

LES  
NOUVELLES MACHINES THERMIQUES



LES NOUVELLES  
MACHINES THERMIQUES

MOTEURS ROTATIFS

ET

TURBINES A VAPEUR ET A GAZ

TURBINES A GAZ FACILEMENT LIQUÉFIABLES

PAR

**A. BERTHIER**

INGÉNIEUR

---

AVEC 152 FIGURES DANS LE TEXTE

---



PARIS

LIBRAIRIE GÉNÉRALE SCIENTIFIQUE & INDUSTRIELLE

H. DESFORGES

29, Quai des Grands-Augustins, 29

1908



## INTRODUCTION

---

Dans la lutte acharnée que se livrent de nos jours les divers systèmes de production de l'énergie cinétique, les machines thermiques ne conservent pas sans peine le premier rang.

L'utilisation de la houille blanche a fait de si rapides progrès et le rendement des installations hydrauliques est si élevé que la concurrence devient tous les jours plus dangereuse pour les anciennes méthodes. Aussi la technique et l'industrie ont-elles réuni leurs efforts pour tenter de les améliorer. Le coefficient économique si faible des machines à vapeur laissait une large marge aux perfectionnements, donc, nombreuses sont les modifications, qui ont été proposées et essayées dans ces dernières années.

Signalons encore ce fait que des applications relativement récentes nécessitant des vitesses de rotation élevées, le moteur à piston ne semblait pas particulièrement apte à les donner d'une manière directe. Il fallait donc avoir recours à des machines encombrantes, comprenant des organes volumineux: volants, courroies, transmissions. Sans doute, certains cons-

tracteurs sont parvenus à créer des modèles assez pratiques de moteurs alternatifs à grande vitesse ; mais dans ce cas, l'usure est rapide, le bruit très désagréable et le graissage fort onéreux. Aussi peut-on constater depuis quelques années une orientation nouvelle, très caractéristique, de la mécanique en ce qui concerne les machines thermiques.

Elle évolue vers la suppression des mouvements alternatifs pour les remplacer par les mouvements circulaires continus.

Après les moteurs rotatifs à vapeur, sont apparues les turbines à action et à réaction ; puis, le succès des machines à explosion s'affirmant tous les jours, on a cherché à les faire bénéficier des mêmes perfectionnements. C'est ainsi que les moteurs rotatifs au pétrole ont vu le jour en attendant l'avènement de la turbine à gaz qui semble bien le plus parfait générateur d'énergie cinétique.

Nous allons passer en revue, dans cette étude, les efforts des chercheurs en nous arrêtant plus spécialement aux systèmes qui paraissent appelés à devenir réellement industriels.

---

# TABLE DES MATIÈRES

---

	Pages
Introduction . . . . .	v
Table des matières . . . . .	vii

## PREMIÈRE PARTIE

### Les Moteurs rotatifs

#### CHAPITRE PREMIER

##### MOTEURS ROTATIFS A VAPEUR

Eolipyle . . . . .	3
Moteur Uhler . . . . .	4
Moteur Behrens . . . . .	5
Moteur Babel . . . . .	6
Moteur Gérard . . . . .	6
Moteur Braconnier . . . . .	8
Moteur Hült . . . . .	9
Moteur Arbel et Tihon . . . . .	13
Moteur Sturgess et Towlson . . . . .	14
Moteur rotatif Johnston à introduction variable . . . . .	15
Moteur à couple de force, système Kleritj . . . . .	16
Moteur Brown . . . . .	17
Moteur Hawkins . . . . .	19
Moteur compound oscillant de Capell . . . . .	20
Moteur rotatif à grande vitesse . . . . .	21
Moteur Wilkinson et Sellers . . . . .	24
Moteur Quincey . . . . .	25
Moteur Douglas et Nicholls . . . . .	25
Moteur Bouvagnet . . . . .	27
Moteur Cloarec . . . . .	28

	Pages
Moteur Watts . . . . .	30
Moteur Towlson . . . . .	30
Moteur Boyd . . . . .	31
Moteur James . . . . .	33
Moteur Filtz . . . . .	34
Moteur Ghersi . . . . .	36

## CHAPITRE II

### MOTEURS ROTATIFS A PÉTROLE

Moteur alterno-rotatif de Primat . . . . .	39
Moteur Burlat frères . . . . .	42
Moteur rotatif Filtz . . . . .	43
Moteur alterno-rotatif Adams Farwell . . . . .	46
Moteur Auriol . . . . .	47
Moteur Chaudun . . . . .	50
Moteur André Beetz . . . . .	52

## DEUXIÈME PARTIE

### Les turbines à vapeur

#### CHAPITRE PREMIER

##### CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES

Historique . . . . .	37
Turbines à action et turbines à réaction . . . . .	59
Turbines à pression et vitesse étagées . . . . .	62
Comparaison des turbines à action et à réaction . . . . .	62

## CHAPITRE II

### THÉORIE DE LA TURBINE A VAPEUR

Écoulement des fluides à travers les ajutages. Théorie élémentaire. Formule de Saint-Venant . . . . .	64
Théorie élémentaire des turbines à vapeur . . . . .	69
Turbine parfaite à action et à une roue (turbine axiale). Détermination de la vitesse . . . . .	69
Détermination de la puissance . . . . .	70
Détermination du rendement . . . . .	71
Détermination des aubages . . . . .	72
Turbine parfaite à réaction et à roue unique. Détermination de la vitesse, de la puissance et du rendement . . . . .	72



	Pages
Détermination des dimensions de l'aubage . . . . .	73
Théorie thermodynamique de la turbine à vapeur . . . . .	74
Généralités . . . . .	74
Entropie . . . . .	74
Expériences de Stodola . . . . .	75
Transformation de l'énergie dans la turbine à vapeur . . . . .	76
Influence du frottement des roues contre la vapeur ambiante . . . . .	77
Théorie thermodynamique . . . . .	78
Exemple pratique . . . . .	80
Problèmes . . . . .	82
Turbine à action et à un seul étage . . . . .	82
Turbine à réaction . . . . .	89

## CHAPITRE III

## CONSTRUCTION DES ÉLÉMENTS DE TURBINES

Généralités . . . . .	99
Aubages . . . . .	104
Forme des aubes . . . . .	104
Construction et mode de fixation des aubes . . . . .	105
Distributeurs . . . . .	103
Forme des distributeurs . . . . .	103
Construction des distributeurs . . . . .	103
Tambours . . . . .	110
Détermination des dimensions des roues . . . . .	110
Disques . . . . .	110
Moyeu . . . . .	110
Arbres . . . . .	111
Arbre flexible des turbines de Laval . . . . .	111
Paliers . . . . .	113
Joint . . . . .	115
Matériaux de construction . . . . .	117
Équilibrage des masses tournantes. Détermination des balourds . . . . .	120
Réglage des turbines . . . . .	121

## CHAPITRE IV

## DESCRIPTION DES TURBINES A VAPEUR

Turbine de Laval . . . . .	126
Turbine Parsons . . . . .	129
Turbine Riedler-Stumpf . . . . .	148

	Pages
Turbine Curtis . . . . .	153
Turbine Rateau . . . . .	155
Turbine Zoelly . . . . .	159
Turbine Mac-Collum . . . . .	166
Turbine Hamilton-Holzwarth . . . . .	167
Turbine Warren . . . . .	170
Turbine Sheperd . . . . .	171
Turbine Winterros . . . . .	172
Turbine Kolb . . . . .	173
Turbine en hélice Herzog . . . . .	177
Turbine Lindmark . . . . .	178
Turbine Zahikjantz . . . . .	179
Turbine Dolder . . . . .	179
Turbine Hugo Lentz . . . . .	179
Turbine Fullagar . . . . .	180
Turbines à vitesse réduite et double sens de rotation . . . . .	181

## CHAPITRE V

### COMPARAISON

#### DE LA TURBINE A VAPEUR ET DES AUTRES MACHINES THERMIQUES

Encombrement . . . . .	182
Coûts d'achat et d'entretien . . . . .	183
Régulation . . . . .	184
Graissage . . . . .	184
Consommation de vapeur . . . . .	185
Rendement de la turbine à vapeur . . . . .	193
Comparaison avec le moteur à gaz . . . . .	195

## CHAPITRE VI

### APPLICATIONS DES TURBINES A VAPEUR

Groupe électrogènes . . . . .	197
Turbo-ventilateurs . . . . .	197
Emploi des turbines à vapeur à basse pression pour l'utilisation des vapeurs perdues par les machines à marche intermittente . . . . .	197
Propulsion des navires . . . . .	200
Conclusion . . . . .	204

## CHAPITRE VII

### INSTALLATIONS DE GENÈVE ET DE NICE

Usine de Genève . . . . .	205
---------------------------	-----

	Pages
Usine de Nice . . . . .	213

## TROISIÈME PARTIE

### Les turbines à gaz

#### CHAPITRE PREMIER

##### INTRODUCTION

Considérations générales . . . . .	221
------------------------------------	-----

#### CHAPITRE II

##### CLASSIFICATION ET DESCRIPTION DES TURBINES A GAZ

Classification des turbines à gaz. . . . .	226
Turbines à air chaud . . . . .	228
Turbines à combustion. . . . .	229
Turbines de Laval, Cook, Bonjean, Hayot . . . . .	230
Turbines Zoelly, Stolze. . . . .	231
Turbine Meineke . . . . .	232
Turbines à explosion . . . . .	234
Turbine Nordenfelt . . . . .	234
Moteur Dodement . . . . .	235
Moteur Ovenell . . . . .	236
Moteur Clyde Jay Coleman . . . . .	236
Moteur Gardner Sanderson . . . . .	237
Turbines mixtes à vapeur et à gaz . . . . .	240
Turbine Armengaud et Lemale . . . . .	241

#### CHAPITRE III

##### ETUDE DE LA TURBINE A GAZ

Considérations sur l'écoulement des gaz. . . . .	243
Construction des aubes mobiles. . . . .	244
Chambre de combustion . . . . .	246
Tuyères d'injection ou de détente . . . . .	247
Régulation des turbines à gaz . . . . .	251
Compresseurs d'air . . . . .	252
Turbines-compresseurs. . . . .	253

#### CHAPITRE IV

##### ETUDE THERMODYNAMIQUE

Etude thermodynamique de la turbine à gaz. . . . .	257
Discussion . . . . .	262

	Pages
Cycle des turbines à gaz à compression avec explosion. . . . .	263
Cycle des turbines à gaz à compression avec combustion . . . . .	266

### CHAPITRE V

#### CONCLUSION. AVENIR DES TURBINES A GAZ

## QUATRIÈME PARTIE

### Turbines à gaz facilement liquéfiables

#### CHAPITRE PREMIER

##### CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES

Propriétés des gaz facilement liquéfiables . . . . .	289
--	-----

#### CHAPITRE II

##### TURBINES A ÉTHER, ALCOOL, BENZINE

Moteur Du Tremblay . . . . .	294
Moteurs Escher Wyss à vapeur de naphte ou de benzine . . . . .	295

#### CHAPITRE III

##### TURBINES A ACIDE CARBONIQUE

Moteur Brunel. . . . .	296
Moteur Ghiliano et Cristin . . . . .	296
Moteur Marquis . . . . .	298

#### CHAPITRE IV

##### TURBINES A GAZ AMMONIAC

Moteur P. Cordenons . . . . .	302
Moteur Tixier . . . . .	303
Moteur Mac-Mahon . . . . .	303
Moteur Honingmann . . . . .	304

#### CHAPITRE V

##### TURBINES A ACIDE SULFUREUX

Expériences du prof. Josse . . . . .	306
Recherches de M. Thurston . . . . .	307
Moteur athermique Leo Dex . . . . .	308
Etude du fonctionnement du moteur Leo Dex . . . . .	312

#### CONCLUSIONS GÉNÉRALES

Index bibliographique . . . . .	322
---------------------------------	-----

# PREMIÈRE PARTIE



## LES MOTEURS ROTATIFS



## CHAPITRE PREMIER

### MOTEURS ROTATIFS A VAPEUR

L'idée des moteurs rotatifs est aussi ancienne que la machine à vapeur elle-même, et si l'on considérait l'éolipyle du mathématicien Héron d'Alexandrie (*fig. 1*) comme un appareil sérieux, on pourrait dire qu'elle remonte au II<sup>e</sup> siècle avant Jésus-Christ ; mais les inconvénients présentés par les divers systèmes imaginés, depuis Papin et Watt, et résidant principalement dans l'énorme consommation de vapeur, les frottements considérables, l'absence d'étanchéité et par suite les pertes de fluide et de calorique, l'usure rapide des pièces soumises à un mouvement très rapide, etc., firent renoncer à l'emploi de ces moteurs.

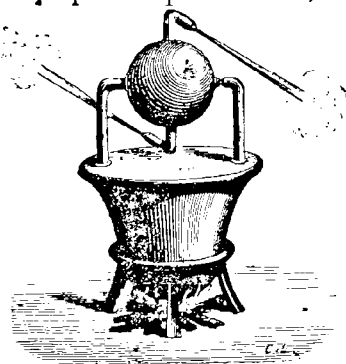


Fig. 1

Le développement rapide qu'ont pris depuis quelques années les installations d'éclairage électrique, a ramené l'attention des constructeurs sur ces appareils qui peuvent être fixés directement sur l'arbre des dynamos, et ont sur les machines à mouvement alternatif une supériorité incontestable, tant au point de vue de la simplicité de la

transmission que de la régularité du fonctionnement, condition essentielle pour les installations d'éclairage.

