179. — **Le rendement mécanique de la machine**, notablement inférieur à l'unité comme nous l'avons vu, est d'autant moindre que le frottement des organes est plus grand. Nous avons également vu plus haut que l'on peut probablement considérer ce frottement comme sensiblement constant, pour toutes les puissances, et comme une fraction déterminée de la résistance ou de la force développée, quelles qu'elles soient. Sa valeur absolue est sensiblement égale au produit d'une *pression de frottement*, constante, par la vitesse et la surface du piston; le travail absorbé par le frottement est le produit de l'intensité de cette pression pf , par le volume ASM engendré par le piston dans l'unité de temps. Nous aurons alors

$$U_t = p_t A.S$$

qui représente le travail du frottement par course ; le rendement de la machine sera :

$$E_m = \frac{p_m - p_f}{p_m} = 1 - \frac{p_f}{p_m}$$

Le rendement varie généralement depuis $E_m = 0,80$ pour les petites machines, jusqu'à $E_m = 0,90$ pour les grands appareils les plus perfectionnés. La première de ces valeurs est la plus fréquente.

Le rendement total de la machine résulte du produit des rendements thermodynamiques relatif, réel et mécanique de la machine. Pour le dernier cas considéré nous avons donc :

$$E_c = E_t \times E_r \times E_l = 0,15 \times 0,90 \times 0,95 = 0,129.$$

Dans les cas ordinaires, où ces valeurs sont beaucoup moindres :

$$E_c = 0,08 \times 0,75 \times 0,90 = 0,054 ;$$

ce qui nous montre qu'un dix-huitième seulement de l'énergie fournie par la chaudière est converti en travail utile, mesuré sur l'arbre au moyen du frein et connu sous le nom de travail effectif « ou puissance dynamométrique ».

La *consommation réelle* de la machine, en calorique, en vapeur et en combustible, peut être ainsi facilement calculée en multipliant les valeurs correspondantes de la machine idéale par la réciproque du rendement total final. Ainsi, pour le dernier exemple considéré, nous aurons.

Calorique par cheval-heure. . .	$\frac{637}{0,054}$	= 11 800 calories.
Vapeur — — . . .	$\frac{0,997}{0,054}$	= 18 ^{kg} ,463
Charbon — — . . .	$\frac{0,0997}{0,054}$	= 1 ^{kg} ,846

Et, pour le cas précédent :

Calorique.	$\frac{637}{0,129}$	= 4 937 calories.
Vapeur.	$\frac{0,997}{0,129}$	= 7 ^{kg} ,728
Charbon	$\frac{0,0997}{0,129}$	= 0 ^{kg} ,772

Dans les machines modernes les plus perfectionnées, le rendement thermodynamique est de 0,20 ; les pertes sont réduites à environ un dixième de la dépense totale, indiquée par la thermodynamique, ce qui donne un rendement relatif réel de 0,90. Le rendement mécanique peut atteindre 0,95 et le rendement total réel du système devient :

$$E_e = 0,20 \times 0,90 \times 0,95 = 0,17,$$

la consommation réelle est :

Calorique	$\frac{637}{0,17} = 3\,747$	calories.
Vapeur	$\frac{0,997}{0,17} = 5^{\text{kg}},864$	
Charbon	$\frac{0,0997}{0,17} = 0^{\text{kg}},586$	

La machine fixe ordinaire, sans condensation, a ordinairement un rendement d'environ :

$$E_e = 0,10 \times 0,75 \times 0,90 = 0,068,$$

et les dépenses correspondantes par cheval-heure seront :

Calorique	$\frac{637}{0,068} = 9\,367$	calories.
Vapeur	$\frac{0,997}{0,068} = 14^{\text{kg}},661$	
Charbon	$\frac{0,0997}{0,068} = 1^{\text{kg}},466$	

On obtient rarement en pratique, pour les chaudières, un rendement aussi élevé que celui choisi par nous, et, si l'on suppose qu'un kilogramme de charbon vaporise 9 kilogrammes d'eau au lieu de 10, les consommations de charbon, par force de cheval et par heure deviendront respectivement : 1^{kg},355, 0^{kg},657, et 1^{kg},632, chiffres assez communément obtenus en pratique.

180. — Nous pouvons maintenant étudier les lignes thermiques et les « courbes d'utilisation » ainsi que l'auteur les a désignées¹.

¹ *Sur le rapport de détente donnant le rendement maximum dans les mach. à vap. (Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 1881; Jour. Franklin Institute, mai 1881.) De la manière dont se comporte la vapeur dans les machines et des courbes d'utilisation. (Jour. Franklin Institute, février 1882.)*

Nous avons vu que le frottement et sou vent, dans une plus grande proportion, les condensations résultant de la détente d'un fluide chaud dans un cylindre composé de matériaux bons conducteurs, modifient, dans une assez grande mesure, le mode suivant lequel se produisent la détente et la dépense de chaleur, pour que le rapport de détente donnant le rendement maximum, dans les machines sans enveloppe, soit très notablement inférieur à ce qu'indique la théorie. Nous avons également montré que ces conditions qui tendent à modifier le fonctionnement sont très variables pour les différents types de machines et, pour toute machine, suivant les pressions et les vitesses de piston. Nous savons que, dans aucun cas, du moins en ce qui concerne les machines que l'on construit aujourd'hui, la courbe de détente, pour différentes admissions, ne peut être la même que dans un cylindre non conducteur. Il doit nécessairement se produire une condensation initiale plus ou moins active qui entraîne une perte de chaleur par la réévaporation finale qui en résulte. L'enveloppe de vapeur améliore la première de ces phases, mais accélère la production de la seconde. Elle peut, avec de la vapeur humide, augmenter la perte qu'elle est chargée de pallier.

La courbe réelle de détente n'est pas modifiée, dans sa position et dans sa forme, que par la conductibilité du cylindre, mais aussi peut-être, à un moindre degré, par la quantité d'eau contenue en suspension dans le fluide au moment où cesse l'admission. La courbe de détente peut être représentée approximativement, dans la plupart des cas, par une hyperbole de la forme $p_1 v_1^n = p v^n$, où n varie suivant la proportion de vapeur et d'eau qui se trouve dans le mélange au commencement de la détente, opérée, on le suppose, dans un cylindre non conducteur. Un tableau de l'*Appendice* donne les valeurs du rapport de la pression moyenne à la pression initiale $\frac{p_m}{p_1}$ pour différents mélanges d'eau et de vapeur, contenant depuis 0 jusqu'à 0,50 d'eau, calculées dans l'hypothèse que les formules s'appliquent encore pour une aussi forte proportion d'eau entraînée. On y trouvera aussi les courbes adiabatiques de la vapeur surchauffée, $n = 1,333$.

Ce tableau renferme également les valeurs de $\frac{p_m}{p_1}$, relatives à la

détente de la vapeur dans un cylindre à enveloppe, cette dernière étant supposée fournir la quantité de chaleur précisément nécessaire pour que la vapeur reste sèche et saturée ; les valeurs correspondantes, pour l'air humide comprimé, cas dans lequel n est généralement égal à 1,2 ; et pour des cas particuliers de la pratique où, par suite de fuites ou de réévaporation, la pression finale s'élève beaucoup, et où $n = 0,50$ à $0,75$.

Un autre tableau renferme les rapports $\frac{p_1}{p_2}$:

Il est jusqu'ici impossible de prédire à priori celle de ces courbes que l'on obtiendra en pratique dans un cas déterminé, et l'ingénieur n'a, sous ce rapport, d'autre moyen d'information que l'indicateur de Watt. On obtient une très grande variété de courbes, mais celles-ci se rapprochent d'autant plus de la ligne adiabatique que la vapeur est plus sèche et la vitesse du piston plus considérable, finalement elles s'écartent peu, dans les machines bien étudiées, de l'hyperbole ordinaire¹.

La vapeur parfaitement sèche ou surchauffée présente, dans les machines à grande vitesse, une courbe qui se rapproche beaucoup de la ligne adiabatique ; elle s'en écarte d'autant plus que la vitesse de la machine décroît et que l'humidité initiale de la vapeur augmente. Les courbes limites peuvent être considérées comme ayant pour équation $pv = p_1v_1$ d'un côté et $pv^{\frac{1}{2}} = p_1v_1^{\frac{1}{2}}$ de l'autre.

La dernière est exceptionnelle et ne se rencontrerait que dans des machines sans enveloppe ayant une vitesse de piston inférieure à $0^m,25$ par seconde et fonctionnant avec un rapport considérable de détente.

La première est au contraire une courbe limite usuelle que l'on rencontre souvent dans les machines à enveloppe bien construites.

Quand la vapeur contient beaucoup d'eau en suspension, et particulièrement si le tiroir est sujet à des fuites, la courbe de détente, dans les machines réelles, passe en entier au-dessus de la courbe

¹ L'auteur a sous les yeux un diagramme d'indicateur où $n = 1,001$ au commencement de la course, $n = 0,94$ au milieu et $n = 0,89$ à la fin de la course. Pour la courbe de compression, $n = 1,52$ au début, $n = 1,29$ au milieu et $n = 0,906$ à la fin, ce qui prouve que la température moyenne des surfaces en contact avec la vapeur est supérieure à celle de la vapeur pendant la première moitié de la compression, et inférieure à celle du fluide pendant la seconde moitié.

de Mariotte, l'exposant n étant inférieur à l'unité. Dans d'autres cas, la courbe peut tomber au-dessous de l'hyperbole au commencement de la course et passer au-dessus vers la fin de la détente, affectant ainsi une forme qui se rapprocherait davantage de la parabole et où la valeur moyenne de n est encore inférieure à l'unité.

Les valeurs de $\frac{p_1}{p_m}$ données dans les tables sont représentées graphiquement figures 161 et 162.

Ces courbes ne sont évidemment d'aucune utilité dans la pratique directe, mais l'ingénieur désireux de déterminer à l'avance la valeur approximative des pressions moyennes dans des machines à l'état

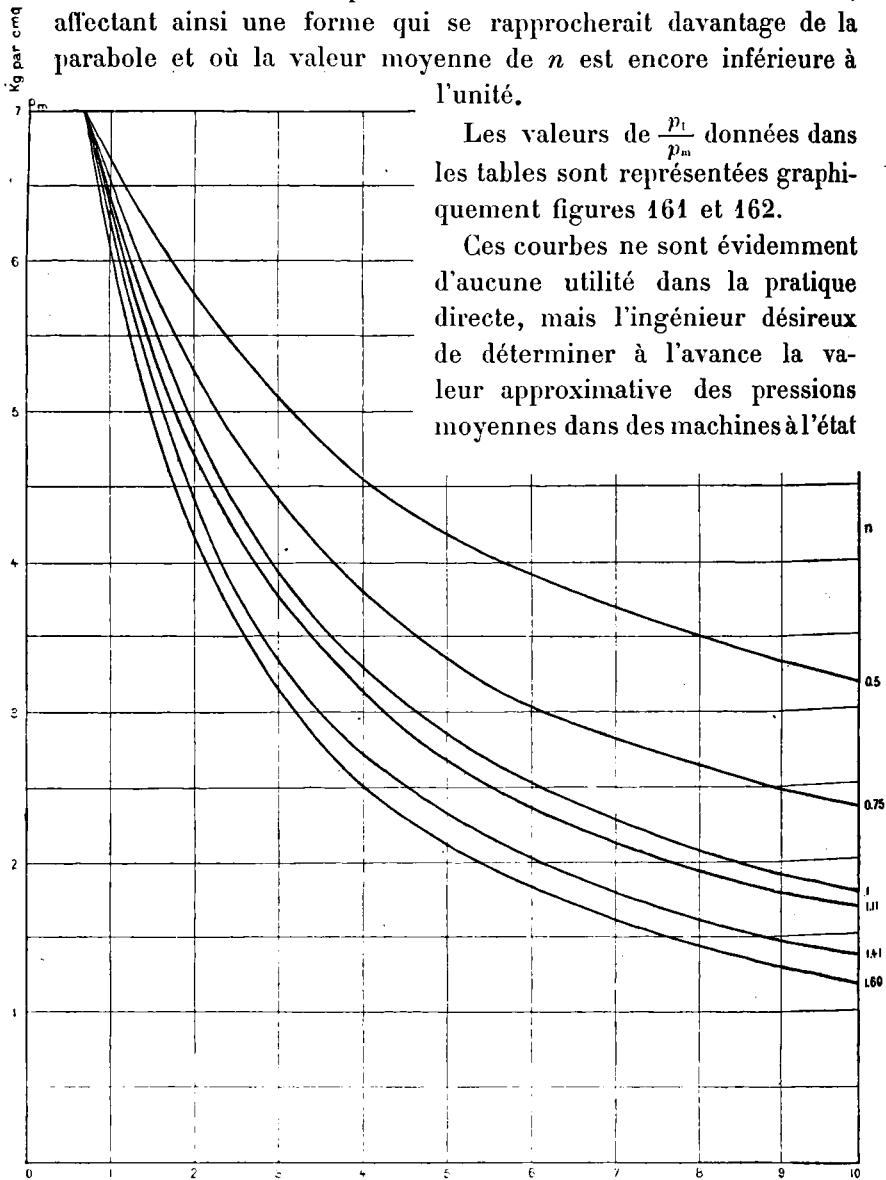


Fig. 161. — Courbes des pressions moyennes.

d'avant-projet, trouvera en elles un auxiliaire précieux. En les appliquant comme il convient, on pourra en déduire des courbes pratiques, suffisamment exactes pour les besoins de la pratique et pour toute classe de machine.

Reportons-nous à la figure 163 et supposons qu'un kilogramme, une cylindrée ou toute quantité donnée de vapeur sorte de la chaudière, entraînant avec elle 10 p. 100 de son poids d'eau ; les 90 p. 100 de vapeur restant étant saturés, le tout à une pression que nous appellerons 1,00. Cette vapeur se rend de la chaudière au cylindre à cette même pression 1,00 qu'elle conserve pendant toute la course si le fonctionnement a lieu à pleine admission ; elle accomplira alors le travail 1,00. Si on lui fournit une quantité additionnelle de chaleur jusqu'à ce qu'elle de-

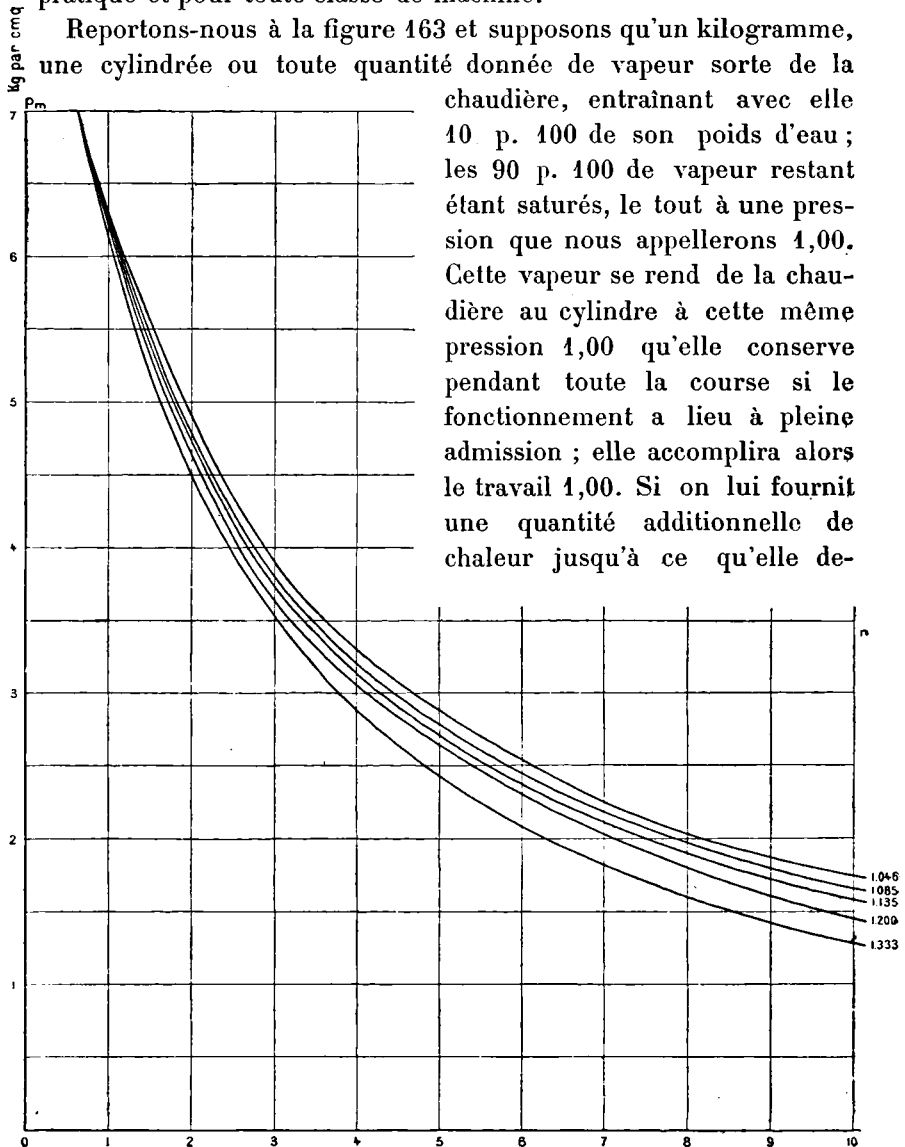


Fig. 162. — Courbes des pressions moyennes.

vienne complètement sèche, le travail devient 1,11 à pleine admission ; pour différents degrés d'admission, cette vapeur donnera une série de pressions moyennes représentées par les courbes d'utilisation A, figure 163, obtenue d'après les courbes de détente dont l'équation est $pv^{1.135} = \text{constante}$, pourvu que l'expansion soit opérée dans un cylindre non conducteur, où il ne peut se produire d'autre condensation que celle due au travail pendant la détente. Si cette vapeur se détend dans l'état d'humidité qu'elle possède au sortir de la chaudière, les pressions moyennes de la courbe B (de $pv^{1.135} = \text{constante}$ déduite par Zeuner pour $x = 90$) sont proportionnelles au travail accompli par le mélange, si celui-ci évolue sans subir d'autre modification que celle découlant de la production du travail.

Si, d'autre part, le même poids de vapeur, sortant de la chaudière à la même pression et renfermant une même proportion d'eau entraînée, vapeur 90 ; eau entraînée 10, était sujet, à son entrée au cylindre, à une condensation initiale qui doublerait la quantité d'eau présente, le travail à pleine admission ne serait plus que de 0,90 et le mélange donnerait, pour d'autres rapports de détente et la proportion d'eau ne changeant plus, les quantités relatives de travail mesurées par les ordonnées de la courbe C : $pv^{1.116} = \text{constante}$. La proportion d'eau est maintenant de 19 contre 81 de vapeur.

De même, si la proportion d'eau contenue dans la vapeur est successivement augmentée par les condensations initiales, de manière à réduire le travail de l'unité de poids à 0,80, 0,70, 0,60, 0,50, etc., à pleine admission, les courbes d'utilisation seront en D. E. F. etc., successivement, jusqu'à la ligne des X qui sert de limite et pour laquelle la condensation est complète et le travail d'expansion de la vapeur négligeable. (Voir aussi § 187.)

Telles sont les courbes susceptibles de représenter le rendement, le travail et les pressions moyennes qui correspondront à la détente de la vapeur dans un cylindre non conducteur. On peut facilement les déduire et les tracer et, en se reportant aux formules de Zeuner, les déterminer dans tous les cas, avec une approximation suffisante en pratique.

Si nous examinons la manière dont se comporte la vapeur dans

un cylindre métallique, nous trouvons des résultats radicalement différents. Il est néanmoins possible, dans ce cas, de déterminer les courbes de rendement, une fois que la loi des variations de la proportion d'eau et de vapeur contenues dans le mélange est bien définie pour les différents degrés de détente, et d'en déduire la valeur du rapport de détente le plus avantageux pour un cas donné.

Dans la machine réelle, le fluide entrant dans le cylindre, au moment où le piston commence sa course, consiste en un mélange de vapeur et d'eau dont les proportions sont déterminées par la nature de la vapeur à sa sortie de la chaudière et par l'étendue des condensations initiales. A mesure que le piston avance dans sa course, cette proportion d'eau devient indépendante des conditions extérieures au moment où le tiroir ferme la lumière. A partir de ce moment, l'échange mutuel de chaleur qui se produit entre les parois du cylindre et la vapeur, amène un changement continu de la proportion d'eau entrant dans le mélange jusqu'à ce que le tiroir ouvre à l'admission.

Ainsi, si l'on suppose que la vapeur entre à une pression 1,00 et contienne à ce moment 10 p. 100 d'eau, sa courbe d'utilisation¹ se confond au début avec B, et vient couper graduellement les autres courbes (voir sur la figure les courbes K, L et M) plus ou moins rapidement suivant l'importance des condensations intérieures; la courbe d'utilisation réelle coupe d'ordinaire C, D, E, etc., et affecte la forme représentée par les lignes K, L, O et P.

Si la vapeur est humide et la détente considérable, la courbe d'expansion peut se relever à nouveau, par suite de réévaporations, vers la fin de la course, et dans une proportion assez grande pour qu'il en résulte un notable accroissement de la pression moyenne, mais ce n'est pas là un fait très commun. L'importance de cette condensation est évidemment une fonction quelconque du rapport de détente, pour toute machine donnée; l'auteur la considère ordinairement comme variant sensiblement suivant une puissance déterminée de r . Les lignes K, L et M qui sont données simple-

¹ La courbe de l'utilisation et des pressions moyennes ne doit pas être confondue avec celle de la détente qui donne, pour toute la course, les relations surtout entre les pressions et les volumes de la vapeur.

ment à titre exemples, représentent respectivement les courbes d'utilisation quand la perte totale par condensation intérieure h_c , varie approximativement comme \sqrt{r} et quand $h_c = 0,1\sqrt{r}$, $h_c = 0,2\sqrt{r}$, $h_c = 0,1\sqrt{r}$ environ ; ces valeurs sont données en pourcentage du poids total de vapeur nécessaire et représentent assez exactement des moyennes fréquemment obtenues dans la pratique. Les abscisses mesurent, comme plus haut, les poids de vapeur consommés. Si, dans un cas donné, les condensations se produisent de telle sorte que l'on ne puisse dériver aucun avantage de la prolongation de la détente et l'on y arrive facilement, avec de faibles rapports de détente dans certains cas, la courbe d'utilisation devient une ligne droite N, qui est la ligne de *rendement constant* (fig. 163).

Les courbes O et P sont obtenues en modifiant les échelles verticales de L et M de manière à leur donner un point de départ initial, commun avec B et K, pour $p = 100$, ce qui permettra au lecteur de comparer les formes des différentes courbes d'une manière plus complète. On verra plus tard, en comparant la seconde des deux espèces de courbes avec celles résultant de relevés directs, que la courbe de rendement, déterminée ici par le raisonnement seul, offre précisément les mêmes caractères que celle obtenue par l'expérience.

Reportons-nous encore aux courbes d'utilisation de la figure 163, nous allons voir qu'il est possible de déduire les mêmes conclusions d'une construction graphique plus simplement encore. Choisissons des valeurs $\frac{p_b}{p_1}$ telles qu'en donne respectivement, en pratique, les machines à échappement libre et à condensation, $\frac{p_b}{p_1} = 0,20$; $\frac{p_b}{p_1} = 0,10$, nous pourrions alors déterminer les rapports de détente correspondant au rendement maximum, de la manière suivante : des points 0,20 et 0,10 pris sur l'axe des Y sur l'échelle donnant le travail total par course, menons des tangentes RT, RV, SV, SW, aux différentes courbes. Le point de contact de ces tangentes une fois trouvé, il suffit de mesurer la valeur de leur abscisse qui représente les quantités de vapeur consommées par course correspondant au rendement maximum, puisque la division d'une ordonnée quelconque par l'abscisse cor-

respondante est la mesure du rapport du travail effectué au poids de vapeur détendu pour le produire ; pour la contre-pression que nous avons supposée, le travail net par unité de poids de vapeur est maximum aux points considérés.

Lorsque l'on construira ces courbes, on s'apercevra que ces maxima correspondent sensiblement aux mêmes valeurs des abscisses et par conséquent aux mêmes rapports de détente, quelle que soit l'humidité de la vapeur si le cylindre est supposé non conducteur. Mais si l'on mène les tangentes RK, RY, SX, SZ, etc., aux courbes K, C et M, dans le but de déterminer le meilleur rapport d'expansion à l'intérieur d'un cylindre métallique, on trouvera que les valeurs de r ainsi déterminées sont très différentes de celles obtenues pour le cylindre non matériel, et qu'elles diffèrent beaucoup entre elles suivant la proportion d'eau contenue dans la vapeur. Ainsi, dans le cas considéré sur l'épure de la figure 163, ce rapport est, pour la machine sans condensation, diminué des deux tiers et, pour la machine à condensation, de moitié, par comparaison avec les résultats correspondant à un cylindre non conducteur.

On ne doit pas perdre de vue que la quantité de vapeur dépensée par course qui est, avec un cylindre non conducteur, directement proportionnelle au degré d'introduction, variera dans une proportion souvent très différente si le cylindre est métallique et, par conséquent, bon conducteur. Avec ce dernier, cette proportion, qui est vraie pour la pleine admission, varie du simple au double pour les détentes prolongées.

181. — Du rapport de détente correspondant au rendement maximum. — Dans toutes les machines thermiques, le mode de transformation de l'énergie calorifique en énergie mécanique est, nous l'avons vu, le suivant :

Une certaine masse de fluide moteur est chauffée, depuis une température ordinairement égale à celle de l'atmosphère ambiant, jusqu'à une température notablement plus élevée. Ce phénomène est accompagné d'un accroissement de volume, ou de pression, ou de

¹ Ce principe avait été formulé par Rankine.

volume et de pression tout à la fois, et, dans le cas des liquides, d'un changement d'état physique après que l'on a dépassé un certain point, variable, mais défini pour chaque pression. Cette dernière température est le point d'ébullition, et la modification survenue a reçu le nom de vaporisation. Une fois celle-ci complète, la masse se détend dans le cylindre moteur de la machine jusqu'à ce qu'elle atteigne un certain volume plus grand, v_2 , qui est r fois plus grand que le volume initial, v_1 , mesuré au commencement de la détente. Cela nous donne le « rapport de détente », $r = \frac{v_2}{v_1}$. Quand l'expansion est complète, le volume v_2 entier, de vapeur ou de gaz, à la

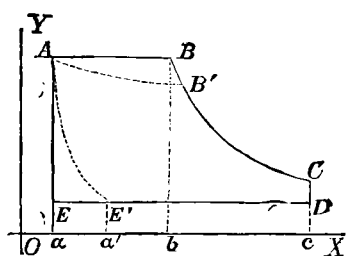


Fig. 164. — Diagramme d'indicateur.

pression p_2 , est rejeté du cylindre dans le condenseur ou dans l'atmosphère et le piston, qui a engendré, sous l'action de la vapeur, un volume v_2 retourne au point de départ en subissant une pression antagoniste qui est la « contre-pression », p_3 , du condenseur ou de l'atmosphère. Pendant cette dernière opération, toute la chaleur qui n'a pas été transformée en travail est rejetée en dehors et on en dépense, d'autre part, une nouvelle proportion équivalente au travail effectué par le piston pour chasser ce fluide et le refouler. C'est là, en résumé, la série des opérations que nous avons analysées avec le plus grand détail.

On peut représenter graphiquement ce mode d'opération, voir figure 164. Le fluide, dont l'état initial est mesuré par la pression aE ou $a'E'$ et le volume Oa ou Oa' , est chauffé, quelquefois à volume constant, comme oa , quelquefois en subissant une compression comme Oa' , à une température plus élevée, la pression et le volume variant comme on le voit, en EA ou en $E'A$. Chauffée ensuite à pression ou à température constantes, la masse se détend en accomplissant un travail jusqu'en B ou B' . En ce point, v_1, p_1 , l'afflux de chaleur cesse et le fluide se détend « adiabatiquement » et transforme en énergie mécanique tout le calorique équivalent au travail mesuré par l'aire BbC ; la chaleur nécessaire pour accomplir ce phénomène est empruntée à la quantité initialement contenue dans le fluide. A la fin de cette phase, le fluide possède

une température plus basse correspondant à une pression et à un volume cC et cO (p_2, v_2) déterminés aussi par la valeur de $r = \frac{v_2}{v_1}$, et nettement indiqués par la position du point C.

La chaleur est ensuite rejetée, à volume constant v_3 , la pression tombe en D_3, p_3 , et l'évacuation de la chaleur se continue, à pression constante p_3 , le volume étant progressivement ramené à sa valeur initiale.

Le travail total ou brut est mesuré, dans le cas des machines à gaz, par l'aire $ABCcA$, dans celui des machines à vapeur par cette même aire augmentée, dans une très large mesure, du travail moléculaire interne qui ne peut apparaître sur le diagramme d'indicateur.

Le travail net effectué a pour mesure l'aire du diagramme $ABCDEA$. Ce travail est l'équivalent mécanique de toute la chaleur transformée en énergie mécanique.

Le *rendement du fluide* est constitué par le rapport du travail net à la chaleur totale fournie au fluide; il est maximum quand l'aire $ABCDE$ l'est elle-même si l'on suppose que, seul, le *rappor de détente* varie. Il est donc bien évident que ce maximum est déterminé par les conditions qui rendent maximum l'aire δBcC , conditions très simples dans les machines à air chaud et faciles à exprimer, beaucoup plus difficiles à formuler dans les machines à vapeur à cause de leurs variations constantes. Mais le rendement du fluide n'est qu'un des facteurs servant à la détermination de la détente correspondant à l'utilisation maximum. En effet, la chaleur contenue dans le fluide doit accomplir son travail, non seulement par l'intermédiaire de ce fluide, mais encore par celui d'un appareil qui est certainement très imparfait pour diriger et contrôler l'énergie sous une forme aussi subtile que la chaleur et qui présente en outre cet inconvénient d'être lui-même dans l'impossibilité de fonctionner sans pertes intérieures.

Le travail utile d'une machine est celui qu'elle transmet extérieurement, et ce travail est maximum pour le rapport de détente qui fournit la plus grande somme d'énergie avec la moindre dépense de chaleur. Le *rendement du système* est, par conséquent, le produit de deux facteurs : *rendement total du fluide* et *rende-*

ment réel de la machine, cette dernière considérée au point de vue mécanique.

Dans le cas idéal que nous supposons, le mécanisme est parfait et dénué de frottements, le rapport de détente étant le seul variable, la figure 165 nous en donnera de suite la valeur.

Il est bien certain que le rapport de détente détermine simplement la quantité dont la transformation d'énergie, emmagasinée dans le fluide, sera prolongée, à partir de B. De même, cette détente devra être prolongée jusqu'au point où le gain de travail

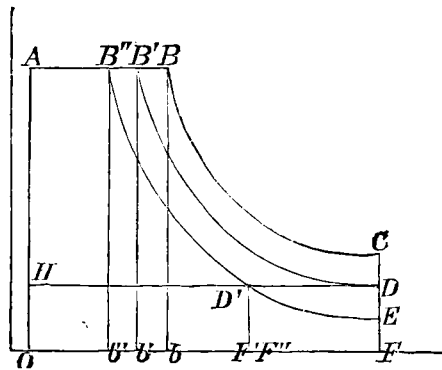


Fig. 165. — Cycles des machines.

que l'on pourrait retirer d'une expansion plus considérable soit plus que contre-balancée par les pertes que l'on ne peut enrayer sans limiter le rapport d'expansion.

Quand la perte n'est due qu'à la seule contre-pression $FD = p_3$, on voit que, si la détente se terminait en C, le travail, qui aurait été effectué si la courbe se prolongeait vers la droite au delà du point C, est totalement perdu. On bénéficie au contraire du travail négatif qui aurait résulté de l'action de la contre-pression au delà de ce point. Toutefois, comme la première quantité est supérieure à la seconde, la limitation de la détente se traduit par une perte sèche. D'autre part, si le rapport de détente était suffisamment prolongé pour que la courbe d'expansion devienne B'E, celle-ci couperait en D' la ligne de contre-pression, nous recueillerions un travail supplémentaire D'FF'D', mais, en même temps,

il y aurait production d'une perte, due à la contre-pression, et mesurée par $D'DFF'D'$. Il en résulte donc une perte nette représentée par $D'DED'$, et il devient évident que la détente a été poussée trop loin. Si nous donnons au rapport de détente une valeur égale à $\frac{v_2}{v_1}$, telle que la courbe d'expansion vienne se terminer en D et de telle sorte que p_2 soit égal à p_3 , il n'y a plus de perte supplémentaire due à l'action de la contre-pression et nous recueillerons le travail maximum.

On peut arriver au même résultat par une autre méthode. Sadi Carnot a démontré, il y a deux générations environ, que le rendement maximum du fluide est atteint quand la détente s'opère suivant l'écart maximum de température. On sait maintenant, et tous les ouvrages de physique ou de thermodynamique le démontrent, que le rendement du fluide est, dans toute machine thermique, mesuré par le rapport $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$, où T_1 et T_2 sont respectivement les températures du fluide à l'admission et à l'échappement, mesurées sur l'échelle absolue. Mais cet écart maximum de température correspond à celui des pressions et, la limite supérieure étant fixée, il est mesuré par la valeur de r ; il est maximum quand $p_2 = p_3$ et que la détente est prolongée jusqu'à ce que la courbe qui la représente vienne rencontrer la ligne de contre-pression à la fin de la course.

On peut en donner une démonstration analytique de la manière suivante : étant donnés p_1 , v_1 , v_2 , p_3 , trouver les valeurs du rapport de détente, r , qui rendront le travail maximum pour le cas idéal.

Ce travail, ABCDE, est mesuré par

$$W_n = p_1 v_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv - p_3 v_2$$

et il sera maximum quand la variable $\int_{v_1}^{v_2} p dv - p_3 v_2$ le sera elle-même.

Le mode de variation de p en fonction de celle de v est déterminé par des conditions diverses qui n'affectent pas le calcul. Supposons que cette relation soit telle que nous puissions écrire,

et l'expérience nous apprend que nous pouvons le faire sans erreur approximative,

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n = \text{const.}; \quad \frac{v_2}{v_1} = r$$

ainsi nous avons :

$$\begin{aligned} W_n &= p_1 v_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv - p_3 v_2; \\ &= p_1 v_1 + \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1} - p_3 v_2; \end{aligned} \quad (2)$$

ou, pour la détente hyperbolique, où $n = 1$,

$$W_n = p_1 v_1 (1 + \log_e r) - p_3 v_2 \quad (3)$$

Si on détermine le maximum pour le premier cas qui est le plus usuel, nous aurions

$$\frac{dW_n}{dr} = d \left(p_1 v_1 + \frac{p_1 v_1 - p_1 v_1 r^{1-n}}{n-1} - p_3 v_2 \right) \cdot \frac{1}{dr} = 0;$$

d'où :

$$r = \left(\frac{p_1 v_1}{p_3 v_1} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{p_1 v_1}{p_2 v_1} \right)^{\frac{1}{n}} = \frac{v_2}{v_1} \quad (4)$$

de là :

$$p_3 = p_2,$$

et le rapport de détente correspondant au rendement maximum du fluide est celui pour lequel la pression effective finale est égale à la contre-pression, quel que soit le mode de variation de p en fonction de v ou la valeur de n .

Il faut modifier un peu cette méthode quand on a affaire à une détente opérée suivant l'hyperbole équilatère, cas où $n = 1$ et où $p_1 v_1 = p_2 v_2$. On suppose généralement qu'il en est ainsi dans la théorie des machines à gaz ou à air chaud, car, dans ces applications, cette courbe représente l'expansion isothermique, mais on la constate rarement en pratique, et probablement jamais quand il s'agit de vapeur d'eau. Cependant, pour des calculs préliminaires, cette supposition n'entraîne pas d'erreur bien sensible. Lorsque la détente se produit ainsi, le travail effectué pendant l'admission est égal au travail de la contre-pression, quant au tra-

vail effectif, il a pour mesure l'aire totale comprise au-dessous de la courbe de détente; le rendement est proportionnel au logarithme hyperbolique de r .

Nous aurons ainsi :

$$\begin{aligned} W_n &= p_1 v_1 (1 + \log. r) - p_3 r v_1; \\ \frac{dW_n}{dr} = 0 &= \frac{p_1 v_1}{r} - p_3 v_1; \\ r &= \frac{p_1}{p_3} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2}; \end{aligned} \quad (3)$$

d'où nous déduirons encore :

$$p_2 = p_3.$$

On trouvera ci-dessous les valeurs de n pour différents cas déjà relatés plus haut :

VALEUR DE n DANS L'ÉQUATION $pv^n = \text{CONSTANTE}$

Air, expansion isothermique	1,00
Air, expansion adiabatique	1,40
Air, expansion adiabatique, humide	1,20
Gaz, détente isothermique	1,00
» » adiabatique	1,40
» » dans les machines à explosion	1,60
Vapeur, sèche et saturée	1,046
Vapeur, détente adiabatique	1,135
Mélange d'eau et de vapeur (0,24 et 0,76)	1,111
Vapeur surchauffée	1,333
Mélange d'eau et de vapeur, en général	1,033 + $\frac{x}{10}$

Dans toutes les machines *réelles*, on se trouve en présence d'une résistance, opposée au mouvement, que tend à produire le fluide par sa détente et qui se compose de deux éléments: une contre-pression sur le piston $p_b = p_3$, comme dans le cas *théorique*, précédent, et une résistance due au frottement de la machine y compris celui des pompes et autres accessoires. Il demeure évident que cette dernière résistance p_r étant, comme la première p_b , une source constante de déperdition de travail, nous devons terminer l'expansion aussitôt qu'il se produira une perte de travail supérieure au gain que procurerait la prolongation de la détente. En réalité: étant donnée une certaine valeur de $p_b + p_r$, nous pou-

vons l'exprimer sous forme de contre-pression si nous le jugeons plus commode, car, au point de vue de la détermination du degré de détente, leur importance relative n'a aucun intérêt.

Pour déterminer cette somme $p_b + p_r$, des résistances dues à la contre-pression et au frottement interne, le procédé le plus simple consiste à relever un diagramme sur la machine fonctionnant à vide. La pression moyenne, ainsi trouvée, correspondra au frottement p_i de la machine, dans ces conditions de marche, lequel sera sensiblement le même que subira la machine dans les conditions usuelles de fonctionnement, moins peut-être une fraction de la pression supplémentaire due à la charge. Mieux encore, déterminons la puissance indiquée et la puissance au frein de la machine au même moment ; leur différence représentera la perte due au frottement, et la valeur de p_i qui lui correspond sera celle que nous cherchons.