Aussi ne sera-t-il peut être pas sans intérêt de donner au début de cet ouvrage, une monographie des divers moteurs rotatifs à vapeur, essayés ou brevetés dans ces dernières années. On verra combien multiples sont les solutions proposées par l'ingéniosité des inventeurs.

**Moteur Uhler.** — L'un des plus simples et des plus anciens moteurs rotatifs est le moteur Uhler (*fig. 2*).

Un tambour circulaire, monté excentriquement, est cla-

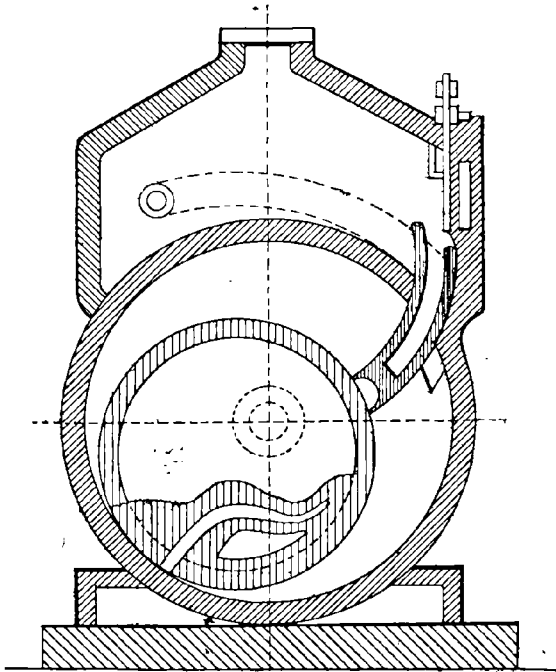


Fig. 2. — Moteur Uhler.

veté sur l'arbre tournant. Le point unique où sa circonférence touche le bord du cylindre intérieur, est percé d'un tube qui livre passage à la vapeur.



Le fonctionnement est le suivant : à chaque révolution du tambour, la soupape est soulevée ; un certain volume de vapeur pénètre dans la chambre annulaire, se détend en poussant le tambour qui fait un demi-tour, puis termine en l'amenant à fin de course. A ce moment, l'orifice de sortie de la vapeur est découvert et la vapeur complètement détendue s'échappe au dehors. La même série de phénomènes se reproduit ensuite : la soupape se soulève, la vapeur entre dans le cylindre et ainsi de suite.

**Moteur Behrens.** — La machine Behrens qui a eu grand

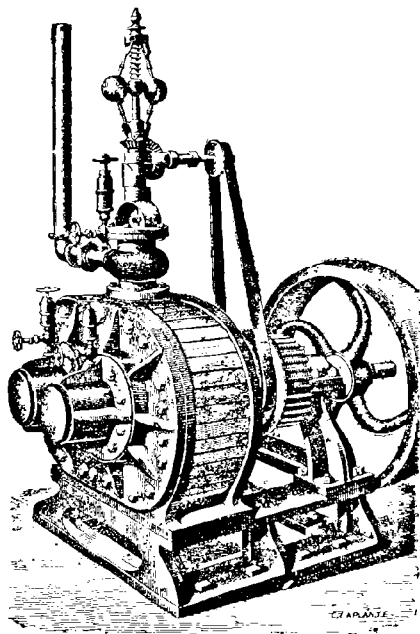


Fig. 3. — Moteur Behrens.

succès en Amérique, notamment comme pompe (car elle est reversible, et peut fonctionner comme moteur ou comme pompe ou encore comme moto-pompe, en accouplant deux machines identiques) est formée de deux cylindres découpés, tournant côte à côte, et disposés de telle sorte que les reliefs

de l'un, viennent s'emboîter exactement dans les concavités du cylindre voisin. Le tout est disposé à l'intérieur d'une enveloppe parfaitement étanche, portant à la partie supérieure un régulateur à boules et les appareils de distribution (fig. 3).

**Moteur Babel.** — Pour éviter le mouvement alternatif des tiroirs ou soupapes, on a imaginé de leur substituer des robinets tournants laissant passer le fluide au moment voulu. Dans le moteur Babel, un simple robinet dont le boisseau est commandé par une bielle est animé d'un mouvement circulaire continu (fig. 4).

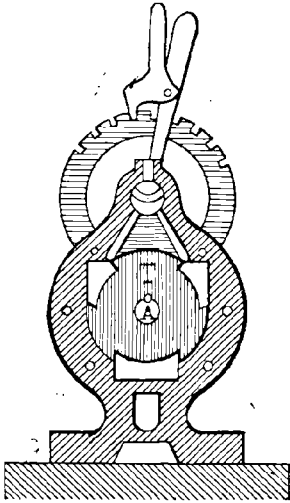


Fig. 4. — Moteur Babel.

Une manette qu'il suffit de déplacer sur un secteur à crans permet de régler l'admission et de renverser le sens de la marche. La vapeur agit sur les faces d'un tambour entaillé T fixé à un axe A. Le mécanisme semble peu compliqué. Le dispositif du distributeur rotatif est notamment à signaler comme une combinaison

assez heureuse et qui mériterait d'être reprise. On pourrait, par exemple, placer 2 ou 3 distributeurs identiques au premier, de manière à augmenter la puissance du moteur.

**Moteur Gérard.** — Le moteur Gérard dérive du même principe que sa pompe épicycloïdale, si ingénieuse. Rappelons que cette pompe, très simple, se composait de quatre pièces seulement.

- 1° Un tambour cylindrique servant d'enveloppe.
- 2° Un disque-piston B roulant à l'intérieur.
- 3° Une cloison séparatrice ou tiroir C, placée dans la direction d'un rayon et appuyée constamment par un res-

sort sur le disque-piston. Pour assurer le contact entre le disque et le tiroir, celui-ci est terminé par un cylindre mobile qui diminue encore le frottement.

4° Un arbre d'acier renflé en excentrique D, au point de son passage dans le disque.

L'arbre occupe le centre du tambour : le disque-piston, qui est fou, est enfilé sur l'excentrique qui est calculé de telle sorte que le disque est toujours tangent en un point de

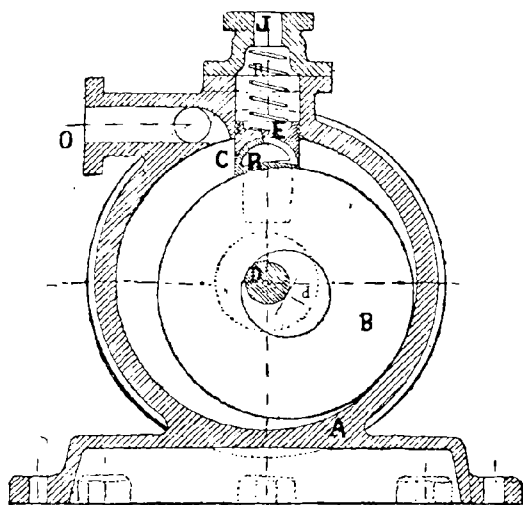


Fig. 5. — Moteur épicycloïdal Gérard.

la paroi intérieure du tambour enveloppe. Il s'ensuit que pendant la rotation le disque détermine des variations de volumes des deux espaces libres placés entre sa périphérie et le tambour. On a donc d'un côté du tiroir : aspiration, et de l'autre : refoulement.

Ce dispositif semble à priori réversible. Le moteur qui en dérive comprend également trois disques excentrés roulant sur un tambour cylindrique.

Un mécanisme de distribution assez ingénieux (*fig. 5*) différencie le moteur de la pompe.

Le fonctionnement est le suivant : pendant la période d'admission, la vapeur arrivant par l'orifice J pénètre dans le tiroir E, s'introduit dans le cylindre par la rotule R évidée sur la moitié de son pourtour. Grâce à l'inclinaison de cette rotule, la vapeur peut pénétrer d'un côté du disque-piston. L'admission cesse lorsque ce dernier est parvenu à la partie inférieure du cylindre. Pendant la période de détente qui succède à la précédente, l'orifice d'admission est fermé par la partie pleine de la rotule, la vapeur continue donc à agir en se détendant, jusqu'à ce que le disque démasque l'ouverture d'échappement O. Comme dans la pompe Gérard, les tiroirs et les rotules montent et descendent alternativement sous l'action d'un ressort antagoniste. La substitution des frottements de roulement aux frottements de glissements présente de très sérieux avantages, relativement à l'usure des organes en mouvement. Le moteur épicycloïdal posséderait de plus, un rendement relativement élevé. Pour un moteur de 2 chevaux, la consommation ne serait que de 22 kilogrammes par cheval-heure. Contrairement à ce qui se produit dans les turbines utilisant la *force vive* du fluide, l'on peut obtenir les vitesses les plus variées, ainsi que cela a lieu pour les moteurs à piston, puisque, dans les deux cas, c'est la *pression* de la vapeur qui agit. Il s'ensuit que l'on peut tourner à vitesse réduite. On peut également obtenir de très grandes vitesses.

**Moteur Braconnier.**— Le moteur *Braconnier* rappelle le précédent. Il est constitué par un cylindre C (*fig. 6*) dans lequel se déplace un disque D monté sur une manivelle M, de façon à ce que le centre B décrive une circonférence autour de l'arbre moteur A, tandis que l'entaille du disque s'incline, en glissant le long du coulisseau G, qui oscille sur l'axe fixe *a*. La vapeur arrive par l'orifice O, l'échappement se produit par l'ouverture E. Lorsque le disque D se déplace de droite à gauche, le coulisseau ouvre l'orifice d'admission, et lorsque B a fait un demi-tour (180°), le coulisseau est revenu à son

point de départ et l'orifice d'admission est fermé. Le mouvement se continuant, l'orifice s'ouvre de plus en plus. La

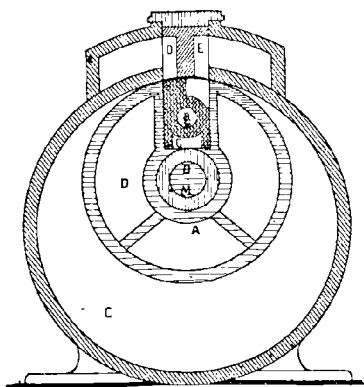


Fig. 6. — Moteur Braconnier.

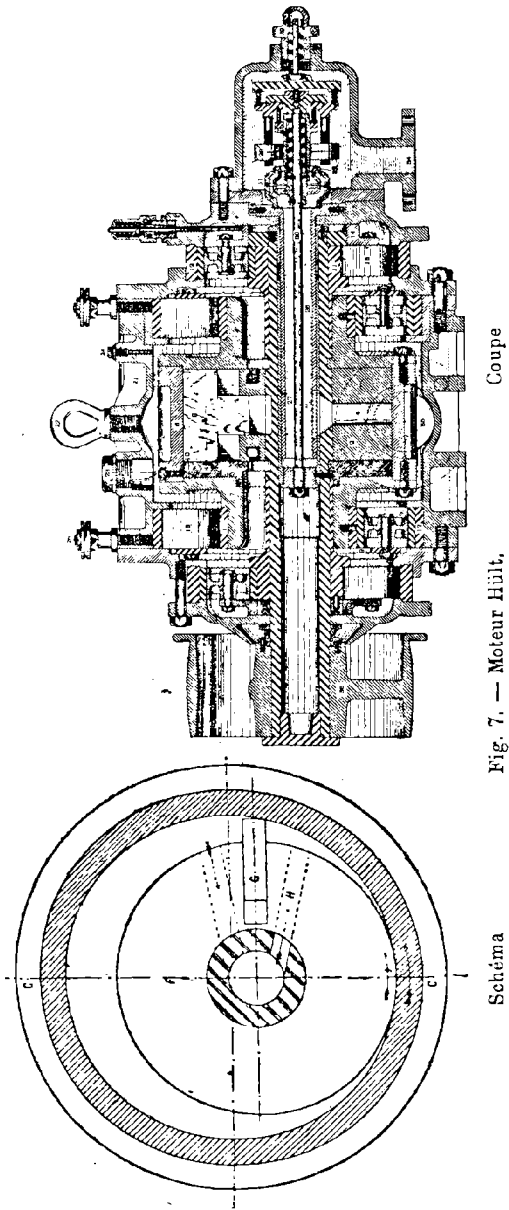
paroi E ajustée sur le coulisseau, intercepte toute communication entre l'arrivée de la vapeur et l'échappement.

**Moteur Hült.** — Le moteur rotatif *Hült*, fort répandu en Suède, Allemagne, Russie, est construit en France, par la Compagnie générale électrique de Nancy.

On pouvait le voir à l'Exposition universelle de 1900, où il a obtenu une médaille d'or.

Il repose sur le principe suivant : dans un cylindre en fonte (*fig. 7*), que pour plus de clarté nous pouvons supposer fixe, est placé un piston excentré par rapport au cylindre. Ce piston calé sur un axe cylindrique creux, est muni de conduits de vapeur, et porte une palette mobile.

Le fonctionnement est très simple : la vapeur pénètre à travers l'arbre creux et les canaux pratiqués dans le piston ; elle remplit l'espace du cylindre, limité d'une part par la ligne de tangence, et, d'autre part, par la palette. La pression de la vapeur s'exerçant sur cette palette, et le piston étant mobile autour de son arbre, un mouvement de rotation se produit. Quand le piston a parcouru, sous cette poussée, un certain angle, l'arrivée de la vapeur se trouve



Coupe

Fig. 7. — Moteur Hilt.

Schéma

fermée automatiquement et le volume ainsi emprisonné est soumis à la détente jusqu'à ce que sa pression ne soit plus que légèrement supérieure à la pression d'échappement. A ce moment, le piston, dans sa course, découvre l'orifice d'échappement. Un petit volume de vapeur est, à la fin de la course, soumis à la compression. Comme on le voit, le fonctionnement du moteur Hült est complètement assimilable à celui d'une machine à vapeur ordinaire.

Nous avons supposé le moteur muni d'une seule palette. Pour de très faibles puissances, on pourrait adopter ce dispositif; la vapeur est alors admise une fois par tour et le cycle complet (admission, détente, échappement, compression) est accompli en deux tours, absolument comme dans les moteurs ordinaires à pétrole, à quatre temps.

En général, les machines rotatives sont munies de deux palettes au moins, placées à  $180^\circ$ . Dans ces conditions, la vapeur est admise deux fois par tour, et le cycle complet est effectué en un tour et demi.

A signaler, comme caractéristiques, le mode de fermeture et les roulements.

Dans tous les types, la force centrifuge seule est mise en jeu pour obtenir une adhérence complète des palettes sur le cylindre. L'expérience a démontré que cette force était suffisante.

Quant aux frottements, ils sont supprimés grâce à l'artifice suivant : le cylindre participe au mouvement de rotation qui l'entraîne par frottement de roulement dans le sens de sa marche ; le piston et le cylindre ont donc tous deux la même vitesse circonférentielle et des vitesses angulaires légèrement différentes.

On obtient ainsi la suppression du frottement de glissement qui se produirait à la ligne de tangence entre le piston et le cylindre, si ce dernier était fixe. D'autre part, le frottement exercé par les palettes sur la paroi intérieure du cylindre serait exagéré, si le cylindre ne participait pas au mouvement de rotation du piston.

Pour assurer la rotation du cylindre, on l'a pourvu de deux chemins de roulement concentriques qui roulent sur deux séries de galets formant deux couronnes mobiles placées à chaque extrémité du cylindre. Ces galets sont munis de bagues ou fourreaux en acier trempé. L'arbre creux du piston est maintenu, lui aussi, entre deux groupes d'anneaux tournant sur deux rangées de chemins de roulement excentrés par rapport au cylindre. Les paliers sont ainsi remplacés par des rouleaux qui n'exigent aucun entretien.

La distribution, pour les moteurs de puissance moyenne, s'effectue à l'aide d'un *tube distributeur* placé à l'intérieur de l'arbre creux et concentriquement à lui; ce tube porte un orifice. D'autre part, l'arbre creux est percé d'ouvertures qui correspondent à des canaux pratiqués dans le piston. Le mécanisme est disposé de telle sorte que ces divers orifices et canaux coïncident au moment où la palette se trouve légèrement au-delà de la ligne de tangence. La vapeur peut donc pénétrer dans le cylindre. Lorsque le canal d'admission du piston a dépassé l'orifice, la vapeur est fermée et la détente du volume admis commence. En avant de chaque palette, dans le piston, se trouve un deuxième canal qui débouche sur l'une des faces latérales du piston. Au commencement de la course, cette ouverture est masquée par la paroi latérale du cylindre, mais ensuite, pour une certaine position du piston, l'orifice d'échappement vient en face d'un vide : la vapeur emprisonnée dans le cylindre, commence à s'échapper. Un régulateur à force centrifuge commande, à l'aide d'une tige concentrique à l'arbre, un papillon placé à l'intérieur du tube distributeur. Comme on le voit, la distribution est à détente fixe, et le réglage se fait par laminage de la vapeur.

La consommation de vapeur dans les moteurs Hülst est relativement faible. D'après les constructeurs, un moteur de 65 chevaux, tournant à 700 tours, consomme, à condensation, moins de 12 kilogrammes par cheval effectif, et



sous 9 kilogrammes de pression initiale. Ce résultat est très satisfaisant.

**Moteur Arbel et Tihon.** — Ce moteur est formé d'un cylindre à l'intérieur duquel se meut un anneau-piston calé sur l'arbre de rotation. Cet anneau porte comme d'habitude la cloison de distribution de la vapeur. Ce qui caractérise le dispositif imaginé par MM. Arbel et Tihon, c'est la présence d'une couronne de billes en acier, logées dans une gorge formée par le joint de deux cames symétriques, calées excentriquement sur l'arbre et réunies en leur centre par une tige à écrou qui permet de régler leur écartement. Les billes servent ainsi d'organe de transmission entre l'anneau-piston qui reçoit la poussée de la vapeur et la came qui transmet cette pression à l'arbre moteur.

La chambre dans laquelle agit la vapeur est fermée d'une part, par les flasques circulaires constituant les parois latérales du cylindre et d'autre part par l'anneau-piston qui a constamment l'une de ses génératrices en contact avec la surface intérieure du cylindre. Il porte dans le sens longitudinal, une cloison en acier servant à la distribution de la vapeur. Cette cloison s'appuie, comme l'anneau mobile, par ses deux faces latérales, sur les flasques du cylindre. Ses dimensions sont telles qu'elle est toujours engagée par son extrémité supérieure dans un genou spécial disposé dans le chapiteau. Ce genou, qui le guide dans ses mouvements, se meut lui-même à frottement doux dans une alvéole du chapiteau. Il sert de distributeur. Comme dans la plupart des moteurs rotatifs, deux robinets permettent de renverser le sens de la marche en établissant soit l'admission, soit l'échappement de chaque côté du genou. Le fonctionnement de la machine est le même que celui du moteur Gérard.

La vapeur arrive par l'un des robinets placés à côté de la rotule, elle entre dans le cylindre et agit sur la cloison et sur l'anneau-piston. Quand ce dernier a effectué une demi-révolution, — il est alors au point le plus bas de sa course — la

cloison est verticale et l'admission se ferme grâce au mouvement oscillatoire du distributeur. La vapeur se détend jusqu'à ce que l'anneau, continuant à tourner, vienne mettre en communication l'intérieur du cylindre et l'échappement.

Pour obtenir l'étanchéité des joints, on emploie un artifice assez ingénieux : sur toutes les surfaces des joues de l'anneau-piston, ainsi que sur la cloison, on a ménagé une série d'alvéoles empiétant les unes sur les autres, dans lesquelles on a introduit en les forçant, des bouchons de liège effleurant la surface du métal. Quelle est l'usure d'un semblable joint ? Il est difficile de se prononcer a priori, mais il semble que le liège doit dans tous les cas offrir moins de solidité que le cuir.

**Moteur Sturgess et Towlson.** — Dans ce moteur à action simple, le piston A et l'arbre B sont d'une seule pièce (fig. 8 et 9). L'arbre est entouré de moyeux creux C venus de fonte

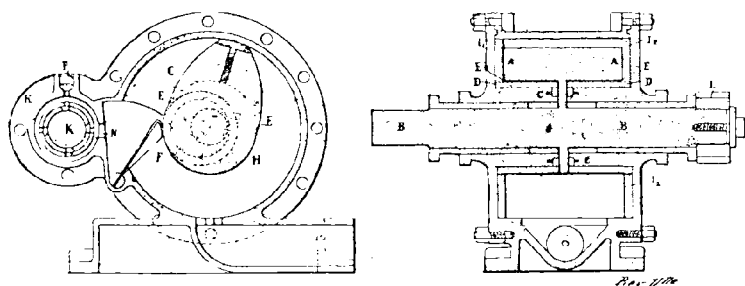


Fig. 8 et 9. — Moteur Sturgess et Towlson.

avec les couvercles du cylindre ; ces moyeux portent sur leur pourtour les boîtes D. Pour compenser la pression du piston, on a disposé entre ces boîtes et le cylindre des conduits étroits de vapeur E. Un clapet articulé F sépare l'espace d'admission de la vapeur G, placé d'un côté du piston, de l'espace H destiné à l'échappement de la vapeur. Pour obtenir l'étanchéité entre les faces frontales du piston et les couvercles du cylindre, on a disposé les bagues d'étanchéité I<sub>1</sub>, I<sub>2</sub>, permettant le rattrapage du jeu après usure.

La distribution de la vapeur s'opère au moyen d'un tiroir rond à faible conicité K, qui peut osciller dans une boîte K<sub>1</sub>; ce mouvement d'oscillation lui est transmis par l'intermédiaire d'un excentrique fixé sur l'arbre moteur. La vapeur venant du générateur entre dans l'espace creux du tiroir, et passe par l'orifice N<sub>1</sub> dans le cylindre, d'où elle s'échappe, après détente, par l'orifice d'échappement. Le graissage du tiroir est fait par un tube P.

**Moteur rotatif Johnston à introduction variable.** — M. Johnston, de Glasgow, a fait breveter un moteur rotatif (*fig. 10*) dans lequel on peut faire varier l'introduction de la vapeur. Le cylindre A (*fig. 10*) est traversé par l'arbre B, de

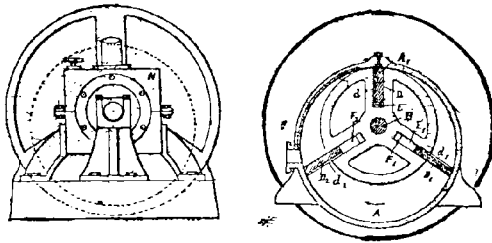


Fig. 10. — Moteur Johnston.

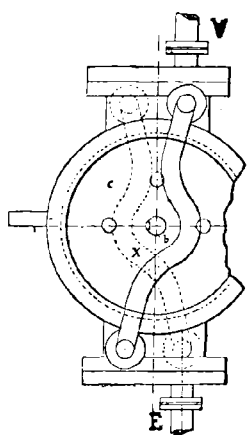
manière que l'axe du cylindre et l'arbre ne coïncident pas; sur l'arbre on a fixé un piston cylindrique muni de rainures E, E<sub>1</sub>, dans lesquelles on introduit les patins D, D<sub>1</sub> et D<sub>2</sub>, pouvant sortir librement vers l'extérieur, et dont la face postérieure est frappée par la vapeur.

Dans les patins, on a creusé des conduits  $d$ ,  $d_1$  et  $d_2$  par lesquels la vapeur peut arriver dans le cylindre et, en agissant sur les faces longues des patins, opérer le mouvement de rotation du piston. Les couvercles du cylindre H tournant avec le piston sont rendus étanches au contact avec les extrémités des cylindres, au moyen de bagues d'étanchéité. Une soupape est placée au bout de l'arbre B, de façon que, lorsque celui-ci tourne, l'un des orifices F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub> du piston se trouve en face de l'orifice d'admission de la vapeur.

Celle-ci venant du cylindre peut alors entrer par la conduite d'admission ainsi que par un conduit pratiqué dans la boîte N de la soupape; cette vapeur agit sur les patins pendant la durée d'une révolution.

Pour obtenir des introductions variables, on a prévu un tiroir cylindrique, qui peut, à l'aide de vis et d'écrous de réglage, découvrir ou fermer l'orifice de la soupape, selon la vitesse que l'on veut donner au moteur, de sorte que l'on puisse réaliser l'interruption plus ou moins rapide de l'admission de la vapeur vive dans le cylindre sans avoir besoin d'arrêter la machine.

**Moteur à couple de force (système Kleritj).** — Pour décharger l'arbre du moteur, M. Kleritj, professeur à Bel-



grade, a imaginé un moteur rotatif, dans lequel la vapeur agit sur deux points diamétralement opposés d'un piston, entre les ailettes placées sur la périphérie d'un piston qui tourne dans le cylindre *a* (fig. 11). Le piston est muni d'ailettes qui sont articulées, et sont reliées avec des disques tournants. Les extrémités des ailettes portent des bagues d'étanchéité. Lorsque les ailettes sont ouvertes, elles frottent contre la paroi intérieure du cylindre, lorsqu'elles sont repliées, elles se logent dans des rainures du piston *c*. Au moyen de pièces fixées sur le cylindre par des coins, le cylindre est divisé en deux parties. La vapeur venant de la conduite *V* entre dans le cylindre et frappe l'ailette la plus rapprochée, ce qui a pour effet de faire tourner l'arbre *b*. Après s'être détendue, la vapeur s'échappe par la conduite *E*. Ce moteur peut être transformé en une machine à double expansion en combinant deux cylindres du genre de celui que nous venons de décrire, et dont l'un est plus petit que l'autre.

**Moteurs Brown.** — M. Brown a imaginé divers types de moteurs rotatifs. Dans l'un des systèmes, le cylindre contient un piston excentré (*fig. 12 et 13*), dont la section elliptique, mesurée perpendiculairement à l'axe, est égale à la moitié environ de celle du cylindre ; ce rapport est également celui des volumes.