Donc, pour les *machines réelles*, dans lesquelles il n'existe pas d'autres causes de perte d'importance notable, nous pouvons poser

$$W_n = p_1 v_1 + \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n - 1} - (p_3 + p_i) v_2; \quad (6)$$

par la méthode déjà indiquée, nous en déduirons le maximum et l'égalité.

$$p = p_3 + p_i$$

Nous en concluons que : *quand la perte d'énergie et de travail se borne à celles qui sont causées par la contre-pression et le frottement interne de la machine, le rapport de détente devra être tel que la courbe d'expansion descende jusqu'en un point dont l'ordonnée sera égale à la pression moyenne absolue du diagramme relevé sur la machine fonctionnant à vide.*

Le travail utile sera, comme plus haut, représenté par le travail brut effectué pendant la détente, et, lorsqu'il en est ainsi, le travail net utile et l'utilisation sont sensiblement proportionnels à $\log r$. Cette conclusion sera toujours vraie, quels que soient la valeur de n ou le genre de courbe suivant laquelle se produira la détente.

Ainsi, comme l'a établi Rankine, « on obtient le maximum d'effet utile en limitant la détente au point pour lequel la pression

effective devient égale à la contre-pression augmentée d'une pression équivalente à l'action des frottements de la machine ».

Pour les machines réelles, il devient nécessaire de faire intervenir dans le calcul d'autres éléments, puisqu'elles s'écartent assez des conditions théoriques pour que l'étude de leur fonctionnement conduise à l'adoption de rapports de détente radicalement différents de ceux que nous venons de déterminer. Même pour les machines à gaz, l'action du fluide moteur est très sensiblement modifiée par les différences qui existent entre les fonctionnements théorique et pratique.

Pour chaque machine, il existe toujours un rapport de détente déterminé, particulièrement approprié à chaque pression et qui correspond, dans les différents cas, au fonctionnement le plus économique. Il est donc de toute nécessité de proportionner soigneusement les machines aux conditions usuelles de leur fonctionnement.

Au point de vue purement géométrique, le meilleur rapport de détente est, quand la courbe d'expansion a pour équation $p^m v^n = \text{const.}$

$$r. = \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{m}{n}};$$

et, en ce qui concerne le rendement mécanique,

$$r.' = \left(\frac{p_1}{p_3 + f} \right)^{\frac{m}{n}};$$

L'équation de définition et ordinairement de la forme $p^m v^n + 1 = \text{const.}$, nous aurons donc

$$r. = \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{m}{m+1}}; \quad r.' = \left(\frac{p_1}{p_3 + f} \right)^{\frac{m}{m+1}}.$$

De tout ce qui précède, on peut donc conclure :

(1) Que le travail effectué dans un cylindre *non conducteur*, le fluide étant soumis à la détente adiabatique, varie tellement peu avec la proportion d'eau présente que l'on peut en négliger l'influence en pratique et admettre, à priori, que le travail obtenu correspondra bien à celui qui résulterait d'une détente hyperbolique, tandis

que la chaleur dépensée ainsi peut se déduire, comme dans le cas purement thermodynamique, de la quantité de travail recueilli, quand ce dernier est connu.

(2) Que, dans des cylindres *métalliques* et, par conséquent, bons conducteurs, le travail effectué, à tout degré d'introduction, est sensiblement le même que dans des cylindres non conducteurs, mais que les quantités de chaleur et de vapeur, dépensées pour l'accomplir, se trouvent augmentées et souvent dans une proportion considérable, par les condensations intérieures si l'on fait usage de vapeur sensiblement sèche ou par tout autre mode d'échange calorifique et de perte par l'échappement si l'on considère la vapeur surchauffée ou les gaz.

(3) Que le rapport de détente, correspondant au rendement maximum du fluide, ne serait que peu modifié par les variations normales de la quantité d'eau entraînée dans la vapeur, si le cylindre n'est pas conducteur et que la valeur de ce rapport r_c est très sensiblement égale à $\frac{p_t}{p_b}$, quotient de la pression initiale par la somme des contre-pressions et autres résistances.

(4) Que le rapport de détente, correspondant à l'utilisation maximum, est au contraire affecté par l'introduction de l'eau entraînée avec la vapeur si la détente est opérée dans un cylindre conducteur de la chaleur. Cette différence se trouve, d'ailleurs, accrue par la production des condensations initiales ou par tout autre mode de perte par l'échappement. Ce rapport devient alors beaucoup moindre que dans les cas précédents,

où
$$r_c = \frac{p_t}{p_b}.$$

(5) Que la quantité de fluide, dépensée par course dans le cylindre non conducteur, est en proportion directe et exacte du volume de la cylindrée correspondant à l'admission, et qu'elle est mesurée par $\frac{1}{r}$, réciproque du rapport de détente.

(6) Que le volume de vapeur, dépensé par course dans le cylindre métallique et conducteur, n'est pas directement proportionnel au volume du cylindre correspondant à la période d'admission, mais qu'il est généralement très supérieur à ce volume et cela d'autant plus que le rapport de détente est plus considérable.

(7) Que le rapport de détente ne peut servir à déterminer le volume de vapeur emprunté à la chaudière, quand le cylindre est métallique, mais que ce volume de vapeur et la quantité de calorique nécessaires doivent toujours, dans les machines réelles, être supérieur à $\frac{1}{r}$.

(8) Que la courbe des variations du rendement dont les abscisses mesurent les quantités variables de vapeur, consommées dans un cylindre, alors que les ordonnées restent proportionnelles aux quantités de travail accomplies par ces quantités de vapeur, est une courbe la machine qui diffère considérablement, par sa forme et souvent même par sa position, de la courbe adiabatique des pressions moyennes ou de toute autre ligne représentant les travaux effectués par diverses quantités de vapeur se détendant dans un récipient non conducteur de la chaleur.

(9) Que l'on ne peut faire aucune détermination préalable des rendements d'une machine donnée, rendement du fluide, rendement mécanique, etc., sans connaître, pour le cas spécial dont il s'agit, tous les éléments de la courbe véritable de rendement.

(10) Que la solution la plus sûre et la plus satisfaisante de tout problème relatif au rendement sera obtenue après que l'on aura déduit les données concernant la courbe de rendement de chiffres relevés sur des machines existantes, fonctionnant dans les mêmes conditions.

(11) Que, après avoir obtenu à la suite d'expériences effectuées sur une machine donnée la « courbe d'utilisation », telle que l'auteur l'a définie, on peut déterminer, pour les conditions les plus diverses de fonctionnement, les différents rendements de la machine, y compris celui du capital engagé pour produire un travail donné aussi bien que la force que l'on pourra retirer de la machine considérée, dans les conditions financières les plus avantageuses. Le rapport de détente correspondant au rendement maximum du fluide, de la machine, etc., et ce même rapport qui, pour une installation donnée, produira le maximum de travail pour l'unité de dépense, peuvent se déterminer d'avance, avec un degré d'exactitude qui n'est limité que par les erreurs commises au cours des observations servant de bases.

L'auteur¹ emploie la méthode suivante pour établir la théorie dans les cas où la détente n'est pas adiabatique; deux cas sont à considérer :

(1) Celui dans lequel le cylindre n'étant pas chemisé ni protégé contre le rayonnement et où, le rapport de détente étant faible, il se produit une réévaporation assez peu importante pour qu'on puisse la négliger.

(2) Celui dans lequel, comme il arrive le plus souvent en pratique, et particulièrement avec des cylindres à enveloppe et une détente prolongée, la plus grande partie de la condensation est opérée avant que la période d'admission ne soit terminée, la réévaporation se produisant pendant tout le reste de la course.

Premier cas. — Nous avons vu que la forme de la courbe adiabatique pouvait se déduire approximativement d'expression de la forme

$$pv^n = p_1 v_1^n; p_2 = p_1 r^{-n}.$$

Puisqu'il se produit, dans tout cylindre métallique, par suite d'échange calorifique, une chute de pression, résultant de la condensation initiale, suivie plus tard de réévaporation, et que l'importance de cette perte est déterminée, dans tout cylindre donné, par la valeur du rapport de détente, nous pouvons poser :

$$p = p_1 \left(\frac{v_1}{v} \right)^n [1 - f(r)].$$

On ne connaît pas encore exactement les valeurs ni la forme de la fonction $f(r)$. L'auteur a trouvé que, pour des valeurs ordinaires du rapport de détente on peut poser approximativement $f(r) = ar^m$, m étant constant.

Dans cette expression, le coefficient a possède, pour toute machine, une valeur déterminée par les conditions dans lesquelles se trouve la vapeur à son entrée au cylindre, et se trouve dans une certaine relation, définie mais encore peu connue, avec l'exposant n . La valeur de m dépend du type de machine et de son mode

¹ *On the Behaviour, of Steam in the Steam engine, etc. Trans. N. Y. Acad. Sc., 1882; Journ. Franklin Inst., février 1882.*

de fonctionnement, du moins dans les limites où il détermine la variation du degré d'humidité de la vapeur pendant la détente.

On peut toujours déterminer m quand on connaît les valeurs de n et de a . Nous avons :

$$\frac{p_2}{p_1} = r^{-n} - ar^{m-n}; \quad m = \frac{\log \left[\frac{1}{a} \left(r^{-n} - \frac{p_2}{p_1} \right) \right]}{\log r} + n,$$

où p_2 est la pression finale, quantité toujours connue, ne fut-ce que par la détermination expérimentale de r .

L'équation de la courbe de détente devient, quand le fluide évoluant est renfermé dans un cylindre métallique,

$$p = p_1 \left(\frac{v_1}{v} \right)^n \left[1 - a \left(\frac{v}{v_1} \right)^m \right].$$

Le travail dû à la détente est

$$\int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} \left[1 - a \left(\frac{v}{v_1} \right)^m \right] v^{-n} dv.$$

Le travail net est

$$W_n = p_1' v_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv - p_b v_2.$$

où p_b représente la contre-pression, augmentée du frottement total et des résistances nuisibles.

La pression finale est donnée plus haut.

En faisant $r = 1$, nous obtiendrons $p_2 = p_1 (1 - a) = p_1'$, ce qui nous montre que p_1 n'est pas la pression initiale au cylindre p_1' , mais bien la pression que le poids de vapeur considérée aurait possédée, pour un même volume, si on l'avait utilisée dans le même cylindre sans qu'il se produise de condensations. p_1 est supérieur à p_1' dans le rapport de $\frac{1}{1-a}$, rapport qui mesure les valeurs relatives de la même masse de vapeur avec ou sans condensations intérieures ¹.

¹ Si x représente le degré de sécheresse de la vapeur, à la fin de la course, la vapeur sortant sèche de la chaudière, on a $p_1 = p_1' x$; $x_1 = \frac{p_1'}{x}$.

Intégrons l'expression du travail net effectué pendant la détente nous aurons :

$$W_s = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} v^{-n} \left[1 - a \left(\frac{v}{v_1} \right)^m \right] dv,$$

et il vient

$$\begin{aligned} W_s &= \frac{p_1 v_2}{1-n} r^{2-n} - \frac{p_1 v_2}{1-n} r^{-1} - \frac{ap_1 v_2}{m-n+1} r^{m-n} + \frac{ap_1 v_1}{m-n+1} r^{-1} - p_b v_2 \\ &= \frac{p_1 v_1}{1-n} r^{1-n} - \frac{p_1 v_1}{1-n} - \frac{ap_1 v_1}{m-n+1} r^{m-n+1} + \frac{ap_1 v_1}{m-n+1} - p_b v_1 r, \end{aligned}$$

tandis que le travail utile par course sera :

$$W_n = W_s + p_1' v_1.$$

Dans cette analyse, nous avons négligé l'influence de la réévaporation comme étant de peu d'importance.

L'équation de ces courbes de rendement est, pour la détente adiabatique :

$$y = p_1 \frac{n - r^{1-n}}{n-1} x.$$

L'équation est, pour le cas présent :

$$y = \left[\frac{r^{3-n} - 1}{1-n} - \frac{ar^{m-n+1} - a}{m-n+1} + 1 \right] p_1 x, \text{ environ.}$$

La pression moyenne est alors :

$$p_m = \frac{p_1 r^{2-n} - p_1 r^{-1}}{1-n} - \frac{ap_1 r^{m-n} - ap_1 r^{-1}}{m-n+1} + p_1' r^{-1},$$

et la pression moyenne effective est :

$$p_e = \frac{p_1 r^{2-n} - p_1 r^{-1}}{1-n} - \frac{ap_1 r^{m-n} - ap_1 r^{-1}}{m-n+1} + p_1 r^{-1} - p_b.$$

La pression moyenne effective et le travail de la machine sont maxima, r étant variable et la contre-pression p_b étant constante, quand¹

$$p_2 = p_1 r^{-n} [1 - ar^m] = p_b,$$

¹ En réalité cependant, la réévaporation dont l'effet n'a d'ordinaire que peu d'influence sur l'augmentation de l'utilisation empêche généralement que la pression finale ne descende jusqu'à la valeur $p_2 = p_b$.

à condition, comme nous l'avons supposé, que l'on néglige la réévaporation. Alors

$$r^{-n} - ar^{m-n} = \frac{p_b}{p_1}$$

Toutefois le rapport de détente correspondant au rendement maximum de fluide, sera celui qui rendra maximum le rapport $\frac{w_2 (1 - ar^m)}{p_1 v_1}$. Le degré d'admission, ou la fraction de course parcourue par le piston au moment où se ferme l'orifice d'admission est $\frac{1}{r} = c$, et sa valeur correspondant au travail maximum est celle qui satisfait à la relation

$$c^n - ac^{n-m} = \frac{p_b}{p_1}$$

On retrouvera dans les différents cas suivants qui fournissent les résultats de l'application du mode de calcul à plusieurs exemples choisis et tels que l'on en rencontre souvent dans la pratique, une série de valeurs usuelles des quantités considérées dans les équations précédentes :

TYPE DE MACHINES	p_1	p_b	a	m	n	r_1
I. Machine sans condensation.	7,031	1,406	0,2	1,5	1,115	4,5
II. Machine à condensation, avec enveloppe	2,810	0,350	0,2	0,5	1,115	2,5
III. Machine à condensation compound, avec enveloppe . .	4,220	0,420	0,1	1,1	1,125	6
IV. Machine à condensation compound, avec enveloppe . .	7,031	0,350	0,1	0,0	1,135	1,0

Dans les trois premiers cas, la vapeur arrive sèche des chaudières ; dans le dernier elle est assez surchauffée pour se détendre pratiquement sans augmentation d'humidité, les condensations intérieures étant négligeables.

Deuxième cas. — Le second cas est probablement celui qui représente le mieux la pratique usuelle : les condensations initiales cessent dès la fermeture du tiroir, et il y a réévaporation pendant la presque totalité de la période de détente. Alors, si l'on pose $b = 1 - a$, b mesure la proportion du travail réel, effectué à

pleine admission, à celui que développerait la même vapeur, s'il n'y avait pas de condensations initiales, r^a est un facteur proportionnel aux pertes correspondant à d'autres rapports de détente. Le travail net produit pourra être représenté par

$$W_n = br^a p_1 v_1 \frac{n - r^{1-n}}{n - 1} - p_b r v_1.$$

Ici $p_1 v_1$ mesure, comme plus haut, le travail que l'on peut obtenir du même poids de vapeur *sèche* jusqu'au point de fermeture de l'admission, en fonctionnant avec le même rapport de détente, mais quand toutefois $bp_1 v_1 = p'_1 v_1 = (1 - a p_1 v_1)$, comme dans le premier cas.

Quand r varie, les expressions précédentes deviennent maximum quand

$$r^{a-1} = \frac{q + 1 - n}{qn} \quad r^{a-n} = \frac{n - 1}{bqn} \frac{p_b}{p_1}.$$

La pression moyenne effective est

$$p^e = br^{a-1} p_1 \frac{n - r^{1-n}}{n - 1} - p_b$$

et l'équation de la courbe de rendement est, dans ce cas, celle de la détente non adiabatique,

$$y = b^2 r^{2a-2} \frac{n - r^{1-n}}{n - 1} p_1 x$$

dans le cas de la détente hyperbolique que l'on rencontre souvent avec les machines de cette classe,

$$W_n = bp_1 v_1 (1 + \log_e r) r - p_b r v_1,$$

environ, qui est maximum quand

$$\left[\left(q(1 + \log_e r) \right) + 1 \right] r^{a-1} = \frac{p_b}{bp_1}.$$

La pression moyenne effective est :

$$p_e = pb_1 (1 + \log_e r) r^{a-1} - p_b.$$

La valeur de q varie depuis 0 environ jusqu'à 0,5; elle est d'autant plus grande que les machines sont plus perfectionnées.

Les rapports de détente correspondant au rendement maximum sont ceux qui satisfont aux équations précédentes.

On trouvera, ci-dessous, les valeurs correspondantes de a , b et n .

a	0,00	10	20	30
b	1,00	90	80	70
n	1,135	1,125	1,115	1,105

La consommation de vapeur et le coût de la puissance sont, dans ces différents cas, mesurés par le volume réellement introduit à la pression initiale, comme dans le cylindre non conducteur.

Les valeurs de a et b sont extrêmement variables, comme nous l'avons déjà vu (ch. v) suivant les conditions de fonctionnement, les dimensions et le mode de construction de la machine. L'ingénieur peut facilement déterminer leur valeur approximative en tenant compte de ce fait que les chiffres, trouvés par expérience, s'appliquent à des machines similaires et sensiblement de même dimension. Quand les problèmes dont nous venons de nous occuper sont relatifs à une machine existante, le mieux est, quand on le peut, de déterminer directement les quantités cherchées.

M. Marks a résolu le même problème en incorporant dans ses expressions du rendement la fonction des pertes par condensation de Rankine¹. Ces expressions deviennent toutefois très compliquées, aussi préférons-nous résoudre les questions de cet ordre par le secours d'un tracé graphique.

182. — L'utilisation du capital constitue enfin le plus important des problèmes relatifs au rendement maximum et le plus fécond en pratique. Quand le problème est résolu à ce point de vue, on peut considérer que l'on a tenu compte de tous les éléments. En réalité, la détermination du rapport de détente correspondant à l'utilisation commerciale maximum revient à celle des dimensions les plus convenables à donner à la machine pour le cas considéré. En effet, la quantité de travail à accomplir et la puissance de la machine sont ordinairement données et les dimensions à accorder à la machine pour accomplir ce travail varient, toutes choses égales d'ailleurs, avec l'étendue de la détente.

¹ *Steam Engine*, 3^e éd., p. 191.

Il demeure donc évident que la solution de ce problème implique une étude de toutes les conditions qui peuvent influencer soit le prix de revient, soit les dépenses d'entretien, actuelles ou futures, directes ou indirectes, pendant toute la durée de l'appareil considéré.

Des différentes causes de dépense, les unes sont constantes, les autres variables, soit avec les dimensions de la machine, soit avec celles des chaudières et suivant le poids de vapeur consommé ¹.

Si, dans le cas n° 8 (§ 174), on rend minimum la somme des deux sources de dépenses annuelles variables — celles qui varient suivant les dimensions de la machine et celles qui varient avec le poids de vapeur consommé — la somme de ces quantités et des sources invariables de dépense, c'est-à-dire l'ensemble des frais totaux, devient elle-même minimum. On peut considérer le problème comme résolu quand le rapport de cette somme au travail est ainsi rendu minimum. Une connaissance complète de ces conditions et de toutes les autres dépenses, constantes ou variables, est également essentielle pour l'étude du cas n° 9 ².

Puisque, pour être économique, le fonctionnement exige un grand rapport de détente et par conséquent une machine volumineuse, dont l'emploi entrainera une diminution de la dépense de vapeur et des dimensions de la chaudière, il devient évident que le premier des deux problèmes considéré (cas n° 8, § 174) sera résolu après que l'on aura déterminé la proportion de machine et de chaudière qui donnera les résultats économiques les plus avantageux si on considère l'ensemble des dépenses après que l'installation sera amortie ou hors d'usage.

Or, c'est là une question tranchée quand on a choisi le rapport de détente le plus avantageux au point de vue commercial, puisque l'on détermine en même temps la pression moyenne et les dimensions de la machine et de la chaudière. Une machine plus grande et une chaudière plus petite ou inversement accompliraient alors le travail dans des conditions moins économiques.

Le dernier problème considéré (cas n° 9) sera résolu après

¹ *The Several Efficiencies of the Steam Engine* ; Thurston.

² A la connaissance de l'auteur, ce sujet a d'abord été traité par MM. Woolff et Denton. *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.*, 1881.

détermination du degré de détente et de la pression moyenne ou du travail correspondant qui permettront d'utiliser une machine et une chaudière existantes, de telle sorte que la dépense par cheval développé soit minimum.

En somme, le premier de ces problèmes a pour éléments toutes les sources de dépenses variables suivant les proportions données aux machines et chaudières capables de développer la quantité donnée de travail ; le second considère au contraire les dépenses de toutes sortes et la quantité de travail à produire est la variable. Tous deux supposent l'étude de toutes les sources de dépenses, la détermination du rapport qui relie chacune d'elles à la dépense totale et de la manière dont elles varient avec les quantités variables, dans l'un et l'autre cas. Finalement, le premier de ces problèmes concerne plus particulièrement l'ingénieur qui étudie et construit les machines et le second l'industriel qui les emploie.

Si nous nous donnons une certaine dépense annuelle invariable, certaines autres dépendant des dimensions de la machine et, par conséquent, du rapport de détente adopté, et d'autres enfin variables avec la quantité de vapeur consommée et les dimensions nécessaires de la chaudière, dépendantes elles-mêmes indirectement du rapport de détente choisi, nous désignerons respectivement les deux dernières quantités par $f'(r)$ et $f''(r)$ et la quantité constante par C. La dépense totale annuelle sera $f'(r) + f''(r) + C$, qui devient minimum quand la variable $f'(r) + f''(r) = f(r)$ l'est elle-même, ce qui se produit quand son rapport au travail effectué $F(r)$ est minimum, c'est-à-dire quand $\frac{f(r)}{F(r)}$ est minimum ou que $d \frac{f(r)}{F(r)} \div dr = 0$. La valeur de r qui satisfait à cette condition détermine la pression moyenne nécessaire et correspond au rendement commercial maximum.

La détermination de la valeur de r pour laquelle $\frac{f(r) + C}{F(r)}$ devient minimum donne la solution du cas n° 9.

Le cas n° 10 est résolu, après que l'on a déterminé le rapport de détente pour lequel le prix de revient de la puissance devient égal à la valeur commerciale de la force produite, diminuée d'une certaine quantité qui constituera le bénéfice.

Le *coût annuel de la puissance* développée par une machine à vapeur consiste donc :

(1) En certaines dépenses qui resteront invariables, que la puissance soit produite par une machine de grandes dimensions relatives et à détente prolongée, alimentée au moyen d'une chaudière de dimensions restreintes ou inversement.

Ces dépenses se composent surtout de l'amortissement des bâtiments et locaux, des impôts, du prix des réparations, des loyers, des salaires des agents en charge, plus d'autres menues dépenses et une partie, constante, de dépenses variables dans leur ensemble.

(2) Dans l'intérêt du capital engagé pour l'installation de la machine, les dépenses d'entretien et l'amortissement de cette dernière, les dépenses d'huile, etc. Tous ces frais varient avec les dimensions de la machine considérée.

(3) Dans les dépenses qu'entraîne la production de la vapeur, à savoir :

(a) La dépense de combustible relative à la quantité totale de vapeur produite, y compris celle qui est absorbée par les différentes pertes. Elle est variable suivant le rendement de la machine.

(b) L'intérêt du capital représenté par les chaudières, leur installation et les bâtiments dans lesquels elles se trouvent. Amortissement, réparation et assurances imputables aux générateurs.

Ces dépenses varient avec les dimensions de la chaudière.

(c) Le supplément des frais de conduite, déjà compris en partie dans l'article 1, et variables suivant les dimensions de la chaudière et le poids de vapeur produit.

Le salaire du mécanicien ne doit pas être entièrement imputé à la machine, car ces agents s'occupent généralement aussi de la surveillance des chaudières; d'ailleurs, en ce qui concerne les petites machines, le mécanicien est en même temps le chauffeur. Dans les grandes installations, on peut considérer en général que le nombre des chauffeurs doit être proportionnel à la quantité de vapeur dépensée. La même remarque peut s'expliquer aux mécaniciens et aux graisseurs, en ce qui concerne les grandes machines marines.

On trouve le plus souvent commode, en établissant ces comptes, de rapporter toutes les dépenses au volume du cylindre et d'exprimer

les quantités variables de telle sorte qu'elles puissent entrer dans les équations en fonction du rapport de détente; le dernier doit être considéré, ainsi que nous le verrons plus loin, comme une variable indépendante dont toutes les autres quantités variables dépendront.

Nous exprimerons les quantités constantes en unités monétaires et en dépenses annuelles. Nous désignerons par A la dépense totale invariable qui se rapporte aussi bien aux chaudières qu'aux machines. La dépense du premier établissement d'une machine ne varie pas suivant des règles bien déterminées et présente de grandes variations suivant le type, le mode de distribution adopté, le fini de l'exécution, la qualité des matériaux aussi bien que l'ajustage et le montage chez le constructeur que sur place. Néanmoins pour les machines de types usuels, on reconnaît généralement que le prix de revient peut être considéré, dans les limites ordinaires de poids et d'encombrement des appareils, comme sensiblement proportionnel au volume du cylindre. C'est donc de ce côté qu'il faut chercher la base sur laquelle on pourra édifier un prix de revient.

On peut estimer, d'une manière analogue, les dépenses de transport, toutes choses égales d'ailleurs, ainsi que les dépenses d'entretien, d'huile, etc., bien que la détermination de ces derniers éléments soit plus difficile.

Pour les besoins de la pratique, nous admettrons que toutes ces dépenses, intérêt du capital représenté par la machine montée sur place, entretien, etc., peuvent être ramenées à une même unité : le décimètre ou le mètre cube de volume du cylindre.

Le prix de la vapeur fournie à la machine, si on en déduit la quantité constante comprise dans l'article 1, peut être rapporté à l'unité de poids ou de volume du fluide dépensé.

Si on exprime par w le poids du décimètre cube de vapeur à la pression considérée p et si son volume total est $v_1 = v_2 \div r$, où r représente le rapport *réel* de détente, le poids de vapeur fournie pour accomplir le travail demandé est :

$$W v_1 = \frac{w v_2}{r} ;$$

son prix par décimètre cube du cylindre est :

$$\frac{c W v_1}{v_2} = \frac{c w}{r},$$

et la dépense annuelle qu'elle entraînera sera :

$$2 R c w v_1 = 2 R c \frac{w v_1}{r}$$

où R représente le nombre de tours effectué annuellement par la machine.

A ce poids, on doit ajouter celui de la vapeur perdue par condensations intérieures, par les fuites et par l'action de la conductibilité et du rayonnement des chaudières, du tuyautage et de la machine. On en tient généralement compte en multipliant la quantité précédente par un facteur, supérieur à l'unité, déterminé comme nous l'avons montré ailleurs.

183. — Théorie des utilisations de la machine idéale. Quand on peut négliger les condensations intérieures ou les autres pertes ainsi que leurs variations en fonction du rapport de détente, l'« équation » du rendement de la machine idéale peut s'écrire :

$$V = \frac{I}{E''} = \frac{A r v_1 + B v_1}{2 R W_a} = \frac{A + B r^{-1}}{2 R \left(v_1 \frac{n r^{-1} - r^{-n}}{n - 1} - p_b \right)}.$$

où V est ce que nous pourrions appeler l'inverse du rendement et E'' représente le rapport du travail effectué aux dépenses variables et par conséquent, par définition, le rendement. Cette quantité devient minimum et l'on obtient le rapport de détente le plus avantageux quand, r devenant la variable indépendante, on a :

$$A p_1 \frac{n - n r^{1-n}}{n - 1} - B (p_1 r^{-n} - p_b) = 0; \quad r^{-n} - M \frac{n - n r^{1-n}}{n - 1} = \frac{p_b}{p_1}.$$

Ici, r est devenu r_c''' . A est la dépense totale annuelle par décimètre cube du volume du cylindre de la machine considérée; B le coût annuel de la vapeur par décimètre cube dépensée à chaque course est mesuré par $2 R w c$ où R représente le nombre de tours par an, w le poids d'un décimètre cube de vapeur à la

pression P_1 et c son coût par unité de poids, y compris toutes les dépenses courantes relatives à la chaudière : $M = \frac{A}{B}$.

En d'autres termes, puisque le problème que nous étudions consiste dans la recherche du prix de revient minimum d'une puissance connue, nous aurons :

$$p_1 v_1 \frac{n - r^{1-n}}{n - 1} - p_b r v_1 = \text{const.} = W.$$

La dépense variable sera, comme plus haut :

$$P = A r v_1 + B v_1,$$

équation qui doit être rendue minimum. Mais, de l'équation de condition que nous venons de donner on tire

$$v_1 = \frac{W}{p_1 \frac{n - r^{1-n}}{n - 1} - p_b r}$$

d'où

$$u = \frac{M + r^{-1}}{n r^{-1} - r^{-n} - \frac{p_b}{p_1} (n - 1)} ;$$

et le minimum est obtenu, comme plus haut, quand $\frac{du}{dr} = 0$; c'est-à-dire quand

$$r^{-n} - M \frac{n - n r^{1-n}}{n - 1} = \frac{p_b}{p_1}.$$

La construction de cette équation montre que, dans les conditions supposées, ce rapport donnant l'utilisation commerciale maximum ne dépend pas simplement des dimensions de la machine ou du rapport de détente. Ainsi, les petites machines, outre qu'elles comportent une valeur de p_b plus grande que les appareils importants, sont plus sujettes à des pertes de toutes sortes, internes ou externes, et donnent lieu à un frottement relatif plus grand. Toutes choses égales d'ailleurs, elles demandent donc à fonctionner avec un degré de détente un peu moindre que celui adopté pour les grands appareils.

Ainsi, la solution du problème, déterminant le rapport d'expansion r''' , et la pression moyenne correspondant au « rendement

commercial maximum » (cas n° 8), détermine les dimensions de la machine qui, accomplissant le travail demandé, le fera au prix le plus minime. La somme de toutes les dépenses variables étant minimum, la dépense totale d'exploitation, qui comprend toutes les charges constantes, le devient aussi et le travail donné est accompli au prix d'une dépense annuelle, également minimum.

Les mêmes équations générales peuvent nous servir pour déterminer le rapport de détente qui, dans une machine déjà construite (cas n° 9), nous permettra d'obtenir le maximum de travail avec l'unité de dépense, autrement dit, pour déterminer le « rapport de détente r_e^{iv} » correspondant au « rendement maximum d'une installation donnée ». Dans ce dernier cas, les dimensions de la machine étant données, le prix total annuel de la machine devient constant et nous pouvons écrire l'équation dans la même forme que plus haut

$$V' = \frac{I}{E_{iv}} = \frac{A' r v_1 + B v_1}{2 R W_a},$$

mais, cette fois, A' comprend toutes les dépenses annuelles relatives à la machine et rapportées au décimètre cube de volume de cylindre, ainsi que les frais relatifs à la conduite des chaudières, qui sont constants ; B désigne les dépenses variables avec la consommation de vapeur ; V' est le rapport des dépenses totales annuelles au travail effectué. En procédant comme plus haut, nous obtiendrons un rapport de détente tel que

$$r^{-n} = N \frac{n - n r^{1-n}}{n - 1} = \frac{p_b}{p_1}$$

où N est une modification de M , représentant le rapport des dépenses totales, classées comme frais de machine, au « prix total de la vapeur », tel que nous l'avons déjà défini ; r est devenu r_e^{iv} .

En résumé, si on donne à A , M et N des valeurs nulles dans l'équation générale, et si p_s représente la somme des résistances nuisibles exprimées en contre-pression sur le piston, on a :

$$r^{-n} = \frac{p_b}{p_1}$$

et $r = r_e''$, rapport de détente correspondant au « rendement maximum de la machine ». D'une manière analogue, si p_3 représente la contre-pression réelle au cylindre à vapeur,

$$r'' = \frac{p_3}{p_1}$$

ce qui nous donne le rapport de détente correspondant au « rendement maximum du fluide », $r = r'_e$.

Pour résoudre ce problème, nous devons toutefois déterminer le coût de la vapeur dans la supposition que le fonctionnement ait lieu à pleine admission en nous servant de cette quantité pour déterminer l'échelle de nos mesures. Il faudra ensuite chercher, à la même échelle, les dépenses relatives à la machine, puis les dépenses totales constantes, annuelles ou par heure. En introduisant ces valeurs ainsi trouvées dans notre équation générale ou dans notre construction graphique suivant le cas, nous pourrions déterminer le rapport de détente cherché. Il ne nous restera plus qu'à calculer les dimensions de la machine fonctionnant avec une semblable expansion et développant la puissance demandée, pour que le problème soit complètement résolu.

Si les dimensions ainsi trouvées étaient notablement différentes de celles que l'on aurait choisi à priori pour l'estimation du prix de revient, il suffirait d'une seconde approximation, basée sur les derniers chiffres trouvés, pour arriver à une solution suffisante.

On remarquera que, dans chacun de ces cas, l'expression obtenue est dérivée en faisant de r la variable indépendante, qu'elle est déterminée par l'importance du rapport des deux prix de revient et que, dans les conditions données, elle est indépendante des dimensions de la machine. Nous pouvons ainsi déterminer, dans chaque cas, le rapport d'utilisation qui correspond exactement, dans les conditions supposées, à toutes les machines de la classe que nous considérons. Il nous sera désormais facile de proportionner les divers organes des machines aux puissances que nous aurons à développer, de même que la force qui, pour chaque appareil une fois installé à demeure, correspondra aux rendements maxima.

Malheureusement cette méthode, très simple, n'est pour ainsi

dire d'aucune valeur en pratique à cause des pertes de toutes sortes et particulièrement des condensations initiales.

184.—Diagramme de Rankine, relatif à l'utilisation. La méthode de Rankine, que nous allons étudier, s'applique assez commodément en ce qui concerne le cas théorique ou les approximations du cas réel ; elle est surtout d'une remarquable simplicité.

Supposons qu'une machine, ayant un cylindre d'une capacité unitaire munie d'une distribution à détente variable, fonctionne de telle sorte que, les parois de son cylindre et de son piston étant imperméables à chaleur, la détente soit adiabatique, A pleine admission, la dépense de vapeur est d'un demi-mètre cube par course à la pression initiale ; quand l'introduction s'arrête à mi-course, la dépense est moitié moindre, etc., de telle sorte que les volumes de vapeur dépensés sont toujours inversement proportionnels au rapport de détente. Pour déterminer le rapport de détente le plus avantageux, construisons la courbe OA (fig. 166), dont les abscisses sont proportionnelles à la quantité de vapeur dépensée et les ordonnées à la pression moyenne absolue pour ces mêmes degrés de détente. Traçons une ligne BC, parallèle à l'axe des x , à une distance de ce dernier, proportionnelle à la compression dans le cylindre : l'ordonnée comprise entre cette droite et un point quelconque de la courbe, mesurera la pression moyenne effective que nous donnerait l'indicateur pour ce rapport de détente, et sera proportionnelle à la puissance indiquée de la machine. Traçons ensuite DE parallèle à la première ligne et à une hauteur qui représente les résistances passives ; la puissance nette, ou dynamométrique, de la machine sera mesurée par les ordonnées comprises entre la courbe et cette droite. Si nous prolongeons celle-ci vers la gauche et que nous y mesurons une longueur proportionnelle à la dépense de fonctionnement, en tant que dépendant de la machine elle-même mesurée à la même échelle que DG en fonction du prix de la vapeur, la somme des deux dépenses, GF, mesure le coût total de la force, tandis que l'ordonnée GH est proportionnelle à la puissance développée. Pour toute valeur des dépenses constantes, déterminées par la position du point F, la droite FH, tangente à la courbe, touche

cette dernière en un point qui détermine le rapport de détente correspondant à l'utilisation commerciale maximum, où si on la mène de l'intersection de FE avec l'axe des V, soit DK, elle

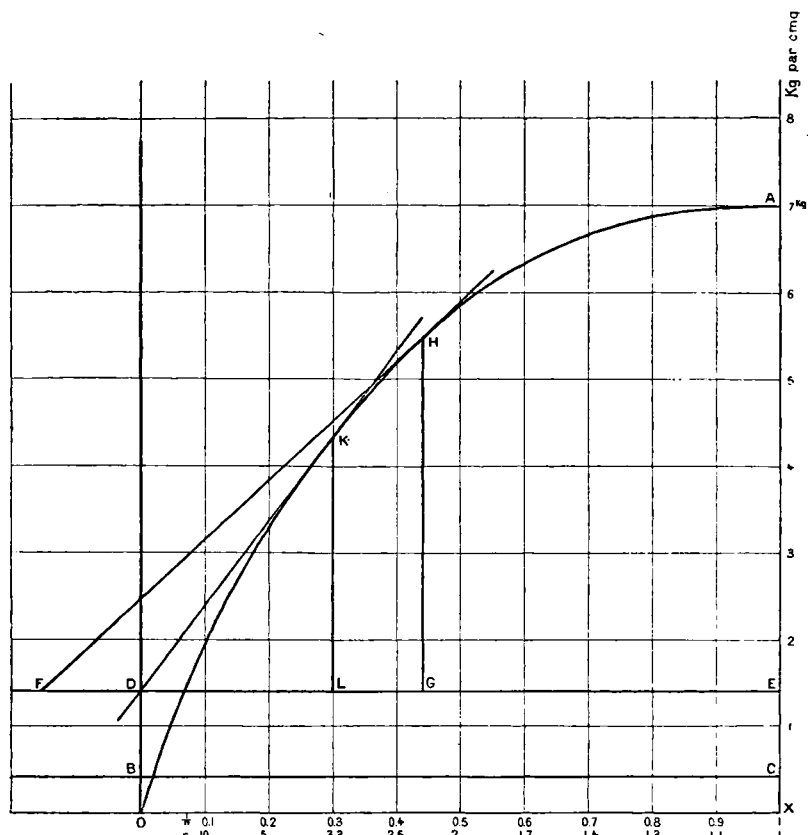


Fig. 166. — Diagramme d'utilisation de Rankine.

donne ce rapport qui correspond au rendement maximum de la machine.

Ainsi donc, pour résoudre le problème relatif au rendement maximum : menez la courbe des pressions moyennes OA, en portant en abscisses les coûts totaux de la vapeur, variables avec la dépense de vapeur et, en ordonnées, les pressions moyennes correspondant à l'admission considérée. Menez BC ou DE parallèles à l'axe des x , à une distance de ce dernier qui soit proportion-

nelle à la contre-pression, augmentée des résistances passives ramenées en pression par unité de surface de piston. Prenez DF égal aux dépenses fixes, indépendantes de la consommation de vapeur, à la même échelle que DE ; menez la tangente FH à la courbe OHA, et abaissez une perpendiculaire de H sur la ligne des x .

Le point ainsi déterminé sur OX nous donnera le rapport de détente correspondant au rendement total commercial maximum.

Cette solution, élégante et simple, est parfaitement exacte quand on n'a pas à faire entrer en ligne de comptes les pertes par condensations intérieures et autres. Dans le cas contraire, elle mènerait à des estimations radicalement fausses. Il est bien évident en effet qu'une solution pratiquement applicable et sûre doit tenir compte de toutes les causes de perte, sans quoi elle ne pourrait établir de distinction entre les bonnes et les mauvaises machines thermiques.