Le piston frotte tangentiellement à l'intérieur du cylindre, et une garniture de chanvre assure l'étanchéité sur trois de ses faces. Les distributeurs oscillants admettent la vapeur entre le cylindre, le piston et chacune des palettes oscillantes.

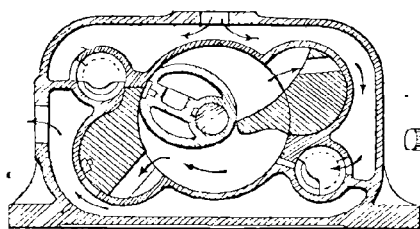


Fig. 12. — Moteur Brown.  
Coupe.

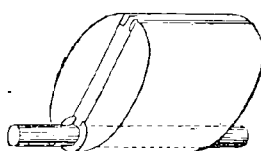


Fig. 13. — Moteur Brown.  
Piston elliptique.

L'échappement s'opère par les canaux qui se présentent alors en face des orifices. Les conduits existent sur tout le pourtour de la machine ; le premier contient de la vapeur arrivant de la chaudière, le second sert à l'échappement. Les tiroirs sont conduits par un excentrique ce qui permet de modifier le degré de détente. A l'allure normale de 600 tours, un moteur de 20 chevaux aurait consommé 17 kilogrammes de vapeur par cheval-heure.

Dans un autre moteur Brown, le cylindre contient un certain nombre de pistons qui se composent de deux ou plusieurs corps cylindriques  $B_1, B_2, B_3$  (*fig. 14 et 15*), séparés entre eux au moyen de disques  $H_1, H_2$ . Les corps cylindriques du piston sont répartis uniformément autour de l'axe du cylindre : ils ont des axes parallèles à celui du cylindre, et possèdent généralement un diamètre égal à la moitié de celui du cylindre. Les pistons  $B_1, B_2, B_3$ , sont

venus de fonte avec les disques  $H_1, H_2, H_3, H_4$ , ou bien ils sont reliés d'une manière rigide avec ces disques. Ces derniers divisent les cylindres en un certain nombre de compartiments d'une faible longueur  $A_1, A_2, A_3$ , dans chacun desquels se trouve un levier oscillant  $D$  dont l'extrémité libre est en contact avec le pourtour du piston. Quant au changement de marche, il est effectué en plaçant dans chaque compartiment du cylindre un autre levier  $D$ , et comme les deux tiroirs de distribution sont disposés de manière que la vapeur d'échappement puisse passer du compartiment du milieu  $A_2$ , aux extrêmes  $A_1$  et  $A_3$ , ou bien

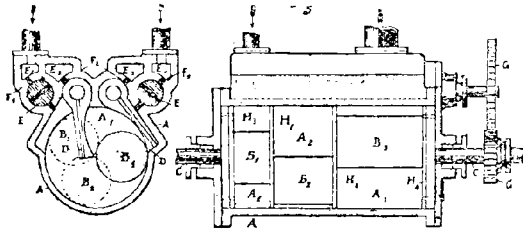


Fig. 14 et 15. — Moteur Brown.

qu'elle puisse traverser successivement tous les compartiments du cylindre, on peut réaliser l'expansion multiple de la vapeur dans le cylindre. Les tiroirs de distribution  $EE$  (*fig. 14*) sont de forme cylindrique, et la boîte des tiroirs est séparée par des cloisons, en quatre chambres,  $E_1, E_2, E_3, E_4$ . La vapeur vive entre par le conduit  $F_1$  dans la chambre  $E_1$  et arrive de là dans le premier compartiment  $A_1$  du cylindre, s'écoule ensuite, après s'être détendue, par le conduit  $F_2$ , dans la chambre  $E_2$ , et passe de là, par le conduit  $F_3$ , dans le deuxième compartiment  $A_2$  du cylindre, où elle se détend de nouveau ; après quoi, la vapeur arrive par le conduit  $F_4$  dans la chambre  $E_3$ , et par le conduit  $F_5$  qui s'y trouve dans le troisième compartiment du cylindre  $A_3$ , d'où elle sort finalement par le conduit  $F_6$  dans la chambre d'échappement  $E_4$ . Le mouvement de rotation est

communiqué au tiroir, au moyen d'engrenages G clavetés sur de petits arbres faisant corps avec les tiroirs ; ces roues dentées engrènent avec la roue  $G_1$ , qui est en contact avec l'une ou l'autre des roues G, selon que l'on veut faire tourner le moteur dans l'un ou l'autre sens.

**Moteur Hawkins.** — Ce moteur est à un seul cylindre et à triple expansion ; à cet effet, le piston reçoit un mouvement oscillant et le transmet, par l'intermédiaire d'une tige d'accouplement, à l'arbre de la manivelle (*fig. 16 et 17*). La boîte cylindrique A est boulonnée aux fondations B et l'arbre C, traversant la boîte A, suivant son axe, est logé dans deux paliers E. Sur l'arbre C, on a fixé un piston formé

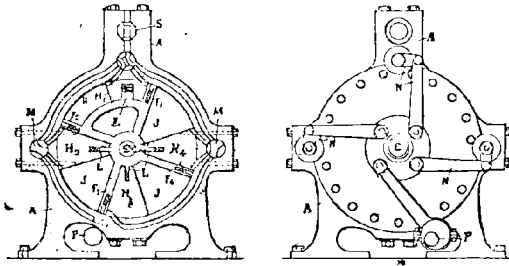


Fig. 16 et 17. — Moteur Hawkins.

de quatre segments  $F_1, F_2, F_3, F_4$  et la paroi intérieure du cylindre est boulonnée avec les pièces  $H_1, H_2, H_3, H_4$ , de manière à obtenir un certain nombre de compartiments, dont les trois indiqués par la lettre J ont la même capacité, tandis que la quatrième K présente des dimensions moindres. Pour assurer l'étanchéité, les segments du piston ainsi que les pièces  $H_1 \dots H_4$  sont munies de bagues à ressort L, portées par les patins ; de plus, les segments sont percés de conduits d'admission de la vapeur qui correspondent avec ceux de la boîte extérieure A et qui conduisent la vapeur aux tiroirs oscillants M actionnés par des tiges N qui sont fixées sur un disque oscillant porté par l'arbre C. L'arbre de la manivelle P est également logé dans des paliers, et il est

relié avec l'arbre oscillant C au moyen d'une tige. Un volant et des dispositifs de réglage appropriés complètent la machine. Par le canal supérieur et par une valve d'étranglement S qui est actionnée d'une manière quelconque par l'arbre principal du moteur, la vapeur vive arrive d'abord dans la petite chambre K du cylindre, agit sur le segment qu'elle y rencontre, sort ensuite, après s'être détendue, dans les chambres I plus grandes, et agit ici sur le piston, de manière que l'admission et l'échappement de la vapeur correspondent au même sens du mouvement de l'arbre C. Finalement, la vapeur s'écoule, après s'être de nouveau détendue, par les deux tiroirs latéraux du moteur et agit encore sur les deux segments inférieurs. Par suite, le moteur travaille avec une triple expansion de la vapeur.

**Moteur compound oscillant de Capell.** — Un autre moteur oscillant, à double expansion, et dont les cylindres sont entourés d'une chemise de vapeur, est représenté par les

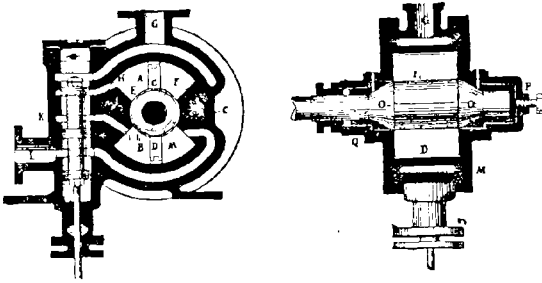


Fig. 18 et 19. — Moteur Capell.

figures 18 et 19. Le cylindre se compose de deux chambres A et B, dans lesquelles deux pistons C et D sont animés d'un mouvement oscillant et butent contre les tasseaux E et F. La distribution de la vapeur est opérée par un tiroir cylindrique qui est placé dans une boîte venue de fonte avec le cylindre, de manière que la vapeur puisse agir dans la chambre supérieure du cylindre A, alternativement comme dans un cylindre à haute et dans un cylindre à basse pres-



sion, tandis que dans la chambre B, la vapeur se détend, comme dans un cylindre à basse pression. La vapeur venant du générateur entre par la conduite G dans la machine et s'écoule, en passant par la chemise de vapeur M, dans la boîte du tiroir, frappe ensuite, en traversant le conduit ouvert H, contre la face de gauche du piston C en le poussant vers la droite. Le tiroir cylindrique met alors le conduit H en communication avec le conduit I, qui communique en outre avec l'espace situé à gauche du piston D, et aussi, par l'intermédiaire d'un conduit de passage I<sub>1</sub>, avec l'espace situé à droite du piston C, de sorte que les pistons reviennent à leur position primitive. Ceci fait, le tiroir cylindrique fait communiquer le tiroir cylindrique I avec le conduit annulaire K de la boîte du tiroir, de sorte que la vapeur peut s'échapper de deux compartiments A et B du cylindre dans le conduit K et, de là, dans la conduite d'échappement L. La chemise M sert à laisser passer la vapeur destinée au réchauffement du compartiment intérieur B du cylindre et à empêcher la contre-pression. Pour rattraper le jeu après usure, l'arbre relié avec le piston a reçu aux extrémités O une forme conique, et il est guidé, d'un côté dans un coussinet réglable P, et, de l'autre côté, dans le presse-étoupes Q.

**Moteur rotatif à grande vitesse.** — *La Revue des inventions nouvelles* (5 novembre 1891) a donné la description d'un moteur rotatif qui semble assez bien compris. Ce qui caractérise ce système de machine, c'est la forme adoptée par les inventeurs pour la section droite du cylindre, qui est telle que le piston a dans toutes ses positions une longueur rigoureusement constante et permet d'éviter les fuites de vapeur si préjudiciables au fonctionnement économique des machines rotatives. A cet effet, on a donné à cette section droite non plus la forme circulaire mais celle d'une conchoïde ordinaire de courbe fermée, c'est-à-dire le lieu des extrémités d'une droite passant par un point fixe et dont

le milieu décrit une courbe fermée. Pour des raisons sur lesquelles nous ne nous étendrons pas ici, la courbe adoptée est une ellipse; la section droite du cylindre est donc un conchoïde d'ellipse. Ce cylindre est traversé de part en part, parallèlement à ses génératrices, par l'arbre moteur qui est renflé dans sa traversée du cylindre de façon à ce que la section droite de ce renflement soit tangent en O à la paroi intérieure du cylindre (*fig. 20*).

Ce renflement cylindrique est traversé de part en part par une mortaise dans laquelle coulisse à frottement doux une

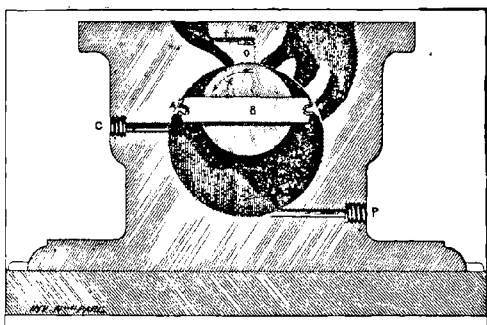


Fig. 20. — Moteur rotatif à grande vitesse.

plaque d'acier rectangulaire qui constitue le piston. Cette plaque s'appuie exactement par deux de ses côtés sur les fonds bien dressés du cylindre, tandis que les deux autres côtés suivent la surface cylindrique sur laquelle ils s'appuient par l'intermédiaire de sabots articulés munis d'ailettes.

La vapeur arrive par l'orifice A qui a la forme d'une fente étroite, parallèle aux génératrices, s'introduit dans l'espace compris entre le piston et l'arbre, et chasse devant elle le piston en faisant par conséquent tourner l'arbre dans le sens de la flèche F. Ce mouvement continue jusqu'à ce que l'extrémité B' du piston vienne passer devant l'orifice A. A ce moment, l'introduction cesse pour recommencer immé-

diatement après, dès que l'extrémité B' a dépassé, en le découvrant à nouveau, cet orifice. La seconde cylindrée de vapeur agit donc sur l'autre face du piston et produit la rotation de l'arbre dans le même sens. Pendant ce temps, l'espace occupé par la première cylindrée va en augmentant continuellement, la vapeur se détend par conséquent et son travail s'ajoute à celui de la seconde cylindrée jusqu'au moment où l'extrémité A' du piston ayant passé devant l'orifice EF d'échappement, cette vapeur s'échappe par cet orifice. Comme l'indique la figure, l'orifice d'échappement est beaucoup plus large que celui d'admission. Aussi a-t-on jugé nécessaire, tant pour assurer le guidage du piston que pour ne pas nuire à la solidité du cylindre, de diviser cet orifice en trois parties au moyen de cloisons parallèles aux génératrices du cylindre.

Le contact du piston et du cylindre est assuré par le réglage de petits ressorts qui agissent sur les ailettes des sabots.

Comme on le voit, cette machine est d'une construction très simple, ce qui permet de donner à ses organes peu nombreux une grande solidité et d'éviter ainsi les dislocations et ferraillements inévitables dans les anciennes machines rotatives.