185. — Théorie des utilisations de la machine réelle. L'auteur a adopté, pour résoudre ce problème, la méthode analytique directe que nous allons exposer.

On suppose connu le type de machine adopté ainsi que celui des chaudières et de leurs accessoires. Pour adopter la notation de Rankine, soit A la dépense variable annuelle correspondant au type de machine considéré par décimètre cube de volume de cylindre et B la dépense annuelle variable imputable à la chaudière par décimètre cube du cylindre supposé fonctionner à pleine admission et sans qu'il soit tenu compte des condensations intérieures ou des fuites. Déterminons ensuite tous les frais qui restent invariables malgré les variations de dimensions de machine et de chaudière, entre les limites que comporte notre examen, et désignons par C leur total.

La dépense relative à la machine sera, comme plus haut, $A v_2 = A r v_1$; celle relative à la chaudière sera $B v_1$. Posons $\frac{A}{B} = M$.

Le travail accompli par tour peut être désigné par W_n ; par donnée il sera $2RW_n$.

Le rapport de l'ensemble des dépenses annuelles variables de la forme produite au travail accompli par la machine sera :

$$u = \frac{A r v_1 + B v_1}{2 R W_n} = \frac{A v_2 + B v_2 r^{-1}}{2 R W_n} .$$

qui est minimum quand $\frac{M + r^{-1}}{W_n}$ l'est lui-même.

La valeur réelle de W_n peut s'obtenir en multipliant sa valeur correspondant à l'expansion diabatique telle qu'on l'obtiendrait dans un cylindre non conducteur, par un facteur, variable avec le rapport de détente comme nous l'avons déjà vu, qui mesurera le rapport du travail réellement effectué dans un cylindre métallique à celui que donnerait la détente adiabatique. Ainsi :

Soit b la proportion de vapeur présente au cylindre quand $r=1$, et telle que l'a réduite la condensation initiale, soit r^a la proportion de variation des pertes en fonction de l'accroissement du rapport de détente et n l'exposant correspondant à l'équation de la courbe suivant laquelle se détend le mélange d'eau et de vapeur.

Alors nous avons :

$$W_n = 2 R \left(b p_1 v_2 \frac{n r^{-1} - r^{-n}}{n - 1} v^a - p_b v_2 \right) .$$

L'Equation générale des utilisations de la machine à vapeur deviendra alors :

$$V = \frac{I}{E''} = \frac{A r_2 + B v_2 r^{-1}}{2 R \left(b p_1 v_2 \frac{n r^{-1} - r^{-n}}{n - 1} r^a - p^b v_2 \right)} . \tag{A}$$

qui est maximum et qui par conséquent rend maximum le *rendement commercial d'une machine donnée* pour un travail déterminé, quand, pour obtenir r_e''' , nous avons posé :

$$r^a + \frac{q}{M (q - 1)} r^{a-1} - \frac{q - n}{n (q - 1)} r^{a-n+1} - \frac{q - n + 1}{M n (q - 1)} r^{a-n} = \frac{n - 1}{M n b (q - 1)} \frac{p_b}{p_1} . \tag{B}$$

Lorsque l'on cherche le rapport de détente r_e^{iv} correspondant au *rendement maximum d'une installation donnée*, Δv_2 est

constant on peut écrire $\frac{A + \frac{v_2}{C}}{B} = N$, l'équation de ce rendement devient alors :

$$V = \frac{I}{E^{iv}} = \frac{N + r^{-1}}{2 B^{-1} R \left(b p_1 v_2 \frac{n r^{-1} - r^{-n}}{n-1} r^i - p_b v_2 \right)} \quad (C)$$

ce qui donne d'une manière similaire, r^{iv} et le maximum :

$$r^i + \frac{q}{N(q-1)} r^{i-1} - \frac{q-n}{n(q-1)} r^{i-n+1} - \frac{q-n+1}{Nn(q-1)} r^{i-n} = \frac{n-1}{Nnb(q-1)} \frac{p_b}{F_1}; \quad (D)$$

Pour obtenir r_c'' correspondant à l'utilisation *maximum de la machine* nous poserons $N = 0$ et nous aurons :

$$\frac{q}{q-1} r^{i-1} - \frac{q-n+1}{n(q-1)} r^{i-n} = \frac{n-1}{nb(q-1)} \frac{p_b}{p_1}. \quad (E)$$

Si nous cherchons le *rendement maximum du fluide*, p_b devient égal à p_3 et

$$\frac{q}{q-1} r^{i-1} - \frac{q-n+1}{n(q-1)} r^{i-n} = \frac{n-1}{nb(q-1)} \frac{p_3}{p_1}. \quad (F)$$

où r_c' satisfait à l'équation.

Quand $b = 1$ et $q = 0$, nous retrouverons le cas idéal examiné au paragraphe 5 et l'équation (B) devient pour r_c''' , comme plus haut pour la machine parfaite

$$r^{-n} - M \frac{n - n r^{1-n}}{n-1} = \frac{p_b}{p_1} \quad (G)$$

correspondant au *rendement commercial maximum*; et nous pouvons obtenir de nouveau, pour le cas idéal concernant l'*utilisation maximum d'une installation donnée*, pour r_c^{iv} .

$$r^{-n} - N \frac{n - n r^{1-n}}{n-1} = \frac{p_b}{p_1} \quad (H)$$

Nous pouvons aussi obtenir une valeur de r_c'' , en ce qui concerne le rendement maximum de la machine, telle que

$$r^{-n} = \frac{p_b}{p_1} \quad (I)$$

et, finalement, pour le rendement maximum du fluide, dans le cas idéal, une valeur r'_0 telle que

$$r'^n = \frac{p_3}{p_1} \quad (J)$$

comme nous l'avons déjà établi.

En adoptant l'hypothèse de MM. Buel et C.-A. Smith, qui semble admissible d'après les expériences d'Emery et les travaux de l'auteur ainsi que nous l'avons déjà remarqué (ch. v), les équations relatives à la machine idéale et le diagramme de Rankine peuvent, dans certains cas, fournir des résultats suffisamment exacts. On se rappelle que, dans cette hypothèse, on suppose les pertes internes sensiblement constantes pour tous les degrés de détente et susceptibles d'être ramenées à une fraction de la dépense constante A, ce qui accroît proportionnellement la valeur de FD (fig. 166) ou de M. Comme nous le verrons plus tard, cette valeur est ordinairement de 2 à 3 p. 100. M peut, après l'addition des pertes internes, atteindre une valeur de 12 à 15 p. 100 pour les machines fixes non chemisées, de 8 ou 10 p. 100 pour les machines monocylindres à enveloppes, de 5 à 7 p. 100 pour les machines compound et moins encore pour les machines à triple et quadruple expansion. La valeur de N sera ainsi supérieure de 2 à 3 p. 100 à celle de M pour les machines sans condensation de puissance moyenne, par exemple de 2 à 300 chevaux, fonctionnant dans des conditions normales, et de 6 à 8 p. 100 pour les machines à condensation, comme nous le verrons plus tard dans les tables.

Il faut, chaque fois que cela est possible, déterminer les constantes par expérience, sur des appareils se rapprochant autant que possible, sous le rapport des dimensions et de la vitesse, du type que l'on se propose d'étudier. Faute de ces renseignements plus précis, on pourra se contenter des constantes indiquées dans le tableau ci-dessous et déterminées par l'auteur pour des machines de dimensions moyennes fonctionnant dans des conditions usuelles et à des vitesses de piston modérées :

	<i>b</i>	<i>q</i>	<i>n</i>
I. Cylindres chemisés, vapeur surchauffée à la chaudière	0,90	» »	1,06
II. Cylindres chemisés, vapeur saturée mais sèche . . .	0,85	0,25	1,06
III. Cylindres sans enveloppes, vapeur saturée mais sèche	0,85	0,30	0,98
IV. Cylindres sans enveloppes, vapeur légèrement humide	0,80	0,50	0,95

Le cas n° I se rapporte aux meilleurs résultats obtenus sur les machines les plus perfectionnées. La valeur de b a été obtenue en comparant les résultats réels d'essais aux chiffres théoriques relatifs à la machine parfaite ; celle de n a été déterminée en supposant que les machines sont munies d'une enveloppe efficace et que la vapeur reste sèche et saturée pendant toute la course, quant à q , nous le supposons nul puisque le transfert de chaleur à l'échappement paraît, dans de semblables machines, sensiblement constant aussi bien que minimum, pour les différents rapports de détente, dans les limites usuelles.

Le second cas contient des chiffres résultant de nombreuses expériences effectuées sur des machines moins perfectionnées.

Les vapeurs de b et de q , pour le cas III, ont été déterminées d'après les résultats donnés par les meilleurs types de machines sans enveloppe.

Les valeurs adoptées dans le dernier cas sont primitivement dérivées des résultats d'essai du ss. Michigan, majorés de 10 p. 100 pour tenir compte des pertes par réévaporation qui avaient été négligées.

Dans tous les cas, quand les données d'expérience ont été relevées sur des machines de types ou de dimensions différents de celles que l'on étudie, on devra examiner avec soin les modifications que peuvent y apporter les conditions particulières mentionnées au chapitre v.

186. — Courbes d'utilisation des machines réelles. On n'a pas encore trouvé d'équation exacte de la courbe représentant les utilisations de la machine réelle. Cette courbe présente d'ailleurs, suivant les cas, des différences aussi bien dans sa forme que dans sa position et, jusqu'à présent, on n'a pu la déterminer que par expérience.

Il devient évident que, dans le diagramme précédent, les quantités de vapeur portées, en progression arithmétique sur l'axe des x , ne peuvent plus, dans le cas qui nous occupe, correspondre aux rapports de détente puisque, dans les machines réelles, ces valeurs ne sont plus entre elles en proportion inverse exacte ou constante. La quantité de vapeur, fournie par la chaudière, n'est plus représen-

tée exactement par le volume du cylindre restant ouvert à l'admission et la pression moyenne ne correspond plus, même approximativement, pour un poids de vapeur donné sorti de la chaudière à chaque course du piston, à celle que donnerait la détente de cette vapeur dans un cylindre non conducteur. Ces deux causes ont pour effet commun d'aplatir et d'abaisser la courbe de rendement et de réduire ainsi le rapport de détente le plus économique bien au-dessous de la limite, indiquée par la théorie, qui correspond à des conditions irréalisables en pratique. L'échelle des pressions, portées en ordonnées, et celle des rapports de détente, portés en abscisses, se trouvent modifiées dans leurs valeurs relatives, et la dernière devient souvent une échelle variable.

Il faut donc avoir recours à une nouvelle méthode pour résoudre le problème pratique qui se présente journellement à l'ingénieur. L'auteur a proposé le suivant :

187. — Diagrammes et courbes de Thurston, représentant des utilisations réelles. Il est dès maintenant évident que ce n'est pas, en pratique, la proportion de perte subie au point considéré, non plus que les condensations initiales correspondantes, mais le mode de variation de ces pertes suivant la courbe d'utilisation et pour d'autres degrés de détente qui détermine le meilleur rapport d'expansion ou l'admission et la pression moyenne dont on doit faire choix dans l'étude d'une machine. En effet, dans tout cylindre métallique, la proportion d'eau contenue dans la vapeur est sans cesse variable avec les changements de volume, et la chute de pression ou la perte de travail qui en résultent suivent des variations continues et proportionnelles. Il en résulte, pour la courbe des utilisations, des différences radicales, de forme et de position, par rapport à celle qui correspond à un cylindre non conducteur.

Prenons comme unité de mesure la quantité de vapeur dépensée par course à pleine admission. Traçons Ox (fig. 167) que nous diviserons en parties égales correspondant aux unités de volume ou de poids. Elevons en X une perpendiculaire XAB que nous diviserons aussi en un nombre quelconque de parties égales, 100 par exemple. S'il ne se produisait pas de condensations initiales et si le fluide se détendait dans un cylindre non conducteur, la

pression moyenne à pleine admission et le travail accompli par unité de volume et de poids de la vapeur serait mesuré par XB, et la courbe des pressions moyennes totales, ou de la vapeur consommée par cheval-heure, serait OWB.

Le travail réellement accompli à cette admission et tel que les condensations initiales l'ont réduit, est mesuré par XA. Si les

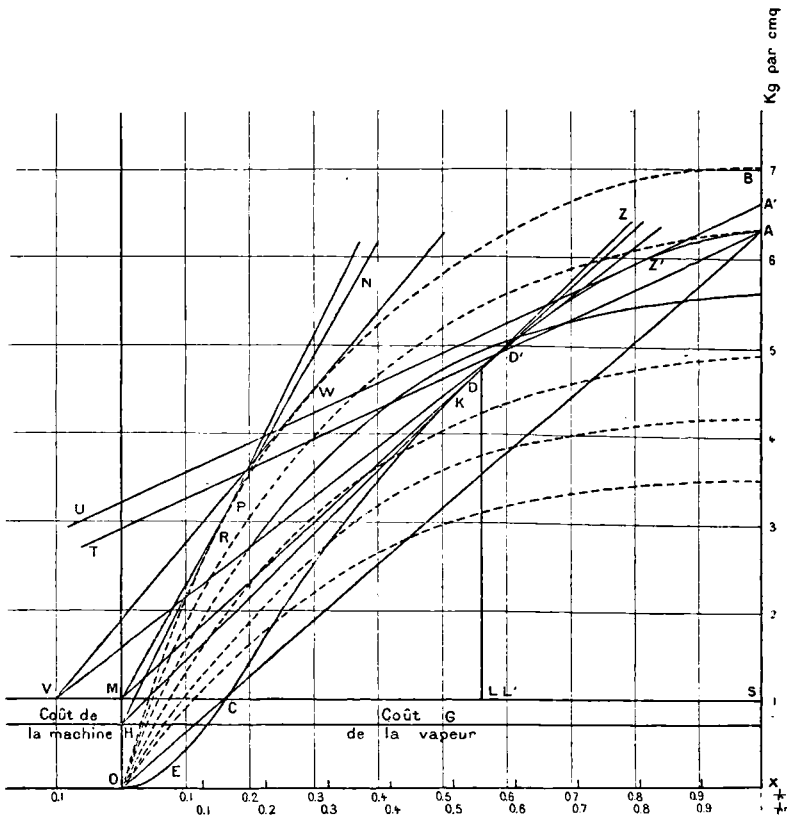


Fig. 167. — Courbes d'utilisation réelle de Thurston.

condensations se produisaient toujours en rapport constant avec les degrés réels d'admission, les ordonnées de la courbe véritable seraient proportionnelles à celles de OWB et les valeurs de $\frac{1}{r}$ resteraient proportionnelles à la dépense de vapeur, comme dans l'expansion adiabatique. Toutefois, l'importance de la condensation s'accroît ordinairement, et souvent très rapidement, avec le

rapport de détente. Non seulement l'échelle des rapports $\frac{1}{r}$ se trouve modifiée, mais encore celle-ci se partage inégalement et les diverses divisions devront être repérées en déterminant la quantité de vapeur dépensée pour chaque introduction et, en faisant figurer la valeur de $\frac{1}{r}$ en face de la valeur propre à la quantité correspondante de vapeur dépensée, comme nous l'avons fait figure 166.

Il nous paraît intéressant de faire remarquer que si, comme cela est presque exact en pratique dans des circonstances particulières, les pertes par condensation et fuites sont assez grandes pour annuler le bénéfice dérivé de la détente, la courbe se réduit à une ligne droite OA. Dans toute machine, en accroissant suffisamment r on atteint fatalement un certain point où la dépense de vapeur par cheval-heure est aussi grande qu'à pleine admission. Dans tous les cas considérés cependant, la courbe réelle coupe la ligne OA, comme en C par exemple. La ligne OCE peut ainsi être considérée comme le type propre aux courbes des pressions moyennes ou des rendements dans les machines réelles. S'il était possible d'exprimer exactement la dépense de chaleur par une équation algébrique, cette équation correspondrait à celle de la ligne ACE, et le problème serait susceptible d'une solution analytique exacte.

L'emploi de cette courbe établie par la méthode usitée dans le cas théorique, dans l'étude du problème qui se pose en réalité à l'ingénieur, a d'abord pour résultat de déterminer, en fonction de l'unité conventionnelle choisie, la quantité de vapeur nécessaire par course, pour produire la puissance moyenne demandée dans les conditions les plus économiques. Ce n'est qu'après la solution de ce problème que l'on doit rechercher le rapport de détente correspondant le plus avantageux. On peut d'ailleurs énoncer ainsi ce problème :

Déterminer, en fonction de celle qui est dépensée à pleine admission, dans l'hypothèse qu'il ne se produit pas de condensation initiale, la quantité de vapeur nécessaire par course pour assurer la production de la puissance demandée dans les conditions les plus économiques.

Ce problème, une fois résolu, il est facile de déterminer le rapport de détente correspondant.

188. — Solution de ces problèmes dans le cas des machines réelles. Menons HG, parallèle à l'axe des x et à une distance de ce dernier égale à la contre-pression p_3 , la tangente HK nous fournit un point K qui détermine le rapport de détente et la pression moyenne correspondant à l'*utilisation maximum du fluide*, puisque l'ordonnée GK mesure le travail accompli par la quantité de vapeur sortie de la chaudière et représentée par HG, et le rapport $\frac{GK}{GH}$ devient maximum en G. Si nous menons ML représentant la pression nécessaire pour vaincre les résistances passives, $p = p_3 + p_t$, une construction similaire nous permettra d'obtenir le point D qui correspond au rapport de détente et à la pression moyenne donnant le *rendement maximum de la machine*. Finalement, en prolongeant cette ligne jusqu'en V, et en faisant VM proportionnel à toutes les dépenses courantes exprimées en fonction du prix de la machine et de ses accessoires par décimètre cube de cylindre, $VM = \frac{A}{B} = M$ pour la pleine admission, la tangente VZ rencontre la courbe en D' qui donne le rapport de détente et la pression moyenne correspondant au *rendement commercial maximum*. Si l'on compare ces valeurs de r avec celles données par les tangentes HR, MP, VW, à la courbe, OWB, de la vapeur saturée sèche se détendant adiabatiquement, on remarquera que le rapport de détente le plus favorable et la pression moyenne dont on doit faire choix seront, dans la pratique, toujours inférieurs à ceux qui correspondent au cas théorique et seront même susceptibles de devenir égaux à l'unité, pour chaque espèce de rendement, avec de très faibles vitesses de piston, alors que, s'il ne se produisait pas de condensations intérieures, il serait avantageux de prolonger autant que possible le rapport d'expansion. Ces différences s'accroissent d'ailleurs à mesure que les contre-pressions et les consommations diminuent.

Si, dans une machine en service, on adopte la valeur de VM comme mesure des dépenses totales courantes, y compris tous les frais constants et variables qui, comme les salaires, les assurances, etc., ne dépendent pas directement des dimensions de la

machine $VM = \frac{A}{B} = N$. On obtiendra ainsi une valeur de r qui sera le véritable rapport de détente permettant de retirer d'une installation donnée le maximum de travail pour une dépense déterminée, journalière ou annuelle.

Le problème se présente moins souvent à l'ingénieur que ceux examinés précédemment et ne constitue pas en réalité le problème du rendement commercial maximum. En effet, le rapport de détente et la puissance de la machine étant déterminés, on trouverait, en résolvant le problème à ce dernier point de vue, qu'une autre proportion de machine et qu'un rapport de détente, plus élevé, permettraient d'obtenir la puissance demandée avec une dépense moindre encore. Le dernier problème s'appliquerait encore à cette nouvelle machine, et de la solution des problèmes analogues qui peuvent découler du premier, il se dégage cette conclusion générale que l'on doit réduire autant que possible le personnel et placer, dans un même bâtiment, le plus de machines et de chaudières que l'on pourra, quand l'installation comporte plusieurs appareils, de manière à simplifier la surveillance. Dans ce cas, tous les frais deviennent constants excepté ceux qui dépendent de la quantité de charbon brûlé.

Il convient maintenant de résoudre le dernier de ces problèmes qui consiste à déterminer le rapport de détente, par conséquent, la pression moyenne qu'il faudra adopter et la quantité maximum de travail que l'on pourra obtenir économiquement, quand il s'agit d'une installation donnée et existante. Pour cela, on calculera d'abord la puissance nette que la machine pourrait développer sans détente et le coût réel de cette force ; on en déduira la dépense de combustible et tous les frais variables qui en dépendent, puis on divisera par cette dernière somme le coût total de la puissance. Ensuite on prendra, sur la ligne de base appropriée à la machine considérée, la distance SV égale à ce quotient, en choisissant MS comme unité ; de l'extrémité de cette ligne de base prolongée, menons une droite EA telle que AS soit égale à la puissance nette que nous venons de calculer. Menons enfin la ligne UA parallèle à l'hypoténuse du triangle ainsi déterminé et tangente à la courbe d'utilisation en Z' . Le point de contact Z' déterminera le *rapport de détente économique minimum* d'où l'on déduira la

quantité maximum de travail que l'on peut retirer avec profit de la machine considérée. En effet, en ce point de tangence, le rapport du coût total de la force à sa valeur réelle est le même que celui déjà donné comme étant le plus élevé de ceux qui resteront profitables, tandis que le rapport de détente ainsi déterminé sera bien celui qui permettra de produire cette puissance dans ces conditions de dépense.

Dans tous les exemples empruntés à la pratique, la valeur du *rapport de détente correspondant à la puissance maximum* que l'on peut obtenir dans des conditions économiques, est moindre, et le travail accompli plus grand que dans l'un ou l'autre des cas précédents et ne dépend que de la valeur commerciale de cette puissance.

Les rapports de détente calculés, dans tous les cas, sont les *rapports réels* ; le rapport apparent de détente est, on le sait, égal à ce dernier diminué par l'influence des espaces morts et augmentés, souvent à un haut degré, par le laminage de la vapeur qui se produit pendant la fermeture des orifices d'admission.

Les fuites éventuelles de vapeur viendront modifier la courbe de rendement de la même manière que les pertes de chaleur par condensations intérieures.

Dans les cas où l'on est autorisé à considérer le poids de vapeur condensée comme constant à tous les degrés de détente, le problème est susceptible d'une grande simplification, et le tracé graphique ne s'écarte plus que fort peu de celui indiqué originairement par Rankine.

Ainsi dans la figure 166, prenons DF égal à ce que nous avons appelé « le prix de la machine » augmenté de cette dépense proportionnelle qui mesure la valeur constante, supposée ou constatée, de la vapeur qui a été inutilisée grâce aux condensations initiales ou aux autres pertes. Nous aurons ainsi une quantité totale GF qui ne comprendra pas seulement le prix de la machine et le « coût de la vapeur » mais aussi les pertes auxquelles est sujette toute machine, en pratique. Cette correction ramène, nécessairement le point F vers la gauche, entraîne le point de contact H dans la direction opposée, et permet de déterminer assez exactement le rapport d'expansion le plus avantageux dans

**CURVES OF EFFICIENCY.
ACTUAL ENGINES.**

R. H. Thurston, Des.
Dec. 1881.

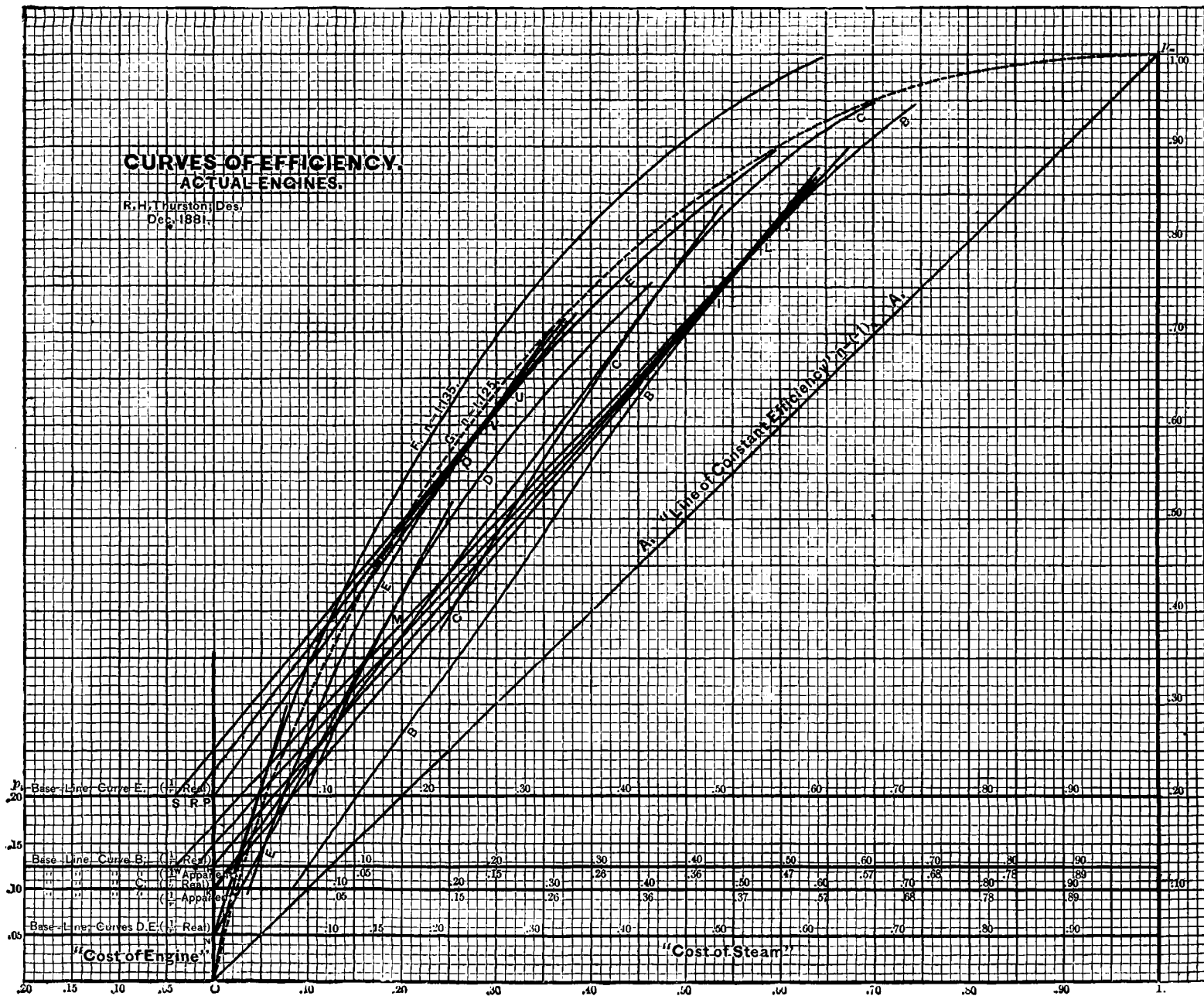


Fig. 168. — Courbes d'utilisation pour les machines réelles.

(En face de la page 767.)

le cas considéré. Dans la plupart des cas, on pourra se contenter, en pratique, de cette simple modification, apportée à la courbe de Rankine, qui donne des résultats très approchés

Une autre méthode, également simple mais moins correcte, consiste à relever la ligne de base EDF dans une assez grande proportion de l'abscisse du point A pour représenter le pourcentage des pertes pour $r = 1$ et à terminer la construction comme plus haut.

189. — Construction des diagrammes relatifs aux utilisations réelles. L'application de cette méthode, proposée par l'auteur, nous permet de donner une représentation graphique aux résultats obtenus à la suite d'expériences considérées comme pouvant servir de bases pour les études ultérieures relatives à des machines de la même catégorie. Il est en outre évident que le rapport de détente correspondant à l'utilisation maximum, étant déterminé par l'expérience et avec précision, par cette méthode graphique, il devient facile d'assigner une valeur exacte au rapport de détente qui sera le plus avantageux au point de vue commercial. Une fois que l'on a déterminé la ligne de base VL correspondant au rendement maximum de la machine (fig. 168), il est aisé d'obtenir la position qu'occupe le point V sur cette ligne; on en déduit VZ et, par conséquent, le rapport de détente qui entraîne l'utilisation commerciale maximum. De même, en prolongeant la ligne VL de telle sorte qu'elle devienne proportionnelle à la somme de tous les frais constants et variables, on peut déterminer, si on le désire, le rapport de détente qui permettra d'obtenir, avec la machine considérée, le travail maximum par unité de dépense.

La planche ci-jointe (fig. 168) représente une série de courbes réelles d'utilisations, plusieurs d'entre elles ont été établies à la suite d'expériences effectuées sur des machines existantes. Elles sont d'ailleurs inédites.

La ligne droite A'A est, pour le cas où, $n = 1$, la ligne d'utilisation constante obtenue dans la supposition que l'accroissement du degré de détente depuis $r = 0$ jusqu'à $r = \infty$ n'entraîne aucun bénéfice non plus qu'aucune modification du rendement.

La courbe pointillée G est la courbe type de l'utilisation pour la détente adiabatique d'une vapeur contenant initialement 10 p. 100 d'eau ($n = 1,135$).

La ligne F représente la courbe des pressions moyennes ou des utilisations pour de la vapeur initialement sèche ($n = 1,135$).

Toutes les autres courbes sont le résultat d'essais effectués sur différentes classes de machines. B est la courbe d'utilisation d'une machine marine monocylindre, à condensation et sans enveloppe; C correspond à la même machine mais alimentée de vapeur légèrement surchauffée, D est la courbe d'une machine marine compound à condensation et à enveloppes. E s'applique presque exactement à la fois aux machines sans condensation et aux appareils compound de la meilleure construction, et la courbe F peut être considérée comme pratiquement exacte pour les machines compound dans lesquelles la vapeur est maintenue à l'état complet de sécheresse par un surchauffage efficace et par un réservoir intermédiaire.

La courbe B est obtenue comme suit :

Les expériences d'Isherwood et un certain nombre d'autres, effectuées sous les auspices de l'Amirauté des Etats-Unis¹ nous donneront, pour différents degrés de détente, les consommations relatives de vapeur, et les travaux relatifs correspondants :

Admission $\frac{1}{r}$ (réelle)	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9	1,00
— $\frac{1}{r}$ (apparente)	0,05	0,25	0,47	0,68	0,89	1,00
Poids relatifs de vapeur	0,16	0,41	0,60	0,76	0,92	1,00
« Travail total » relatif. . . .	0,21	0,56	0,82	0,97	1,00	1,00

La ligne de base B qui correspond à ce cas, où $\frac{p_b}{p_1} = \frac{1}{8}$ est tracé sur la planche et on y a porté une série de valeurs de $\frac{1}{r}$ correspondant aux poids relatifs de vapeur figurant sur l'échelle du bas; les ordonnées, élevées en ces points, sont proportionnelles aux pressions moyennes et aux travaux effectués à ces rapports de détente. En faisant ensuite passer par ces points la ligne B, on obtient la courbe d'utilisation donnée par les machines des steamers

Researches in Engineering, vol. II. Table, p. XXXIV.

Entow et *Michigan* qui peuvent servir de types représentatifs des appareils usités à bord des steamers américains de rivière. La courbe de rendement C, C et l'échelle de base qui l'accompagne ont été obtenus d'une manière similaire en collationnant les résultats d'essais du *Georgiana*, qui fonctionnait avec de la vapeur surchauffée, et les expériences de Hirn démontrant la réduction des pertes intérieures par l'action de la surchauffe. La courbe D, D résulte d'expériences effectuées sur le *Bache* et la courbe E, E correspond à la moyenne des résultats d'essais de machines sans condensation et sans enveloppe, à grande vitesse de piston et de quelques bonnes machines compound de types reconnus. La courbe F paraît devoir se rapporter au cas où la surchauffe a été assez complète pour prévenir presque absolument toute condensation ; elle se confond sensiblement avec la courbe de détente adiabatique de la vapeur initialement sèche, où la seule condensation produite est due à l'accomplissement du travail pendant la période d'expansion.

La ligne droite A peut être considérée comme représentant le travail effectué dans la machine jusqu'à la fin de l'admission, travail auquel ces ordonnées sont proportionnelles. La ligne correspondant à la détente adiabatique donne aussi le travail total et la différence, entre ce dernier et le travail représenté par A, indique le bénéfice dû à la détente. Les différentes courbes tracées montrent l'étendue, suivant laquelle ce bénéfice est affecté par les conditions défavorables dans lesquelles peut se trouver la machine idéale, ou suivant les différents types de machines réelles.

La solution exacte de ces problèmes implique la détermination exacte de la quantité de vapeur présente au cylindre au commencement de la détente et sa comparaison avec celle qui sort de la chaudière.

190. — Méthode et usage du diagramme. Lorsque l'on compare les courbes F et G (fig. 168), relatives à la détente adiabatique de la vapeur dans un cylindre non conducteur, avec les autres courbes correspondant à la détente telle qu'elle s'effectue en réalité dans les cylindres métalliques, on s'aperçoit, au premier coup d'œil, que plus on s'est attaché à supprimer les pertes dues aux

condensations intérieures et plus la machine réelle se rapproche de la machine parfaite en ce qui concerne l'utilisation de la vapeur, moins au contraire on aura diminué ces pertes et plus la courbe de rendement s'éloignera de la courbe idéale, à la fois en ce qui concerne sa position ou sa forme. Elle tendra à se rapprocher de la ligne droite A, A qui représente l'utilisation constante. Si le fonctionnement des meilleures machines existantes se rapproche relativement de la courbe d'utilisation maximum, il n'en n'est pas moins vrai que la plus grande partie des machines à condensation que l'on peut rencontrer dans l'industrie appartiennent à la classe que représente la courbe B, laquelle ne donne pas en réalité, il faut le dire, des utilisations très inférieures ; souvent en effet, la courbe d'utilisation passera au-dessous de B. Si maintenant nous choisissons une quelconque de ces courbes, nous y trouverons tous les éléments qui nous permettront de résoudre indifféremment tous les problèmes dont nous nous sommes occupés. Pour B nous avons $p_1 = 2,800$; $p_b = 0,350$; $\frac{p_1}{p_b} = \frac{1}{8} = 0,125$. Pour déterminer la pression moyenne et le rapport de détente correspondant au rendement maximum, menons la ligne de base à une hauteur de 0,125 et, de son point de rencontre avec l'axe des y , menons la ligne H I tangente à la courbe ; le point de contact étant I, la pression moyenne correspondante et le rapport de détente sur la ligne de base placée au-dessous seront légèrement inférieures à $\frac{1}{r} = 0,4$, donc $r = 2,5$ environ.

Il reste à déterminer la dépense, par heure ou par an, qu'entraîne la production de la vapeur nécessaire au fonctionnement, supposé sans détente, en y comprenant toutes les causes de dépense variables avec la quantité de vapeur consommée, et à constater la portion *variable* de toutes les dépenses courantes relatives, à la machine, y compris l'intérêt, l'assurance, la dépense d'huile et la fraction de salaire des mécaniciens qui peut être considérée comme dépendant des dimensions de la machine. Supposons que cette dernière soit les 0,02 de la première, $M = 0,02$.

Du point T, à l'ordonnée 0,02 et à gauche de H, menons la tangente à la courbe, par exemple TL à la courbe B. Le point de contact nous détermine la pression moyenne et le rapport

de détente qui correspondent à l'utilisation commerciale maximum.

Comparons de même la « dépense correspondante à la pleine admission » à la somme de toutes les autres dépenses courantes imputables à l'ensemble de l'installation. Si $N = 0,04$, menons par le point ayant cette cote pour ordonnée la tangente $W L$; nous trouvons ainsi le rapport de détente qui nous permettra d'obtenir, d'une machine existante, le travail maximum compatible avec le capital dépensé. Les lignes $P Q R V$ et $S U$ déterminent ainsi ces trois rapports de détente pour la courbe F qui correspond à une machine sans condensation d'un type approuvé, alimenté avec de la vapeur parfaitement sèche et pour laquelle $\frac{p_b}{p_1} = 0,20$. La ligne MN détermine le rapport de détente et la pression moyenne correspondant au rendement maximum pour le cas D : machine compound, fonctionnant dans de bonnes conditions, $\frac{p_b}{p_1} = 0,05$.

191. — Estimation des dépenses. L'exemple suivant nous permettra d'indiquer, en détail, le mode de calcul de M et N :

Puissance de la machine et de la chaudière.	500 chevaux.
Durée du travail annuel.	3 000 heures.

(A) *Dépenses relatives à la machine. (Variable avec les dimensions.)*

Prix approximatif de la machine.	50 000 francs.
Intérêt annuel à 6 p. 100.	3 000 francs.
Réparations et amortissement, 4 p. 100	2 000 —
Divers.	250 —
Dépense totale annuelle.	55 250 francs.

(D) *Dépenses relatives à chaudière. (Variable avec la puissance produite.)*

Prix approximatif de la chaudière adoptée. 60 000 francs.	
— — — — — nécessaire pour le	
fonctionnement à pleine admission.	120 000 —
Intérêt à 6 p. 100 sur cette dernière somme	7 200 francs.
Réparation et amortissement à 15 p. 100	18 000 —
Dépenses annuelles. — Divers	800 —
Total annuel	26 000 francs.

(C) *Dépense de combustible. (Variable avec les dimensions de la chaudière.)*

Consommation de charbon pour la puissance donnée	2 000 tonnes.
(En supposant que l'on fonctionne à pleine admission.)	4 000 —
Dépense de charbon (sans détente) (25 fr. par tonne)	100 000 francs.
Prix de manutention des combustibles	10 000 —
Total maximum par an	110 000 francs.

(D) *Personnel. (Entièrement ou partiellement constant, quelquefois variable.)*

(a) Mécaniciens, salaire annuel	5 000 francs.
(b) Chauffeurs, salaire annuel. (Fonctionnement supposé sans détente.)	6 000 —
	11 000 francs.

(E) *Dépenses accessoires. (Combustibles.)*

Loyers, accessoires, impôts, etc., par an	5 000 francs.
---	---------------

Le groupement relatif des dépenses peut différer suivant les cas que l'on rencontre en pratique et c'est à l'ingénieur qu'il convient d'apprécier la manière suivant laquelle il doit être opéré. Dans le cas d'une machine fixe comme celle dont nous venons d'établir le prix de revient, on aurait :

$$M = \frac{A}{B + C} = 0,035 \text{ environ ;}$$

si les dépenses D_a et D_r n'étaient pas variables avec le rapport de détente dans les limites entre lesquelles celui-ci peut être modifié, et

$$M = \frac{A}{B + C + D_1} = 0,03 \text{ environ.}$$

En admettant que la main-d'œuvre des chauffeurs varie avec la quantité de vapeur à fournir,

$$N = \frac{A + D + E}{B + D} = 0,13 \text{ environ,}$$

pour le premier cas et

$$N = \frac{A + D_a + E}{B + C + D_b} = 0,10 \text{ environ,}$$

pour le second cas.

En ce qui concerne les machines marines, la question d'encombrement présente un intérêt capital, même en ce qui concerne les articles C et E, parce que l'espace occupé par les machines, les chaudières, le combustible, les magasins et le personnel diminue d'autant le volume des cales ou des chambres destinées à recevoir des voyageurs payants.

Pour les très grandes puissances, les frais considérés par l'article D deviennent jusqu'à un certain point variables, l'un D_a suivant l'importance générale de l'appareil, l'autre D_r suivant la quantité de charbon brûlée.

On ne saurait trop attirer l'attention de l'ingénieur sur la nécessité d'apporter la plus grande exactitude dans l'établissement de ces prix de revient ¹.

192. — Exposé des résultats. En traçant ces courbes à une échelle suffisamment grande et en procédant comme nous venons de l'indiquer, l'auteur a obtenu les résultats exposés dans le tableau I ci-dessous. Les cas I à VI, inclusivement, sont déduits de la courbe E ; VII à XII, de la courbe B ; XIII à XVIII de E ; XIX à XXIV de la meilleure courbe d'utilisation tracée sur la planche F. On trouvera les rapports de détente correspondant au rendement maximum du fluide dans la colonne r'_2 , au rendement maximum de la machine dans la colonne r''_e , au rendement commercial maximum dans la colonne r'''_e ; MN sont les rapports des dépenses. Si l'on compare la première, et surtout la seconde série de résultats avec la troisième, on pourra constater, à première vue, l'énorme différence résultant des condensations intérieures. D'ailleurs, dans le premier cas lui-même, le rendement est loin d'atteindre celui de la machine parfaite.

La courbe C donnera les pressions moyennes et les rapports de détente pour la vapeur surchauffée évoluant dans des cylindres non chemisés. Ici

p_1 = pression initiale absolue.

p_3 = contre-pression au cylindre.

p_b = contre-pression augmentée du frottement.

¹ On trouvera dans le dernier chapitre de la deuxième partie un grand nombre de renseignements complémentaires à ce sujet.

M = rapport de la portion variable du coût de la machine à celle de la vapeur quand $r = 1$.

Les valeurs adoptées pour ces différents cas ne doivent pas être considérées comme exactes dans d'autres circonstances et on devra toujours les corriger de la manière assez simple, déjà décrite (ch. v), suivant les modifications apportées aux dimensions, à la vitesse de piston et aux écarts de température. Nous n'avons cité les chiffres que l'on a trouvés plus haut qu'à titre d'exemples typiques; chaque ingénieur ou constructeur devra, pour toute machine nouvelle qu'il étudiera, tracer le diagramme exact et rechercher la solution du problème particulier qui s'impose à son attention.

La détermination des derniers rapports de détente contenus dans la table constitue la solution du problème qui, nous l'avons montré, s'impose le plus souvent au constructeur. Pour établir définitivement les dimensions de la machine en projet, d'après cette base commerciale, il suffit de déterminer celles d'une machine qui, fonctionnant au rapport de détente correspondant à l'utilisation commerciale maximum, accomplira le travail que l'on a en vue.

Cette puissance est évidemment donnée par l'équation

$$\text{Puissance en chevaux } P = \frac{p_e AV}{4500}$$

où la puissance est donnée tandis que la valeur de p_e , représentant la pression moyenne effective correspondant à cette puissance découle des données du problème et de la valeur du rapport de détente maintenant déterminé; la vitesse V du piston est plus ou moins approximativement connue ou peut être déterminée à priori quand la surface du piston est alors

$$A = \frac{4500 P}{p_e V}.$$

Une fois la valeur de A déterminée en fonction de la puissance, de la pression moyenne et de la vitesse du piston, le diamètre et la course de ce dernier sont faciles à déterminer.

Il ne nous paraît pas douteux que des recherches prochaines ne permettent d'établir des courbes de rendement s'appliquant à tous

TABLEAU I

RAPPORTS de détente correspondant aux rendements maximum du fluide, de la machine et du capital.

MACHINES MONOCYLINDRES

PRESSIONS INITIALES absolues.		CAS		CLASSE I Sans condensation à grande vitesse.						CLASSE II A condensation, vitesse modérée.									
p	p_m	atmosphères.	N°	p_3	p_b	M	$\frac{p_1}{p_b}$	r'_e	r''_e	r'''_e	CAS	N°	p_3	p_b	M	$\frac{p_1}{p_b}$	r'_e	r''_e	r'''_e
2,800	0,200	22/3	I	1,265	1,400	0,02	2	2	2	2	VII	0,210	0,350	0,04	8	21/2	21/4	2	
4,200	0,300	4	II	1,265	1,400	0,02	3	3	3	2 3/4	VIII	0,210	0,350	0,04	12	31/2	31/4	3	
5,600	0,400	5 1/3	III	1,265	1,400	0,02	4	4	3 3/4	3 1/4	IX	0,210	0,350	0,04	16	41/4	41/4	3 1/2	
7,000	0,500	6 2/3	IV	1,265	1,400	0,02	5	5	4 1/2	3 1/2	X	0,210	0,350	0,04	20	43/4	41/2	4	
8,400	0,600	8	V	1,265	1,400	0,02	6	6	5 1/2	4	XI	0,210	0,350	0,04	24	51/2	51/2	4 1/2	
10,500	0,700	10	VI	1,265	1,400	0,02	7 1/2	7	6	4 1/2	XII	0,210	0,350	0,04	30	5 1/4	5 1/4	5	

MACHINES COMPOUND A CONDENSATION ET ENVELOPPE

PRESSIONS INITIALES absolues.		CAS		CLASSE III Vapeur saturée.						CLASSE IV Vapeur surchauffée.									
p	p_m	atmosphères.	N°	p_3	p_b	M	$\frac{p_1}{p_b}$	r'_e	r''_e	r'''_e	CAS	N°	p_3	p_b	M	$\frac{p_1}{p_b}$	r'_e	r''_e	r'''_e
2,800	0,200	22/3	XIII	0,210	0,400	0,04	7	6	5	3	XIX	0,175	0,350	0,05	8	8	6	5	
4,200	0,300	4	XIV	0,210	0,400	0,04	11	8	7	4 1/2	XX	0,175	0,350	0,05	12	11	8	6	
5,600	0,400	5 1/3	XV	0,210	0,400	0,04	14	9	8	6	XXI	0,200	0,390	0,05	14	14	10	7	
7,000	0,500	6 2/3	XVI	0,210	0,420	0,04	17	10	9	7	XXII	0,210	0,390	0,05	16	18	12	8	
8,400	0,600	8	XVII	0,210	0,420	0,04	20	11	10	8	XXIII	0,210	0,380	0,05	20	20	15	9	
10,500	0,700	10	XVIII	0,210	0,420	0,04	25	13	10	9	XXIV	0,210	0,420	0,05	25	25	17	10	

les types principaux des machines à vapeur actuellement employés, même pour les cas spéciaux dans lesquels l'ingénieur n'a ordinairement d'autres ressources que de se livrer à des conjectures qui ne le mènent pas généralement à des considérations parfaitement justes ou à des résultats suffisamment exacts.

Quoi qu'il en soit, la planche qui accompagne cet ouvrage s'étend déjà entre les limites qui paraissent embrasser assez complètement l'ensemble des types de machines que l'on peut rencontrer dans la pratique journalière. Dans chaque cas spécial, une interpolation, soigneusement faite, pourra fournir à l'ingénieur les renseignements dont il aura besoin. Par exemple : si nous considérons le cas que représente la courbe B ; que nous augmentions la vitesse de piston et réduisons le frottement, nous obtiendrions une nouvelle courbe qui tombera entre B et C, après que nous aurons effectué les corrections nécessaires par les variations de vitesse, d'écart de température ou de détente.

Il n'est pas sans intérêt de comparer les valeurs de $\frac{p_1}{p_b}$ avec celles de r_c pour se faire une idée des différences énormes existant entre les rapports de détente le plus avantageux dans le cas pratique et dans le cas idéal. Ce sera aussi un moyen frappant de nous représenter combien on est loin encore, dans la pratique actuelle, d'approcher des conditions présentées par la machine théoriquement parfaite.

TABLEAU II

RAPPORTS DE DÉTENTE DONNANT LE TRAVAIL MAXIMUM AVEC LA DÉPENSE MINIMUM POUR UN APPAREIL DE DIMENSIONS DÉTERMINÉES ET EXISTANT

	CLASSE I						CLASSE II					
Cas . . .	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
N . . .	0½	0½	0½	0½	0½	0½	10	10	10	10	10	10
r_c^{iv} . . .	1 1/2	2 1/2	2 3/4	3 1/4	3 1/2	4	1 3/4	2 1/2	3	3 1/4	3 1/2	4
	CLASSE III						CLASSE IV					
Cas . . .	XIII	XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX	XXI	XXII	XXIII	XXIV
N . . .	10	10	10	10	10	10	12	12	12	12	12	12
r_c^{iv} . . .	2 1/2	3 1/2	4 1/4	4 1/2	4 1/2	4 3/4	4	4 1/2	4 3/4	5	5	5 1/4

Le tableau II donne les valeurs, obtenues par le même procédé que plus haut, du rapport de détente correspondant au travail maximum pour l'unité de la dépense et avec un appareil existant. On

voit que ces valeurs sont de beaucoup inférieures à celles qui correspondent au rendement commercial et bien qu'elles permettent la production d'un travail plus considérable pour cette unité de dépense, elles ne correspondent pas néanmoins à cette dernière utilisation. En effet :

Supposons que la machine fonctionne à un rapport de détente réglé en vertu de ces dernières considérations, on pourrait obtenir un travail plus considérable en accroissant la valeur de r et en remplaçant la machine donnée par une autre plus volumineuse ou dont la vitesse de piston serait plus considérable ; cela reviendrait, en somme, à effectuer la plus grande quantité possible de travail avec un nouveau rapport de détente, plus élevé. L'auteur a eu quelquefois l'occasion de résoudre ce problème dans la pratique, en augmentant la vitesse d'une machine donnée et la pression à laquelle elle fonctionnait en rendant automatique la commande de la détente. La limite réelle qui s'oppose à cet accroissement du travail effectué par une machine donnée, se détermine par des considérations d'un ordre très différent de celles que nous avons examinées plus haut. Elle est seulement atteinte en même temps que les limites de sécurité, en ce qui concerne machine et chaudière, ou quand le bénéfice, retiré de l'augmentation de puissance, est insuffisant pour donner lieu à un gain réel, contre-balancé qu'il est par les dépenses additionnelles. Cette dernière limite peut correspondre à une valeur r^{v} égale ou inférieure à celle de r_c .

Ces dernières considérations établissent nettement la différence radicale qui existe entre les problèmes relatifs à l'utilisation maximum du capital (8) et à l'utilisation commerciale maximum d'un appareil établi (9) (§ 174).

Si l'on compare les numéros 7, 12, 13 et 18 du tableau I aux mêmes numéros du tableau II, on remarquera que, au lieu de rapports respectivement égaux à 2, 5, 3, 9, nous aurons les rapports 1,75, 4, 2,5 et 4, 3/4 ; résultats qu'il serait absurde d'appliquer au cas (8), mais donnant toute satisfaction pour la solution du cas (9) qui concerne le propriétaire de l'appareil.

193. — Relations existant entre les dépenses et les profits. Le tableau III représente l'effet que produisent les variations de la

valeur réelle de la puissance dans la détermination du travail maximum que l'on peut retirer avec profit d'une machine quelconque.

Par exemple, supposons que le prix de revient d'un cheval-vapeur soit, comme c'est souvent le cas, sensiblement égal au prix du charbon nécessaire pour produire cette force, sans détente. Désignons cette valeur par p_m et la dépense de combustible par p_c ; prolongeons la ligne de base du diagramme jusqu'à ce qu'elle soit égale à deux fois la longueur de OX ($\frac{p_m}{p_c} = 1 = N$), l'angle que fait avec OX la ligne menée de cette extrémité au point A (fig. 168) est de 45° centigrades. A l'aide d'une construction très simple, et grâce au concours d'une simple équerre, on trouvera le point de la courbe d'utilisation choisie duquel on peut mener une tangente parallèle à la ligne déterminée plus haut, ce qui nous donnera le rapport de détente cherché r^v .

Dans le tableau ci-dessus, pour la machine n° VI de la classe I, on a $r^v = 2 \frac{1}{2}$; la machine No VII de la classe II donne $r^v = 2$ et c. (Voir tableau III.)

Il est particulièrement intéressant et instructif, croyons-nous, d'observer dans quelle mesure l'importance des pertes, des condensations initiales, par exemple, en ce qui concerne son action sur la détermination du rapport de détente le plus avantageux, diminue avec le degré d'expansion.

TABLEAU III

EFFET DES VARIATIONS DU RAPPORT DE LA VALEUR MARCHANDE AU PRIX DE REVIENT DE LA PUISSANCE. VALEURS LIMITES MAXIMA DE r^v

		N ¹	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	1,00
Classe I	N° IV		»	»	»	»	3	2 1/2
— II	— VII		»	»	»	»	»	2
— II	— X		»	»	»	»	»	2
— III	— XV		»	7	5	4	3	2 1/2
— III	— XVII		»	7	5	4	3	2 1/2
— IV	— XXI		9	7	6	4	3	2 1/2
— IV	— XXIV		10	7	6	4	3	2 1/2
0			22°	27°	31°	35°	39°	45°

Si l'on admet que la dépense du combustible brûlé dans le

foyer s'élève à 250 francs par cheval et par an, dans le cas où le fonctionnement a lieu sans détente, on pourra déduire, du tableau précédent, le degré de détente au-dessous duquel une perte sèche se produira pour des coûts du cheval-vapeur respectivement égaux à 100, 125, 150, 175, 200 et 250 francs.

194. — **Profit résultant d'un rapport de détente donné.** On peut résoudre d'autres problèmes, inverses des précédents, par exemple : « Déterminer le prix maximum que l'on peut payer la puissance, sans qu'il y ait perte, pour toute pression moyenne ou tout rapport de détente? » « Quel bénéfice peut-on réaliser pour une dépense donnée? » « Quelle dépense totale rend le plus économique un rapport de détente donné? »

Pour résoudre ces problèmes, menez une ordonnée à la ligne des pressions moyennes qui n'est autre, nous le savons, que la courbe d'utilisation au rapport de détente donné. L'abscisse représentera, en fonction de la dépense à pleine introduction, le coût de la puissance, mesuré par l'ordonnée correspondante, au-dessus de laquelle la perte s'accroîtra quand $M = 0$. La différence entre le coût total et le maximum donnera la mesure du bénéfice obtenu si la puissance est cédée au prix le plus élevé correspondant.

Le tableau IV montre les variations du prix maximum de la puissance disponible, en relation avec les variations de la détente, et le prix réel des dépenses, variable avec le combustible employé, en prenant comme point de comparaison la consommation correspondant à la marche à pleine introduction.

TABLEAU IV

LIMITE MAXIMUM DU COÛT RELATIF. RAPPORT DE DÉTENTE LE PLUS ÉCONOMIQUE SUPPOSÉ ÉGAL A 7. DÉPENSE A PLEINE INTRODUCTION = UNITÉ; M OU N = 0,1.

		1	2	3	4	5	6	8	10
Classe I	N° IV	1,1	.80	.75	.75	.85	.85	»	»
— II	— VII	1,1	.80	.85	1,1	»	»	»	»
— II	— X	1,1	.75	.80	.95	»	»	»	»
— III	— XV	1,1	.75	.70	.70	.75	.80	.90	1,1
— III	— XVII	1,1	.75	.70	.70	.70	.70	.75	.90
— IV	— XXI	1,1	.75	.70	.90	.65	.70	.75	.90
— IV	— XXIV	1,1	.75	.70	.65	.65	.55	.55	.65

195. — Influence du prix de la machine sur le rapport de détente le plus avantageux. Les variations que peut subir le prix de la machine prennent maintenant une véritable importance que l'ingénieur ne saurait méconnaître. D'après les résultats de l'expérience, on trouvera généralement que les valeurs de M ou N descendent entre 0,02 et 0,15, comme dans les exemples choisis plus haut, mais ne dépassent probablement jamais 0,20.

Une fois la courbe convenablement établie pour une machine déterminée, il devient facile de déterminer l'effet des variations du rapport de détente. On trouvera, dans le tableau V, les résultats qui, à ce point de vue, découlent des cas déjà étudiés.

TABLEAU V

EFFET DES VARIATIONS DU RAPPORT DU PRIX DE MACHINE. VALEURS LES PLUS AVANTAGEUSES DE r_v''' OU r_v^{iv} .

	M ou N		.02	.04	.06	.08	.10	.15	.20
Classe I	Exemple IV		3 1/2	3 1/4	3	2 3/4	2 3/4	2 1/2	2 1/4
— II	— VII	»	2	2	1 3/4	1 3/4	1 2/3	1 1/2	
— II	— X	»	4	3 3/4	3 1/2	3 1/4	2 3/4	2 1/2	
— III	— XV	»	6	5	4 1/4	4	3 1/2	3	
— III	— XVII	»	8	6	4 3/4	4 1/2	3 3/4	3 1/4	
— IV	— XXI	»	6 1/2	6	5 1/2	4 3/4	3 3/4	3 1/4	
— IV	— XXIV	»	9	7	6	5	4	3 1/2	

Les différences existant entre la valeur de la pression moyenne et le rapport de détente donnant le rendement commercial maximum sont moindres quand les pertes internes sont plus grandes et leurs valeurs absolues deviennent plus faibles. Les cas IV, X, XVII et XXIV comportent la même pression initiale et environ les mêmes valeurs de r_v à mesure que les valeurs de M ou N deviennent plus élevées; elles sont en effet, pour les deux premiers et pour les deux derniers cas, presque égales à la valeur maximum choisie.

Il est bien évident que la valeur maximum de r_v peut servir de mesure à la valeur économique de la machine ou du type qu'elle représente et que, plus ces valeurs seront grandes, plus, toutes choses égales d'ailleurs, les valeurs de r_v'' , r_v''' , r_v^{iv} se rapprocheront l'une de l'autre et mieux la machine considérée sera conçue.

On voit donc que nous avons maintenant un moyen de déterminer l'effet des variations de quantités variant isolément, les autres restant constantes, méthode dont le besoin se faisait sentir depuis longtemps, mais que l'on ne possédait pas encore avant cet exposé.

On trouvera, dans le cas suivant, un autre exemple de l'application de cette méthode, non moins important que ceux considérés plus haut :

196. — Influence de la contre-pression sur le fonctionnement économique. La même méthode nous permet d'étudier facilement les effets produits par les variations de la contre-pression.

Le tableau VI nous en fournira plusieurs exemples :

TABLEAU VI

EFFET DES VARIATIONS DE LA PRESSION INITIALE ET DE LA CONTRE-PRESSION.
MEILLEURES VALEURS DE r_0' .

$\frac{p_b}{p_1}$		$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{20}$
Classe I	N° IV	2 3/4	3 1/4	3 1/2	3 1/2	»	»	»	»
— II	— VII	1 1/2	1 2/3	1 2/3	1 3/4	2 1/4	2 1/2	»	»
— II	— X	»	»	»	1 3/4	2 1/4	2 1/2	3	4
— III	— XVI	»	»	»	4 1/2	6	7	9	11
— IV	— XXII	»	»	»	6	6	8	12	15

Ces différences dans la valeur de r_0 sont obtenues dans la supposition que les condensations intérieures, aussi bien que les autres conditions du fonctionnement restent invariables malgré les variations de la contre-pression. En réalité, ces différences se trouveraient réduites par le fait que l'accroissement de la pression au condenseur diminue assez l'effet des condensations pour que le rapport le plus avantageux de détente se trouve légèrement augmenté et que les différences considérées soient moindres. Le bénéfice qui en découle paraît même suffisant pour justifier, quand les pressions sont élevées, l'adoption de la machine sans condensation, plus simple et de meilleur rendement mécanique. On s'en rendra mieux compte encore après avoir comparé les classes I et II.

En pratique, il sera toujours préférable de résoudre chaque problème qui peut se présenter.

197. — Considérations que l'on peut déduire de ce qui précède. Comme exemple de l'application de cette méthode, nous pouvons étudier, d'après le tableau I, les valeurs du rapport de détente correspondant au rendement maximum, pour un type donné de machine.

Ainsi, le cas III est relatif à une machine d'un modèle courant, sans condensation, à distribution par déclat, fonctionnant à 5 atmosphères $1/2$ effectifs avec une admission moyenne de $1/4$ environ. Le cas V est relatif à la même machine fonctionnant à 8 atmosphères avec une admission de $1/3$ environ. L'admission qui, dans ces deux appareils, correspondrait au rendement commercial maximum serait respectivement de $1/3$ et $1/4$.

Dans la seconde classe, le cas VII est relatif aux anciennes machines à basse pression des bateaux de rivière américains, fonctionnant à 2,6 atmosphères. La dépense minimum de charbon correspond à une admission de $1/2$, mais l'utilisation maximum totale correspondrait à une admission un peu plus forte et c'est ce qu'avaient deviné les constructeurs de ces machines.

Le cas VIII est relatif aux anciennes machines des bateaux de l'Hudson fonctionnant à $3^{kg}, 23$, les deux rapports de détente considérés y étaient l'un un peu supérieur, l'autre un peu inférieur à trois volumes. Toutefois, avec les appareils à aubes, il est peu avantageux de dépasser une semblable détente, à cause de la vitesse inégale de rotation qui en résulte.

Le cas IX s'applique assez bien à un grand nombre de machines fixes ; le tiroir, dans les cas considérés, ferme les orifices à $1/3$ et $1/4$ de la course.

La comparaison entre les classes I et II montre que, si on élève davantage les pressions, la machine sans condensation reste à peu près aussi économique que la machine à condensation, conclusion déjà tirée par Isherwood d'essais comparatifs sur des machines Corliss ¹, mais la comparaison des valeurs de r_e''' montre que l'on n'aurait avantage à échanger le condenseur contre un réchauffeur d'alimentation que pour des pressions très supérieures à celles employées aujourd'hui et avec des machines munies

¹ *Journal Franklin Institute*; Sept. 1881.

d'enveloppes. Le bénéfice de 10 p. 100 qui résulte du réchauffage de l'eau d'alimentation et la différence de dimensions du cylindre amènent la pression correspondant au rendement total minimum, à un chiffre inférieur que nous pouvons déterminer, dans tous les cas, par la méthode ci-dessus.

On retrouve des résultats comparables à ceux des cas XV et XVI avec les machines des paquebots transatlantiques ou les pompes compound. L'admission correspondant au rendement maximum de la machine ou du combustible est de $1/8$ ou $1/9$, mais elle ne dépasse pas $1/6$ ou $1/7$ en réalité en ce qui concerne l'utilisation maximum du capital engagé, c'est d'ailleurs à ces chiffres que se sont arrêtés les constructeurs les plus habiles.

Les cas XXII et XXIII sont relatifs à la pratique moderne la plus perfectionnée, à l'emploi de la vapeur surchauffée à très haute pression avec réchauffage au réservoir intermédiaire, comme par exemple dans les pompes construites par MM. Corliss, Cowper et Leawitt. Les rapports de détente devraient s'élever à 12 et 13 volumes à ne considérer que l'économie du combustible par rapport au travail en eau montée, mais ils ne dépassent pas les deux tiers de ces valeurs pour produire l'utilisation maximum du capital¹. Les cas XXII et XXIII sont relatifs aux meilleures pompes du système Corliss qui donnent des résultats intermédiaires entre XXIII et XXIV ; le meilleur rapport de détente est compris entre 9 et 10 volumes en admettant que la courbe d'utilisation que nous avons choisie pour le cas IV s'applique aussi au cas présent. Pour un rapport de détente réel de 9 volumes, le rapport apparent sera environ de 10, tandis que l'admission qui correspondrait au rendement maximum en eau montée serait d'environ $1/16$.

On ne doit pas oublier que tous les problèmes, relatifs aux différents prix de revient que nous avons considérés, ont pour base de comparaison et pour unité de mesure la dépense annuelle totale, dans la supposition qu'il n'y a pas de détente, et relative à tous les frais compris dans la classe 3, c'est-à-dire à tous ceux qui varient avec la consommation de vapeur.

On se trouve rarement en présence des cas considérés dans le tableau III ; nous en donnerons pourtant deux exemples ;

(1) Le propriétaire d'un appareil existant pourra, lorsque la

chaudière est amplement suffisante, louer la puissance que développe ce dernier, dans les meilleures conditions financières, en fournissant les puissances indiquées par les valeurs de r'' du tableau II. Pour les cas IV, V et VI, qui sont parmi les plus usuels, la meilleure introduction est d'environ $1/3$.

Si toutefois on eût connu à l'avance la puissance qui devait être nécessaire, le propriétaire de l'appareil eût mieux fait de commander dès le début une machine plus forte ou à plus grande vitesse, fonctionnant avec un rapport supérieur de détente et il eût trouvé économique de modifier la machine existant telle que nous l'avons supposée, suivant les principes que nous avons énoncés plus haut, de manière à produire la plus grande quantité de travail avec le plus faible degré d'introduction qu'il soit possible de réaliser.

(2) Le second exemple nous sera fourni par une machine marine disposée de manière que son rendement maximum corresponde aux faibles puissances développées pendant la plus grande durée de son fonctionnement, l'allure correspondant à des puissances plus considérables n'étant atteinte qu'à de rares intervalles. On a souvent étudié, pour des navires de guerre, des machines qui fonctionnent normalement à de faibles vitesses et de grandes détente, leur puissance maximum correspondant au contraire à une expansion moins considérable et le tirage forcé étant alors adopté pour parer à l'insuffisance des chaudières. Dans un pareil cas, le meilleur rapport serait r'' , pour les faibles puissances et l'on aurait peut-être avantage à faire varier la détente dans les limites comprises entre r'' et r'' , correspondant à des valeurs extrêmes de M et N. Comme nous l'avons établi en ce qui concerne les appareils ordinaires, pour toute machine, le rapport d'expansion à choisir est celui qui correspond au rendement commercial maximum.

Les valeurs que nous avons données de M et de N sont basées sur le prix moyen du charbon : 25 francs la tonne. Les valeurs du rapport de détente le plus avantageux seront moindres pour des prix plus bas et supérieures pour des prix plus élevés. Ces dépenses relatives à l'entretien général de l'installation resteront constantes au contraire puisque les valeurs du prix de revient de la vapeur et de M seront la première directement et la seconde inversement

proportionnelles au prix du combustible. Si le charbon coûtait 50 francs la tonne, la valeur de M serait moitié moindre que celle donnée précédemment et le rapport de détente le plus faible se trouverait accru d'une manière correspondante comme on le voit d'après le tableau VI.

La courbe B, comprise dans le dernier groupe des courbes d'utilisation s'applique assez convenablement aux locomotives non compound qui retombent dans la catégorie des machines monocylindres, sans enveloppe, et à échappement libre. M. Hotchkiss a réuni pour l'auteur un grand nombre de renseignements relatifs aux résultats relevés en service, sur des locomotives de différents systèmes en usage aux Etats-Unis¹. On conclut, de chiffres moyens, que $M = 0,32$ et que le rapport de détente, correspondant au rendement commercial maximum, est environ de $r_c = 0,2$; les proportions de la machine devront être calculées de manière que cette dernière fonctionne normalement dans ces conditions². Une fois la machine construite, elle pourra, il est vrai, être utilisée à remorquer des charges plus lourdes dans des conditions d'économie similaires, mais non pas égales à celles que présenterait une machine étudiée primitivement en vue de ces charges plus fortes.

Voici un autre cas semblable :

Admission correspondant au rendement maximum du fluide. . . .	0,40
— — — — — de la machine	0,48
— — — — — commercial	0,63
— — — — — au travail et au rendement maxima. . . .	0,75

les valeurs des coefficients étant $M = 0,27$, et $N = 0,89$.

Les chiffres suivants ont été obtenus, en 1891, à la suite d'expériences ayant pour but de fournir les données nécessaires à la solution du problème, tel qu'il se présente au constructeur et formulé plus haut chapitre VII.

Trois types de machines se trouvaient en présence lors d'un concours relatif à la fourniture de moteur pour un tramway électrique, à savoir : 1° machine monocylindre sans condensation ;

¹ Voir *Wellington's Railway location*.

² Nous ne citons pas ici différents chiffres donnés par l'auteur parce qu'ils ne paraissent pas s'accorder avec la pratique européenne. (*Note du Traducteur*.)

2° machine monocylindre à condensation ; 3° machine compound à condensation. Leur puissance leur prix, etc., étaient respectivement conformes aux chiffres indiqués dans le tableau suivant :

PRIX ET PUISSANCE DES MACHINES

	TYPE		
	I	II	III
Puissance indiquée garantie (chevaux).....	105	105	112
— au frein.....	95	95	96
Prix par cheval indiqué en place (francs).....	120	140	195
— de la transmission.....	10	10	10
Prix total.....	130	150	205
Prix des chaudières par cheval.....	70	60,00	45
— de la cheminée —	35	32,50	30
Prix total.....	105	92,50	75
Prix total de la machine.....	12 800	15 200	19 950
— des chaudières.....	9 975	8 550	7 125
Total.....	22 775	23 750	27 075
Charbon par cheval-heure indiqué.....	1,590	1,250	0,952

En admettant un impôt de 4,5 p. 100 basé sur une évaluation des deux tiers de la valeur réelle, un taux d'intérêt de 5 p. 100, une dépréciation annuelle de 4 p. 100 et 2 p. 100 de réparation; une dépréciation des chaudières de 10 p. 100, des dépenses diverses : huile, etc., par cheval, de 0,0002 et en admettant que le combustible coûte 15 francs la tonne, les frais annuels ressortaient à :

	I	II	III
Dépenses annuelles :	22 500 fr.;	28 850 fr.;	15 840 fr.

Le système compound à condensation entraînait donc une économie de près de 2 500 francs par an.

Si nous supposons que la courbe EE de la dernière figure du chapitre VII s'applique assez exactement à ce cas particulier, et si on fait $p_1 = 7^{\text{kg}}$, $p_b = 0,210$, $\frac{p_b}{p_1} = 0,033$, $M = 0,07$, on trouvera que l'on doit avoir $r = 7,5$ environ. Le rendement maximum, envisagé au contraire au point de vue du propriétaire serait obtenu pour $r = 5$ environ.

Comparons ce cas avec celui qui serait présenté par une machine monocylindre à déclic, sans condensation, d'environ 75 chevaux, dont la vitesse soit telle que la courbe qui y est relative corresponde à celle du cas précédent, soit E. Les données relatives à cette machine sont comme suit :

DÉPENSES DE PREMIER ACHAT

Puissance indiquée (chevaux)	75
Puissance au frein —	67,5
Prix de la machine par cheval indiqué	125 francs
— des transmissions —	25
Total.	150
Prix des chaudières par cheval indiqué	60 francs
— de la cheminée.	40
Total.	100
Prix total de la machine	11 250
— des chaudières.	7 500
Prix de l'ensemble.	18 750
Poids de vapeur par cheval-heure indiqué	11,340 ^{kg}
— charbon.	1,815

Si cette machine travaille douze heures par jour et trois cent treize jours par an, l'eau ne coûtant rien, on aura :

DÉPENSES ANNUELLES ¹

(1) Invariables :	
Construction et terrains	35 000 francs
Impôts sur —	2 000
Taxes annuelles à 1, 5 p. 100	300
Intérêt à 5, 4 p. 100.	1 890
Salaire du mécanicien.	5 000
— du chauffeur	3 500
Total	40 690
(2) Variables avec la machine :	
Intérêt à 5,63 p. 100.	632,75
Réparations à 2 p. 100.	225
Amortissement à 4 p. 100	450
Taxes à 1, 5 p. 100	123,75
Huile, divers, etc., à 94 cent. par cheval.	352,50
Total	1 784,00

¹ Nous rappelons que ces chiffres, donnés par l'auteur, ne sont pas entièrement applicables en France où la valeur de l'argent est plus grande qu'en Amérique. (*Note du Traducteur.*)

(3) Variables avec la chaudière :	
Combustible à 10 francs la tonne, 563.4t.	5 634,00
Intérêt à 5, 63 p. 100	421,90
Entretien et amortissement à 15 p. 100.	1 125,00
Assurances.	100,00
Taxes	82,50
Total.	<u>7 363,40</u>
Total des dépenses variables annuelles (2)	
et (3).	9 147,40

En nous rapportant à la courbe E, nous trouvons pour $p_b = 18$, $p_i = 95$, $\frac{p_b}{p_i} = 0,19$ et $M = 0,85$.

Les résultats obtenus comme plus haut, seront :

Rapport de détente correspondant au rendement vrai du fluide . . .	4,35
—	—
—	—
de la machine.	3,64
du capital. . .	2,94

La machine devra donc être réglée pour une introduction moyenne de 0,3 mais son rendement propre sera maximum quand $r = 3,6$ environ.

198. Variation des condensations intérieures. — Un des problèmes les plus intéressants que l'on puisse résoudre par l'emploi de cette méthode est incontestablement le suivant :

Etant donné le mode de variation de l'utilisation en fonction des rapports de détente et des quantités de vapeur consommée, déterminer le mode de production des condensations à l'admission en fonction des valeurs de $\frac{1}{v}$.

Pour résoudre ce problème, il suffira de tracer la courbe d'utilisation, comme ADE (fig. 167), et les courbes des pressions moyennes adiabatiques, pour différentes valeurs de x , comme celles qui sont représentées en pointillé sur la figure.

Les points d'intersection de ces courbes avec la courbe d'utilisation déterminent les rapports de détente pour lesquels la condensation totale s'élève à la proportion correspondant à la ligne adiabatique considérée.

On devra remarquer que, dans tous les problèmes de maxima ou de minima susceptibles d'être résolus par cette construction, la

portion de dépense prise comme variable indépendante est celle qui est fonction de la quantité de vapeur ou de combustible dépensée par la machine.

199. Problèmes susceptibles d'être résolus à l'aide de ces diagrammes. — Pour chaque classe de machine, on peut résoudre très facilement, pour ainsi dire par la seule inspection du diagramme, une importante série de problèmes, d'ailleurs simples, en se rapportant à la courbe d'utilisation correspondante :

1° Pour déterminer l'augmentation ou la diminution de puissance résultant d'une modification du degré d'admission, on mesurera les ordonnées de la courbe correspondant au degré de détente actuel et à celui qu'on se propose d'adopter. Leur valeur relative servira de mesure à la puissance relative de la machine pour les deux introductions considérées, tandis que les abscisses mesureront les quantités de vapeur dépensées.

(2) Pour déterminer l'augmentation ou la diminution de la consommation de charbon ou de vapeur par cheval-heure, correspondant à des variations du rapport de détente, il suffira de comparer les rapports des abscisses aux ordonnées aux différents points correspondant aux introductions considérées.

(3) Pour déterminer la consommation absolue de vapeur ou de combustible par cheval et par heure, on calculera d'abord cette consommation au point de vue purement thermodynamique. On multipliera ensuite la quantité ainsi trouvée par le rapport $\frac{y}{r_m}$ de la pression moyenne de la machine idéale, pour le rapport de détente choisi à celle qui est donnée, pour la même machine, par la véritable courbe d'utilisation. Ou bien, on calculera la consommation de la machine fonctionnant sans détente et sans pertes, et on la multipliera par le rapport $\frac{p_1}{p_m y}$, en relevant p_m et y sur le diagramme N, sans perdre de vue que p_1 est la pression moyenne correspondant à la pleine introduction, la vapeur étant supposée sèche.

200. Conclusions. — De tout ce qui précède, il résulte évidemment que tout ingénieur, soucieux d'établir un cahier des charges relatif à une fourniture d'appareil à vapeur devant spécifier et

définir les conditions du fonctionnement, devra tout d'abord établir la *courbe probable d'utilisation* relative au type de machine adopté et résoudre les principaux problèmes relatifs à son régime économique. Il devra tout d'abord indiquer les dimensions de l'appareil, puis la pression moyenne ou, tout au moins, le rapport de détente qui devra correspondre au fonctionnement le plus économique et le rendement ou la consommation que l'on devra obtenir en service courant, enfin le rapport de détente pour lequel le travail produit sera inférieur au travail moyen exigé. Il devra aussi indiquer la pression moyenne ou le rapport de détente qui correspondront au rendement *commercial* maximum pour la puissance normale et fixer les limites de consommation admissible dans ces conditions. En dernier lieu, il ne faudra pas oublier de prescrire que la machine devra être capable, si l'on vient à augmenter le travail qu'elle aura à produire, d'atteindre au moins, avec sécurité, ce que nous avons appelé le « rendement maximum de l'installation » dans des conditions suffisamment économiques.

Ainsi : la pression moyenne et le rapport de détente adoptés pour l'essai de consommation étant déterminés à l'avance, le constructeur sera à même de garantir, en toute connaissance de cause, un rendement ou une consommation minimum ; la détermination des conditions du fonctionnement en service régulier, correspondant au rendement commercial maximum, amènera aussi celle des dimensions les plus avantageuses qu'il convient de donner à la machine.

Les différents cas que nous avons traités ne devront être considérés que comme des exemples et non comme donnant des résultats que l'on devra accepter en pratique. Chaque cas particulier devra être analysé séparément et d'une manière complète. On trouvera d'ailleurs, dans le dernier chapitre du second volume, un grand nombre de chiffres et de renseignements qui pourront compléter ce que nous avons dit ici sur ce sujet spécial.

201. Limites absolues de la détente. — Nous avons généralement admis jusqu'ici que le rapport de détente le plus avantageux pour obtenir les rendements maxima soit de la machine, soit du fluide soit du capital, croissait sans limite à mesure que la pression aug-

mentait ou que, pour une machine donnée, le rapport de la contre-pression diminuait, en négligeant ce fait que la valeur du rapport de détente se trouve modifiée par les variations des conditions de fonctionnement, même dans le cas où le rapport $\frac{p_r}{p_1}$ ne change pas.

Il est cependant facile de voir que, pour toute machine fonctionnant dans les conditions de la pratique usuelle, il existe, pour tous ces « rapports de détente correspondant à une utilisation maximum », une limite au delà de laquelle on ne peut augmenter économiquement le degré d'expansion, même en supposant que les pressions s'accroissent indéfiniment.

Nous allons même voir que cette limite est très souvent dépassée dans la pratique.

En réalité, quelle que soit l'augmentation de la pression, cette limite ne se déplace guère ; si on suppose que la pression soit infinie, non seulement le rapport de détente sera une quantité finie, mais encore il s'écartera peu des chiffres usuels dans la meilleure pratique moderne.

L'ingénieur qui étudie une machine doit ne pas perdre de vue ces principes non plus que ceux énoncés plus haut et baser sur leur application intégrale la détermination des dimensions des appareils à construire. En réalité, il ne faut pas l'oublier, sous quelque forme que se présente le problème, la question finale à résoudre est du domaine financier.

Si l'on se reporte aux équations que nous avons données, on remarquera que dans toutes, sauf dans celles qui sont relatives au rendement du fluide ou de la machine, on peut trouver des valeurs de r telles que leurs premiers membres deviennent nuls : en effet, n est toujours voisin de l'unité, q varie en pratique de $q = 0$ à $q = 0,3$ et b entre $b = 0,8$ et $b = 0,9$; M et N possèdent ordinairement une valeur comprise entre 0,02 et 0,15.