On peut caler deux moteurs semblables sur le même arbre, le plus grand étant alimenté par la vapeur d'échappement du plus petit, ce qui constitue en réalité un moteur à double expansion et permet de réaliser une certaine économie dans la consommation de vapeur.

Les essais faits avec une machine de 120/120 mm. ont donné pour une pression de vapeur de 2,5 atm., le travail mesuré au frein étant de 2<sup>cgm</sup>83, une consommation de vapeur de 31,1 kg. par cheval-heure, et un rendement de 0,718. Le rendement s'abaisse à 0,713 lorsqu'on emploie de la vapeur à 5 kg. mais on peut dans ce cas faire usage du moteur à triple expansion qui permet d'utiliser plus com-

plètement la puissance vive de la vapeur à sa sortie du petit moteur.

**Moteur Wilkinson et Sellers.** — Cette machine représente une alliance du système à piston et du système rotatif. La vapeur agit d'abord à haute pression sur le moteur rotatif et elle passe de là dans le cylindre à basse pression. Comme le piston rotatif sert lui-même de distributeur pour le grand cylindre, le mécanisme est moins compliqué qu'on pourrait le supposer de premier abord. De plus, en associant deux moteurs rotatifs à un moteur alternatif, ou deux moteurs à piston à un moteur rotatif, on réalise des machines à triple expansion susceptibles de fonctionner très économiquement.

Dans le modèle représenté par la figure 21 l'espace annulaire E forme réservoir intermédiaire pour la vapeur venant

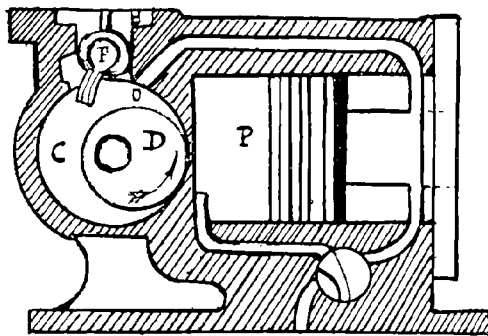


Fig. 21. — Moteur Wilkinson et Sellers.

du cylindre de haute pression. Le moteur lui-même rappelle la machine Towlson dont il sera parlé plus loin. Si nous considérons le disque D, nous voyons qu'il vient alternativement obturer et dégager l'orifice O, puis soulever la soupape F. Comme l'indique la figure, la vapeur arrive par la soupape F, envahit la chambre annulaire C et passe de là dans le piston à haute pression P par l'orifice O. Le disque excentré D continuant sa course, masque l'ouverture O et

repousse F dans son logement où la vapeur ne trouve plus d'issue. Puis le mouvement de rotation continuant, D démasque O et F. La vapeur peut donc agir et sur le disque rotatif et sur le piston à haute pression.

**Moteur Quincey.** — La machine est à vapeur ou autre fluide moteur et peut être employée comme moteur de voiture (*fig. 22*).

Trois cylindres 1, 2, 2 a renferment, excentriquement disposés, 3 moyeux : 3, 4, 4 a montés sur un arbre commun A et ajustés aux distributeurs à glissement 5, 6, 6 a.

L'arbre traverse la chambre à vapeur 11, et entraîne une valve rotative 57, taillée de façon à admettre convenablement la vapeur dans les conduits 13 ou 13 a, par l'intermédiaire du tiroir de régulation 77 et du tiroir d'admission 78.

La figure 22 (13) montre aussi les leviers 84, 85 pour la manœuvre de ces tiroirs. La vapeur est alors dirigée (par les valves de distribution) des chambres 48, 49 aux cylindres.

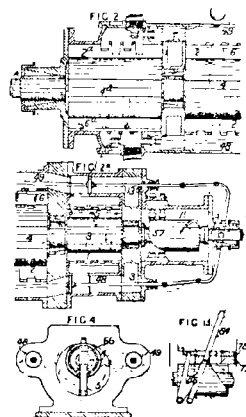
Le 1<sup>er</sup> et le 3<sup>e</sup> cylindre travaillent quand celui du milieu est à la période d'échappement et *vice-versa*.

Divers systèmes peuvent être em- Fig. 22. — Moteur Quincey. ployés pour l'admission par les lumières, entre autres, un système de leviers combinés; les valves glissent sur des plaques 66, disposées sur le côté des moyeux.

Les garnitures longitudinales sont insérées entre le moyeu et la plaque, et sont pressées extérieurement par des ressorts. Les passages de vapeur, valves, etc., peuvent être modifiés de façon à avoir une machine non reversible.

(Brevet anglais, 20 janvier 1899. N° 1433).

**Moteur Douglas et Nicholls.** — Ce moteur, qui ressemble beaucoup aux ventilateurs Roots, comporte deux pistons A



(fig. 23 et 24), dont chacun est fixé sur un arbre B, et qui tournent dans les cylindres C entourés d'une boîte D. Les

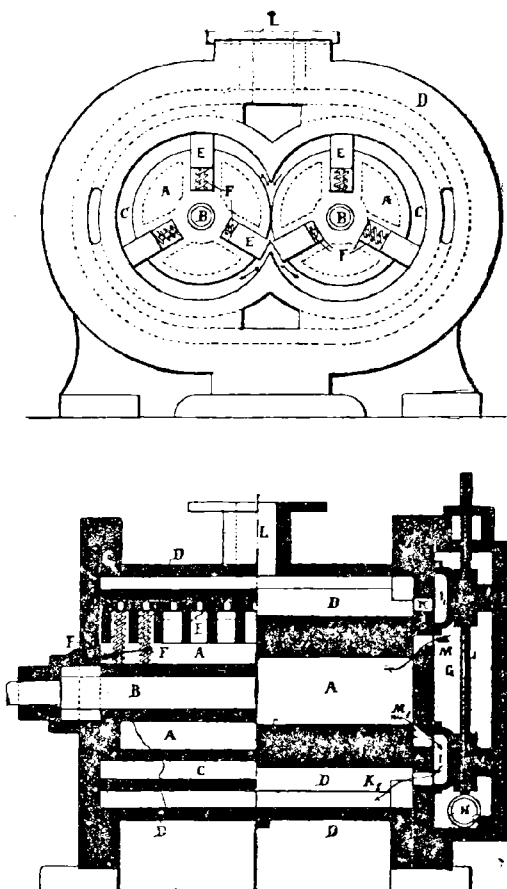


Fig. 23 et 24. — Moteur Douglas et Nicholls.

pistons sont disposés excentriquement par rapport à l'axe du cylindre correspondant et sont munis de patins E, logés dans des découpures des pistons et sur lesquels agissent des ressorts F en les pressant contre les parois des cylindres.

La boîte de tiroir G reçoit la vapeur par l'orifice H, et les tiroirs  $I_1$  et  $I_2$  sont portés par une tige filetée I. Ainsi que l'indique la fig. 24, le tiroir  $I_1$  ouvre le conduit K qui communique avec le conduit d'échappement L, pendant que la vapeur venant du générateur peut entrer par le conduit M dans le cylindre; par contre le tiroir  $I_2$  ouvre les conduits  $K_1$ ,  $M_1$ , de sorte que la vapeur qui s'est détendue dans le cylindre peut sortir par le tuyau d'échappement L. Par conséquent, la vapeur entre par le conduit M et remplit les deux cylindres derrière le patin de chaque piston, et ceux-ci tournent ensuite en entraînant les arbres B. Ce mouvement de rotation dure jusqu'à ce que l'admission de la vapeur H soit interrompue à la suite de la fermeture d'une soupape insérée dans la conduite, ou bien lorsque, pour changer le sens du mouvement, la position du tiroir est modifiée à l'aide d'un levier, de sorte que la vapeur venant du générateur passe par le conduit M, et arrive dans les cylindres pour se détendre du côté des patins qui est opposé à celui du cas considéré tout à l'heure.

**Moteur Bouvagnet.** — Dans ce moteur, breveté en 1892, le piston est formé d'un segment de cercle D et d'un appendice en forme de trapèze E (fig. 25 et 26). Le cylindre est porté par l'arbre B qui traverse, de part en part, le cylindre A qui est muni à cet effet de presse-étoupes CC. Le piston D et l'appendice E portent des lamettes qui sont pressées au moyen de ressorts à la partie inférieure du cylindre et doivent assurer l'étanchéité entre piston et cylindre. La distribution de la vapeur est opérée au moyen de deux tiroirs cylindriques F et G qui sont actionnés par des engrenages, commandés par l'arbre principal du moteur; le mouvement de ces tiroirs est réglé de manière que, à chaque tour de l'arbre B, l'espace compris entre le piston D et une face de l'appendice E soit mis en communication avec le générateur de vapeur, tandis que l'espace compris entre le piston D et l'autre face de l'appendice E communique avec l'air libre ou

bien avec un condenseur de vapeur. Il existe aussi une variante dans laquelle l'arrivée et l'échappement de la vapeur sont opérés au moyen de conduits pratiqués dans l'arbre B

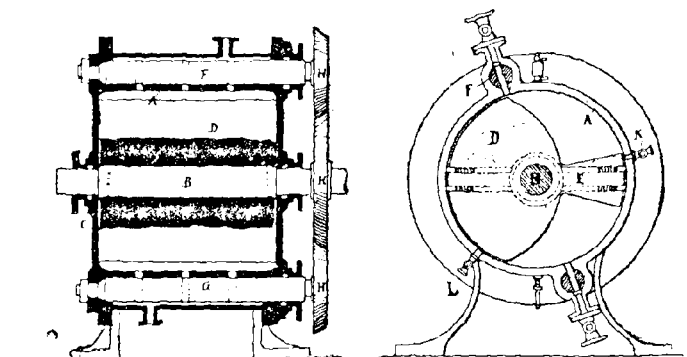


Fig. 25 et 26. — Moteur Bouvagnet.

qui communiquent avec des ouvertures établies dans les patins I et I<sub>1</sub>; les robinets K et L (*fig. 26*) servent à l'introduction de la vapeur de gauche et de droite selon le sens du mouvement que l'on veut donner au moteur.

**Moteur Cloarec.** — Parmi les moteurs rotatifs récents

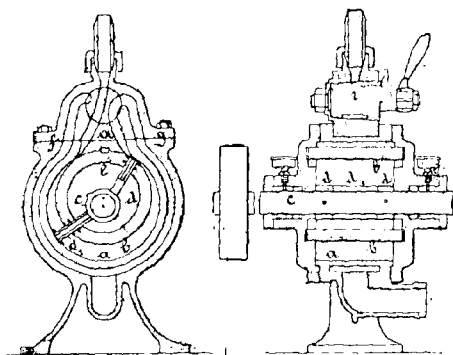


Fig. 27 et 28. — Moteur Cloarec.

avec lesquels on a pu faire des essais, il faut signaler le moteur Cloarec (*fig. 27 et 28*). Dans le cylindre tourne un tam-



bour  $b$ , qui entoure l'arbre  $c$  et qui est traversé en deux points diamétralement opposés par les pistons en forme d'ailettes  $d$  et  $d_1$ . Le piston-ailette  $d$  est claveté d'une manière rigide sur l'arbre du moteur et tourne constamment avec cet arbre ; par contre le piston-ailette  $d_1$  est fou sur l'arbre. Les deux ailettes sont munies à leur extrémité d'un patin glissant qui est destiné à assurer l'étanchéité entre ces pistons et la paroi extérieure du cylindre. Aux points où le tambour est percé pour laisser passer les deux ailettes, on a également placé des bagues d'étanchéité qui empêchent la vapeur d'entrer à l'intérieur du tambour. Au-dessus du cylindre se trouve une sorte de robinet à 4 conduits, dont les deux extérieurs communiquent avec la chemise de vapeur du cylindre, et les deux intérieurs avec les conduits de vapeur  $f$  et  $g$  (fig 27) ; le corps du robinet  $r$  est percé de deux conduits séparés et sert pour le démarrage du moteur dans l'un ou dans l'autre sens, ainsi que pour couper l'admission de la vapeur. Dans la position de la figure, le corps du robinet  $r$  est disposé de manière que la vapeur arrive par le conduit  $a$  dans le cylindre et frappe la face de l'ailette  $d$  jusqu'à ce que le conduit  $a$  soit recouvert par le patin glissant de l'ailette  $d$  (le mouvement s'opère dans ce cas dans le sens opposé à celui du mouvement des aiguilles d'une montre) ; à ce moment l'espace rempli par la vapeur possède un volume égal à celui de l'espace à droite de la figure 28. Pendant que le mouvement de rotation continue, l'espace à gauche s'agrandit un peu encore pour diminuer jusqu'au moment où l'ailette  $d_1$  vient à occuper la position de l'ailette  $d$  sur la figure. Pendant que l'arbre  $c$  continue à tourner, la vapeur commence à s'échapper, en suivant le conduit  $g$ , puis elle arrive dans la chemise de vapeur et de là dans la conduite d'échappement. Malgré la complication qui résulte de ce qu'on a à rendre étanches quatre points du piston, le moteur paraît avoir donné d'assez bons résultats aux essais.

**Moteur Watts.** — Les figures 29 et 30 représentent un moteur rotatif constitué par une boîte extérieure A, alésée suivant une surface cylindrique ; dans cette boîte tourne un disque B, qui est guidé par un cylindre fixe C, dont l'axe ne coïncide pas avec celui de la boîte A. Ce disque est muni d'ailettes D à articulation, qui possèdent la même courbure que le disque et qui sont pressées vers la paroi intérieure du grand cylindre au moyen de ressorts. La vapeur suit la direction indiquée, sur la figure 29, par des flèches et arrive par les conduits venus de fonte avec la boîte A dans le cy-

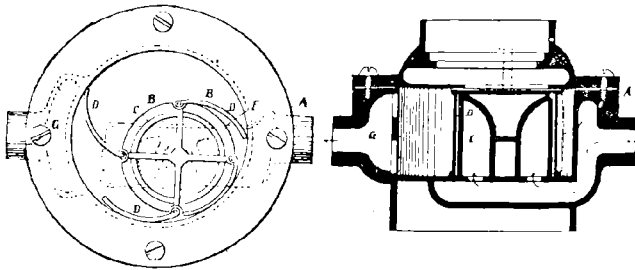


Fig. 29 et 30. — Moteur Watts.

lindre fixe C, frappe les ailettes D du disque B et, après s'être détendue, s'échappe par la conduite G de la boîte extérieure.

**Moteur Towlson.** — Le cylindre A (*fig. 31 et 32*) est traversé par l'arbre B, sur lequel on a claveté un piston C tournant dans l'espace annulaire D. Un cylindre E, avec bords courbés F, oscille dans un creux approprié, de sorte que les bords F se posent alternativement sur les deux orifices H. Ceux-ci sont destinés à laisser passer la vapeur venant du générateur, d'où elle arrive dans des chambres, dans chacune desquelles on a placé un tiroir actionné par des excentriques fixés sur l'arbre principal du moteur. Un tiroir I, que l'on peut régler à la main sert à opérer le démarrage et le changement de marche de la machine. La vapeur vive arrive par les conduits extérieurs K de la boîte du

cylindre dans l'une ou l'autre boîte des tiroirs, suivant la position du tiroir I, de sorte que le piston peut recevoir le mouvement dans un sens ou dans l'autre. Dans la position indiquée sur la figure 31, la vapeur est admise dans la chambre placée à droite, et le mouvement du piston s'effectue dans le sens de la flèche de la manière suivante : Dès que le tiroir I placé dans la chambre de droite découvre un peu l'orifice d'admission H, la vapeur admise frappe le bord F du cylindre E et exerce ainsi une pression sur le piston C; par suite, le cylindre E est obligé de tourner et couvre

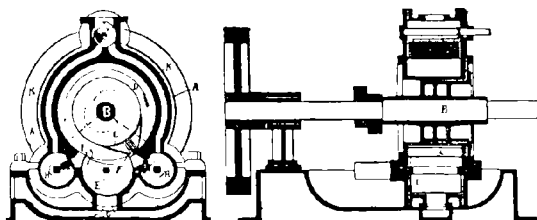


Fig. 31 et 32. — Moteur Towlson.

l'orifice d'échappement qui communique avec le conduit G, pendant que le piston C commence à tourner dans l'espace annulaire D. Lorsque, en tournant toujours, le piston C vient à coïncider avec le bord courbé F du cylindre E, celui-ci est poussé par les parois courbes du piston vers le bas, et le même jeu recommence. La vapeur d'échappement passe par un conduit du cylindre E et par l'orifice d'échappement du cylindre et arrive dans le conduit G. En changeant le sens du mouvement de la machine, la marche est analogue; la vapeur vive est admise alors dans la boîte du tiroir placée à gauche.

**Moteur Boyd.** — Certains inventeurs se sont proposé de construire des moteurs rotatifs à marche très rapide, dans lesquels la vapeur se détend une ou deux fois. Un moteur de ce genre est celui de Boyd, dans lequel le piston ne peut dépasser, lors de son mouvement de rotation, aucun des orifices pratiqués dans les parois du cylindre.

Les figures 33 et 34 montrent un moteur à simple expansion. Le cylindre A, ses couvercles et l'arbre creux B tournent solidairement ; à l'intérieur de l'arbre se meut un autre arbre C, sur lequel on a claveté le tambour D placé à l'intérieur du cylindre. L'espace annulaire compris entre le cylindre et le tambour est divisé en deux chambres, au moyen de pièces rayonnantes E, vissées sur le cylindre et qui pressent contre

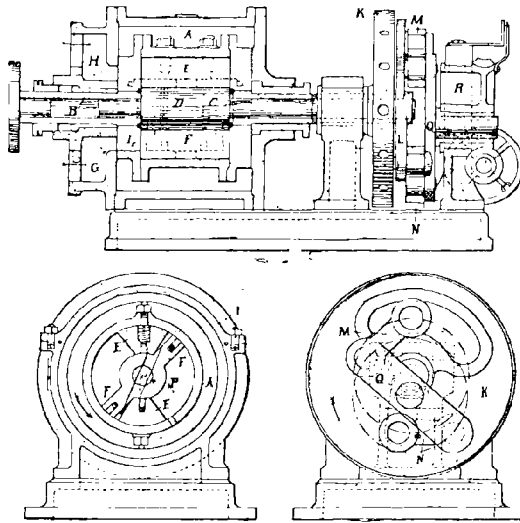


Fig. 33 et 34. — Moteur Boyd.

le tambour ; d'autres pièces F, disposées également suivant les rayons d'un cercle, sont venues de fonte avec le tambour et pressent contre les parois du cylindre. Sur l'une des extrémités de la boîte extérieure fixe I, dans laquelle tourne le cylindre, on a percé les orifices d'admission G et d'échappement H, qui communiquent alternativement avec l'orifice I<sub>1</sub> du cylindre ; sur l'extrémité opposée du moteur, on a disposé des leviers K et L, dont le premier est fixé sur un arbre creux A, et dont le second est claveté sur l'arbre C portant le tambour. Ces leviers sont reliés par l'intermé-

diaire d'articulations M et N et d'une traverse O, avec un excentrique dont la position peut être réglée à volonté et qui est logé dans la boîte du moteur. Le fonctionnement de la machine est le suivant : Dès que le cylindre commence à tourner, la vapeur vive entre dans l'une des chambres formées par les pièces radiales du tambour et du cylindre, et, par un conduit P disposé dans l'axe, pénètre aussi dans la chambre opposée. Selon la position de l'excentrique, l'une des paires de pièces radiales oppose à la vapeur une résistance moins forte que l'autre, ce qui a pour conséquence de faire tourner le cylindre, de sorte que celui-ci peut être animé d'un mouvement de rotation dans l'un ou l'autre sens. Les pièces E effectuent, par conséquent, un mouvement alternatif par rapport aux pièces F du tambour, puisque l'une avance par rapport à l'autre en entraînant l'autre, et *vice versa* ; par contre, les pistons radiaux F sont animés d'une vitesse angulaire uniforme, qui est communiquée à l'arbre C. L'excentrique peut être réglé au moyen d'un volant à main, de sorte que l'on peut obtenir une détente variable et opérer le changement de marche du moteur.

**Moteur James.** — La figure 35 représente un moteur à vapeur compound ; la figure 36 est une coupe de la distribution.

La boîte du cylindre est munie de deux chambres accessoires : l'une contient l'échappement, l'autre l'admission.

Le piston se compose d'un disque sur lequel s'appuie la valve A ; il est muni d'un ressaut C qui ferme la chambre de vapeur ; ce ressaut peut être déplacé sur le piston, par l'addition de rondelles, de façon à régler la distribution.

La valve A est disposée dans l'une des chambres ; elle s'élève ou s'abaisse sous l'action du bloc C et par suite du piston ; sa course est limitée et elle n'appuie pas constamment sur le disque, sans que pour cela la vapeur cesse d'agir.

La valve A est percée d'un conduit qui s'ouvre d'un côté dans la chambre de vapeur, de l'autre dans le cylindre.

Quand la valve est dans la position de la figure 36 il y a admission de vapeur. Pour éviter les chocs de la valve contre ses parois, elle est munie d'un dash-pot *B*.

Pour produire la détente, on emploie une valve rotative commandée par l'axe du piston.

En employant deux cylindres ou même plus, on peut

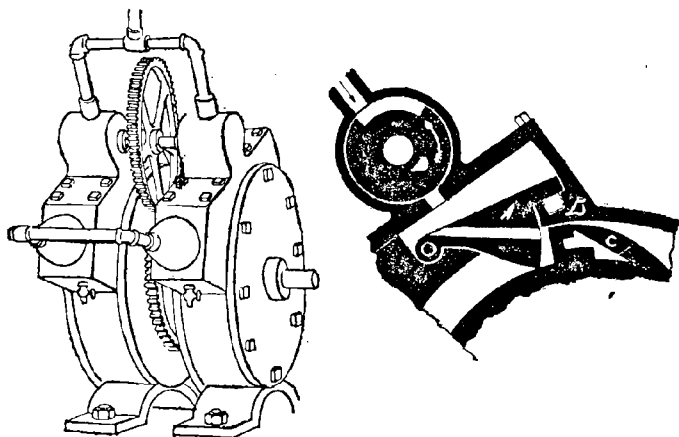


Fig. 35 et 36. — Moteur James.

placer les pistons à  $180^\circ$  et, par conséquent, n'avoir pas de point mort (*fig. 35*).

**Moteur Filtz.** — Certains constructeurs ont combiné des dispositifs susceptibles de fonctionner indistinctement avec le gaz ou avec la vapeur. Quelques légères modifications sont cependant parfois nécessaires. Signalons les moteurs Filtz, Ghersi, Gérard... et diverses turbines à gaz et à vapeur.

Dans le moteur hélicoïdal Filtz, un piston *P* (*fig. 37*) en forme de double *T*, tourne à l'intérieur d'un cylindre fixe *C*. Les deux faces latérales du cylindre ont une forme hélicoïdale, l'une à pas droit, l'autre à pas gauche. Pour limiter l'espace dans lequel agit la vapeur, on a utilisé un artifice employé par un grand nombre d'inventeurs : deux palettes

(fig. 37) peuvent coulisser dans une fente ménagée dans le plateau du piston, aux deux extrémités d'un même diamètre. On conçoit que ces palettes, entraînées par le piston prendront un mouvement alternatif différent : tandis que l'une, par exemple, se trouvera complètement repoussée du côté gauche, l'autre rentrera entièrement à droite et

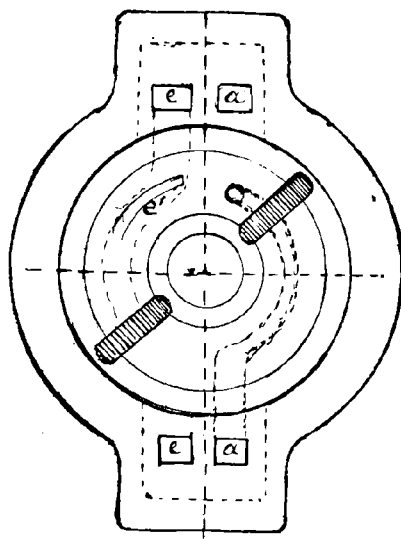


Fig. 37. — Moteur Filtz.

le piston viendra appuyer de ce côté directement sur le fond hélicoïdal du couvercle. L'inverse se produira après une demi-révolution du piston.

Les orifices d'arrivée et de départ de la vapeur sont situés précisément au point où le piston est en contact avec le fond du cylindre. Le canal d'amenée débouche après ce point, le canal d'échappement commence immédiatement avant et affecte une forme allongée. Le fonctionnement du moteur Filtz est le suivant. Considérons la figure 37 : l'espace situé à droite de l'arête centrale du piston est divisé en trois compartiments. Le premier est en communication

avec l'orifice d'admission — la vapeur arrive donc — ; le second est complètement clos — la vapeur se détend — ; le troisième communique avec l'orifice d'échappement — la vapeur sort. — Les choses se passent d'une manière analogue de l'autre côté du piston. On voit que l'admission se fait, en somme, pendant un demi-tour.

Le moteur Filtz a été construit industriellement. Son inventeur a même eu l'idée ingénieuse d'accoupler deux machines semblables de dimensions différentes, de manière à former un moteur compound, la seconde machine recevant la vapeur de la première. Les consommations obtenues sont réellement remarquables : 22 à 25 kilogrammes de vapeur par cheval-heure au frein simple et 13,2 kgs. pour le moteur compound, ce qui correspond à 9 kilogrammes seulement pour la marche à condensation.

On trouvera plus loin (moteurs rotatifs à gaz) la description d'une machine rotative Filtz à pétrole.

**Moteur Gheri.** — Le moteur rotatif Gheri, combiné pour pouvoir fonctionner soit à la vapeur soit au gaz, appartient au type de machines comprenant deux ou trois chambres identiques à phases alternantes. La figure 41 représente l'un des cylindres. La vapeur arrive dans la chambre D par le tube V. Au centre du tambour T, tourne une roue pleine A, fixée sur l'arbre moteur B, remplissant le centre du tambour et venant passer très près de la rampe E formée par une partie de la circonférence intérieure.