Ainsi, la forme de la fonction est telle que le premier terme peut toujours s'annuler pour une valeur finie de r , valeur qui constitue la « limite absolue », correspondant au cas considéré, au delà de laquelle la détente ne saurait être poussée avantageusement, même si on augmentait indéfiniment la pression. Au delà de ce point $\frac{p_b}{p_1}$ devient négatif, ce qui indique que les conditions de fonctionnement alors supposées sont d'une réalisation impossible.

Si au contraire notre examen porte sur les équations fournies par la thermodynamique pure, nous ne trouvons pas de limite analogue ; le premier membre reste affecté d'un signe positif pour toutes les valeurs de r et ne peut jamais devenir nul pour des valeurs finies de r . Cela nous conduit à remarquer à nouveau la différence qui existe entre la machine *idéale* dont le cylindre n'est pas conducteur de la chaleur et la machine *réelle*, à cylindre métallique, analogue à celle que nous avons constatée entre les cas relatifs aux rendements maximum de la machine et du capital engagé. Il est exact que, en ce qui concerne l'utilisation maximum du fluide dans la machine parfaite, l'accroissement indéfini de la pression permet une augmentation également indéfinie de la détente. Dans tous les autres cas, il existe une limite déterminée pour chacun d'eux et au delà de laquelle la détente ne saurait être poussée économiquement.

Dans les appareils des navires *Michigan*, *Georgiana* et *Bache* pour lesquels on a tracé les véritables courbes de rendement, comme nous l'avons dit plus haut, ces courbes ne subissent pas de modification lorsque l'on augmente les pressions, et il est impossible d'augmenter avec profit le rapport de détente, au delà de trois, cinq et dix volumes respectivement, même en admettant un accroissement indéfini de pression, c'est-à-dire même quand $\frac{p_b}{p_1} = 0$.

Nous en concluons :

(1) Que, dans toute machine réelle, il existe « une limite absolue au degré économique de détente », que l'on cherche à obtenir les utilisations maxima du fluide, de la machine ou du capital engagé, et que cette limite ne saurait être dépassée sans perte, quelle que soit la pression de la vapeur.

(2) Que cette limite s'élève d'autant plus que le type de machine considéré est plus perfectionné, mais qu'elle n'est indéfiniment reculée que dans la machine idéale où l'on considère seulement les utilisations du fluide et de la machine.

(3) Que cette limite est relativement basse dans la machine peu perfectionnée et se trouve même quelquefois dépassée en pratique.

(4) Que ces considérations s'appliquent dans leur rigueur à toutes les machines thermiques, où le fluide moteur est un gaz ou une vapeur et dont le cylindre, métallique, est bon conducteur de la chaleur.

APPENDICE

I
VAPEUR D'EAU SATURÉE

Vide au condenseur	Pression absolue par cm ²	Températures centigrades	QUANTITÉS DE CHALEUR PAR KILOGRAMME					Chaleur totale à la température t par mètre cube de vapeur	Poids du mètre cube de vapeur	Volume du kilogramme de vapeur
			S	I	E	L = l + e	H = S + L			
Millimètres de mercure	Kilog.	Degrés	Nécessaire pour élever la température de l'eau de 0 à t°	Chaleur latente interne	Chaleur latente externe	Chaleur latente totale	Calories	Kilog.	Mètres cubus	
752,6	0,01	6,72	6,72	570,08	31,74	601,82	608,54	0,0075	134,40	
723,2	0,05	32,69	32,72	549,54	34,21	583,75	616,47	0,0347	28,77	
686,4	0,10	45,57	45,64	539,35	35,41	574,76	620,40	0,0571	14,90	
642,0	0,20	59,75	59,89	528,13	36,70	564,83	624,72	0,1292	7,740	
539,3	0,30	68,74	68,93	521,03	37,51	558,54	627,47	0,1893	5,282	
465,8	0,40	75,46	75,72	515,70	38,40	553,80	629,52	0,2481	4,030	
392,2	0,50	80,89	81,18	511,44	38,58	549,99	631,47	0,3059	3,270	
318,7	0,60	85,48	85,81	507,79	38,97	546,76	632,57	0,3632	2,753	
245,1	0,70	89,46	89,83	504,63	39,34	543,94	633,79	0,4202	2,380	
171,6	0,80	93,00	93,41	501,84	39,62	541,46	634,87	0,4762	2,100	
98,0	0,90	96,18	96,63	499,32	39,88	539,20	635,83	0,5316	1,881	
24,5	1,00	99,08	99,56	497,03	40,13	537,16	636,72	0,5868	1,704	
»	1,1	101,76	102,28	494,91	40,35	535,26	637,54	0,6426	1,555	
»	1,2	104,23	104,79	492,95	40,55	533,50	638,29	0,6978	1,432	
»	1,3	106,54	107,13	491,12	40,74	531,86	638,99	0,7525	1,328	
»	1,4	108,71	109,33	489,41	40,92	530,33	639,66	0,8068	1,238	
»	1,5	110,76	111,44	487,79	41,08	528,87	640,28	0,8609	1,160	
»	1,6	112,69	113,36	486,26	41,24	527,50	640,86	0,9147	1,093	
»	1,7	114,54	115,25	484,80	41,38	526,18	641,43	0,9682	1,033	
»	1,8	116,29	117,03	483,42	41,52	524,94	641,97	1,0217	0,979	
»	1,9	117,96	118,72	482,11	41,65	523,76	642,48	1,0751	0,930	

2,0	119,56	120,35	480,84	44,78	522,62	642,97	725,27	1,128	0,886
2,1	121,41	121,93	479,61	44,90	521,51	643,44	759,90	1,181	0,847
2,2	122,38	123,43	478,44	42,02	520,46	643,89	793,92	1,233	0,811
2,3	124,02	124,89	477,31	42,13	519,44	644,33	828,61	1,286	0,777
2,4	123,39	126,29	476,21	42,24	518,45	644,74	863,31	1,339	0,747
2,5	126,72	127,64	475,17	42,34	517,51	645,15	897,40	1,391	0,719
2,6	128,01	128,95	474,15	42,44	516,59	645,54	931,51	1,443	693, litres
2,7	129,26	130,23	473,16	42,53	515,69	645,92	965,65	1,495	668,9
2,8	130,47	131,47	472,20	42,62	514,82	646,29	999,81	1,547	646,4
2,9	131,65	132,67	471,27	42,71	513,98	646,65	1033,99	1,599	625,5
3,0	132,79	133,84	470,36	42,80	513,16	647,00	1068,20	1,651	606,0
3,1	133,91	134,98	469,48	42,88	512,36	647,34	1101,77	1,702	587,5
3,2	135,00	136,09	468,63	42,96	511,59	647,68	1136,03	1,754	570,2
3,3	136,06	137,18	467,78	43,04	510,82	648,00	1169,64	1,805	554,0
3,4	137,09	138,23	466,96	43,12	510,08	648,31	1203,91	1,857	538,5
3,5	138,10	139,26	466,17	43,19	509,36	648,62	1237,57	1,908	524,0
3,6	139,08	140,26	465,40	43,26	508,66	648,92	1271,23	1,959	510,4
3,7	140,05	141,26	464,63	43,33	507,96	649,22	1304,93	2,010	497,5
3,8	140,99	142,22	463,88	43,40	507,28	649,50	1338,62	2,061	485,2
3,9	141,91	143,16	463,15	43,47	506,62	649,78	1372,34	2,112	473,5
4,0	142,82	144,10	462,43	43,53	505,96	650,06	1406,08	2,163	462,3
4,1	143,70	144,99	461,75	43,59	505,34	650,33	1439,18	2,213	451,7
4,2	144,57	145,88	461,05	43,66	504,71	650,59	1472,94	2,264	441,7
4,3	145,33	146,77	460,36	43,71	504,07	650,86	1506,74	2,315	432,0
4,4	146,26	147,62	459,71	43,78	503,49	651,11	1539,88	2,365	422,9
4,5	147,09	148,47	459,06	43,83	502,89	651,36	1573,03	2,415	414,1
4,6	147,89	149,29	458,43	43,89	502,32	651,61	1606,87	2,466	405,5
4,7	148,69	150,11	457,79	43,95	501,74	651,85	1640,05	2,516	397,4
4,8	149,47	150,91	457,18	44,00	501,18	652,09	1673,92	2,567	389,6
4,9	150,24	151,71	456,56	44,05	500,61	652,32	1707,12	2,617	382,1
5,0	150,99	152,47	455,97	44,11	500,08	652,55	1740,35	2,667	375,0
5,1	151,74	153,23	455,39	44,16	499,55	652,78	1773,60	2,717	368,4
5,2	152,47	153,99	454,80	44,21	499,01	653,00	1806,85	2,767	361,5
5,3	153,18	154,74	454,25	44,26	498,51	653,22	1840,12	2,817	355,0
5,4	153,89	155,45	453,68	44,31	497,99	653,44	1873,41	2,867	348,8
5,5	154,59	156,16	453,13	44,36	497,49	653,65	1906,70	2,917	342,9
5,6	155,28	156,88	452,58	44,40	496,98	653,86	1939,35	2,966	337,2
5,7	155,96	157,57	452,05	44,45	496,50	654,07	1972,68	3,016	331,6
5,8	156,63	158,27	451,51	44,49	496,00	654,27	2002,06	3,060	326,2
5,9	157,29	158,94	450,99	44,54	495,53	654,47	2038,67	3,115	321,0
6,0	157,94	159,60	450,48	44,59	495,07	654,67	2072,03	3,165	316,0

I. — VAPEUR D'EAU SATURÉE. (Suite.)

Pressions absolues par cm ²	Températures centigrades	QUANTITÉS DE CHALEUR PAR KILOGRAMME						Chaleur totale à la température t $L_1 = H \times W$	Poids du mètre cube de vapeur	Volume du kilogramme de vapeur
		Nécessaire pour élever la température de l'eau de 0 à t	Chaleur latente interne	Chaleur latente externe	Chaleur latente totale	Chaleur totale de vaporisation	Chaleur totale			
P	t	S	I	E	L = I + E	H = S + L	Calories	W	C	
Kilogram.	Degrés	Calories	Calories	Calories	Calories	Calories	Calories	Kilogram.	Litres	
6,1	158,28	160,27	449,97	44,63	494,60	654,87	2 105,41	3,215	314,1	
6,2	159,22	160,92	449,46	44,68	494,14	655,06	2 138,12	3,264	306,4	
6,3	159,85	161,58	448,96	44,71	493,67	655,25	2 171,50	3,314	301,8	
6,4	160,47	162,21	448,48	44,75	493,23	655,44	2 204,24	3,363	297,4	
6,5	161,08	162,85	447,98	44,79	492,78	655,63	2 237,01	3,412	293,1	
6,6	161,68	163,47	447,51	44,83	492,34	655,81	2 269,76	3,461	289,0	
6,7	162,27	164,08	447,04	44,87	491,91	655,99	2 302,52	3,510	285,0	
6,8	162,86	164,68	446,58	44,91	491,49	656,17	2 335,31	3,559	281,0	
6,9	163,45	165,28	446,12	44,95	491,07	656,35	2 368,11	3,608	277,2	
7,0	164,03	165,89	445,66	44,98	490,64	656,53	2 400,93	3,657	273,4	
7,1	164,60	166,48	445,20	45,02	490,22	656,70	2 433,76	3,703	269,8	
7,2	165,16	167,05	444,76	45,06	489,82	656,87	2 466,55	3,755	265,4	
7,3	165,72	167,63	444,32	45,09	489,41	657,04	2 499,38	3,804	263,0	
7,4	166,27	168,20	443,88	45,13	489,01	657,21	2 532,23	3,853	259,6	
7,5	166,81	168,76	443,45	45,17	488,62	657,38	2 565,10	3,902	256,4	
7,6	167,35	169,32	443,01	45,20	488,21	657,54	2 597,94	3,951	253,2	
7,7	167,89	169,87	442,60	45,24	487,84	657,71	2 630,18	3,999	250,0	
7,8	168,42	170,42	442,18	45,27	487,45	657,87	2 663,06	4,048	247,0	
7,9	168,94	170,96	441,77	45,30	487,07	658,03	2 695,95	4,097	244,0	
8,0	169,46	171,49	441,36	45,34	486,70	658,19	2 728,20	4,145	241,3	
8,1	169,97	172,01	440,96	45,37	486,33	658,34	2 761,08	4,194	238,5	
8,2	170,48	172,55	440,55	45,40	485,95	658,50	2 793,36	4,242	235,7	
8,3	170,98	173,05	440,16	45,44	485,60	658,65	2 826,27	4,291	233,0	
8,4	171,48	173,56	439,77	45,47	485,24	658,80	2 858,53	4,339	230,5	
8,5	171,97	174,08	439,37	45,50	484,87	658,95	2 891,47	4,388	227,9	

8,6	172,46	174,58	438,99	45,53	484,52	639,10	2,923,77	4,436	225,4
8,7	172,95	175,09	438,60	45,56	484,16	639,25	2,956,74	4,483	223,0
8,8	173,43	175,59	438,23	45,58	483,81	639,40	2,989,06	4,533	220,6
8,9	173,91	176,08	437,85	45,61	483,46	639,54	3,021,35	4,581	218,3
9,0	174,38	176,57	437,48	45,64	483,12	639,69	3,054,36	4,630	216,0
9,1	174,85	177,06	437,10	45,67	482,77	639,83	3,086,68	4,678	213,8
9,2	175,31	177,53	436,74	45,70	482,44	639,97	3,119,02	4,726	211,6
9,3	175,77	178,01	436,01	45,73	482,10	660,11	3,151,37	4,774	209,5
9,4	176,23	178,49	436,01	45,75	481,76	660,25	3,184,39	4,823	207,4
9,5	176,68	178,95	435,66	45,78	481,44	660,39	3,216,76	4,871	205,3
9,6	177,13	179,42	435,30	45,81	481,11	660,53	3,249,15	4,919	203,3
9,7	177,57	179,88	434,94	45,84	480,78	660,66	3,281,50	4,967	201,3
9,8	178,01	180,33	434,60	45,86	480,46	660,79	3,313,86	5,015	199,4
9,9	178,45	180,79	434,25	45,89	480,14	660,93	3,346,29	5,063	197,6
10,0	178,89	181,25	433,90	45,91	479,81	661,06	3,378,68	5,111	195,7
10,1	179,32	181,68	433,57	45,94	479,51	661,19	3,411,08	5,159	193,8
10,2	179,74	182,13	433,22	45,97	479,19	661,32	3,443,49	5,207	192,0
10,3	180,17	182,56	432,90	45,99	478,89	661,45	3,475,92	5,255	190,3
10,4	180,59	183,01	432,56	46,01	478,57	661,58	3,508,36	5,303	188,6
10,5	181,01	183,44	432,23	46,04	478,27	661,71	3,540,81	5,351	186,9
10,6	181,42	183,86	431,91	46,06	477,97	661,83	3,573,22	5,399	185,3
10,7	181,83	184,29	431,58	46,09	477,67	661,96	3,605,70	5,447	183,6
10,8	182,24	184,71	431,25	46,12	477,37	662,08	3,637,47	5,494	182,0
10,9	182,65	185,14	430,92	46,15	477,07	662,21	3,669,97	5,542	180,5
11,0	183,05	185,56	430,60	46,17	476,77	662,33	3,702,42	5,590	178,9
11,1	183,45	185,97	430,29	46,19	476,48	662,45	3,734,23	5,637	177,4
11,2	183,85	186,38	429,98	46,21	476,19	662,57	3,766,71	5,685	175,9
11,3	184,24	186,80	429,65	46,23	475,89	662,69	3,798,54	5,732	174,4
11,4	184,64	187,21	429,31	46,25	475,61	662,82	3,830,44	5,779	173,1
11,5	185,03	187,61	429,04	46,28	475,32	662,93	3,862,89	5,827	171,7
11,6	185,42	188,02	428,72	46,31	475,03	663,05	3,894,76	5,874	170,4
11,7	185,80	188,41	428,43	46,33	474,76	663,17	3,927,29	5,922	169,0
11,8	186,18	188,81	428,12	46,35	474,47	663,28	3,959,42	5,969	167,6
11,9	186,56	189,20	427,83	46,37	474,20	663,40	3,991,68	6,017	166,2
12,0	186,94	189,60	427,53	46,39	473,92	663,52	4,023,59	6,064	164,9
12,1	187,31	189,98	427,24	46,41	473,65	663,63	4,056,44	6,112	163,6
12,2	187,68	190,36	426,95	46,43	473,38	663,74	4,087,97	6,159	162,4
12,3	188,05	190,74	426,67	46,45	473,12	663,86	4,120,38	6,207	161,2
12,4	188,42	191,13	426,37	46,47	472,84	663,97	4,152,47	6,254	159,9
12,5	188,78	191,50	426,08	46,49	472,57	664,07	4,184,31	6,301	158,7
12,6	189,14	191,88	425,80	46,51	472,31	664,19	4,216,94	6,349	157,5

I. — VAPEUR D'EAU SATURÉE. (Suite.)

Pressions absolues par cm ²	Températures centigrades	QUANTITÉS DE CHALEUR PAR KILOGRAMME					Chaleur totale à la température t par mètre cube de vapeur	Poids du mètre cube de vapeur	Volume du kilogramme de vapeur
		Nécessaire pour élever la température de l'eau de 0 à t°	Chaleur latente interne	Chaleur latente externe	Chaleur latente totale de vaporisation	Chaleur totale			
P	t	S	I	E	L = I + E	H = S + L	W	C	
Kilog.	Degrés	Calories	Calories	Calories	Calories	Calories	Kilog.	Litres	
12,7	189,50	192,25	425,52	46,53	472,05	664,30	6,396	436,4	
12,8	189,86	192,63	425,23	46,55	471,78	664,41	6,443	435,2	
12,9	190,22	193,00	424,95	46,57	471,52	664,52	6,491	434,1	
13,0	190,57	193,38	424,65	46,59	471,24	664,62	6,538	432,9	
13,1	190,92	193,74	424,38	46,61	470,99	664,73	6,585	431,8	
13,2	191,27	194,10	424,11	46,63	470,74	664,84	6,632	430,8	
13,3	191,62	194,46	423,83	46,65	470,48	664,94	6,680	429,7	
13,4	191,97	194,83	423,55	46,67	470,22	665,05	6,727	428,6	
13,5	192,31	195,18	423,28	46,69	469,97	665,15	6,774	427,6	
13,6	192,65	195,51	423,01	46,71	469,72	665,26	6,821	426,6	
13,7	192,99	195,88	422,75	46,73	469,48	665,36	6,868	425,6	
13,8	193,33	196,24	422,48	46,75	469,23	665,47	6,915	424,6	
13,9	193,67	196,60	422,20	46,77	468,97	665,57	6,961	423,6	
14,0	194,00	196,94	421,95	46,78	468,73	665,67	7,008	422,6	
14,1	194,33	197,29	421,68	46,80	468,48	665,77	7,055	421,7	
14,2	194,66	197,62	421,43	46,82	468,25	665,87	7,102	420,8	
14,3	194,99	197,97	421,16	46,84	468,00	665,97	7,148	419,9	
14,4	195,32	198,31	420,90	46,86	467,76	666,07	7,195	419,0	
14,5	195,64	198,64	420,66	46,87	467,53	666,17	7,242	418,2	
14,6	195,97	198,99	420,39	46,89	467,28	666,27	7,288	417,4	
14,7	196,29	199,33	420,14	46,90	467,04	666,37	7,335	416,6	
14,8	196,61	199,66	419,89	46,92	466,81	666,47	7,382	415,8	
14,9	196,93	200,00	419,62	46,94	466,56	666,57	7,428	415,0	
15,0	197,25	200,33	419,38	46,95	466,33	666,66	7,475	414,2	
15,1	197,56	200,65	419,14	46,97	466,11	666,76	7,521	413,4	

15,2	197,87	200,97	418,80	46,98	465,88	666,85	5 046,72	7,568	132,1
15,3	198,18	201,29	418,65	47,00	465,52	666,94	5 078,75	7,615	131,3
15,4	198,49	201,62	418,41	47,01	465,40	667,04	5 110,19	7,661	130,6
15,5	198,80	201,95	418,15	47,03	465,18	667,13	5 142,24	7,708	129,8
15,6	199,11	202,26	417,92	47,05	464,97	667,23	5 174,37	7,755	129,0
15,7	199,41	202,58	417,67	47,07	464,74	667,32	5 205,76	7,801	128,2
15,8	199,72	202,91	417,41	47,09	464,50	667,41	5 237,17	7,847	127,4
15,9	200,02	203,22	417,18	47,11	464,29	667,51	5 269,32	7,894	126,6
16,0	200,32	203,53	416,95	47,12	464,07	667,60	5 301,41	7,941	125,9
16,1	200,62	203,83	416,70	47,14	463,84	667,69	5 332,84	7,987	125,2
16,2	200,92	204,16	416,46	47,16	463,62	667,78	5 364,28	8,033	124,4
16,3	201,22	204,47	416,23	47,17	463,40	667,87	5 396,39	8,080	123,8
16,4	201,51	204,77	416,01	47,18	463,19	667,96	5 427,84	8,126	123,0
16,5	201,81	205,08	415,78	47,19	462,97	668,05	5 459,30	8,172	122,4
16,6	202,10	205,39	415,54	47,21	462,75	668,14	5 490,77	8,218	121,7
16,7	202,39	205,70	415,31	47,22	462,53	668,23	5 522,25	8,264	121,0
16,8	202,68	206,00	415,08	47,24	462,32	668,32	5 553,74	8,310	120,4
16,9	202,97	206,30	414,85	47,26	462,11	668,41	5 585,23	8,356	119,7
17,0	203,26	206,61	414,61	47,27	461,88	668,49	5 616,65	8,402	119,1
17,1	203,55	206,91	414,38	47,29	461,67	668,58	5 648,33	8,449	118,4
17,2	203,83	207,21	414,16	47,30	461,46	668,67	5 680,35	8,495	117,7
17,3	204,12	207,50	413,94	47,32	461,26	668,76	5 711,88	8,541	117,0
17,4	204,40	207,79	413,72	47,33	461,05	668,84	5 743,33	8,587	116,4
17,5	204,68	208,08	413,51	47,34	460,85	668,93	5 774,87	8,633	115,8
17,6	204,96	208,38	413,27	47,36	460,63	669,01	5 806,34	8,679	115,2
17,7	205,24	208,67	413,05	47,37	460,43	669,10	5 838,57	8,726	114,6
17,8	205,51	208,95	412,85	47,38	460,23	669,18	5 870,05	8,772	114,0
17,9	205,79	209,25	412,63	47,39	460,02	669,27	5 901,62	8,818	113,4
18,0	206,07	209,54	412,40	47,41	459,81	669,35	5 933,12	8,864	112,8
18,1	206,34	209,82	412,19	47,42	459,61	669,43	5 964,62	8,910	112,2
18,2	206,61	210,10	411,98	47,44	459,42	669,52	5 996,22	8,956	111,6
18,3	206,88	210,38	411,77	47,45	459,22	669,60	6 027,74	9,002	111,0
18,4	207,16	210,68	411,54	47,46	459,00	669,68	6 059,26	9,048	110,5
18,5	207,43	210,97	411,33	47,47	458,80	669,77	6 091,36	9,095	109,9
18,6	207,69	211,23	411,13	47,49	458,62	669,85	6 123,10	9,141	109,4
18,7	207,96	211,52	410,91	47,50	458,44	669,93	6 154,65	9,187	108,8
18,8	208,23	211,80	410,70	47,51	458,21	670,01	6 186,20	9,233	108,2
18,9	208,49	212,08	410,48	47,53	458,01	670,09	6 217,77	9,279	107,7
19,0	208,76	212,36	410,27	47,54	457,81	670,17	6 250,01	9,326	107,2
19,1	209,02	212,63	410,06	47,56	457,62	670,25	6 281,58	9,372	106,6
19,2	209,28	212,90	409,86	47,57	457,43	670,33	6 313,17	9,418	106,2

I --- VAPEUR D'EAU SATURÉE. (Suite.)

Pressions absolues par cm ²	Températures centigrades	QUANTITÉS DE CHALEUR PAR KILOGRAMME						Chaleur totale à la température t	Poids du mètre cube de vapeur	Volume du kilogramme de vapeur
		Nécessaire pour élever la température de l'eau de 0 à t°	Chaleur latente interne	Chaleur latente externe	Chaleur latente totale de vaporisation	H = S + L	Calories			
19,3	209,54	213,47	409,66	47,58	457,24	670,41	6344,76	9,464	103,6	
19,4	209,80	213,45	409,45	47,59	457,04	670,49	6376,36	9,510	103,2	
19,5	210,05	213,72	409,25	47,60	456,85	670,57	6407,97	9,556	104,7	
19,6	210,32	213,99	409,04	47,62	456,66	670,65	6440,25	9,603	104,2	
19,7	210,58	214,27	408,83	47,63	456,46	670,73	6471,87	9,649	103,7	
19,8	210,83	214,53	408,63	47,64	456,27	670,88	6504,18	9,695	103,2	
19,9	211,09	214,80	408,43	47,65	456,08	670,96	6535,82	9,741	102,6	
20,0	211,34	215,06	408,24	47,66	455,90	671,03	6567,37	9,787	102,2	
20,5	212,59	216,37	407,25	47,72	454,97	671,34	6726,83	10,02	99,80	
21,0	213,83	217,67	406,27	47,78	454,05	671,72	6885,43	10,25	97,37	
21,5	215,04	218,94	405,31	47,84	453,15	672,09	7043,50	10,48	95,46	
22,0	216,23	220,19	404,37	47,89	452,26	672,45	7195,21	10,70	93,40	
22,5	217,40	221,42	403,45	47,94	451,39	672,81	7353,81	10,93	91,48	
23,0	218,55	222,63	402,54	47,99	450,53	673,16	7512,47	11,16	89,60	
23,5	219,68	223,82	401,64	48,04	449,68	673,50	7671,16	11,39	87,80	
24,0	220,79	224,98	400,77	48,09	448,86	673,84	7830,02	11,62	86,08	
24,5	221,89	226,14	399,90	48,14	448,04	674,18	7982,29	11,84	84,46	
25,0	222,96	227,27	399,05	48,19	447,24	674,50	8141,21	12,07	82,86	
25,5	224,03	228,39	398,21	48,23	446,44	674,83	8293,66	12,29	81,32	
26,0	225,07	229,50	397,38	48,27	445,65	675,15	8452,88	12,52	79,89	
26,5	226,11	230,60	396,55	48,31	444,86	675,46	8605,36	12,74	78,44	
27,0	227,12	231,66	395,75	48,35	444,10	675,77	8764,74	12,97	77,08	
27,5	228,13	232,73	394,95	48,40	443,35	676,08	8917,50	13,19	75,82	
28,0	229,12	233,78	394,16	48,44	442,60	676,38	9070,26	13,41	74,57	
28,5	230,09	234,81	393,39	48,48	441,87	676,68	9223,15	13,63	73,37	

II

TEMPÉRATURES ET PRESSIONS DE LA VAPEUR SATURÉE

TEMPÉRATURE centigrade	PRESSION DE LA VAPEUR		TEMPÉRATURE centigrade	PRESSION DE LA VAPEUR	
	centimètres de mercure	atmosphères		centimètres de mercure	atmosphères
- 32°	0,0320	0,0004	+ 14°	1,1908	0,016
31	0,0352	0,0005	15	1,2699	0,017
30	0,0386	0,0005	16	1,3536	0,018
29	0,0424	0,0006	17	1,4421	0,019
28	0,0464	0,0006	18	1,5357	0,020
27	0,0508	0,0007	19	1,6346	0,022
26	0,0555	0,0007	20	1,7391	0,023
25	0,0605	0,0008	21	1,8495	0,024
24	0,0660	0,0009	22	1,9659	0,026
23	0,0719	0,0009	23	2,0888	0,028
22	0,0783	0,0010	24	2,2184	0,029
21	0,0853	0,0011	25	2,3550	0,031
20	0,0927	0,0012	26	2,4988	0,033
19	0,1008	0,0013	27	2,5505	0,034
18	0,1095	0,0014	28	2,8101	0,037
17	0,1189	0,0015	29	2,9782	0,039
16	0,1290	0,0017	30	3,1548	0,042
15	0,1400	0,0018	31	3,3406	0,044
14	0,1518	0,0020	32	3,5359	0,047
13	0,1646	0,0022	33	3,7411	0,049
12	0,1783	0,0024	34	3,9565	0,052
11	0,1933	0,0025	35	4,1827	0,055
10	0,2093	0,0027	36	4,4201	0,058
9	0,2267	0,0030	37	4,6691	0,061
8	0,2455	0,0032	38	4,9302	0,065
7	0,2658	0,0035	39	5,2039	0,068
6	0,2876	0,0038	40	5,4906	0,072
5	0,3113	0,0041	41	5,7910	0,076
4	0,3368	0,0044	42	6,1055	0,080
3	0,3644	0,0048	43	6,4346	0,085
2	0,3941	0,0052	44	6,7790	0,089
1	0,4263	0,0056	45	7,1391	0,094
0	0,4600	0,0061	46	7,5158	0,099
+ 1	0,4940	0,0065	47	7,9093	0,104
2	0,5302	0,0070	48	8,3204	0,109
3	0,5687	0,0073	49	8,7499	0,115
4	0,6097	0,0080	50	9,1982	0,121
5	0,6534	0,0086	51	9,6661	0,127
6	0,6998	0,0092	52	10,1543	0,134
7	0,7492	0,0099	53	10,6636	0,140
8	0,8017	0,0107	54	11,1945	0,147
9	0,8574	0,011	55	11,7478	0,155
10	0,9165	0,012	56	12,3244	0,163
11	0,9792	0,013	57	12,9251	0,170
12	1,0457	0,014	58	13,5505	0,178
13	1,1162	0,015	59	14,2015	0,187

II. (Suite.)

TEMPÉRATURES ET PRESSIONS DE LA VAPEUR SATURÉE

TEMPÉRATURES centigrades	PRESSION DE LA VAPEUR		TEMPÉRATURES centigrades	PRESSION DE LA VAPEUR	
	centimètres de mercure	atmosphères		centimètres de mercure	atmosphères
+ 60°	14, 8791	0, 196	+ 106°	93, 8310	1, 235
61	15, 5839	0, 205	107	97, 1140	1, 278
62	16, 3170	0, 215	108	100, 4910	1, 322
63	17, 0791	0, 225	109	103, 965	1, 368
64	17, 8714	0, 235	110	107, 537	1, 415
65	18, 6945	0, 246	111	111, 209	1, 463
66	19, 5496	0, 257	112	114, 983	1, 513
67	20, 4376	0, 267	113	118, 861	1, 564
68	21, 3596	0, 281	114	122, 847	1, 616
69	22, 3165	0, 294	115	126, 941	1, 670
70	23, 3093	0, 306	116	131, 147	1, 726
71	24, 3393	0, 320	117	135, 466	1, 782
72	25, 4073	0, 334	118	139, 902	1, 841
73	26, 5147	0, 349	119	144, 455	1, 901
74	27, 6624	0, 364	120	149, 128	1, 962
75	28, 8517	0, 380	121	153, 925	2, 025
76	30, 0838	0, 396	122	158, 847	2, 091
77	31, 3600	0, 414	123	163, 896	2, 157
78	32, 6811	0, 430	124	169, 076	2, 225
79	34, 0488	0, 448	125	174, 388	2, 295
80	35, 4643	0, 466	126	179, 835	2, 366
81	36, 9287	0, 486	127	185, 420	2, 430
82	38, 4435	0, 506	128	191, 147	2, 515
83	40, 0101	0, 526	129	197, 015	2, 592
84	41, 6298	0, 548	130	203, 028	2, 671
85	43, 3041	0, 570	131	209, 194	2, 753
86	45, 0344	0, 593	132	215, 503	2, 836
87	46, 8221	0, 616	133	221, 969	2, 921
88	48, 6687	0, 640	134	228, 592	3, 008
89	50, 5759	0, 665	135	235, 373	3, 097
90	52, 5450	0, 691	136	242, 316	3, 188
91	54, 5778	0, 719	137	249, 423	3, 282
92	56, 6757	0, 746	138	256, 700	3, 378
93	58, 8406	0, 774	139	264, 144	3, 476
94	61, 0740	0, 804	140	271, 763	3, 576
95	63, 3778	0, 834	141	279, 557	3, 678
96	65, 7535	0, 865	142	287, 530	3, 783
97	68, 2029	0, 897	143	295, 686	3, 890
98	70, 7280	0, 931	144	304, 026	4, 000
99	73, 3305	0, 965	145	312, 555	4, 113
100	76, 000	1, 000	146	321, 274	4, 227
101	76, 7590	1, 036	147	330, 187	4, 344
102	81, 6010	1, 074	148	339, 298	4, 464
103	84, 5280	1, 112	149	348, 609	4, 587
104	87, 5410	1, 152	150	358, 123	4, 712
105	90, 6410	1, 193	151	367, 843	4, 840

II. (Suite.)

TEMPÉRATURES ET PRESSIONS DE LA VAPEUR SATURÉE

TEMPÉRATURES centigrades	PRESSION DE LA VAPEUR		TEMPÉRATURES centigrades	PRESSION DE LA VAPEUR	
	centimètres de mercure	atmosphères		centimètres de mercure	atmosphères
+ 152	377, 774	4, 971	+ 192 ^o	986, 271	12, 977
153	387, 948	5, 104	193	1007, 804	13, 261
154	398, 277	5, 240	194	1029, 701	13, 549
155	408, 856	5, 380	195	1051, 963	13, 842
156	419, 659	5, 522*	196	1074, 595	14, 139
157	430, 688	5, 667	197	1097, 500	14, 441
158	441, 945	5, 815	198	1120, 982	14, 749
159	453, 436	5, 966	199	1144, 746	15, 062
160	465, 162	6, 120	200	1168, 896	15, 380
161	477, 128	6, 278	201	1193, 437	15, 703
162	489, 336	6, 439	202	1218, 369	16, 031
163	501, 791	6, 603	203	1243, 700	16, 364
164	514, 497	6, 770	204	1269, 430	16, 703
165	527, 454	6, 940	205	1295, 566	17, 047
166	540, 669	7, 114	206	1322, 112	17, 396
167	554, 143	7, 291	207	1349, 075	17, 751
168	567, 882	7, 472	208	1376, 453	18, 111
169	581, 890	7, 656	209	1404, 252	18, 477
170	596, 166	7, 844	210	1432, 480	18, 848
171	610, 719	8, 036	211	1461, 132	19, 226
172	625, 548	8, 231	212	1490, 222	19, 608
173	640, 660	8, 430	213	1519, 748	19, 997
174	656, 055	8, 632	214	1549, 717	20, 391
175	671, 743	8, 839	215	1580, 433	20, 791
176	687, 722	9, 049	216	1610, 994	21, 197
177	703, 997	9, 263	217	1642, 315	21, 690
178	720, 572	9, 481	218	1674, 090	22, 027
179	737, 452	9, 703	219	1706, 329	22, 452
180	754, 639	9, 929	220	1739, 036	22, 882
181	772, 137	10, 150	221	1772, 213	23, 319
182	789, 952	10, 394	222	1805, 864	23, 761
183	808, 084	10, 633	223	1839, 994	24, 210
184	826, 540	10, 876	224	1874, 607	24, 666
185	845, 323	11, 123	225	1909, 704	25, 128
186	864, 435	11, 374	226	1945, 292	25, 596
187	883, 882	11, 630	227	1981, 376	26, 071
188	903, 668	11, 885	228	2017, 961	26, 552
189	923, 795	12, 155	229	2055, 048	27, 040
190	944, 270	12, 425	230	2092, 640	27, 535
191	965, 093	12, 699			

III

DENSITÉ ET VOLUME DE L'EAU A DIVERSES TEMPÉRATURES

Température centigrade	Rapport du volume au volume de poids égal, à la température du maximum de densité	Différences	Poids du décimètre cube	Différences	Température centigrade	Rapport du volume au volume de poids égal, à la température du maximum de densité	Différences	Poids du décimètre cube	Différences
Degrés			Kilog.		Degrés			Kilog.	
0	1,000129	57	0,999871	57	115	1,05583	441	0,94712	397
1	1,000072	41	0,999928	41	120	1,06041	458	0,94302	410
2	1,000031	22	0,999969	22	125	1,06515	474	0,93883	419
3	1,000009	9	0,999991	9	130	1,07010	495	0,93449	434
4	1,000000	0	0,000000	0	135	1,07521	511	0,93005	444
5	1,000010	10	0,999990	10	140	1,08047	526	0,92552	453
6	1,000030	20	0,999970	20	145	1,08590	543	0,92089	463
7	1,000067	37	0,999933	37	150	1,09150	560	0,91617	472
8	1,000114	47	0,999886	47	155	1,09727	577	0,91135	482
9	1,000176	62	0,999824	62	160	1,10323	596	0,90642	493
10	1,000253	77	0,999747	77	165	1,10936	613	0,90141	497
15	1,000841	588	0,999160	587	170	1,11565	629	0,89644	511
20	1,001744	903	0,998259	901	175	1,12213	648	0,89124	520
25	1,002888	1 144	0,997120	1 139	180	1,12877	664	0,88597	527
30	1,004253	1 355	0,995765	1 455	185	1,13558	681	0,88063	534
35	1,00586	1 610	0,99418	1 58	190	1,14256	698	0,87523	540
40	1,00770	1 840	0,99235	183	195	1,14971	715	0,86978	545
45	1,00971	2 010	0,99037	198	200	1,15703	732	0,86428	550
50	1,01195	2 240	0,98820	217	205	1,16451	748	0,85873	555
55	1,01439	2 440	0,98582	238	210	1,17218	767	0,85311	562
60	1,01691	2 520	0,98338	244	215	1,18002	784	0,84744	567
65	1,01964	2 730	0,98074	264	220	1,18803	801	0,84172	572
70	1,02256	2 920	0,97794	280	225	1,19623	820	0,83596	576
75	1,02566	3 100	0,97498	296	230	1,20459	836	0,83015	581
80	1,02887	3 210	0,97194	304	235	1,21311	852	0,82432	583
85	1,03221	3 340	0,96879	315	240	1,22180	869	0,81846	586
90	1,03567	3 460	0,96556	323	245	1,23066	886	0,81257	589
95	1,03931	3 640	0,96219	337	250	1,23969	903	0,80665	592
100	1,04312	3 810	0,95865	354	255	1,24889	920	0,80071	594
105	1,04715	4 030	0,95497	368	260	1,25828	939	0,79473	598
110	1,05142	4 270	0,95109	388					

IV

COMPARAISON DES DIFFÉRENTS THERMOMÈTRES

Centi- grade	Réaumur	Fahrenheit	Centi- grade	Réaumur	Fahrenheit	Centi- grade	Réaumur	Fahrenheit
-20	-16	-4	37	29,6	98,6	94	75,2	201,2
-19	-15,2	-2,2	38	30,4	100,4	95	76,0	203,0
-18	-14,4	-0,4	39	31,2	102,2	96	76,8	204,8
-17	-13,6	1,4	40	32,0	104,0	97	77,6	206,6
-16	-12,8	3,2	41	32,8	105,8	98	78,4	208,4
-15	-12,0	5,0	42	33,6	107,6	99	79,2	210,2
-14	-11,2	6,8	43	34,4	109,4	100	80,0	212,0
-13	-10,4	8,6	44	35,2	111,2	101	80,8	213,8
-12	-9,6	10,4	45	36,0	113,0	102	81,6	215,6
-11	-8,8	12,2	46	36,8	114,8	103	82,4	217,4
-10	-8,0	14,0	47	37,6	116,6	104	83,2	219,2
-9	-7,2	15,8	48	38,4	118,4	105	84,0	221,0
-8	-6,4	17,6	49	39,2	120,2	106	84,8	222,8
-7	-5,6	19,4	50	40,0	122,0	107	85,6	224,6
-6	-4,8	21,2	51	40,8	123,8	108	86,4	226,4
-5	-4,0	23,0	52	41,6	125,6	109	87,2	228,2
-4	-3,2	24,8	53	42,4	127,4	110	88,0	230,0
-3	-2,4	26,6	54	43,2	129,2	111	88,8	231,8
-2	-1,6	28,4	55	44,0	131,0	112	89,6	233,6
-1	-0,8	30,2	56	44,8	132,8	113	90,4	235,4
0	0	32,0	57	45,6	134,6	114	91,2	237,2
1	0,8	33,8	58	46,4	136,4	115	92,0	239,0
2	1,6	35,6	59	47,2	138,2	116	92,8	240,8
3	2,4	37,4	60	48,0	140,0	117	93,6	242,6
4	3,2	39,2	61	48,8	141,8	118	94,4	244,4
5	4,0	41,0	62	49,6	143,6	119	95,2	246,2
6	4,8	42,8	63	50,4	145,4	120	96,0	248,0
7	5,6	44,6	64	51,2	147,2	121	96,8	249,8
8	6,4	46,4	65	52,0	149,0	122	97,6	251,6
9	7,2	48,2	66	52,8	150,8	123	98,4	253,4
10	8,0	50,0	67	53,6	152,6	124	99,2	255,2
11	8,8	51,8	68	54,4	154,4	125	100,0	257,0
12	9,6	53,6	69	55,2	156,2	126	100,8	258,8
13	10,4	55,4	70	56,0	158,0	127	101,6	260,6
14	11,2	57,2	71	56,8	159,8	128	102,4	262,4
15	12,0	59,0	72	57,6	161,6	129	103,2	264,2
16	12,8	60,8	73	58,4	163,4	130	104,0	266,0
17	13,6	62,6	74	59,2	165,2	131	104,8	267,8
18	14,4	64,4	75	60,0	167,0	132	105,6	269,6
19	15,2	66,2	76	60,8	168,8	133	106,4	271,4
20	16,0	68,0	77	61,6	170,6	134	107,2	273,2
21	16,8	69,8	78	62,4	172,4	135	108,0	275,0
22	17,6	71,6	79	63,2	174,2	136	108,8	276,8
23	18,4	73,4	80	64,0	176,0	137	109,6	278,6
24	19,2	75,2	81	64,8	177,8	138	110,4	280,4
25	20,0	77,0	82	65,6	179,6	139	111,2	282,2
26	20,8	78,8	83	66,4	181,4	140	112,0	284,0
27	21,6	80,6	84	67,2	183,2	141	112,8	285,8
28	22,4	82,4	85	68,0	185,0	142	113,6	287,6
29	23,2	84,2	86	68,8	186,8	143	114,4	289,4
30	24,0	86,0	87	69,6	188,6	144	115,2	291,2
31	24,8	87,8	88	70,4	190,4	145	116,0	293,0
32	25,6	89,6	89	71,2	192,2	146	116,8	294,8
33	26,4	91,4	90	72,0	194,0	147	117,6	296,6
34	27,2	93,2	91	72,8	195,8	148	118,4	298,4
35	28,0	95,0	92	73,6	197,6	149	119,2	300,2
36	28,8	96,8	93	74,4	199,4	150	120,0	302,0

V

PRESSIONS MOYENNES POUR DIFFÉRENTS DEGRÉS DE DÉTENTE

Valeurs de $\frac{p_m}{p_1}$. Détente adiabatique de la vapeur.

Rapport de détente	Admission $\frac{1}{r}$	DÉPENSES DE VAPEUR ET VALEURS DE n							
		100	90	80	76	70	60	50	100
		1,135	1,125	1,115	1,111	1,105	1,095	1,085	1,333
2	1/2	0,829	0,831	0,833	0,834	0,835	0,836	0,837	0,810
2 1/4	4/9	785	787	788	789	790	791	793	754
2 1/2	2/5	744	746	747	748	749	750	751	714
2 3/4	4/11	707	708	710	711	712	713	714	675
3	1/3	675	676	677	678	679	681	683	639
3 1/4	4/13	644	645	647	648	649	650	652	606
3 1/3	3/10	633	635	636	637	639	641	643	600
3 1/2	2/7	616	618	619	620	622	624	626	576
3 3/4	4/15	591	592	593	594	595	596	598	552
4	1/4	567	568	570	572	573	574	576	523
4 1/2	2/9	525	527	528	530	531	533	534	486
5	1/5	488	491	493	494	496	498	500	447
5 1/2	2/11	458	460	462	463	465	467	470	417
6	1/6	432	434	435	437	439	441	443	390
6 1/2	2/13	409	410	411	413	415	417	420	369
7	1/7	387	390	392	394	400	403	405	345
8	1/8	355	356	357	358	360	361	363	312
10	1/10	298	300	302	303	304	305	308	263
20	1/20	170	173	175	177	178	180	182	144
50	1/50	080	082	083	084	084	085	086	063
100	1/100	044	045	045	046	046	047	048	034

Valeurs de $\frac{p_m}{p_1}$ pour la vapeur, l'air, les gaz et les mélanges.

Rapport de détente r	Admission $\frac{1}{r}$	Détente de la vapeur saturée sèche $n, 1,046$	Air humide dans les appareils de compression $n, 1,020$	Machines à vapeur réelle y compris les fuites		Gaz ou vapeurs dans les machines à explosion	Gaz	
				$n, 0,50$	$n, 0,75$		Isothermique $n, 1,00$	Adiabatique $n, 1,41$
2	1/2	0,841	0,825	0,914	0,875	0,783	0,846	0,801
2 1/4	4/9	793	787	888	844	733	804	753
2 1/2	2/5	760	745	866	800	683	765	707
2 3/4	4/11	717	700	846	785	638	731	668
3	1/3	695	665	824	752	598	699	638
3 1/4	4/13	665	635	802	732	578	670	596
3 1/3	3/10	652	625	796	716	568	661	588
3 1/2	2/7	632	605	782	704	548	642	568
3 3/4	4/15	608	580	775	684	515	616	538
4	1/4	587	550	750	664	486	566	518
4 1/2	2/9	540	510	720	624	441	555	473
5	1/5	510	482	695	600	406	522	428
5 1/2	2/11	478	455	674	560	371	492	406
6	1/6	454	420	650	530	349	465	378
6 1/2	2/13	430	390	632	515	326	441	358
7	1/7	409	375	612	500	303	421	337
8	1/8	372	340	597	468	276	385	302
10	1/10	326	284	532	412	225	330	253
20	1/20	192	165	396	272	103	200	138
50	1/50	091	074	245	193	050	098	060
100	1/100	053	040	180	134	025	056	032

V (Suite)

RAPPORT DES PRESSIONS MOYENNES

r	A	B	C	r	A	B	C	r	A	B	C	r	A	B	C
1,0	1,000	1,000	1,000	5,2	0,484	0,509	0,494	9,4	0,317	0,345	0,329	17,0	0,201	0,226	0,211
1,1	0,996	0,996	0,996	5,3	478	503	488	9,5	315	343	327	17,2	199	224	209
1,2	0,983	0,983	0,983	5,4	472	497	482	9,6	312	340	324	17,4	197	222	207
1,3	966	968	967	5,5	467	492	477	9,7	310	338	322	17,6	195	220	205
1,4	947	952	950	5,6	461	486	471	9,8	307	335	319	17,8	194	218	204
1,5	928	934	931	5,7	456	481	466	9,9	305	333	317	18,0	192	216	202
1,6	910	919	914	5,8	450	475	460	10,0	303	330	314	18,2	190	215	200
1,7	890	900	895	5,9	445	470	455	10,2	299	325	310	18,4	189	214	199
1,8	870	880	875	6,0	440	465	450	10,4	295	321	306	18,6	187	212	197
1,9	850	862	856	6,1	434	460	445	10,6	291	317	302	18,8	185	210	195
2,0	833	846	840	6,2	429	455	440	10,8	287	313	298	19,0	183	208	193
2,1	817	830	824	6,3	424	450	435	11,0	283	309	294	19,2	182	207	192
2,2	798	812	805	6,4	419	445	430	11,2	279	305	290	19,4	180	205	190
2,3	780	795	787	6,5	414	441	426	11,4	275	301	286	19,6	179	204	189
2,4	763	780	771	6,6	409	436	421	11,6	272	298	283	19,8	178	202	187
2,5	748	766	756	6,7	405	432	417	11,8	268	294	279	20,0	177	200	186
2,6	732	750	740	6,8	401	428	413	12,0	264	290	275	20,2	175	198	184
2,7	718	736	726	6,9	396	424	408	12,2	261	287	272	20,4	174	196	183
2,8	705	723	713	7,0	393	421	405	12,4	257	283	268	20,6	173	194	182
2,9	692	710	700	7,1	389	417	401	12,6	254	280	265	20,8	171	193	180
3,0	680	699	688	7,2	385	413	397	12,8	251	277	262	21,0	169	192	178
3,1	668	687	676	7,3	381	410	393	13,0	248	274	259	21,2	168	191	177
3,2	656	675	664	7,4	377	406	390	13,2	245	271	256	21,4	167	190	176
3,3	645	664	653	7,5	373	402	386	13,4	242	268	253	21,6	165	188	174
3,4	634	653	642	7,6	370	399	383	13,6	239	265	250	21,8	164	187	173
3,5	622	642	631	7,7	367	396	380	13,8	236	262	247	22,0	163	186	172
3,6	612	632	621	7,8	363	392	376	14,0	234	260	245	22,2	162	185	171
3,7	602	622	611	7,9	360	389	373	14,2	231	257	242	22,4	161	184	170
3,8	593	613	602	8,0	356	385	370	14,4	228	254	239	22,6	160	183	169
3,9	584	604	593	8,1	353	382	367	14,6	225	251	236	22,8	159	182	168
4,0	572	596	583	8,2	350	379	364	14,8	223	249	234	23,0	158	180	167
4,1	565	587	575	8,3	347	376	361	15,0	221	247	232	23,2	156	179	165
4,2	556	578	566	8,4	344	373	358	15,2	219	245	230	23,4	155	178	164
4,3	548	570	558	8,5	341	371	355	15,4	217	242	227	23,6	154	177	163
4,4	540	563	550	8,6	338	368	352	15,6	215	240	225	23,8	153	176	162
4,5	532	555	542	8,7	335	364	349	15,8	213	238	223	24,0	151	174	160
4,6	525	548	535	8,8	332	361	346	16,0	211	236	221	24,2	150	173	159
4,7	518	542	528	8,9	330	358	343	16,2	209	234	219	24,4	149	172	158
4,8	511	535	521	9,0	327	355	340	16,4	207	232	217	24,6	148	171	157
4,9	504	528	514	9,1	324	353	337	16,6	205	230	215	24,8	147	170	156
5,0	496	522	506	9,2	322	351	335	16,8	203	228	213	25,0	146	169	155
5,1	490	515	500	9,3	320	348	332								

Colonne r, rapport de détente = $\frac{v_2}{v_1}$

- A, rapport de la pression moyennc à la pres. initiale, $\frac{p_m}{p_1} = \frac{i0 - 9 r^{-\frac{1}{9}}}{r}$ } Pour la vapeur sèche se détendant sans perte ni gain de chaleur dans un cylindre non conducteur
- B, — — — — — $\frac{p_m}{p_1} = \frac{1 + \log. hyp. r}{r}$ } Pour la vapeur humide recevant de la chaleur pendant la détente.
- C, — — — — — $\frac{p_m}{p_1} = \frac{17 - 16 r^{-\frac{1}{16}}}{r}$ } Pour la vapeur sèche recevant, pendant la détente, une quantité suffisante de chaleur pour prévenir toute condensation.

Règle. — Pour trouver la pression moyenne, multiplier la pression initiale par le nombre qui se trouve sur la même ligne que le rapport de détente considéré, dans la colonne correspondant au mode de détente adopté (d'après Northcott).

VI

PRESSIONS FINALES $\frac{p_1}{p_2}$

r	A	B	C	r	A	B	C	r	A	B	C	r	A	B	C
1,0	0,00	0,0	0,00	4,7	5,58	4,7	5,18	8,3	10,5	8,3	9,47	13,8	18,5	13,8	16,2
1,1	1,11	1,1	1,11	4,8	5,70	4,8	5,29	8,4	10,6	8,4	9,59	14,0	18,8	14,0	16,5
1,2	1,22	1,2	1,21	4,9	5,84	4,9	5,41	8,5	10,7	8,5	9,64	14,2	19,1	14,2	16,8
1,3	1,34	1,3	1,32	5,0	5,98	5,0	5,52	8,6	10,9	8,6	9,76	14,4	19,4	14,4	17,0
1,4	1,45	1,4	1,43	5,1	6,11	5,1	5,64	8,7	11,0	8,7	9,88	14,6	19,7	14,6	17,2
1,5	1,57	1,5	1,54	5,2	6,24	5,2	5,76	8,8	11,2	8,8	10,0	14,8	20,0	14,8	17,5
1,6	1,69	1,6	1,65	5,3	6,38	5,3	5,88	8,9	11,3	8,9	10,2	15,0	20,3	15,0	17,8
1,7	1,80	1,7	1,75	5,4	6,51	5,4	6,00	9,0	11,5	9,0	10,3	15,2	20,6	15,2	18,0
1,8	1,92	1,8	1,87	5,5	6,64	5,5	6,12	9,1	11,6	9,1	10,4	15,4	20,9	15,4	18,2
1,9	2,04	1,9	1,98	5,6	6,78	5,6	6,23	9,2	11,8	9,2	10,6	15,6	21,2	15,6	18,5
2,0	2,16	2,0	2,08	5,7	6,91	5,7	6,35	9,3	11,9	9,3	10,7	15,8	21,5	15,8	18,7
2,1	2,28	2,1	2,20	5,8	7,05	5,8	6,47	9,4	12,0	9,4	10,8	16,0	21,8	16,0	19,0
2,2	2,40	2,2	2,31	5,9	7,18	5,9	6,59	9,5	12,2	9,5	10,9	16,2	22,1	16,2	19,3
2,3	2,52	2,3	2,42	6,0	7,32	6,0	6,71	9,6	12,3	9,6	11,0	16,4	22,4	16,4	19,5
2,4	2,64	2,4	2,53	6,1	7,45	6,1	6,83	9,7	12,5	9,7	11,1	16,6	22,7	16,6	19,8
2,5	2,76	2,5	2,64	6,2	7,59	6,2	6,95	9,8	12,6	9,8	11,3	16,8	23,0	16,8	20,0
2,6	2,89	2,6	2,76	6,3	7,73	6,3	7,07	9,9	12,8	9,9	11,4	17,0	23,3	17,0	20,3
2,7	3,01	2,7	2,87	6,4	7,86	6,4	7,18	10,0	12,9	10,0	11,5	17,2	23,6	17,2	20,5
2,8	3,14	2,8	2,99	6,5	8,00	6,5	7,30	10,2	13,2	10,2	11,7	17,4	23,9	17,4	20,8
2,9	3,26	2,9	3,10	6,6	8,14	6,6	7,42	10,4	13,5	10,4	12,0	17,6	24,2	17,6	21,0
3,0	3,39	3,0	3,21	6,7	8,27	6,7	7,54	10,6	13,8	10,6	12,3	17,8	24,5	17,8	21,3
3,1	3,51	3,1	3,32	6,8	8,41	6,8	7,66	10,8	14,1	10,8	12,5	18,0	24,8	18,0	21,6
3,2	3,64	3,2	3,43	6,9	8,55	6,9	7,78	11,0	14,3	11,0	12,8	18,2	25,1	18,2	21,8
3,3	3,77	3,3	3,55	7,0	8,69	7,0	7,90	11,2	14,6	11,2	13,0	18,4	25,4	18,4	22,0
3,4	3,89	3,4	3,67	7,1	8,83	7,1	8,02	11,4	14,9	11,4	13,3	18,6	25,7	18,6	22,3
3,5	4,02	3,5	3,79	7,2	8,96	7,2	8,14	11,6	15,2	11,6	13,5	18,8	26,0	18,8	22,5
3,6	4,15	3,6	3,90	7,3	9,10	7,3	8,27	11,8	15,5	11,8	13,7	19,0	26,3	19,0	22,8
3,7	4,28	3,7	4,01	7,4	9,24	7,4	8,38	12,0	15,8	12,0	14,0	19,2	26,6	19,2	23,1
3,8	4,41	3,8	4,13	7,5	9,38	7,5	8,49	12,2	16,1	12,2	14,2	19,4	26,9	19,4	23,3
3,9	4,54	3,9	4,25	7,6	9,52	7,6	8,62	12,4	16,4	12,4	14,5	19,6	27,2	19,6	23,6
4,0	4,66	4,0	4,36	7,7	9,66	7,7	8,74	12,6	16,7	12,6	14,8	19,8	27,5	19,8	23,9
4,1	4,79	4,1	4,47	7,8	9,80	7,8	8,87	12,8	17,0	12,8	15,0	20,0	27,9	20,0	24,1
4,2	4,91	4,2	4,60	7,9	9,94	7,9	8,99	13,0	17,3	13,0	15,2	21,0	29,5	21,0	25,4
4,3	5,05	4,3	4,71	8,0	10,1	8,0	9,11	13,2	17,6	13,2	15,5	22,0	31,0	22,0	26,7
4,4	5,18	4,4	4,82	8,1	10,2	8,1	9,23	13,4	17,9	13,4	15,7	23,0	32,6	23,0	28,0
4,5	5,32	4,5	4,95	8,2	10,3	8,2	9,35	13,6	18,2	13,6	16,0	24,0	34,1	24,0	29,3
4,6	5,45	4,6	5,06												

Colonne r, rapport de détente = $\frac{v_2}{v_1}$

— A, rapport de la pression initiale à la pression finale, $p_2 = \frac{p_1}{r \frac{10}{9}}$

— B, — $p_2 = \frac{p_1}{r}$

— C, — $p_2 = \frac{p_1}{r \frac{17}{16}}$

{ Pour la vapeur sèche se détendant, sans perte ni gain de chaleur, dans un cylindre non conducteur
 { Pour la vapeur humide recevant de la chaleur pendant la détente.
 { Pour la vapeur sèche recevant, pendant la détente, une quantité suffisante de chaleur pour prévenir toute condensation.

Règle. — Pour trouver la pression finale correspondant à un rapport de détente déterminé, divisez la pression initiale par le nombre qui se trouve sur la même ligne que ledit rapport, dans la colonne correspondant au mode de détente adopté.

VII
RAPPORTS RÉELS DE DÉTENTE

ESPACE mort P. 100	DEGRÉS D'ADMISSION															
	.40	.425	.20	.25	.30	.333	.375	.40	.50	.60	.625	.70	.75	.80	.875	.90
0, 01	9, 111	7, 481	4, 809	3, 884	3, 258	2, 944	2, 623	2, 403	1, 983	1, 655	1, 500	1, 422	1, 328	1, 246	1, 141	1, 109
, 0125	9, 125	7, 363	4, 761	3, 875	3, 24	2, 930	2, 612	2, 434	1, 975	1, 653	1, 588	1, 421	1, 327	1, 246	1, 140	1, 109
, 0150	8, 826	7, 25	4, 720	3, 830	3, 222	2, 916	2, 602	2, 445	1, 970	1, 650	1, 585	1, 419	1, 326	1, 245	1, 140	1, 109
, 0175	8, 859	7, 133	4, 677	3, 803	3, 201	2, 902	2, 592	2, 436	1, 966	1, 647	1, 583	1, 418	1, 325	1, 244	1, 138	1, 107
0, 02	8, 5	7, 034	4, 635	3, 777	3, 187	2, 899	2, 582	2, 428	1, 961	1, 645	1, 581	1, 416	1, 325	1, 243	1, 138	1, 108
, 0225	8, 346	6, 932	4, 595	3, 752	3, 170	2, 876	2, 574	2, 420	1, 956	1, 642	1, 579	1, 415	1, 324	1, 243	1, 138	1, 108
, 0250	8, 2	6, 833	4, 555	3, 727	3, 153	2, 863	2, 562	2, 411	1, 952	1, 640	1, 576	1, 413	1, 322	1, 242	1, 138	1, 108
, 0275	8, 088	6, 738	4, 516	3, 702	3, 137	2, 850	2, 552	2, 403	1, 947	1, 637	1, 574	1, 412	1, 321	1, 241	1, 138	1, 107
0, 03	7, 933	6, 645	4, 477	3, 678	3, 121	2, 837	2, 543	2, 395	1, 943	1, 634	1, 572	1, 410	1, 320	1, 240	1, 138	1, 107
, 0325	7, 792	6, 555	4, 440	3, 654	3, 105	2, 824	2, 533	2, 387	1, 938	1, 632	1, 570	1, 409	1, 319	1, 240	1, 138	1, 107
, 0350	7, 666	6, 468	4, 404	3, 631	3, 089	2, 812	2, 524	2, 379	1, 934	1, 629	1, 568	1, 408	1, 318	1, 239	1, 137	1, 106
, 0375	7, 545	6, 390	4, 384	3, 608	3, 074	2, 800	2, 515	2, 371	1, 930	1, 627	1, 566	1, 406	1, 317	1, 238	1, 136	1, 106
0, 04	7, 428	6, 303	4, 333	3, 58	3, 058	2, 788	2, 506	2, 363	1, 925	1, 625	1, 563	1, 405	1, 316	1, 238	1, 136	1, 106
, 0425	7, 315	6, 229	4, 298	3, 564	3, 043	2, 776	2, 497	2, 355	1, 921	1, 622	1, 561	1, 404	1, 315	1, 237	1, 136	1, 106
, 0450	7, 206	6, 147	4, 256	3, 542	3, 028	2, 764	2, 488	2, 348	1, 917	1, 620	1, 559	1, 402	1, 314	1, 236	1, 135	1, 105
, 0475	7, 102	6, 082	4, 232	3, 521	3, 014	2, 752	2, 479	2, 340	1, 913	1, 617	1, 557	1, 401	1, 313	1, 235	1, 135	1, 105
0, 05	7	6	4, 2	3, 5	3	2, 741	2, 470	2, 333	1, 907	1, 615	1, 555	1, 400	1, 312	1, 235	1, 135	1, 105
, 0525	6, 901	5, 985	4, 168	3, 478	2, 986	2, 730	2, 461	2, 325	1, 904	1, 613	1, 553	1, 398	1, 311	1, 234	1, 134	1, 104
, 0550	6, 806	5, 861	4, 130	3, 459	2, 971	2, 719	2, 453	2, 318	1, 900	1, 610	1, 551	1, 397	1, 310	1, 233	1, 134	1, 104
, 0575	6, 714	5, 794	4, 105	3, 439	2, 957	2, 708	2, 445	2, 311	1, 896	1, 608	1, 549	1, 396	1, 309	1, 233	1, 134	1, 104
0, 06	6, 625	5, 729	4, 076	3, 418	2, 944	2, 697	2, 436	2, 304	1, 892	1, 606	1, 547	1, 394	1, 308	1, 232	1, 133	1, 104
, 0625	6, 538	5, 666	4, 047	3, 407	2, 931	2, 686	2, 428	2, 297	1, 888	1, 603	1, 545	1, 393	1, 307	1, 231	1, 133	1, 103
, 0650	6, 454	5, 605	4, 045	3, 380	2, 917	2, 675	2, 420	2, 290	1, 884	1, 601	1, 543	1, 392	1, 306	1, 231	1, 132	1, 103
, 0675	6, 373	5, 545	3, 990	3, 362	2, 904	2, 665	2, 412	2, 283	1, 881	1, 599	1, 541	1, 390	1, 305	1, 230	1, 132	1, 103
0, 07	6, 291	5, 482	3, 963	3, 342	2, 892	2, 655	2, 404	2, 276	1, 877	1, 597	1, 539	1, 389	1, 304	1, 229	1, 132	1, 103

VIII

CHIFFRES RELATIFS AU FONCTIONNEMENT DE LA VAPEUR DANS UN CYLINDRE. ÉCHANGE ET TRANSFORMATION DE CHALEUR (D'APRÈS NORTHOTT)

Pression initiale absolue par c. m. q.	Rapport de détente	Pression moyenne totale par c. m. q.	Pression moyenne effective par c. m. q.	Pression moyenne par c. m. q.	Contre-pression moyenne par c. m. q.	de l'échappement antérieur par c. m. q.	Travail indiqué par kilogramme de vapeur	Consommation de vapeur par cheval-heure indiqué	Volume engendré par le piston de vapeur	Volume engendré par le piston par cheval-heure indiqué	Surface du piston par ch.-h. indiqué, en admettant une vitesse de piston de 100 mètres par minute	Chaleur entrant dans le cylindre par kilogramme de vapeur	Chaleur cédée pendant la détente par kilogramme de vapeur	Chaleur dépensée par kilogramme de vapeur	Chaleur convertie en travail indiqué par kilogramme de vapeur	Chaleur emportée par la vapeur d'échappement (par kilog.)	Chaleur dépensée par cheval-heure indiqué	Utilisation de la vapeur	Dépense de charbon par cheval-heure indiqué, en un rendement de 97,1
P_1 kg.	r	P_m kg.	P_e kg.	P_a kg.	P_s kg.	P_z kg.	kgm.	kg.	décim. cubes	décim. cubes	centim. carrés	calories depuis 100° C.	calories depuis 100° C.	calories depuis 100° C.	calories depuis 100° C.	calories depuis 100° C.	calories depuis 100° C.	ℰ	kg.
Classe 1																			
4,22	1	4,22	3,00	1,125	4,22	4,22	12 621	20,14	439,0	8 862,7	14,64	550	0	550	32,1	517,9	10 912	0,0582	2,00
5,62	1	5,62	4,50	1,125	5,62	5,62	13 158	18,10	326,5	6 087,9	10,06	533	0	533	30,5	516,5	9 866	0,0634	1,81
7,03	1	7,03	5,91	1,125	7,03	7,03	16 150	16,36	273,2	4 632,9	7,68	536	0	536	30,4	518,0	9 234	0,0634	1,70
8,44	1	8,44	7,31	1,125	8,44	8,44	16 846	16,24	167,8	3 737,0	6,19	558	0	558	30,4	518,6	8 932	0,0712	1,64
10,55	1	10,55	9,42	1,125	10,55	10,55	17 590	15,60	186,5	2 910,8	4,84	561	0	561	41,4	519,6	8 625	0,0737	1,58
14,06	1	14,06	12,04	1,125	14,06	14,06	18 445	14,53	142,5	2 112,3	3,48	565	0	565	44,5	521,5	8 256	0,0770	1,51
17,58	1	17,58	16,45	1,125	17,58	17,58	19 048	14,38	115,6	1 662,1	2,77	568	0	568	44,6	523,4	8 050	0,0790	1,47
21,09	1	21,09	19,97	1,125	21,09	21,09	19 535	14,02	97,6	1 367,6	2,26	571	0	571	45,9	525,1	7 886	0,0806	1,44
Classe 2																			
4,22	2	2,55	2,44	1,125	2,41	2,41	21 486	13,98	879,8	11 218,5	18,64	550	0	550	50,7	499,3	7 248	0,0877	1,32
5,62	2	4,75	3,63	1,125	3,81	3,81	24 442	11,75	671,2	7 543,2	12,51	533	0	533	57,3	495,7	6 404	0,0933	1,17
7,03	2	5,95	4,82	1,125	5,51	5,51	26 279	10,80	546,3	5 671,2	9,42	556	0	556	62,1	493,0	5 954	0,1066	1,09
8,44	2	7,14	6,01	1,125	6,42	6,42	27 706	10,39	469,3	4 553,1	7,85	558	0	558	64,9	493,1	5 713	0,1113	1,05
10,55	2	8,92	7,79	1,125	8,27	8,27	29 110	9,89	373,0	3 506,0	5,81	561	0	561	68,5	492,5	5 466	0,1118	1,00
14,06	2	11,89	10,77	1,125	11,08	11,08	30 684	9,89	284,8	2 545,5	4,10	565	0	565	73,2	492,7	5 226	0,1217	0,937
17,58	2	14,87	13,75	1,125	14,79	14,79	31 844	9,03	231,3	1 993,5	3,29	568	0	568	74,8	493,2	5 079	0,1252	0,930
21,09	2	17,85	16,72	1,125	18,59	18,59	32 697	8,80	195,3	1 639,5	2,71	571	0	571	77,0	494,0	4 951	0,1280	0,903
Classe 3																			
4,22	3,4	2,67	1,55	1,125	1,125	1,125	23 546	11,66	4 517,6	17 697,1	29,28	550	43	592	56	537	6 807	0,0924	1,25
5,62	4,5	3,09	1,91	1,125	1,125	1,125	28 962	9,48	1 517,6	14 392,7	23,60	553	52	605	68	537	5 655	0,1120	1,02
7,03	5,5	3,37	2,19	1,125	1,125	1,125	33 200	8,26	1 517,6	12 504,0	20,70	556	59	615	78	537	5 006	0,1270	0,916
8,44	6,6	3,56	2,43	1,125	1,125	1,125	36 967	7,89	1 517,6	11 224,2	18,64	558	66	634	87	537	4 548	0,1368	0,835
10,55	8,1	3,81	2,68	1,125	1,125	1,125	40 735	6,71	1 517,6	10 190,7	16,84	561	72	653	96	537	4 188	0,1518	0,767

VIII. — CHIFFRES RELATIFS AU FONCTIONNEMENT DE LA VAPEUR DANS UN CYLINDRE. ÉCHANGE ET TRANSFORMATION DE CHALEUR (suite)

Pression initiale absolue par c. m. q.	Rapport de détente	Pression moyenne totale par c. m. q.	Pression moyenne effective par c. m. q.	Contre-pression moyenne par c. m. q.	Pression au moment de l'échappement anticipé par c. m. q.	Travail indiqué par kilogramme de vapeur	Consommation de vapeur par cheval-heure indiqué	Volume engendré par le piston par kilogramme de vapeur	Volume engendré par le piston par cheval-heure indiqué	Surface du piston par ch.-h. indiqué en admettant une vitesse de piston de 100 mètres par minute	Chaleur entrant dans le cylindre		(Chaleur cédée pendant la détente		Chaleur dépensée		Chaleur convertie en travail indiqué de vapeur		Chaleur emportée par la vapeur d'échappement (par kilogr.)		Chaleur dépensée par cheval-heure indiqué		Utilisation de la vapeur		Dépense de charbon par cheval-heure indiqué, en admettant pour la chaudière un rendement de 0,71					
											calories	depuis 100° C.	calories	depuis 100° C.	calories	depuis 100° C.	calories	depuis 100° C.	calories	depuis 100° C.	calories	depuis 100° C.	calories	depuis 100° C.		calories	depuis 100° C.	calories	depuis 100° C.	calories
Classé 3																														
14,06	40,6	4,19	3,06	1,125	1,125	46 631	5,85	1 517,6	8 932,5	14,71	565	82	647	410	537	3 730	0,1705	0,085												
17,58	43,1	4,65	3,36	1,125	1,125	51 095	5,35	1 517,6	7 948,1	12,95	508	89	657	420	537	3 408	0,1834	0,035												
21,09	45,5	4,72	3,60	1,125	1,125	54 637	4,99	1 517,6	7 374,4	12,51	571	95	666	429	537	3 274	0,1943	0,399												
Classé 4																														
4,22	3,4	2,67	2,46	0,211	1,125	37 462	7,30	1 517,6	11 085,4	18,32	611	43	654	88	566	4 704	0,1352	0,862												
5,62	4,5	3,00	2,82	0,211	1,125	42 878	6,35	1 517,6	9 335,4	15,49	614	52	660	100	566	4 170	0,1465	0,767												
7,03	5,5	3,37	3,10	0,211	1,125	47 116	5,81	1 517,6	8 811,7	14,58	617	59	676	110	566	3 870	0,1624	0,712												
8,44	6,6	3,56	3,34	0,211	1,125	50 883	5,35	1 517,6	8 193,7	12,95	619	66	685	119	566	3 614	0,1759	0,662												
10,55	8,1	3,81	3,60	0,211	1,125	54 631	4,99	1 517,6	7 574,4	12,51	622	72	694	128	566	3 413	0,1856	0,626												
14,06	10,6	4,19	3,98	0,211	1,125	60 537	4,49	1 517,6	6 845,5	11,90	626	82	708	132	566	3 133	0,2003	0,570												
17,58	13,1	4,65	4,41	0,211	1,125	65 011	4,17	1 517,6	6 334,2	10,85	629	89	718	152	566	2 855	0,2132	0,544												
21,09	15,5	4,72	4,51	0,211	1,125	68 543	3,99	1 517,6	6 059,5	10,00	632	95	727	161	566	2 559	0,2138	0,526												
Cl. 5 et 6																														
4,22	16,7	0,900	0,689	0,211	0,211	50 859	5,40	7 363	39 754	65,80	611	94	705	119	586	3 751	0,1685	0,689												
5,62	23,7	0,970	0,759	0,211	0,211	56 275	4,85	7 363	35 734	59,35	614	102	716	130	586	3 434	0,1852	0,630												
7,03	26,9	1,033	0,823	0,211	0,211	60 513	4,54	7 363	33 412	54,84	617	111	728	142	586	3 254	0,1954	0,599												
8,44	32,0	1,083	0,914	0,211	0,211	64 231	4,26	7 363	31 402	51,61	619	118	737	151	586	3 096	0,2052	0,567												
10,55	39,5	1,139	0,998	0,211	0,211	68 048	4,04	7 363	29 731	49,03	622	124	746	160	586	2 967	0,2144	0,544												
14,06	51,7	1,216	1,005	0,211	0,211	73 934	3,72	7 363	27 469	45,16	626	134	760	174	586	2 784	0,2284	0,513												
17,58	63,6	1,240	1,089	0,211	0,211	78 408	3,49	7 363	25 484	42,58	629	141	770	184	586	2 631	0,2390	0,485												
21,09	75,3	1,222	1,111	0,211	0,211	81 940	3,36	7 363	24 719	39,35	632	147	779	193	586	2 575	0,2470	0,472												

N° de la classe. Genre de machine. A condensation, détente modérée. à enveloppe, compound, détente complète.

1 Sans condensation, r = 1
 2 r = 2
 3 détente complète.

N° de la classe. Genre de machine. A condensation, détente modérée. à enveloppe, compound, détente complète.