La roue A et l'arbre B portent une entaille les traversant par l'axe dans toute leur épaisseur et donnant passage à une clavette-piston C, plus étroite que la roue A, mais s'ajustant très exactement aux parois de la chambre D. Cette clavette peut se mouvoir librement dans sa rainure et prendre un mouvement alternatif; ses angles sont légèrement arrondis aux deux extrémités de manière à permettre un bon contact avec la face interne du tambour, dans toutes les positions. La longueur est égale au diamètre de la roue



pleine A, augmenté de la différence existant entre les diamètres du tambour T et de la roue A, de sorte que, pendant la rotation de la roue A, la clavette-piston obture constamment l'un des côtés de la chambre annulaire en restant appliquée par ses deux extrémités d'une part sur le tambour T, et d'autre part sur la rampe E.

Le fonctionnement du moteur est des plus simples : Le fluide (vapeur, gaz comprimés) arrive par le tube d'amenée V. A ce moment, la clavette mobile est un peu à gauche de l'orifice de ce tube : la vapeur remplit la chambre annu-

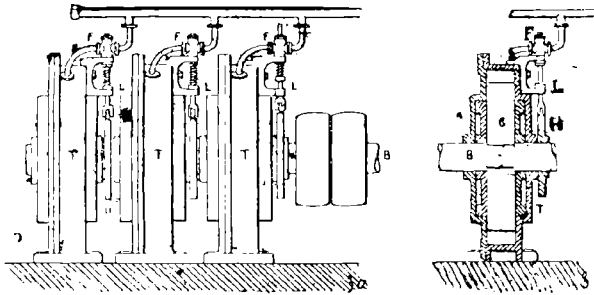


Fig. 38 et 39. — Moteur Ghersi.

laire en chassant la palette-piston jusqu'à ce que l'ouverture de sortie S soit démasquée. La roue continuant sa rotation, c'est l'autre extrémité de la clavette qui passe devant l'orifice V. Lorsqu'elle a franchi cette ouverture, la vapeur envahit la chambre D comme précédemment. Pour obtenir le changement de marche, on a pratiqué dans le tambour deux ouvertures identiques aux précédentes. En N se trouve l'arrivée de la vapeur, en H, la sortie. On voit que dans la position représentée par la figure 41, la vapeur arrivant par N, pousse la palette vers la gauche, remplit la chambre D et vient s'échapper par le canal H.

Le distributeur est monté sur l'arbre de la machine : l'arbre B entraîne la came H qui, au moyen d'une clavette soulève la tige L. Cette dernière commande à son tour la

soupage F. Le mécanisme de la came est combiné de manière à permettre de régler la détente à volonté.

Comme on l'a dit, il y a 3 tambours accouplés, ce qui permet d'éviter les points morts. La figure 38 représente l'ensemble des trois tambours T, montés sur le même axe B.

Nous arrêtons ici cette revue des principaux dispositifs

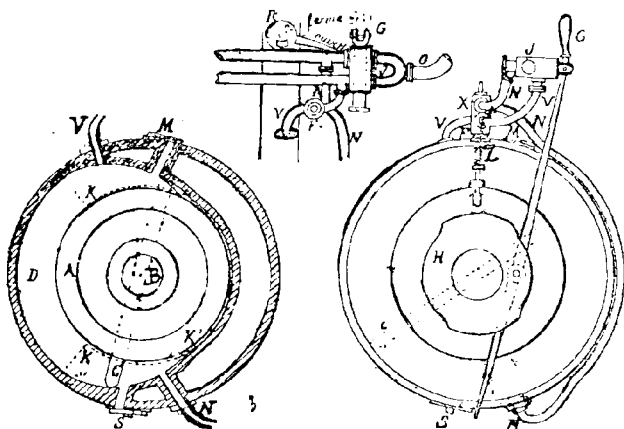


Fig. 40, 41 et 42. — Moteur Gherzi.

de moteurs rotatifs à vapeur. Nous avons donné un certain nombre des descriptions d'après le *Dingler's Polytechnisches Journal*, traduit par la *Revue des Inventions nouvelles*. On trouvera quelques autres variantes dans l'exposé des brevets. La question a d'ailleurs perdu beaucoup d'intérêt depuis que la turbine à vapeur est devenu un outil industriel de premier ordre.

## CHAPITRE II

—

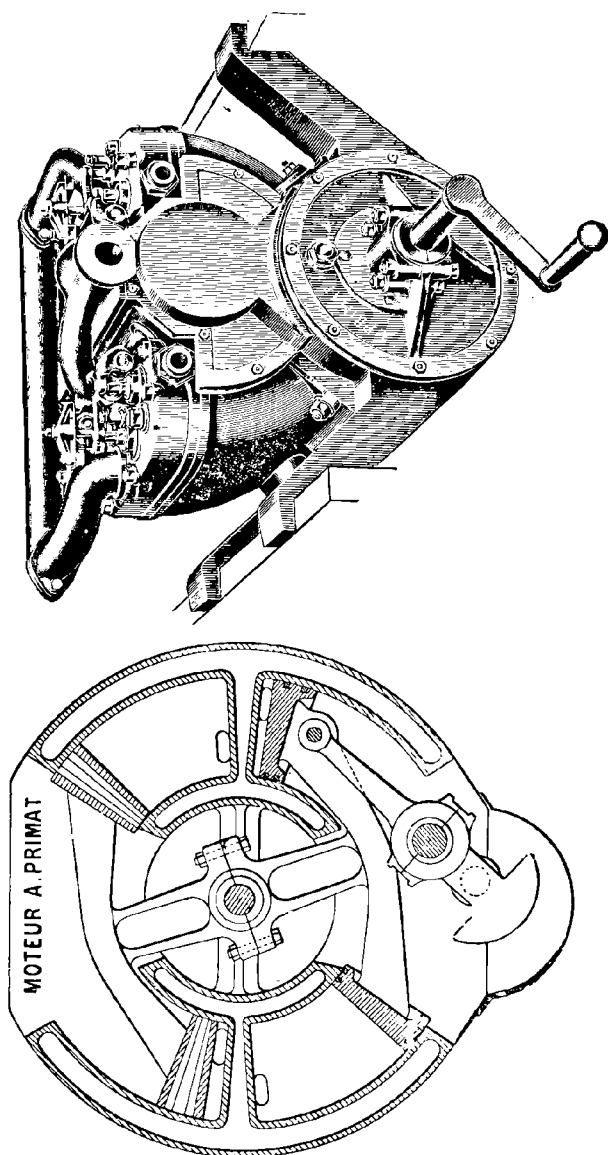
### MOTEURS ROTATIFS A PÉTROLE

Plus encore que pour la vapeur, il semble que l'on aurait avantage à substituer le mouvement circulaire au mouvement alternatif dans les moteurs à explosion. On atténuerait ainsi dans une large mesure la violence du choc résultant de l'inflammation du mélange détonant. Malheureusement, d'autres difficultés surgissent et non des moindres. Contenons-nous d'indiquer celles résultant de la très haute température des produits de la combustion (plus de 1 000 degrés au lieu de 200° environ dans le cas de la vapeur) et surtout celles provenant de la nécessité d'une compression préalable du mélange gazeux.

Un certain nombre de chercheurs ont cependant tenté de résoudre le problème. Nous allons passer en revue leurs principaux projets en commençant par les combinaisons mixtes ayant conservé le piston alternatif comme organe principal.

**Moteur alterno-rotatif de Primat.** — Ce moteur est basé sur un principe nouveau. Les quatre cylindres sont groupés dans un tore de révolution ; les pistons de ces quatre cylindres sont reliés ensemble par un dispositif spécial et fonctionnent l'un après l'autre (*fig. 43*).

Ce dispositif étant actionné par une seule bielle et un seul coude d'arbre moteur, on comprend facilement les nombreux avantages résultant de la forme du moteur et des disposi-



Coupe

Fig. 43. — Moteur altemo-rotatif Primat, 4 cylindres

Elevation

tions particulières de sa construction : réduction d'encombrement et simplicité de mécanisme.

Ce moteur peut recevoir de nombreuses applications et fonctionner à l'essence, à l'alcool, au pétrole lampant, à la vapeur, au gaz, etc. Il se construit suivant plusieurs types :

Moteur pour voiture, fonctionnant à l'essence de pétrole avec un régime moyen de 1 000 tours ;

Moteur pour l'industrie, fonctionnant au pétrole lampant,

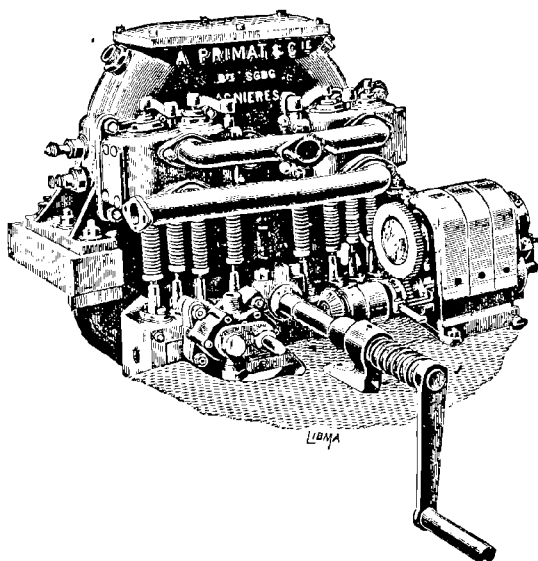


Fig. 44. — Moteur Primat, 8 cylindres, avec allumage par magnéto. au moyen d'un gazéificateur spécial et avec un régime très lent de 200 à 300 tours.

Moteur pour la navigation, spécialement étudié pour canots. Il présente les avantages suivants :

- 1° Mise en marche automatique ;
- 2° Renversement de marche ;
- 3° Marche en force réduite ;
- 4° Graissage intérieur sous pression.

Ce type fonctionne au pétrole lampant ou à l'essence.

Le moteur a l'avantage, à force égale, de tenir beaucoup moins de place que les autres moteurs et d'être plus léger tout en étant construit très solidement; dans les grandes forces, son poids ne dépasse pas deux kilos par HP. Ces trois types se font de 10 à 400 HP.

A partir d'une certaine force, le moteur est construit à huit cylindres, c'est-à-dire deux tores dans deux plans parallèles, et fondu d'une seule pièce; il y a alors deux bielles et deux coudes à l'arbre moteur. L'équilibrage du moteur est parfait. La figure 44 représente un moteur Primat complet avec allumage par magnéto.

**Moteur rotatif Burlat Frères.** — Ce moteur, véritablement simple, est curieux par le mouvement qui se produit aux points d'attaque du vilebrequin par les bielles. Les bielles sont rigides, reliées à leurs deux bouts à deux pistons dans lesquels elles n'ont aucune articulation, et cependant elles actionnent toutes les deux un rompu ou vilebrequin tournant à grande vitesse.

Les cylindres assemblés par leurs bases près du centre du moteur sont montés deux par deux dans le prolongement l'un de l'autre (une seule bielle servant pour deux pistons); ils sont placés en forme de croix, soit formant un angle de 90° entre eux, mais non situés dans le même plan.

L'arbre fait un tour complet pendant la détente d'une explosion, mais il ne fait toujours qu'un demi-tour sur les tourillons de bielles, car celles-ci font l'autre demi-tour avec la masse des cylindres; il n'y a par conséquent pas de frottement supplémentaire à l'arbre.

Pendant la marche du moteur, les pistons tournent comme un second volant excentré par rapport à la masse et s'équilibrent entre eux. Ainsi dans un moteur dont les pistons ont 120 millimètres de course, si l'on prend un point quelconque d'un piston et que l'on trace la courbe décrite par ce point pendant une révolution complète du moteur, on obtient une ellipse ou plus précisément une ovoïde régulière s'écartant

de la circonférence de 12 millimètres au maximum. Le mouvement alternatif des pistons est donc transformé en mouvement circulaire.

Le refroidissement se fait naturellement par suite de la grande circulation d'air moteur des cylindres, d'où suppression des radiateurs, de la pompe et des tuyautages.

**Moteur rotatif Filtz.** — Cette machine est analogue aux précédentes. Le moteur tourne autour de l'arbre qui est fixe, de sorte que les cylindres placés comme les rayons d'une roue sont fixés à une jante qui réunit les quatre cylindres.

Ce moteur peut se construire avec un nombre quelconque de cylindres C solidaires les uns des autres et réunis par une boîte centrale B formant carter sur laquelle ils sont montés. (*fig. 43 et 46*).

La boîte B et le cylindre C forment un volant rigide et indéformable.

Dans chaque cylindre C est logé un piston P muni d'une bielle E, dont la tête est articulée sur une manivelle M. L'axe de cette manivelle est monté sur la boîte B et porte un pignon D. Les cylindres C sont de ce fait entraînés dans un mouvement de rotation continu autour de l'axe A, de telle sorte que si l'on fixe ou fait venir de fonte, comme l'indique la figure, soit une poulie, soit une couronne dentée ou tout autre système de transmission, on pourra commander directement l'arbre des roues d'une voiture ou l'hélice d'un bateau, etc.

D'autre part, ce moteur comporte un axe fixe A, portant, clavetée sur lui, une roue d'engrenage également fixe R. Les pignons D sont engrenés avec la roue R. Il résulte de cette disposition simple que lorsque le moteur fonctionne, les pistons P animés d'un mouvement de va-et-vient font, au moyen des manivelles M, tourner les pignons D qui roulent alors sur la périphérie de la roue fixe R et forment satellites.