4
 5
 6

IX
 PUISSANCE EN CHEVAUX PAR KILOGRAMME DE PRESSION MOYENNE

HAUTEUR du cylindre en millimètres	VITESSE DU PISTON EN MÈTRES PAR MINUTE										
	30,5	73,2	94,4	106,7	124,9	137,2	152,4	167,6	182,9	198,1	228,6
102	0,333	1,277	1,509	1,866	2,133	2,399	2,666	2,932	3,199	3,465	3,999
114	0,673	1,613	2,020	2,357	2,694	3,030	3,367	3,704	4,041	4,377	5,031
127	0,842	2,020	2,523	2,946	3,367	3,861	4,209	4,630	5,051	5,472	6,314
140	1,010	2,427	3,030	3,536	4,041	4,546	5,051	5,556	6,061	6,566	7,576
152	1,207	2,876	3,592	4,193	4,798	5,402	6,005	6,608	7,197	7,787	8,993
165	1,431	3,347	4,307	5,186	6,066	6,945	7,824	8,703	9,582	10,461	11,224
178	1,627	3,914	4,882	5,754	6,633	7,512	8,391	9,270	10,149	11,028	12,262
190	1,880	4,504	5,626	6,566	7,492	8,418	9,344	10,270	11,196	12,122	14,058
203	2,133	5,121	6,398	7,464	8,530	9,611	10,677	11,743	12,879	13,876	18,099
216	2,413	5,794	7,240	8,446	9,553	10,859	12,066	13,272	14,479	15,086	18,099
229	2,694	6,482	8,095	9,456	10,803	12,450	13,511	14,858	16,191	17,332	20,239
241	3,016	7,225	9,035	10,537	12,052	13,553	15,068	16,569	18,071	19,572	22,589
254	3,339	8,011	10,017	11,687	13,357	15,026	16,696	18,365	20,035	21,704	25,044
267	3,676	8,839	11,042	12,894	14,732	16,569	18,421	20,259	22,097	23,935	27,025
279	4,041	9,694	12,122	14,142	16,163	18,183	20,203	22,224	24,243	26,264	30,305
292	4,405	10,579	13,230	15,433	17,636	19,838	22,035	24,258	26,461	28,663	33,069
305	4,798	11,503	14,381	16,766	19,165	21,606	23,963	26,376	28,762	31,175	35,973
330	5,640	13,325	16,920	19,740	22,560	25,380	28,200	31,020	33,840	36,660	42,300
356	6,538	15,700	19,614	22,883	26,152	29,421	32,704	35,973	39,242	42,497	49,035
381	7,492	18,029	22,532	26,278	29,898	33,798	37,558	41,318	45,064	48,810	56,176
406	8,544	20,498	25,633	29,898	34,177	38,456	42,721	46,986	51,266	55,331	64,075
432	9,611	23,051	28,818	33,616	38,428	43,226	48,039	52,837	57,635	62,434	72,044
457	10,817	25,941	32,438	37,839	43,254	48,656	54,226	59,473	64,875	70,276	81,993
483	12,052	28,916	36,155	42,174	48,207	54,226	60,259	66,278	72,314	78,329	90,381
508	13,357	32,457	40,056	46,734	53,442	60,419	66,769	73,433	80,406	86,79	100,15
533	14,717	35,328	44,466	51,518	58,884	66,250	73,615	80,967	88,333	95,68	110,40
559	16,163	38,779	48,474	56,535	64,636	72,717	80,799	88,866	96,961	105,03	121,19
584	17,664	42,385	52,978	61,802	70,644	79,466	88,305	97,130	105,95	114,78	132,44
610	19,221	46,145	57,678	67,302	76,912	86,523	96,148	105,76	115,37	124,98	145,07
635	20,863	50,073	62,588	71,623	83,450	93,889	104,33	114,75	125,19	134,21	155,21
660	22,574	54,170	67,709	78,989	90,283	101,56	112,86	124,14	135,42	146,70	169,27

PUISSANCE EN CHEVAUX PAR KILOGRAMME DE PRESSION MOYENNE

DIAMÈTRE du cylindre millimètres	VITESSE DU PISTON EN MÈTRES PAR MINUTE										
	30,5	73,2	94,4	106,7	124,9	137,2	152,4	167,6	182,9	198,1	228,6
711	26,166	62,812	78,512	91,602	104,69	117,78	130,87	143,96	157,04	170,11	196,29
737	28,088	67,414	84,264	98,308	112,35	126,40	140,44	154,48	168,53	182,57	210,66
762	30,032	72,128	90,157	105,18	120,21	135,24	150,26	165,29	180,31	195,34	223,39
787	32,101	76,969	96,316	112,25	128,29	144,33	160,36	176,40	192,44	208,49	240,54
813	34,177	82,019	102,53	119,62	136,71	153,80	170,89	187,97	205,06	222,15	256,33
838	36,338	87,210	109,01	127,19	145,35	163,52	181,81	199,86	218,03	236,20	272,53
864	38,526	92,458	115,58	134,84	154,11	173,37	192,63	211,90	231,16	250,42	288,95
889	40,883	98,112	122,65	143,09	163,53	183,98	204,42	224,86	245,30	265,74	305,63
914	43,269	103,84	129,81	151,44	173,07	194,71	216,34	237,98	259,61	281,25	324,51
940	45,640	109,70	137,43	159,98	182,84	205,62	228,53	251,40	274,26	297,11	342,82
965	48,207	115,69	144,62	168,72	192,83	216,91	241,01	265,14	289,24	313,35	361,55
991	50,789	121,33	152,37	177,76	203,15	228,55	253,94	279,34	303,33	330,13	380,91
1016	53,426	128,22	160,28	186,99	213,70	240,42	267,13	293,81	320,56	347,27	400,70
1041	56,148	134,74	168,44	196,52	224,59	252,67	280,60	308,81	336,89	364,96	421,11
1067	58,898	141,21	176,69	206,14	235,59	265,18	294,49	323,94	353,39	382,84	441,73
1092	61,732	148,16	185,19	216,06	246,93	277,79	308,66	339,53	370,39	401,26	462,99
1118	64,622	154,98	193,87	226,18	258,49	290,80	323,11	355,43	387,73	420,04	484,67
1143	67,597	162,23	202,79	236,59	270,39	304,18	337,98	370,38	405,58	439,38	506,97
1168	70,753	169,57	212,25	247,29	282,62	317,95	353,28	388,60	423,93	459,54	529,91
1194	73,742	176,97	221,22	258,10	294,97	331,84	368,71	405,58	442,45	479,32	553,06
1219	76,912	184,60	230,74	269,19	307,65	346,11	384,56	423,02	451,09	499,93	576,84
1245	80,167	192,40	240,50	280,59	320,67	360,75	400,84	440,92	481,00	521,09	601,26
1270	83,478	200,35	250,43	292,17	333,91	375,65	417,39	459,13	500,87	542,61	626,09
1295	86,705	208,09	260,12	303,96	347,38	390,81	434,23	477,65	520,23	564,08	651,34
1321	90,241	216,58	270,72	315,81	360,96	406,08	451,20	496,33	541,45	586,57	676,81
1346	93,775	225,06	281,33	328,22	375,11	421,99	468,88	515,77	562,66	609,55	703,32
1372	97,368	233,68	292,40	340,79	389,47	438,16	486,84	535,53	584,24	632,89	730,26
1397	100,99	242,37	302,96	353,46	403,95	454,45	504,94	555,43	605,93	656,42	757,41
1422	104,69	251,26	314,08	366,42	418,76	471,11	523,40	575,81	628,15	680,50	785,19
1448	108,48	260,35	325,44	379,68	433,92	488,16	542,40	596,64	650,88	705,12	813,60
1473	112,32	268,67	336,97	393,13	449,30	505,46	561,62	617,78	673,95	730,11	842,43
1499	116,22	279,22	348,67	406,36	464,90	523,01	581,12	639,23	683,32	735,46	871,68
1524	120,18	288,42	360,54	420,63	480,72	540,81	600,90	661,00	721,09	781,18	901,36

X
ÉNERGIE TOTALE CONTENUE DANS L'EAU ET LA VAPEUR

PRESSION absolue par cm ²	TEMPÉRATURES		CHALEUR latente de vaporisation par kilogr.	ÉNERGIE PAR KILOGRAMME			PRESSION absolue par cm ²	TEMPÉRATURES		CHALEUR latente de vaporisation par kilogr.	ÉNERGIE PAR KILOGRAMME		
	a partir de 0° C.	degrés C.		absolue	d'eau mise en liberté à 100° C.	contenu dans la chaleur latente		totale aux pressions correspondantes	d'eau mise en liberté à 100° C.		contenu dans la chaleur latente	totale aux pressions correspondantes	
atmosph.	degrés C.	degrés C.	calories	kgmètres	kgmètres	kgmètres	atmosph.	degrés C.	degrés C.	calories	kgmètres	kgmètres	kgmètres
1,36	108,8	382,8	529,70	44	5116	5191	10,54	182,6	456,6	476,59	36582	3381	39363
1,70	115,5	389,5	524,93	134	8893	9097	10,88	184,0	458,0	475,56	37004	3490	40494
2,04	121,2	395,2	521,10	248	11871	12119	11,22	185,4	459,4	474,56	37423	3606	41029
2,38	126,1	400,1	517,34	373	14352	14725	11,56	186,7	460,7	473,58	37819	3703	41522
2,72	130,1	404,6	514,19	502	16504	17006	11,90	188,0	462,0	472,62	38212	3815	42027
3,06	134,5	408,5	511,34	614	18348	18993	12,24	189,3	463,3	471,67	38582	3914	42493
3,40	138,2	412,2	508,73	778	20012	20790	12,58	190,5	464,5	470,75	38931	4021	42952
3,74	141,5	415,5	506,32	915	21481	22386	12,92	191,7	465,7	469,85	39278	4077	43356
4,08	144,7	418,7	504,07	1052	22840	23892	13,26	193,0	467,0	468,97	39622	4222	43844
4,42	147,6	421,6	501,98	1189	24050	25239	13,60	194,4	468,4	468,10	39945	4317	44262
4,76	150,4	424,4	499,99	1330	25186	26516	14,28	196,4	470,4	466,42	40266	4323	44689
5,10	152,9	426,9	498,12	1469	26176	27645	14,66	198,7	472,7	465,41	41481	4416	45197
5,44	155,4	429,4	496,35	1588	27187	28775	15,61	201,2	475,2	462,85	41826	44935	45761
5,78	157,7	431,7	494,66	1720	28082	29802	16,32	203,3	477,3	462,12	42424	45281	46345
6,12	160,0	434,0	493,05	1848	28918	30766	17,00	205,0	479,0	460,85	42857	45281	46938
6,46	162,1	436,1	491,50	1975	29721	31696	17,00	205,0	479,0	460,85	42857	45281	47545
6,80	164,1	438,1	490,02	2069	30435	32504	18,02	208,0	482,0	458,37	43337	46167	48164
7,14	166,1	440,1	488,59	2224	31160	33384	18,02	208,0	482,0	458,37	43337	46167	48784
7,48	168,0	442,0	487,21	2345	31822	34167	204,08	375,7	649,7	327,89	59034	29315	88350
7,82	169,8	443,8	485,89	2467	32459	34926	272,10	405,9	679,9	302,29	57707	34922	92629
8,16	171,6	445,6	484,60	2587	33040	35678	340,13	431,0	705,1	280,68	56901	39801	95709
8,50	173,3	447,3	483,36	2704	33617	36321	408,16	452,1	726,1	261,87	55880	44046	97926
8,84	175,0	449,0	482,15	2822	34168	36990	486,19	471,7	745,7	244,19	54647	48173	99820
9,18	176,6	450,6	480,97	2936	34692	37628	544,21	490,1	764,1	227,24	53425	52104	101329
9,52	178,1	452,1	479,83	3048	35192	38240	612,24	507,3	781,5	212,36	52120	56120	103089
9,86	179,7	453,7	478,72	3160	35686	38846	680,27	521,8	795,8	197,16	509105	59105	104845
10,20	181,1	455,1	477,61	3214	36136	39350	6802,72	1184,1	1458,1	169,44	44340	64340	106445

XI

COMPOSITION ET POUVOIR CALORIFIQUE DES COMBUSTIBLES NATURELS

	COMPOSITION DU COMBUSTIBLE PUR ET SEC				PRODUIT de la carbonisation p. 100	PUISSANCE CALORIFIQUE DU COMBUSTIBLE	
	Carbone p. 100	Hydrogène p. 100	Oxygène p. 100	Hydrogène en excès		Pur et sec	Ordinaire
Bois	48 à 53	6 à 6,4	41 à 46	0,3 à 1	30 à 40	3 600 à 3 800	2 400 à 2 500
Tourbe	58 à 64	5,6 à 6,4	30 à 36	1,8 à 2,5	35 à 40	4 800 à 5 600	3 000 à 3 700
Lignite ligneux	58 à 68	5 à 6	26 à 37	1,5 à 2	35 à 40	4 800 à 5 600	4 000 à 4 800
Lignite parfait	70 à 74	5 à 5,5	20 à 35	2 à 3	40 à 50	6 000 à 7 500	5 500 à 6 600
Houille maigre à longue flamme	76 à 80	5 à 5,5	15 à 20	3 à 3,5	50 à 60	8 000 à 8 500	7 200 à 7 800
Houille à gaz	80 à 85	5,2 à 5,8	8 à 15	3,5 à 4,5	60 à 68	8 500 à 8 800	7 500 à 8 000
Houille grasse maréchale	83 à 87	4,8 à 5,5	8 à 12	3,3 à 4	68 à 74	8 800 à 9 300	7 800 à 8 300
Houille demi-grasse	87 à 89	4 à 5	6 à 8	3 à 4	74 à 82	9 300 à 9 600	8 300 à 8 600
Houille maigre à courte flamme	89 à 92	3 à 4	4 à 6	2,5 à 3,2	82 à 90	9 200 à 9 500	8 000 à 8 400
Anthracite	93 à 95	2 à 3,5	2,5 à 4	1,5 à 2,5	90 à 92	9 000 à 9 400	7 800 à 8 300
Pétrole	82 à 85	13 à 15	1 à 3	»	»	»	10 600 à 11 000

XII
CONSUMMATION DE VAPEUR (u)

Pression finale absolue par pouce carré	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	117,300	121,015	124,717	128,406	132,083	135,748	139,399	143,075	146,665	150,279
4	153,880	157,514	161,137	164,750	168,353	171,945	175,527	179,098	182,659	186,210
5	189,750	193,336	196,914	200,483	204,044	207,598	211,142	214,679	218,208	221,728
6	225,240	228,799	232,351	235,897	239,437	242,970	246,497	250,017	253,531	257,039
7	260,540	264,056	267,566	271,071	274,570	278,063	281,550	285,031	288,506	291,976
8	295,440	298,922	302,400	305,872	309,338	312,800	316,256	319,708	323,154	326,594
9	330,030	333,488	336,941	340,389	343,833	347,273	350,707	354,137	357,563	360,984
10	364,400	367,842	371,280	374,714	378,144	381,570	384,992	388,410	391,824	395,234
11	398,640	402,064	405,485	408,902	412,315	415,725	419,131	422,534	425,933	429,328
12	432,720	436,120	439,517	442,911	446,301	449,688	453,071	456,451	459,828	463,200
13	466,570	469,950	473,326	476,699	480,068	483,435	486,798	490,159	493,516	496,869
14	500,220	503,596	506,968	510,338	513,706	517,070	520,432	523,790	527,146	530,500
15	533,850	537,213	540,573	543,930	547,285	550,638	553,987	557,334	560,679	564,011
16	567,360	570,713	574,063	577,411	580,757	584,100	587,441	590,780	594,115	597,449
17	600,780	604,109	607,435	610,759	614,081	617,400	620,717	624,031	627,343	630,653
18	633,960	637,265	640,567	643,867	647,165	650,460	653,753	657,043	660,331	663,617
19	666,900	670,200	673,498	676,793	680,086	683,378	686,666	689,953	693,238	696,520
20	699,800	703,098	706,394	709,688	712,980	716,270	719,558	722,844	726,128	729,410
21	732,600	735,968	739,244	742,518	745,790	749,060	752,328	755,594	758,858	762,120
22	765,381	768,660	771,938	775,215	778,490	781,763	785,034	788,303	791,570	794,836
23	798,100	801,362	804,622	807,881	811,138	814,393	817,646	820,897	824,146	827,394
24	830,640	833,908	837,175	840,440	843,703	846,965	850,225	853,484	856,741	859,996
25	863,250	866,502	869,753	873,002	876,249	879,495	882,739	885,982	889,223	892,462
26	895,700	898,936	902,171	905,404	908,635	911,865	915,093	918,320	921,545	924,768
27	927,990	931,210	934,429	937,646	940,861	944,075	947,287	950,498	953,707	956,914
28	960,420	963,632	966,843	969,813	973,044	976,268	979,493	982,717	985,939	989,160
29	992,380	995,598	998,815	1002,031	1005,245	1008,458	1011,669	1014,879	1018,087	1021,294
30	1024,500	1027,704	1030,907	1034,109	1037,309	1040,508	1043,705	1046,901	1050,095	1053,288
31	1056,480	1059,670	1062,859	1066,047	1069,233	1072,418	1075,601	1078,783	1081,963	1085,142

(a) Dans ce tableau, les pressions étant indiquées en mesures anglaises, si l'on veut obtenir la consommation de vapeur en kilogrammes, il faudra multiplier la pression finale absolue, en kilogrammes, par c. m. q., par 14,32; chercher le nombre correspondant et diviser ce nombre par la pression effective moyenne en kilogrammes par c. m. q.

CONSOMMATION DE VAPEUR (suite)

Pression finale absolue par pouce carré	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
32	1 088,320	1 091,528	1 094,736	1 097,942	1 101,146	1 104,350	1 107,552	1 110,754	1 113,954	1 117,152
33	1 120,350	1 123,546	1 126,742	1 129,936	1 133,128	1 136,320	1 139,510	1 142,700	1 145,888	1 149,074
34	1 152,260	1 155,444	1 158,628	1 161,810	1 164,990	1 168,170	1 171,348	1 174,526	1 177,702	1 180,876
35	1 184,050	1 187,222	1 190,394	1 193,561	1 196,732	1 199,900	1 203,066	1 206,232	1 209,396	1 212,558
36	1 215,720	1 218,917	1 222,112	1 225,307	1 228,500	1 231,693	1 234,884	1 238,075	1 241,264	1 244,453
37	1 247,640	1 250,827	1 254,012	1 257,197	1 260,380	1 263,563	1 266,744	1 269,925	1 273,104	1 276,283
38	1 279,460	1 282,637	1 285,812	1 288,987	1 292,160	1 295,333	1 298,501	1 301,675	1 304,844	1 308,013
39	1 311,180	1 314,347	1 317,512	1 320,677	1 323,840	1 327,003	1 330,164	1 333,325	1 336,484	1 339,643
40	1 342,800	1 345,957	1 349,112	1 352,267	1 355,420	1 358,573	1 371,724	1 364,875	1 368,024	1 371,173
41	1 374,320	1 377,467	1 380,612	1 383,757	1 386,900	1 390,043	1 393,184	1 396,325	1 399,464	1 402,603
42	1 405,740	1 408,877	1 412,012	1 415,147	1 418,280	1 421,413	1 424,544	1 427,675	1 430,804	1 433,933
43	1 437,060	1 440,230	1 443,398	1 446,566	1 449,734	1 452,900	1 456,066	1 459,230	1 462,394	1 465,558
44	1 468,720	1 471,882	1 475,042	1 478,202	1 481,362	1 484,520	1 487,678	1 490,834	1 493,990	1 497,146
45	1 500,300	1 503,454	1 506,606	1 509,758	1 512,910	1 516,060	1 519,210	1 522,359	1 525,506	1 528,654
46	1 531,800	1 534,946	1 538,090	1 541,234	1 544,378	1 547,520	1 550,662	1 553,802	1 556,942	1 560,082
47	1 563,220	1 566,358	1 569,494	1 572,630	1 575,766	1 578,900	1 582,034	1 585,166	1 588,298	1 591,430
48	1 594,560	1 597,690	1 600,818	1 603,946	1 607,074	1 610,200	1 613,326	1 616,450	1 619,574	1 622,698
49	1 625,820	1 628,942	1 632,062	1 635,182	1 638,302	1 641,420	1 644,538	1 647,654	1 650,770	1 653,886
50	1 657,000	1 660,114	1 663,226	1 666,338	1 669,450	1 672,560	1 675,670	1 678,778	1 681,886	1 684,994
51	1 688,100	1 691,206	1 694,310	1 697,414	1 700,518	1 703,620	1 706,722	1 709,822	1 712,922	1 716,022
52	1 719,120	1 722,218	1 725,314	1 728,410	1 731,506	1 734,600	1 737,694	1 740,786	1 743,878	1 746,970
53	1 750,060	1 753,150	1 756,238	1 759,327	1 762,414	1 765,500	1 768,586	1 771,670	1 774,754	1 777,838
54	1 780,920	1 784,002	1 787,082	1 790,162	1 793,242	1 796,320	1 799,398	1 802,474	1 805,550	1 808,626
55	1 814,700	1 818,829	1 822,957	1 827,084	1 831,211	1 835,338	1 839,463	1 843,588	1 847,713	1 851,837
56	1 842,960	1 847,083	1 851,205	1 855,326	1 859,447	1 863,568	1 867,689	1 871,806	1 875,925	1 880,043
57	1 874,160	1 878,277	1 882,393	1 886,508	1 890,623	1 894,738	1 898,851	1 902,964	1 907,077	1 911,189
58	1 905,300	1 909,411	1 913,521	1 917,630	1 921,739	1 925,848	1 929,955	1 934,062	1 938,169	1 942,275
59	1 936,380	1 939,485	1 942,589	1 945,692	1 948,795	1 951,898	1 954,999	1 958,100	1 961,201	1 964,301
60	1 967,400	1 970,499	1 973,597	1 976,694	1 979,791	1 982,888	1 985,983	1 989,078	1 992,173	1 995,267

XIII

FACTEURS DE VAPORISATION

TEMPÉRATURE de l'alimentation		PRESSIONS EFFECTIVES EN LIVRES PAR POUCE CARRÉ ET EN ATMOSPHÈRES															
Fah.	Centi.	25 4,7	30 2,0	35 2,3	40 2,7	45 3,0	50 3,3	60 4,0	70 4,7	80 5,3	90 6,0	100 6,7	120 8,0	140 9,3	160 10,7	180 12	200 13,3
32	0	1,204	1,206	1,209	1,211	1,212	1,214	1,217	1,219	1,222	1,224	1,227	1,231	1,234	1,237	1,239	1,241
35	4,6	201	203	206	208	209	211	214	216	219	221	224	228	231	234	236	238
40	4,4	196	198	201	203	204	206	209	211	214	216	219	223	226	229	231	233
45	7,2	190	192	193	197	198	200	203	205	208	210	213	217	220	223	225	227
50	10	185	187	190	192	193	195	198	200	203	205	208	212	215	218	220	222
55	12,7	180	182	185	187	188	190	193	195	198	200	203	207	210	213	215	217
60	15,3	175	177	180	182	183	185	188	190	193	195	198	202	205	208	210	212
65	17,9	170	172	175	177	178	180	183	185	188	190	193	197	200	203	205	207
70	21,1	165	167	170	172	173	175	178	180	183	185	188	192	195	198	200	202
75	23,5	160	162	165	167	168	170	173	175	178	180	183	187	190	193	195	197
80	26,8	154	156	159	161	162	164	167	169	172	174	177	181	184	187	189	191
85	29,4	149	151	154	156	157	159	162	164	167	169	172	176	179	182	184	186
90	32,2	144	146	149	151	152	154	157	159	162	164	167	171	174	177	179	181
95	35,0	139	141	144	146	147	149	152	154	157	159	162	166	169	172	174	176
100	37,7	134	136	139	141	142	144	147	149	152	154	157	161	164	167	169	171
105	40,5	129	130	133	135	136	139	141	143	146	148	151	155	158	161	163	165
110	43,3	123	125	128	130	131	134	136	138	141	143	146	150	153	156	158	160
115	46,1	118	120	123	125	126	129	131	133	136	138	141	145	148	151	153	155
120	48,8	113	115	118	120	121	124	126	128	131	133	136	140	143	146	148	150
125	51,6	108	110	113	115	116	118	121	123	126	128	131	135	138	141	143	145
130	54,4	102	104	107	109	110	112	115	117	120	122	125	129	132	135	137	139
135	57,2	97	99	102	104	105	107	110	112	115	117	120	124	127	130	132	134
140	60,0	92	94	97	99	100	102	105	107	110	112	115	119	122	125	127	129
145	62,7	87	89	92	94	95	97	100	102	105	107	110	114	117	120	122	124
150	65,5	82	84	87	89	90	92	95	97	100	102	105	109	112	115	117	119
155	68,3	77	78	81	83	84	86	89	91	94	96	99	103	106	109	111	113
160	71,1	71	73	76	78	79	81	84	86	89	91	94	98	101	104	106	108
165	73,8	66	68	71	73	74	76	79	81	84	86	89	93	96	99	101	103
170	76,6	61	63	66	68	69	71	74	76	79	81	84	88	91	94	96	98
175	79,4	56	58	61	63	64	66	69	71	74	76	79	83	86	89	91	93
180	82,2	50	52	55	57	58	60	63	65	68	70	73	77	80	83	85	87
185	85,0	45	47	50	52	53	55	58	60	63	65	68	72	75	78	80	82
190	87,7	40	42	44	46	47	49	52	55	58	60	63	67	70	73	75	77
195	90,5	35	37	40	42	43	45	48	50	53	55	58	62	65	68	70	72
200	93,3	30	32	35	37	38	40	43	45	48	50	53	57	60	63	65	67
205	96,1	25	27	30	32	33	35	38	40	43	45	48	52	55	58	60	62
210	98,8	20	22	25	27	28	30	33	35	38	40	43	47	50	53	55	57

XIV

FORMULES RELATIVES AUX PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR D'EAU SATURÉE

QUANTITÉ		SYM- BOLE	FORMULE
Pressions absolues.	Kilogramme par centimètre carré.	P	
	Kilogramme par mètre carré.	p	$p = P \times 10.000$
	Millimètres de mercure à 0° C.	M	$M = P \times 736$
	Mètres d'eau à 4° C.	F	$F = A \times 10,33$
	Atmosphères par centimètre carré.	A	$A = P \times 0,968$
Pression effective en kg. par cm ² .		G	$G = P - 1,033$
Tempér.	En degrés centigrades.	t	$T - 274$
	Absolute en degrés centigrades.	T	$t + 274$
Quantité de chaleur par kilogramme.	Nécessaire pour élever la température de 0 à t .	S	$S = t + 0,2 \left(\frac{t}{100}\right)^2 + 0,3 \left(\frac{t}{100}\right)^3$
	Nécessaire pour transformer l'eau en vapeur (chal. latente interne).	I	$I = L - E$
	Nécessaire pour surmonter la résistance extérieure (chaleur latente externe).	E	$E = p \times \frac{C - v}{425}$
	Chaleur latente de vaporisation à pression constante p .	L	$L = H - S$
	Chaleur totale de vaporisation au-dessus de 0° C.	H	$H = 606,5 + 0,305 t$
Chaleur totale de vaporisation par kilogramme de vapeur, au-dessus de 0°, en unités de vaporisation.		U	$U = \frac{H}{537}$
Energie en kilogrammètres correspondant à la chaleur latente de vaporisation par mètre cube de vapeur.		l	$l = L \times W \times 425$
Poids.	D'un mètre cube de vapeur en kilogrammes.	W	$W = \frac{l}{L \times 425} = \frac{1}{C}$
	D'un mètre cube d'eau distillée à 4° en kilogrammes.	w	$w = 1 000$
Volume d'un kilogramme de vapeur en mètres cubes.		C	$C = \frac{1}{W}$
Rapport du volume de l'eau distillée à la température T au volume d'un même poids d'eau à la température du maximum de densité.		v	Voir tableau III de l'Appendice

XV (Suite)

B

QUANTITÉ D'EAU TOTALE FOURNIE A LA CHAUDIÈRE		PRIMAGE	TOTAL	QUANTITÉ D'EAU TRANSFORMÉE EN VAPEUR SATURÉE SECHÉ		OBSERVATIONS
De la température réelle d'alimentation à celle de la vapeur	Équivalente à 100° C.	Équivalente de la température réelle d'alimentation à celle de la vapeur	de l'eau primée	Équivalente à 100° C.	Équivalente de 100° C. à la température de la vapeur	
Kg.	Kg.	P. 100	Kg.	Kg.	Kg.	

DEGRÉS DE SURCHAUFFE	VAPORISATION A 100° C. équivalente à celle produite par la chaleur totale dégagée par le combustible			RENDEMENT		PUISSANCE EN CHEVAUX		OBSERVATIONS
	Par kg. de charbon	Par kg. de combustible	Par mètre carré de surface de chauffe et par heure	Résultat des expériences	Prévu	R = $\frac{\text{Expérimental}}{\text{Prévu}}$	Valuers de A et B dans $F = A \sqrt{H} + B$	
° C.	Kg.	Kg.	Kg.	P. 100	P. 100	Prévue	Réelle	

APPENDICE

825

XV (Suite)

C

RÉSUMÉ DES ESSAIS

Date

Numéro		Durée		NOMBRE de tours		LECTURE DES MANOMÈTRES		TEMPÉRATURE				HAUT vapeur		BAS vapeur		FREIN		Echelle du ressort des Indicateurs																													
Du compteur		Du tachymètre		Kg.		mm. de mercure		Extérieure		Chambre des machines		Vapeur condensée		Alimentation		Eau d'injection		Décharge		Tuyau de vapeur		Boite à tiroir		Cylindre		Echappement		Vapeur condensée		Eau d'alimentation		Eau d'injection		Pression moyenne effective		Pression moyenne effective		Puissance indiquée		Puissance indiquée		Puissance totale		Charge		Puissance dynamométrique	

Volume des espaces morts H V.		Essai effectué par	
Id.		
B V.		
Lever du frein		Surface du piston, cm ²	
.....		
Diamètre du cylindre mm.		Surface des orifices de vapeur	
.....		
Course du piston mm.		Surface des orifices d'échappement	
.....		
Diamètre de la tige du piston mm		
.....		
Diamètre du bouton de manivelle mm		
.....		
Longueur du bouton de manivelle		
.....		
Diamètre du bouton de la crosse		
.....		
Course du tiroir mm		
.....		
Recouvrements mm		
.....		

XVI
CHEVAUX ÉLECTRIQUES, PAR H. W. FISHER, M. E.

VOLTS OU AMPÈRES

VOLTS OU AMPÈRES		VOLTS OU AMPÈRES																			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		
1	0,0134	0,0268	0,0402	0,0536	0,0670	0,0804	0,0938	0,1072	0,1206	0,1340	0,1474	0,1608	0,1742	0,1876	0,2010	0,2144	0,2278	0,2412	0,2546		
2	0,0268	0,0536	0,0804	0,1072	0,1340	0,1608	0,1876	0,2144	0,2412	0,2680	0,2948	0,3216	0,3484	0,3752	0,4020	0,4288	0,4556	0,4824	0,5092		
3	0,0402	0,0804	0,1206	0,1608	0,2010	0,2412	0,2814	0,3216	0,3618	0,4020	0,4422	0,4824	0,5226	0,5628	0,6030	0,6432	0,6834	0,7236	0,7638		
4	0,0536	0,1072	0,1608	0,2144	0,2680	0,3216	0,3752	0,4288	0,4824	0,5360	0,5896	0,6432	0,6968	0,7504	0,8040	0,8576	0,9112	0,9648	1,0184		
5	0,0670	0,1340	0,2010	0,2680	0,3350	0,4020	0,4690	0,5360	0,6030	0,6700	0,7370	0,8040	0,8710	0,9380	1,0050	1,0720	1,1390	1,2060	1,2730		
6	0,0804	0,1608	0,2412	0,3216	0,4020	0,4824	0,5628	0,6432	0,7236	0,8040	0,8844	0,9648	1,0452	1,1256	1,2060	1,2864	1,3668	1,4472	1,5276		
7	0,0938	0,1876	0,2814	0,3752	0,4690	0,5628	0,6566	0,7504	0,8442	0,9380	1,0318	1,1256	1,2194	1,3132	1,4070	1,5008	1,5946	1,6884	1,7822		
8	0,1072	0,2144	0,3216	0,4288	0,5360	0,6432	0,7504	0,8576	0,9648	1,0720	1,1792	1,2864	1,3936	1,5008	1,6080	1,7152	1,8224	1,9296	2,0368		
9	0,1206	0,2412	0,3618	0,4824	0,6030	0,7236	0,8442	0,9648	1,0854	1,2060	1,3266	1,4472	1,5678	1,6884	1,8090	1,9296	2,0502	2,1708	2,2914		
10	0,1340	0,2680	0,4020	0,5360	0,6700	0,8040	0,9380	1,0720	1,2060	1,3400	1,4740	1,6080	1,7420	1,8760	2,0100	2,1440	2,2780	2,4120	2,5460		
11	0,1474	0,2948	0,4422	0,5896	0,7370	0,8844	1,0318	1,1792	1,3266	1,4740	1,6214	1,7688	1,9162	2,0636	2,2110	2,3584	2,5058	2,6532	2,8006		
12	0,1608	0,3216	0,4824	0,6432	0,8040	0,9648	1,1256	1,2864	1,4472	1,6080	1,7688	1,9296	2,0904	2,2512	2,4120	2,5728	2,7336	2,8944	3,0552		
13	0,1742	0,3484	0,5226	0,6968	0,8710	1,0452	1,2194	1,3936	1,5678	1,7420	1,9162	2,0904	2,2646	2,4388	2,6130	2,7872	2,9614	3,1356	3,3098		
14	0,1876	0,3752	0,5628	0,7504	0,9380	1,1256	1,3132	1,5008	1,6884	1,8760	2,0636	2,2512	2,4388	2,6264	2,8140	3,0016	3,1892	3,3768	3,5644		
15	0,2010	0,4020	0,6030	0,8040	1,0050	1,2060	1,4070	1,6080	1,8090	2,0100	2,2110	2,4120	2,6130	2,8140	3,0150	3,2160	3,4170	3,6180	3,8190		
16	0,2144	0,4288	0,6432	0,8576	1,0720	1,2864	1,5008	1,7152	1,9296	2,1440	2,3584	2,5728	2,7872	3,0016	3,2160	3,4304	3,6448	3,8592	4,0736		
17	0,2278	0,4556	0,6834	0,9112	1,1390	1,3668	1,5946	1,8224	2,0502	2,2780	2,5058	2,7336	2,9614	3,1892	3,4170	3,6448	3,8726	4,1004	4,3282		
18	0,2412	0,4824	0,7236	0,9648	1,2060	1,4472	1,6884	1,9296	2,1708	2,4120	2,6532	2,8944	3,1356	3,3768	3,6180	3,8592	4,1004	4,3416	4,5828		
19	0,2546	0,5092	0,7638	1,0184	1,2730	1,5276	1,7822	2,0368	2,2914	2,5460	2,8006	3,0552	3,3098	3,5644	3,8190	4,0736	4,3282	4,5828	4,8374		
20	0,2680	0,5360	0,8040	1,0720	1,3400	1,6080	1,8760	2,1440	2,4120	2,6800	2,9480	3,2160	3,4840	3,7520	4,0200	4,2880	4,5560	4,8240	5,0920		

VOLTS OU AMPÈRES

VOLTS OU AMPÈRES

L'énergie électrique a pour mesure le produit des volts et des ampères. La division de ce produit par 746 donne la puissance en chevaux-vapeur.

Exemples : Quelle est la puissance en chevaux électriques correspondant :

1° à 19 ampères et 12 volts ?

2° à 190 — — — — 120 —

3° à 1900 — — — — 120 —

Le chiffre commun aux colonnes 12 et 19 est 0,30552, c'est la puissance cherchée correspondant à l'exemple n° 1. Pour le deuxième exemple, ce sera 30,252 chevaux et pour le troisième, 305,52.

Supposons maintenant que nous ayons 2 500 volts et 45 ampères. Nous aurons :

$$\left. \begin{array}{l} 2\ 000 \text{ volts et } 40 \text{ ampères} = 107,2 \\ 2\ 000 \text{ — — — — } 5 \text{ — — — — } 13,4 \\ 500 \text{ — — — — } 40 \text{ — — — — } 26,8 \\ 500 \text{ — — — — } 5 \text{ — — — — } 3,25 \end{array} \right\} \text{Total.} = 150,75$$

TABLE ANALYTIQUE ET ALPHABÉTIQUE

DU

TOME PREMIER

A

	Parag.	Pages.
Action de l'enveloppe.	153	628
Application des calculs. Rendements de la machine idéale	117	450

B

But que doit se proposer l'ingénieur.	30	83
---	----	----

C

Calcul de l'utilisation dans les machines réelles.	137	568
— — dans les machines idéales	117	450
— — exemples	137	568
— des chaleurs latentes et totales de la vapeur	93	339
Calorimétrie.	92	336
Capital (utilisation du)	182	745
Caractères de l'énergie. Ses sources et transformations.	47	244
Carnot, son œuvre	58	259
Chaleur. Dépense au point de vue thermodynamique.	176	714
— de la vapeur, calcul des chaleurs latentes et totales.	93	339
— (Equivalent mécanique de la).	82	315
— (Pertes de) par conductibilité et rayonnement	126	478
— (Quantités d'estimation de la dépense de).	92	336
— Sa transformation.	112	429
— (Théorie mécanique de la)	55	253
— et température. Echelle absolue	91	330
Chaleurs spécifiques, latentes et totales.	93	339

	Parag.	Pages.
Cinétique. Théorie.	89	325
Clausius et son œuvre	59	261
Compound (machines)	34	95
— — leur but.	143	593
— — principes fondamentaux.	142	591
— — problèmes qui y sont relatifs	141	590
Combustible. Consommation au point de vue purement thermodynamique	176	714
— (Estimation de la dépense de)	178	718
Compression et espaces morts	171	689
Conclusions relatives à l'utilisation maximum.	200	789
Condensation adiabatique	112	429
— initiale.	65	272
— — état des connaissances à ce sujet en 1850.	68	279
— — moyens de la diminuer.	131	527
— — son importance	128	482
— — ses variations	198	788
— interne. Lois qui la gouvernent.	129	493
— — (Théorie de la).	130	509
Condition des surfaces intérieures des machines	161	664
— du rendement maximum	115	445
— — — du fluide	125	477
Conductibilité et rayonnement (pertes par)	126	478
— — — leur diminution	127	481
Consommation de vapeur.	128	482
Constitution de la matière et thermodynamique.	88	324
Construction des lignes thermiques	103	398
— (principes généraux)	31	86
Contre-pression	123	471
— et espaces morts	111	428
— et son influence sur l'utilisation	196	781
— dans les machines réelles	123	471
Corliss (machines) monocylindres et compound.	34	95
Cotteril et son œuvre.	67	277
Courbes d'utilisation des machines réelles.	186	760
— réelles d'utilisation de Thurston	187	761
Critiques. Conditions et températures de la vapeur.	94	354
Cycles des machines réelles.	119	462
— Leur rendement	114	443
— thermodynamique	104	408
Cylindres. Nombre à disposer en série.	146	600

D

Détente. Courbes thermiques de la vapeur d'eau	102	393
— — — d'autres vapeurs.	102	393
— la plus économique, son étendue.	144	594

TABLE ANALYTIQUE ET ALPHABÉTIQUE

829

	Parag.	Pages.
Détente (Limites absolues de la)	201	790
— (Rapport le plus avantageux de)	64	271
— (Rapports de) donnant les rendements maxima.	181	729
— Utilisations pour une détente déterminée.	194	779
Diagramme d'utilisation idéale de Rankine.	184	754
— — réelle, leur construction.	189	767
— — réelle manière de les employer	190	769
Diminution des pertes par l'adoption de l'enveloppe.	140	588
— — — la surchauffe.	140	588
Distribution des efforts et rendement mécanique	151	620
— et importance des pertes dans les machines réelles.	133	554
— et variation du frottement interne des machines.	134	561
— de l'énergie dans les machines réelles.	120	462
Divers rendements de la machine à vapeur.	174	711
Double effet ; machines de Watt.	17	24
Dwelshauvers-Dery et son œuvre	66	275
Dynamiques (Pertes).	111	428

E

Economie ; Influence de la contre-pression	196	781
— et rendement des machines réelles. Calculs	137-187	568-761
— — — Exemples	187	761
— et rendement réels des machines à l'étude.	137	568
Energie. Définition et discussions	75	300
— (Distribution de l') dans les machines réelles	120	462
— emmagasinée dans la vapeur.	100	384
— Expressions algébriques	79	309
— (La thermodynamique considérée comme une partie de la science de l')	80	311
— Loi fondamentale	75	300
— Lois.	77	301
— Lois de Newton	78	307
— Méthodes générales de ses transformations.	2	1
— Notions	76	301
— Principes mécaniques de ses transformations	50	246
— (Science de l')	45	242
— Ses caractères, ses sources et ses transformations.	47	244
— (Thermodynamique de l').	98	374
— Transformations au point de vue chimique	48	244
— — — physique	49	245
— et thermodynamique.	51	248
Enveloppe. Analyse de son action	153	628
— Conclusions	166	673
— contenant de l'air	164	668
— Défectueuses.	164	668
— des fonds et du piston	162	665

	Parag.	Pages.
Enveloppe et la réduction des pertes qu'elle entraîne	140	588
— et son action sur le fonctionnement économique	166	673
— (Influence de l')	145	596
— Limites de son efficacité	156	651
— (Machines munies d')	113	441
— (Pertes dans l')	155	638
— (Proportions des machines munies d')	163	666
— (Résultats d'expérience sur l')	165	669
— sur les machines monocylindres et compound	152	622
— (Températures et pressions à l'intérieur de l')	160	662
— et machines à grande vitesse	159	660
— — multicylindres	157	658
— et surchauffe	158	660
Equations fondamentales et générales de la thermodynamique.	86	322
Equilibre des moments moteurs.	151	620
Equivalent mécanique de la chaleur	82	315
Espaces morts et contre-pression	111	428
— — compression	171	689
Estimation des dépenses	197	782
— du prix de revient.	191	771
— de la dépense de combustible.	178	718
— — chaleur.	178	718
— — vapeur	178	718
Etablissement des diagrammes d'utilisation dans les machines réelles.	189	767
Etat de la théorie relative aux condensations intérieures en 1850.	68	279
Evaporation (Facteurs d').	99	376
— (Tableau des facteurs d').	99	376
Expérience relative à la surchauffe.	170	687
Expériences (Machines d').	44	230
— Résultats généraux.	150	614
— (Résultats d'), concernant les enveloppes de vapeur.	165	669
Expressions algébriques relatives à l'énergie	79	309

F

Fluides. Conditions de rendement maximum	125	477
Fonction thermodynamique	101	388
Fonds et pistons (Application de l'enveloppe aux)	162	665
Force.	76	301
Frottement interne (Recherches sur le)	133	354
Fusion et ébullition (points de).	89	325

G

Gaz.	89	325
— parfait, sa définition.	95	357

TABLE ANALYTIQUE ET ALPHABÉTIQUE

831

	Parag.	Pages.
Gaz parfait, son équation.	95	357
— — (thermodynamique du).	96	359
— et vapeurs, leur thermodynamique	98	374
Greene et Corliss (Machines de).	34	95

H

Hélice (machines à) compound	42	216
Héron (Machine de).	6	4
Hirn. Recherches sur les condensations intérieures	66	275

I

Importance des condensations internes.	128	482
— et distribution des pertes (Machines réelles).	123	471
Influence de l'état de la vapeur circulant dans l'enveloppe.	161	664
Interne. (Travail).	90	326
— Pompe à feu de Savery.	10	9
Isherwood et son œuvre	67	277

L

Latente. Chaleur.	93	339
— Chaleurs latente spécifique et totale.	93	339
Lignes et courbes d'utilisation.	180	721
— relatives à la détente de la vapeur d'eau	102	393
— — — des autres vapeurs.	102	393
— thermiques réelles.	180	721
— — leur construction.	103	398
Limite du rendement réel.	118	461
Limites absolues de la détente	201	790
— de l'action de l'enveloppe	156	651
— de la surchauffe	169	680
— de la théorie thermodynamique.	62	268
Liquides.	89	325
Loi fondamentale de l'énergie.	85	321
— (Première) des machines thermiques.	83	317
— (Première) de la thermodynamique	82	315
— (Seconde) de la thermodynamique.	84	318
Lois de la thermodynamique ; leurs relations.	87	323
— de l'énergie.	77	306
— de Newton	78	307
— et base de la thermodynamique.	81	312
— qui commandent aux pertes par condensation intérieure	129	493
Locomobiles.	38	179
Locomotives	21-40	35-191
— routières	39	186

M

	Parag.	Pages
Machines à enveloppes de vapeur	113	441
— à grande vitesse, enveloppes de vapeur	159	660
— — — monocylindres et compound.	35	114
— à simple effet et à grande vitesse.	36	149
— à vapeur considérées en tant que machines thermiques.	106	419
— — Etude de leur développement.	25-26	73-78
— — leur classification	29	83
— — leur définition.	4	2
— — leurs origines	5	3
— — leur structure	27	82
— — réelles, leur rendement prévu.	137	568
— — surchauffée	168	677
— — (Thermodynamiques des).	105	418
— — types spéciaux.	44	230
— à vitesse modérée, monocylindres et compound	35	114
— Calculs de consommation et d'utilisation prévue.	137	568
— Classification en types.	28	82
— compound à hélice	42	216
— — (pertes dans les)	139	583
— — primitives	19	27
— Conditions de rendement maximum réel	135	567
— de Corliss et de Greene	34	95
— de Héron	6	4
— de Newcomen.	12	12
— — ses avantages et ses inconvénients.	13	16
— de Savery	11	11
— de Watt à double effet.	17	24
— — à simple effet	16	22
— de Worcester.	9	6
— d'expériences.	44	230
— (Dimensions des).	182	745
— (Distribution de l'énergie dans les).	120	462
— Divers rendements	174	711
— fixes.	20-34	33-95
— — anciens types	33	87
— Frottements et rendements du mécanisme	132	533
— Idéales et réelles	107	420
— Idéales. Calcul du rendement	117	450
— — Leur rendement.	183	750
— — Théorie de leur utilisation	116	446
— Influence de leur prix de revient sur le rapport de détente le plus avantageux.	195	780
— Influence de la vitesse.	143	596
— — des dimensions.	147	602

	Parag.	Pages.
Machines (Les machines à vapeur considérées comme des) . . .	106	419
— leur rendement et l'enveloppe de vapeur	166	673
— leur structure	27	82
— Limite de leur rendement réel	118	461
— Locomobiles	38	179
— Locomotives	21	35
— marines	41	210
— — formes principales	42	216
— — primitives	22	45
— — récentes	23	57
— Multicylindres et l'enveloppe de vapeur	157	658
— — leur récent développement	24	69
— Pompes	18-37	25-162
— — à vapeur à incendie	21	35
— Progrès de leur théorie	54	251
— (Proportion des) avec enveloppe de vapeur	163	666
— Théorie de leur utilisation	185	756
Machines réelles. Calcul de leur rendement	137	568
— — Calcul du rendement et de la consommation	137	568
— — Courbes de rendement	186	760
— — — d'utilisation	186	760
— — Distribution de l'énergie	120	462
— — Exemples du calcul des consommations	137	568
— — Fonctionnement	121	465
— — Leurs cycles	116-119	446-462
— — Pertes auxquelles elles sont sujettes	122	466
— — Théorie de leur utilisation	185	756
— Recherches sur le frottement interne	133	554
— Théorie générale	57	257
— — — Machines multicylindres	138	581
— Théorie mathématique de leur rendement	173	740
— Thermiques. Etendue de leur théorie	45	242
— — Leur but	1	1
— — Leur classification	3	2
— (Thermodynamiques des)	72	298
— Variations du frottement interne	134	561
Marines. Machines	41	210
— — actuelles	23	57
— — primitives	22	45
— — types principaux	42	216
Mathématique (Théorie) des rendements	173	740
Matière	76	301
— et thermodynamique	88	324
Maximum (Rendement); conclusions	200	789
— — Conditions du	115	445
— — de l'enveloppe	156	631
— — des machines réelles	135	567

	Parag.	Pages.
Maximum (Rendement); du fluide. Conditions	125	477
— — Rapport de détente qui y correspond	181	429
— — Total de la vapeur. Conditions.	136	567
Mécanique (Equivalent) de la chaleur.	82	315
— Pertes mécaniques ou dynamiques	111	428
— (Théorie) de la chaleur.	53	253
Mécanisme (Rendement du).	151	620
Multicylindres (Machines) et l'enveloppe de vapeur	157	658
— — leur développement récent	26	78
— — Théorie générale	138	581

N

Newcomen (machine de).	12	12
Newton (lois de)	78	307

O

Origine et forme de la théorie mécanique de la chaleur.	55	253
---	----	-----

P

Parfait (Gaz); définition	95	357
— (Equation du).	95	357
— (thermodynamique du)	96	359
Perte thermodynamique inévitable en pratique	124	476
Pertes de la machine à vapeur en général.	108	423
— — compound	139	583
— dans les enveloppes de vapeur	154	634
— dans les machines réelles	122	466
— et condensations intérieures (Théorie des).	129	493
— leur diminution.	140	588
— — par l'enveloppe	140	588
— — par la surchauffe	140	588
— Mécaniques et dynamiques.	111	428
— par condensation intérieure	129	493
— par conductibilité et rayonnement	126	478
— physiques ou thermiques	110	426
— thermodynamiques	109	425
Physiques (Conditions).	94	354
— (Pertes).	110	426
— (Principes) Relatifs à la transformation de l'énergie.	49	245
Pistons à circulations de vapeur.	162	665
Points de fusion et d'ébullition	89	325
Pompes à vapeur.	21	35
Première loi de la thermodynamique.	82	315

TABLE ANALYTIQUE ET ALPHABÉTIQUE

835

	Parag.	Pages.
Pression (Contre-)	171	689
— — et espaces morts	111	428
— — et son action sur le rendement.	196	781
Pressions et températures dans les enveloppes de vapeur	160	662
Principes fondamentaux du système compound.	142	591
— généraux de construction	31	86
— relatifs à l'étude des machines.	30	85
— relatifs à la transformation de l'énergie. Chimiques	48	244
— — — — Mécaniques.	50	246
— — — — Physiques.	49	245
Problème de De Pambour.	58	259
Problèmes relatifs au rendement. Leur solution.	199	789
— au mode compound.	141	590
— aux utilisations. Solutions pratiques	188	764
Profits et pertes. (Relations entre les)	193	777
Progrès de la théorie des machines idéales et réelles	54	251

R

Rankine. Ses travaux.	60	263
— Diagramme de l'utilisation.	184	754
Rapport de détente le plus avantageux.	64	271
Rapports de détente correspondant aux rendements maxima.	181	729
Rayonnement et conductibilité (Pertes de chaleur par).	126	478
— — réductions des pertes qui en découlent	127	481
Réduction des pertes par conductibilité et rayonnement	127	481
Regnault et son œuvre	100	384
Relation existant entre les dépenses et les bénéfices.	193	777
Rendement conditions du (Maximum), pour les fluides.	125	477
— (Courbes de)	180	721
— — pour les machines réelles	186	760
— de la machine idéale. Théorie	116	446
— de la vapeur. Conditions du rendement maximum.	136	567
— des cycles de la machine et de l'enveloppe.	114	493
— Diagrammes, leur construction pour les machines réelles	189	767
— Diagrammes ; leur usage.	190	769
— du capital	182	745
— du mécanisme	151	620
— — de la machine	179	719
— — et frottements.	132	533
— et Economie des machines réelles : leur Calcul.	137	568
— — — — Exemples	187	761
— et pertes dans l'enveloppe.	155	638
— (Exemples de) calculs.	149	610
— Idéal. Diagramme de Rankine	184	754

	Parag.	Pages.
Rendement. Limite dans les machines réelles.	118	461
— maximum de l'enveloppe	156	651
— — réel des machines.	135	567
— — ses conditions	115	445
— Problèmes résolus par les diagrammes	199	789
— réel. Courbes de Thurston.	187	761
— réel du fluide évoluant	177	717
— réel maximum de la machine	135	567
— Résolution de problèmes pratiques.	188	764
— thermodynamique	175	714
Rendements. Analyse mathématique	173	710
— Application de leur calcul aux machines réelles	117	450
— de la machine idéale	183	750
— divers de la machine	174	711
— leur calcul pour les machines théoriques	117	450
— maxima. Conclusions	200	789
— Rapport de détente correspondant au rendement		
— maximum	181	729
— réels des machines. Prévisions.	137	568
— Théorie pour les machines réelles.	185	756
Résolution de problèmes pratiques relatifs aux rendements	188	764
Rouleuses à vapeur et locomotives routières	39	186

S

Savery (Machine de).	11	11
— (Machine à feu de)	10	9
Science de la thermodynamique.	46	243
Seconde loi de la thermodynamique.	84	318
— — et la machine à vapeur.	85	321
Smeaton et Watt ; leurs découvertes.	63	269
Solides	89	325
Sources d'énergie. Transformations, caractères de l'énergie	47	244
Surchauffe.	131	527
— (Amélioration des pertes par la).	140	588
— (Conclusions relatives à la)	170	687
— et enveloppes de vapeur	158	660
— Expérience et témoignages	170	187
— (Influence de la).	145	596
— (Limite de la)	169	680
Surfaces (Conditions des).	161	664

T

Tableau des facteurs d'évaporation.	99	376
Température et chaleur ; Echelle absolue.	91	330
— et conditions critiques de la vapeur.	94	354

TABLE ANALYTIQUE ET ALPHABÉTIQUE

837

	Parag.	Pages.
Température et pressions dans l'enveloppe	160	662
Théorie cinétique des gaz.	89	325
— des condensations intérieures	69	281
— — — et des pertes	130	509
— du rendement des machines idéales.	116	446
— — — réelles	185	756
— générale des machines à vapeur.	57	257
— — — multicylindres	138	581
— — — thermiques (Progrès de la).	59	261
— mécanique de la chaleur	55	223
— thermodynamique ses limites.	62	268
Thermodynamique actuelle	61	267
— (Considérations)	49	245
— considérée comme une branche de l'énergie	76	301
— (Consommation de chaleur d'après la)	176	714
— (— de combustible d'après la).	176	714
— (— de vapeur d'après la)	176	714
— (Définition de la)	73-80	299-311
— de la machine à vapeur	72-105	298-418
— de la vapeur d'eau	99	376
— des gaz parfaits	96	359
— des gaz imparfaits	98	374
— des vapeurs	98	374
— Equations générales fondamentales	86	322
— — — pour la vapeur d'eau	100	384
— et constitution de la matière	88	324
— et science de l'énergie	45	242
— (Fonction).	101	388
— (Lois de la)	81	312
— (Pertes considérées par la).	109	425
— Pertes inévitables dans les applications.	124	476
— (Phénomènes et cycles relatifs à la)	104	408
— (Première loi de la)	82	315
— (Relations entre les lois de la).	87	323
— Rendement	175	714
— (Science de la).	56	256
— (Seconde loi de la)	84	318
— Ses limites.	62	268
— (Théorie) et ses limites.	62	268
— Travail et énergie	97	367
Transformations de l'énergie. Caractères, sources	47	244
— — Principes chimiques y relatifs.	48	244
— — — mécaniques	50	246
— — — physiques	49	245
Travail	76	301
— et énergie.	97	367
— Interne et externe.	90	326

	Parag.	Pages.
Types, classification des machines.	28	82
— particuliers des machines à vapeur	84	230

U

Utilisations réelles et consommations d'une machine à l'étude . .	137	568
---	-----	-----

V

Vapeur ; conditions du rendement total maximum	136	567
— Conditions physiques et température critique.	94	354
— (Connaissances des anciens relativement à la).	7	5
— (Consommation de).	128	482
— Consommation d'après les indications de la thermodynamique	176	714
— (Energie emmagasinée dans la)	100	384
— (Equation générales de la thermodynamique relatives à la)	101	388
— (Etats de la)	161	664
— et gaz imparfait (Théorie des)	98	374
— Lignes thermiques de détente	102	393
— (Lignes thermiques d'expansion des).	102	393
— (Puissance de la).	100	384
— (Pressions de la)	43	228
— régénérée (Machines à).	172	703
— saturée	113	441
— surchauffée	168	677
— — — — — comme fluide moteur	167	676
Variation et distribution du frottement interne des machines . .	134	561
Vitesse (Grande)	131	527
— (Machines à grande)	35	114
— — — — — Effet de l'enveloppe	159	660
— — — — — Simple effet.	36	149

W

Watt	14	18
Watt et Smeaton. Leurs découvertes.	63	269
Worcester (Machine de)	9	6

CATALOGUE DE LIVRES
SUR LA
MÉCANIQUE, LES MACHINES
ET
L'ÉLECTRICITÉ

PUBLIÉ PAR
LA LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE, BAUDRY ET C^{ie}
13, RUE DES SAINTS-PÈRES, A PARIS

Le catalogue complet est envoyé franco sur demande.

Portefeuille des machines.

Portefeuille économique des machines, de l'outillage et du matériel, relatifs à la construction, à l'industrie, aux chemins de fer, aux routes, aux mines, à la navigation, à l'électricité, etc.; contenant un choix des objets les plus intéressants des expositions industrielles; fondé par OPPERMANN. 12 livraisons par an formant un beau volume de 50 à 60 planches et 200 colonnes de texte. Abonnements : Paris, 15 fr. — Départements et Belgique, 18 fr. — Union postale. 20 fr.
Prix de l'année parue, reliée 20 fr.
La 3^e série a commencé à paraître en 1876.
Table des matières des années 1876 à 1887. 0 fr. 50

Agenda Oppermann.

Agenda Oppermann, paraissant chaque année. Élegant carnet de poche contenant tous les chiffres et tous les renseignements techniques d'un usage journalier. Rapporteur d'angles, coupe géologique du globe terrestre, guide du mètreur. — Résumé de géodésie. — Poids et mesures, monnaies françaises et étrangères. — Renseignements mathématiques et géométriques. — Renseignements physiques et chimiques. — Résistance des matériaux. — Électricité. — Planchers en fer. — Règlements administratifs. — Dimensions du commerce. — Prix courants et série de prix. — Tarifs des Postes et Télégraphes.
Relié en toile, 3 fr.; en cuir, 5 fr. — Pour l'envoi par la poste, 25 c. en plus.

Aide-mémoire de l'ingénieur.

Aide-mémoire de l'ingénieur. Mathématiques, mécanique, physique et chimie, résistance des matériaux, statique des constructions, éléments des machines, machines motrices, constructions navales, chemins de fer, machines-outils, machines élévatoires, technologie, métallurgie du fer, constructions civiles, législation industrielle. Edition française du Manuel de la Société « Hütte », par PHILIPPE HUGUENIN. 1 beau vol. contenant plus de 1 200 pages, avec 500 figures dans le texte, solidement relié en maroquin . 15 fr.

Mécanique appliquée.

Cours élémentaire de mécanique appliquée, à l'usage des écoles primaires supérieures, des écoles professionnelles, des écoles d'apprentissage, des écoles industrielles, des cours techniques et des ouvriers, par BOCQUET, ingénieur, directeur de l'École Diderot. 2^e édition. 1 volume in-12, relié 5 fr.

Guide de mécanique pratique.

L'ouvrier mécanicien. Guide de mécanique pratique, par ARMENGAUD jeune. 1 volume in-12 avec 4 planches, relié 5 fr.

Portefeuille Cockerill.

Portefeuille de John Cockerill. Description des machines d'épuisement d'extraction, de fabrication, d'outillage; machines de bateaux à vapeur, locomotives et matériel de chemins de fer, roues hydrauliques, etc. Appareils de papeterie, des sucreries, moulins à farine, ventilateurs, etc.; construits dans les établissements de Seraing, d'Anvers et de Saint-Pétersbourg. 4 forts volumes grand in-4^o, et 4 atlas in-folio, contenant 400 planches 400 fr.
Chaque volume se vend séparément 100 fr.

Construction des machines.

Résultats scientifiques et pratiques destinés à la construction des machines, à l'usage des ingénieurs, par REDTENBACHER. 1 volume grand in-8^o, avec 41 planches et de nombreux tableaux. Nouvelle édition, revue par Debize 15 fr.

Mécanique appliquée.

Manuel de mécanique appliquée, par DWELSHAUVERS. 1^{re} partie : Cinématique. 1 volume in-8^o, avec 12 planches 5 fr.

Travail manuel.

Notions sur les machines et travail manuel du fer et du bois, à l'usage des Ecoles primaires supérieures, des Ecoles d'apprentissage, des Ecoles professionnelles, des Ecoles industrielles et des candidats aux Ecoles d'arts et métiers et à l'École des apprentis-mécaniciens de la marine à Brest, par HENRI LYONNET, professeur à l'École supérieure municipale J.-B. Say. 1 volume in-12 avec 90 figures dans le texte 2 fr.

Aérodynamique.

Aérodynamique ou mécanique des gaz, par PIARRON DE MONDÉSIR, ingénieur en chef des ponts et chaussées. 1 brochure grand in-8^o. 2 fr. 50

Physique.

Physique, par GARIEL, ingénieur en chef des ponts et chaussées, professeur de physique à la Faculté de médecine et à l'École nationale des ponts et chaussées. 2 volumes grand in-8^o, avec de nombreuses gravures dans le texte 20 fr.

Physique.

Résumé du cours de physique professé à l'Université de Liège, par BÈDE. 1 volume in-8^o, avec planches. 6 fr.

Etude des combustibles.

Contribution à l'étude des combustibles; détermination industrielle de leur puissance calorifique, par R. MAHLER, ingénieur civil des mines. 1 volume in-4^o, avec figures dans le texte et 2 planches 5 fr.

Chaleur.

Traité élémentaire de la chaleur au point de vue de son emploi comme force motrice. Machines à air chaud, à gaz, à air comprimé et machines à vapeur, par DEVILLEZ, 2 volumes in-8^o, avec planches 25 fr.

Chaleur.

La chaleur et ses applications aux machines à air chaud, aux machines à air comprimé, aux machines à vapeur, par COURTIN, 1 volume grand in-8^o, avec figures dans le texte. 5 fr.

Production de la vapeur.

Note sur la production de la vapeur à la raffinerie Say, par PÉRISSÉ, 1 brochure grand in-8^o, avec 2 planches 1 fr. 50

Air comprimé.

Traité élémentaire de l'air comprimé par JOSEPH COSTA, ingénieur civil, ancien élève de l'Ecole polytechnique. 1 volume grand in-8^o, avec 20 figures dans le texte 5 fr.

Chaudronnerie.

Cours pratique de chaudronnerie. 1^{re} partie : Chaudronnerie en fer, par A. MONTUPET. 2^e édition, revue et augmentée. 1 volume in-8^o, avec 44 planches et tableaux 7 fr. 50

Chaudières.

Traité pratique des chaudières à vapeur employées dans les manufactures, par DENFER, chef de travaux graphiques à l'Ecole centrale des arts et manufactures. 1 volume grand in-4^o, accompagné de 81 planches cotées et en couleur 50 fr.

Le tirage forcé.

Note sur le tirage forcé et son application aux chaudières marines, par MAURICE DEMOULIN, ingénieur. 1 brochure in-8^o 1 fr.

Manuel du chauffeur.

Guide manuel du chauffeur, par GOUJET, constructeur-mécanicien. 1 volume grand in-8^o. 3 fr. 50

Manuel du chauffeur-mécanicien.

Manuel du chauffeur-mécanicien et du propriétaire d'appareils à vapeur, par HENRI MATHIEU, garde-mine, inspecteur des appareils à vapeur de la Seine, professeur au syndicat général des chauffeurs-mécaniciens. 1 volume grand in-8^o, avec 409 figures dans le texte . . . 16 fr.

Machines à vapeur.

Traité théorique et pratique des machines à vapeur au point de vue de la distribution. — Méthode générale des gabarits, permettant d'établir des épures approchées ou exactes de tous les types de machines. — Etude méthodique des principales distributions au double point de vue de leur

fonctionnement et de leur construction, par COSTE et MANIQUET. 2^e édition. 1 volume grand in-8° contenant 53 figures intercalées dans le texte et 1 atlas grand in-4° de 46 planches de dessins exactement réduits à l'échelle et cotés 25 fr.

Machines à vapeur.

Traité théorique et pratique de la construction des machines à vapeur fixes locomobiles et marines, par JULLIEN. 2^e édition. 1 volume in-4° et atlas de 48 planches doubles. 35 fr.

Moteurs à vapeur.

Moteurs à vapeur : machines fixes à cylindres horizontaux, verticaux et inclinés de tous systèmes, types Ingliss, Corliss, simples; compound et dérivés; machines transportables et locomobiles, par ARMENGAUD aîné, 1 album in-4° de 60 planches doubles extraites de la *Publication Industrielle*, et accompagnées d'une légende explicative. Prix en carton. 30 fr.

Machines à vapeur.

Etude sur les machines à vapeur. Moteurs à vapeur pour les petites industries et moteurs à vapeur de grandes dimensions, à l'exposition des arts et métiers de Vienne (Autriche), 1888, par A. GOUVY fils, ingénieur des arts et manufactures. 1 brochure grand in-8°, avec 3 grandes planches et 16 figures dans le texte. 4 fr.

Machines à vapeur.

Les machines à vapeur à triple et quadruple expansion et les progrès récents des appareils de navigation, par MAURICE DEMOULIN, ingénieur des arts et manufactures. 1 volume grand in-8°, avec 5 planches. . . . 5 fr.

Machines à vapeur.

Conférence sur la machine à vapeur, par PÉRISSÉ. 1 brochure in-12. 0 fr. 50

Indicateur des machines.

L'indicateur du travail et du fonctionnement des machines à piston à vapeur, à eau, à gaz, etc., et son diagramme, par VON PICHLER, traduit par R. SEQUELA, ancien élève de l'École polytechnique, inspecteur au chemin de fer du Nord. 1 volume in-8°, avec 46 figures dans le texte. 5 fr.

Enveloppes de vapeur.

Recherches expérimentales sur l'emploi des enveloppes de vapeur et du fonctionnement compound dans les locomotives effectuées sur les chemins de fer sud-ouest russes, par A. BORODINE, ingénieur en chef du matériel et de la traction. 1 volume grand in-8°, avec 3 grandes planches. 6 fr.

Transport de la vapeur.

Le transport de la vapeur à grandes distances et sa canalisation. Renseignements théoriques et pratiques, condensation dans les tuyaux, enveloppes calorifuges, établissement des conduites, prix de revient des tuyaux, par CHRÉTIEN. 1 brochure grand in-8°, avec figures dans le texte 2 fr.

Appareils de levage.

Appareils de levage. Grues fixes et mobiles, ponts roulants, monte-charges, treuils, par ARMENGAUD aîné, ingénieur. 1 album in-4° contenant 35 planches doubles, extraites de la *Publication industrielle* et accompagnées d'une légende explicative. Prix en carton 18 fr.

Appareils de levage.

Grues, monte-charges et sonnettes à vapeur et à traction directe. Perfectionnements, nouvelles dispositions, canalisation de vapeur, par CHRÉTIEN. 1 brochure grand in-8°, avec figures dans le texte. 1 fr.

Locomotives.

Note sur la construction des locomotives en Angleterre, par MAURICE DEMOULIN, ingénieur des arts et manufactures. 1 brochure grand in-8°, avec 2 grandes planches. 3 fr.

Locomotives.

Les locomotives à l'Exposition universelle de 1878, par A. MALLET. — Locomotives françaises et étrangères. — Machines express. — Machines à voyageurs. — Machines à marchandises. — Machines pour services spéciaux. — Locomotives pour voie étroite. 1 volume in-8°, avec 2 grandes planches et 1 tableau 5 fr.

Locomotives.

Étude sur l'utilisation de la vapeur dans les locomotives et l'application à ces machines du fonctionnement compound, par A. MALLET. 1 volume in-8°, avec tables et planches. 7 fr.

Locomotives.

Développement de l'application du système compound aux machines locomotives, par A. MALLET. 1 vol. in-8°, avec 3 planches 5 fr.

Distribution de vapeur.

Étude simplifiée de la distribution de la vapeur par tiroirs, par LINGLIN. 1 brochure in-8°, avec figures dans le texte 2 fr. 50

Distribution de vapeur.

Étude géométrique des principales distributions en usage dans les machines à vapeur fixes, par CORNET, ingénieur en chef de l'Association des propriétaires de machines à vapeur du nord de la France. 1 volume de texte et 1 atlas in-4° de 31 planches 15 fr.

Distribution de vapeur.

De la distribution de la vapeur dans les machines, par SPINEUX. Étude rationnelle des distributeurs les plus remarquables. 1 volume grand in-8° et 1 atlas grand in-8° de 26 planches doubles. 15 fr.

Servo-Moteur.

Le servo-moteur ou moteur asservi, par FARCOT. Ses principes constitutifs, variantes diverses, application à la manœuvre des gouvernails. 1 volume in-8°, avec 37 planches 4 fr.

Moteurs à gaz.

Traité théorique et pratique des moteurs à gaz ; gaz de houille, gaz pauvres, air carburé (pétroles) et de leurs applications diverses à l'industrie, la locomotion et la navigation, contenant des détails sur l'installation et l'entretien des moteurs à gaz et suivi d'un tableau résumé de l'industrie du pétrole, par GUSTAVE CHAUVEAU, ingénieur civil, lauréat de la Société technique de l'industrie du gaz en France. 1 volume grand in-8°, avec de nombreuses gravures dans le texte 15 fr.

Moteurs thermiques.

Les moteurs thermiques autres que la machine à vapeur. Étude théorique et pratique sur les moteurs à gaz, à essences, à pétrole et à air chaud, par HERMAN HUBERT, ingénieur principal des mines, répétiteur aux écoles spéciales des arts et manufactures et des mines de Liège, professeur à l'école industrielle. 1 volume grand in-8°, avec 8 planches 7 fr. 50

Scieries mécaniques.

Les scieries mécaniques et les machines-outils à travailler les bois, par ARMENGAUD aîné, 1 fort volume de texte grand in-4°, avec figures dans le texte et 1 atlas in-folio de 40 planches. 40 fr.

Minoterie.

Minoterie. Appareils du nettoyage des blés, moulins à meules et à cylindres, bluteries à farine, sasseur pour gruaux et semoules, par ARMENGAUD aîné. 1 album in-4° contenant 50 planches doubles extraites de la *Publication industrielle* et accompagnées d'une légende explicative. 25 fr.

Engrenages.

Étude théorique et pratique sur les engrenages, par ALBERT HUGON, ingénieur. 1 volume in-8°, avec 74 figures dans le texte et 2 planches. 5 fr.

Rivets.

Machines à fabriquer les rivets, par POULOT et FONTAINE. 1 brochure grand in-8°, avec figures. 2 fr.

Filetage.

Traité pratique de filetage à l'usage de tous les mécaniciens, par CADY. 4^e édition revue, corrigée et augmentée d'un chapitre pour les tours anglais, de méthodes pour faire les cônes automatiquement, du filetage à l'aiguille, d'une méthode pour faire les outils à fileter, etc. 1 volume in-12, avec 4 planches 2 fr.

Graissage.

Étude sur le graissage des cylindres et tiroirs des machines à vapeur et sur les matières lubrifiantes, par R. SEQUELA. 1 volume in-8°, avec 6 planches 6 fr.

Prix de revient des machines.

Du prix de revient des machines en France, en Angleterre, en Allemagne. Conclusions au point de vue de l'importation et de l'exportation, par PÉRISSÉ. 1 brochure grand in-8° 2 fr.

États-Unis.

L'industrie aux États-Unis, par FONTAINE. Renseignements pratiques sur

les ponts métalliques, la métallurgie, les machines-outils, les distributions d'eau, le matériel des chemins de fer, et sur diverses industries américaines. 1 volume grand in-4^o, avec 16 planches doubles et de nombreuses gravures dans le texte. Cartonné 15 fr.

Exposition de Vienne.

Description des machines les plus remarquables et les plus nouvelles de l'Exposition de Vienne en 1873, par FONTAINE. Moteurs, machines-outils, locomotives. 1 volume grand in-8^o et 1 atlas de 60 planches in-folio. 35 fr.

Traité d'aérostation.

Traité d'aérostation théorique et pratique. Construction des ballons et des engins accessoires, appareils à gaz hydrogène, manœuvres à terre et en l'air, ascensions captives, appareils d'aérostation militaire, navigation aérienne avec aéroplanes. Guide complet à l'usage des sociétés d'aérostation françaises et étrangères, des aéronautes professionnels, des aéroliers militaires, des élèves, des amateurs, et de toutes les personnes s'intéressant à l'aérostation et à la navigation aérienne, par HENRY DE GRAFFIGNY. 1 volume in-18, avec 77 figures dans le texte 4 fr.

ÉLECTRICITÉ

Traité d'électricité et de magnétisme.

Traité d'électricité et de magnétisme. Théorie et applications, instruments et méthodes de mesure électrique. Cours professé à l'école supérieure de télégraphie, par A. VASCHY, ingénieur des télégraphes, examinateur d'entrée à l'école Polytechnique. 2 volumes grand in-8. avec de nombreuses figures dans le texte 25 fr.

Traité pratique d'électricité.

Traité pratique d'électricité à l'usage des ingénieurs et constructeurs. Théorie mécanique du magnétisme et de l'électricité, mesures électriques, piles, accumulateurs et machines électrostatiques, machines dynamo-électriques génératrices, transport, distribution et transformation de l'énergie électrique, utilisation de l'énergie électrique, par FÉLIX LUCAS, ingénieur en chef des ponts et chaussées, administrateur des chemins de fer de l'Etat. 1 volume grand in-8^o, avec 278 figures dans le texte. 15 fr.

Électricité industrielle.

Traité pratique d'électricité industrielle. Unités et mesures; piles et machines électriques; éclairage électrique; transmission électrique de la force; galvanoplastie et électro-métallurgie; téléphonie, par E. CADIAU et L. DUBOST. 4^e édition. 1 volume grand in-8^o, avec 257 gravures dans le texte, relié 16 fr. 50

Manuel pratique de l'électricien.

Manuel pratique de l'électricien. Guide pour le montage et l'entretien des installations électriques, par E. CADIAU, 1 volume in-12, avec de nombreuses figures dans le texte, relié. 7 fr. 50

Électricité industrielle.

Electricité industrielle. Production et applications. Induction électromagnétique : méthodes de mesure; étude théorique et expérimentale des machines électriques; piles; canalisation électrique; application à l'électrolyse, à la métallurgie, au transport de la force et à la production de la lumière; distribution de l'énergie électrique. Cours professé à l'Ecole centrale des arts et manufactures, par D. MONNIER, ingénieur. 1 volume grand in-8°, avec 388 figures dans le texte. 20 fr.

L'Électricité dans l'industrie.

L'électricité dans l'industrie. Rapport présenté à l'Association des anciens élèves des écoles supérieures de commerce et d'industrie de Rouen, par RAOUL LEMOINE, ingénieur. 1 volume in-8°, avec de nombreuses gravures dans le texte. 6 fr.

L'Année électrique.

L'année électrique, ou Exposé annuel des travaux scientifiques, des inventions et des principales applications de l'électricité à l'industrie et aux arts, par PH. DELAHAYE. 1 volume in-12 par année : Prix de chaque volume. 3 fr. 50

La 1^{re} année a paru en 1885.

Pile électrique.

Traité élémentaire de la pile électrique, par ALFRED NIAUDET. 3^e édition, revue par HIPPOLYTE FONTAINE et suivie d'une notice sur les accumulateurs, par E. HOSPITALIER. 1 volume grand in-8°, avec gravures dans le texte. 7 fr. 50

Électrolyse.

Electrolyse : renseignements pratiques sur le nickelage, le cuivrage, la dorure, l'argenture, l'affinage des métaux et le traitement des minerais au moyen de l'électricité, par HIPPOLYTE FONTAINE. 2^e édition. 1 volume grand in-8°, avec gravures dans le texte, relié 15 fr.

Électrolyse.

Etude sur le raffinage électrolytique du cuivre noir, par HUGON. 1 brochure grand in-8°. 1 fr. 50

Machines dynamo-électriques.

Traité théorique et pratique des machines dynamo-électriques, par R.-V. PICOU, ingénieur des arts et manufactures. 1 volume grand in-8°, avec 198 figures dans le texte. 12 fr. 50

Les Moteurs électriques à champ magnétique tournant.

Les moteurs électriques à champ magnétique tournant, par R.-V. PICOU. *Supplément au Traité des machines dynamo-électriques du même auteur.* 1 brochure grand in-8°, avec figures dans le texte 1 fr. 50

Machines dynamo-électriques.

Traité théorique et pratique des machines dynamo-électriques, par SIVANUS THOMPSON, traduit par E. BOISTEL. 1 volume grand in-8°, avec 246 gravures dans le texte. (*Epuisé.* — Une 2^e édition est en préparation.)

Machines dynamo-électriques.

La machine dynamo-électrique, par FRÉLICH, traduit de l'allemand par E. BOISTEL. 1 volume grand in-8°, avec 62 figures dans le texte . . . 40 fr.

Éclairage à l'électricité.

Manuel pratique d'éclairage électrique pour installations particulières, maisons d'habitation, usines, salles de réunions, etc., par EM. CAHEN, ingénieurs des ateliers de construction des manufactures de l'Etat. 1 volume in-18, avec figures et tables, prix relié. 7 fr. 50

Éclairage à l'électricité.

Eclairage à l'électricité. Renseignements pratiques, par HIPPOLYTE FONTAINE. 3^e édition entièrement refondue. 1 volume grand in-8°, avec 326 figures dans le texte 16 fr.

Éclairage électrique.

Éclairage électrique de l'Exposition universelle de 1889. Monographie des travaux exécutés par le syndicat international des électriciens, par HIPPOLYTE FONTAINE. 1 volume in-4, avec 29 planches tirées à part et 32 gravures dans le texte, relié. 25 fr.

Éclairage électrique.

Etude pratique sur l'éclairage électrique des gares de chemins de fer, ports, usines, chantiers et établissements industriels par GEORGES DUMONT, avec la collaboration de GUSTAVE BAIGNIÈRES. 1 volume grand in-8°, avec 2 planches 5 fr.

Électricité.

Manuel élémentaire d'électricité, par FLEEMING JENKIN, professeur à l'Université d'Edimbourg; traduit de l'anglais par N. de TÉDESCO. 1 volume in-12, avec 32 gravures. 2 fr.

Les courants alternatifs d'électricité.

Les courants alternatifs d'électricité, par T.-H. BLAKESLEY, professeur au Royal Naval College de Greenwich, traduit de la 3^e édition anglaise et augmenté d'un appendice, par W.-C. RECHNIEWISKI. 1 volume in-12, avec figures dans le texte, relié 7 fr. 50

Problèmes sur l'électricité.

Problèmes sur l'électricité. Recueil gradué comprenant toutes les parties de la science électrique, par le D^r ROBERT WEBER, professeur à l'Académie de Neuchâtel. 2^e édition. 1 volume in-12, avec figures dans le texte. 6 fr.

Chemin de fer électrique.

Chemin de fer électrique des boulevards, à Paris, par CHRÉTIEN. 1 brochure in-4°, avec gravures. 2 fr.

Traction électrique.

Etude sur la traction électrique des trains de chemin de fer, par H. BONNEAU, ingénieur des ponts et chaussées, sous-chef de l'exploitation des

848 BAUDRY ET C^o, ÉDITEURS, 15, RUE DES SAINTS-PÈRES, PARIS

chemins de fer P.-L.-M. et E. DESROZIERS, ingénieur civil des mines. 1 brochure grand in-8°, avec figures dans le texte 1 fr.

Navigation électrique.

La navigation électrique, par GEORGES DARY. 1 vol. in-12, avec 18 figures. 1 fr. 50

Transmissions électriques.

Transmissions électriques, renseignements pratiques, par H. FONTAINE. 1 volume grand in-8°, avec gravures. 3 fr.

Accumulateurs électriques.

Recherches théoriques et pratiques sur les accumulateurs électriques, par RENÉ TAMINE. 1 volume grand in-8°, avec gravures dans le texte. 7 fr. 50

L'Accumulateur voltaïque.

Traité élémentaire de l'accumulateur voltaïque, par EMILE REYNIER. 1 volume grand in-8°, avec 62 gravures dans le texte et un portrait de M. Gaston Planté 6 fr.

Les Voltamètres-régulateurs.

Les voltamètres-régulateurs zinc-plomb. Renseignements pratiques sur l'emploi de ces appareils, leur combinaison avec les dynamos et les circuits d'éclairage, par EMILE REYNIER. 1 brochure in-8°, avec gravures et schémas d'installation 1 fr. 25

Le Téléphone.

Le Téléphone, par WILLIAM-HENRI PREECE, électricien en chef du *British Post-Office*, et JULIUS MAIER, docteur ès sciences physiques. 1 volume grand in-8°, avec 290 gravures dans le texte 15 fr.

Télégraphie sous-marine.

Traité de télégraphie sous-marine. — Historique. — Composition et fabrication des câbles télégraphiques. — Immersion et réparation des câbles sous-marins. — Essais électriques. — Recherche des défauts. — Transmission des signaux. — Exploitation des lignes sous-marines, par WUNSCHENDORFF, ingénieur des télégraphes. 1 volume grand in-8°, avec 469 gravures dans le texte. 40 fr.

Tirage des mines par l'électricité.

Le tirage des mines par l'électricité, par PAUL-F. CHALON, ingénieur des arts et manufactures. 1 volume in-18 jésus, avec 90 figures dans le texte. Prix, relié. 7 fr. 50