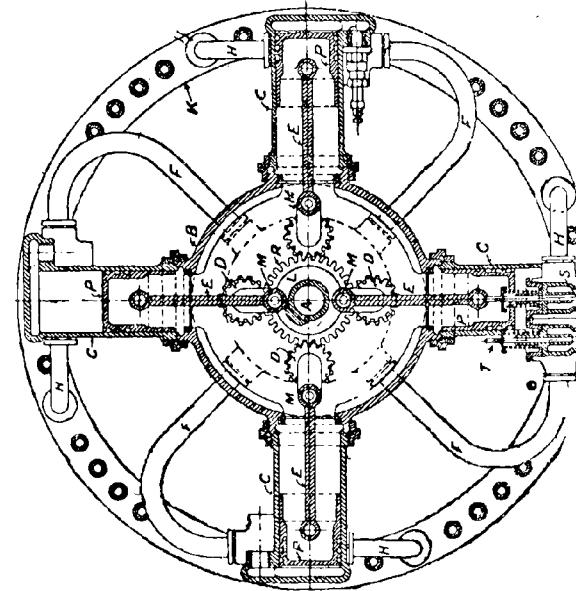
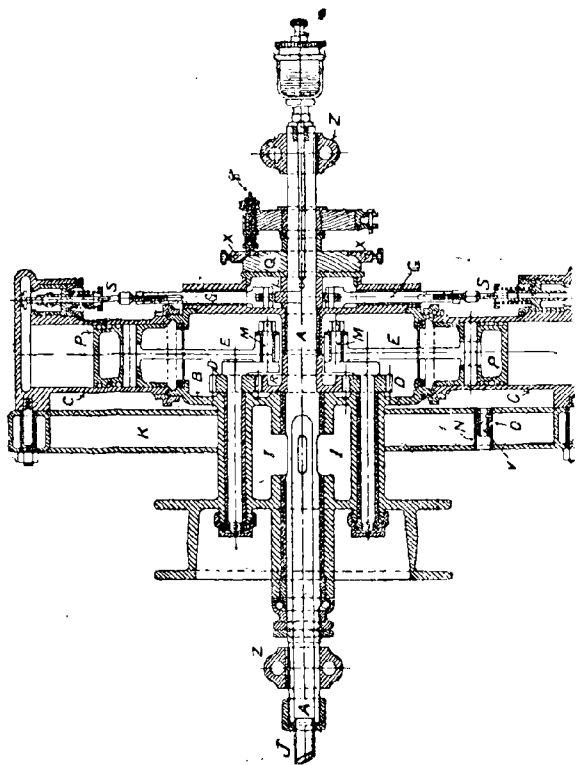


Fig. 45 et 46. — Moteur Filtz.



Lorsque les cylindres de ce moteur sont en nombre pair comme dans l'exemple représenté par le dessin, il est préférable de faire agir ensemble les deux pistons opposés, qui, recevant alors l'impulsion en même temps, se rapprochent du centre et s'en éloignent simultanément.

L'admission se fait par la partie inférieure de l'arbre A et par la boîte I en communication avec les tuyaux F et les soupapes T provenant du carburateur pour transmettre le mélange explosif aux cylindres par le tuyau J.

En ce qui concerne le mécanisme d'échappement des gaz brûlés, il peut être quelconque, c'est-à-dire qu'il peut se faire simultanément de deux cylindres opposés l'un à l'autre, ou de chaque cylindre l'un après l'autre, comme le montre la figure ci-contre.

Il y a quatre explosions par tour, l'une après l'autre ; il n'y a, par ce fait, qu'une came L fixée sur l'arbre A sur laquelle viennent buter pendant la rotation les tiges G armées de galet ; ces tiges repoussées au moment voulu par la came L font ouvrir successivement les soupapes d'échappement S.

Les gaz brûlés sortent par les tuyaux H dans la couronne K entièrement évidée pour permettre à ces gaz de se détendre librement. Dans cette couronne, sont sertis des tubes N aux deux extrémités.

Dans ces tubes N sont percés des trous O en communication avec l'intérieur de la couronne K.

Dans l'intérieur de chaque tube N se trouve un tube plongeur V serti dans la partie supérieure laissant un espace suffisant pour l'évacuation des gaz. La couronne K, tout en servant d'échappement, sert également de jante aux cylindres et de volant au moteur ; le tout devient une roue ou poulie indéformable et empêche toute rupture qui pourrait se produire par la force centrifuge.

L'allumage se fait électriquement ; sur la boîte B est fixée une rondelle en fibre de bois Q isolant le moteur ; sur cette

rondelle sont installés quatre secteurs en cuivre interrompus X, qui tournent avec le moteur.

Sur l'arbre fixe A est montée une rondelle également isolée du moteur sur laquelle est fixée une touche Y, appuyée par un ressort de faible puissance pour assurer le contact avec les secteurs X. Cette rondelle, quoique fixe, avec l'arbre A, peut se déplacer pour permettre l'avance ou le retard à l'allumage.

L'énergie électrique est produite comme de coutume par piles ou accumulateurs et bobine d'induction. Le carburateur est du type Phénix, c'est-à-dire à niveau constant.

Il est bon d'observer que ce moteur tournant très rapidement (800 tours) ne doit pas chauffer. Le refroidissement est d'ailleurs assuré par de grandes ailettes dont les cylindres sont munis.

**Moteur alerno-rotatif Adams-Farwell.** — Diverses applications du moteur alerno-rotatif ont été faites en automobilisme. Signalons par exemple, la voiture Adams Farwell.

Le moteur est à essence. Son axe central est fixe ; les parties tournantes sont le carter et les trois cylindres. Ces derniers sont disposés radialement autour de l'axe, chacun d'eux est formé d'une seule pièce coudée avec, à une extrémité, des rebords cylindriques fixés entre eux par des boulons ; le carter est ensuite fermé par deux plaques d'acier coulé : le fond et le couvercle.

Les tiges de piston en bronze coulé sont assemblées avec un manchon unique tournant sur l'arbre fixe. Une seule came centrale actionne les deux soupapes (échappement et admission) de chaque moteur. Le moteur est à axe vertical et placé sous le siège arrière de la voiture ; il donne son mouvement au changement de vitesse par l'intermédiaire des pignons d'angle et l'entraînement des arbres des roues de la voiture est fait par une chaîne. Les gaz d'échappement sortent directement du cylindre et sont enlevés par le cou-

rant d'air produit par la rotation. Le carburateur n'a pas de flotteur, mais travaille à niveau constant à l'aide d'un vase à trop plein, couvert en cristal pour que l'on puisse se rendre compte de la hauteur d'essence et déceler la présence d'eau s'il y en a.

Le changement de vitesse du moteur est produit par une came centrale et agissant sur les soupapes d'admission. Par ce procédé de réglage on diminue nécessairement le rendement théorique du moteur en chassant des gaz non utilisés : mais ici, cette disposition donne pratiquement une meilleure utilisation du mélange.

L'allumage se fait par rupture ; un régulateur centrifuge avance automatiquement le moment du contact proportionnellement à la vitesse, et la durée du contact varie depuis  $\frac{1}{36}$  de tour à basse vitesse jusqu'à  $\frac{1}{12}$  à grande vitesse (900 tours). Ce contact se produit grâce à un distributeur, en face duquel se déplacent trois pièces de cuivre, chacune d'elles étant reliée électriquement à une des bornes d'un cylindre ; les pièces de cuivre ne frottent jamais, l'étincelle de haute tension jaillit simplement entre elles.

Le graissage du moteur se fait automatiquement par une pompe multiple qui distribue par quatre tubes à huile.

L'huile est conservée sur la voiture à l'abri du froid.

Le moteur est supporté par un socle en bronze coulé qui est boulonné sur le châssis de la voiture.

**Moteur Auriol.** — Le moteur Auriol est du même type que le précédent : il s'en distingue par l'artifice utilisé pour transformer le mouvement alternatif rectiligne des pistons en un mouvement circulaire continu.

Le cylindre à ailettes est solidement fixé par des brides à l'arbre moteur qui tourne dans de longues douilles assujetties aux paliers de la machine. Chacune de ces douilles porte deux excentriques, venus de fonte avec elle, dont les colliers sont attelés avec les arbres oscillants qui portent les pistons.

Les excentriques d'une paire font un angle de  $180^\circ$  avec les excentriques de l'autre paire (fig. 47 à 50).

Pour équilibrer le moteur et amortir le choc produit par les explosions, le cylindre renferme deux pistons, se mou-

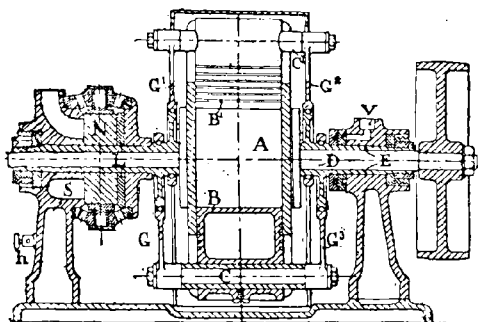


Fig. 47. — Moteur Auriol  
(Coupe)

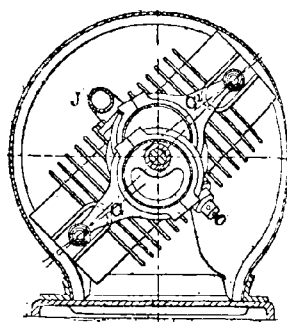


Fig. 48. — Moteur Auriol  
(coupe transversale)

vant en sens inverse, entre lesquels se produit l'explosion. Ces pistons agissent sur les excentriques fixes dans une direction oblique par rapport à l'axe longitudinal du cylindre. Aussi ce dernier est-il entraîné dans un mouvement de rotation qu'il communique à l'arbre transversal. On conçoit

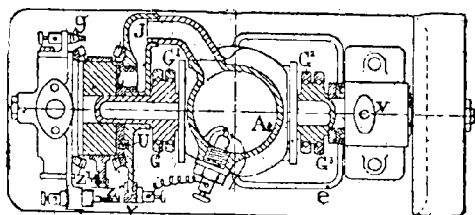


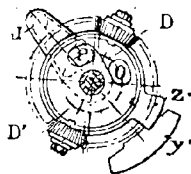
Fig. 49. — Moteur Auriol (plan)

que les pistons se trouvant toujours à une égale distance de l'arbre transversal et conservant des positions symétriques, l'équilibrage du moteur soit réalisé d'une manière satisfaisante.

Grâce à la rotation du cylindre à ailettes, le refroidissement s'accomplit automatiquement; mais on comprend

que l'on ne puisse songer à appliquer ce système aux puissances élevées, l'emploi de culasses ou de cylindres à eau produisant une complication insurmontable.

La distribution s'effectue à l'aide d'un mécanisme placé autour de l'un des tourillons tubulaires. Sur la face dressée du palier tourne autour de son manchon un disque D percé de deux orifices placés à 90°, contre lequel s'appuie sous l'action de petits ressorts intérieurs, un second disque D' portant une tubulure, et participant au mouvement du cylindre. Mais D ne tourne pas à la même vitesse que D'. A cet effet, une roue conique fixe est montée sur le palier de distribution, tandis qu'une roue semblable faisant face à la précédente est calée sur le plateau solidaire du cylindre. Dans ces roues engrenent deux pignons fous, tourillonnés verticalement sur le dis-



que D, le dispositif rappelle celui des différentiels ordinaires : il a pour résultat de donner à D un mouvement moitié moins rapide que celui de D'.

Le fonctionnement du distributeur est le suivant : au début d'une course, l'un des orifices du disque D, se trouve en face de la tubulure du disque D', l'air carburé peut ainsi être aspiré dans le cylindre.

Lorsque la tubulure a fait une demi-révolution, l'orifice n'a avancé que d'un quart de tour : il n'est plus découvert. La tubulure tourne alors (pendant 180°) devant une partie pleine du disque D et la compression du mélange explosif s'effectue dans le cylindre. A ce moment jaillit l'étincelle : les pistons s'écartent en agissant sur les excentriques. La tubulure tourne pour la troisième fois à 180° et vient découvrir le second orifice (du disque D) qui est alors en face de la conduite d'échappement. A la fin du quatrième parcours, la tubulure revient à sa position primitive pour recommencer le même cycle.

D'après les constructeurs (MM. Armand et Marot), le moteur alerno-rotatif Auriol peut marcher indistinctement avec de la vapeur ou des gaz combustibles. Les avantages de ce système sont sa simplicité : pas de bielles, de manivelles, de soupapes, pas de ventilateur ni de volant. Les masses en mouvement font l'effet de volant et assurent le refroidissement du cylindre. Il semble toutefois que le distributeur soit assez délicat et que le réglage ne soit pas facile. D'autre part, grâce au dispositif des pistons se mouvant en sens inverse, le moteur marche sans bruit et sans trépidations.

**Moteur Chaudun.** — Dans le moteur Chaudun, on a supprimé les pistons ordinaires. Ils sont remplacés par des portions de disques tournants.

Deux cylindres égaux et parallèles se coupant de façon à

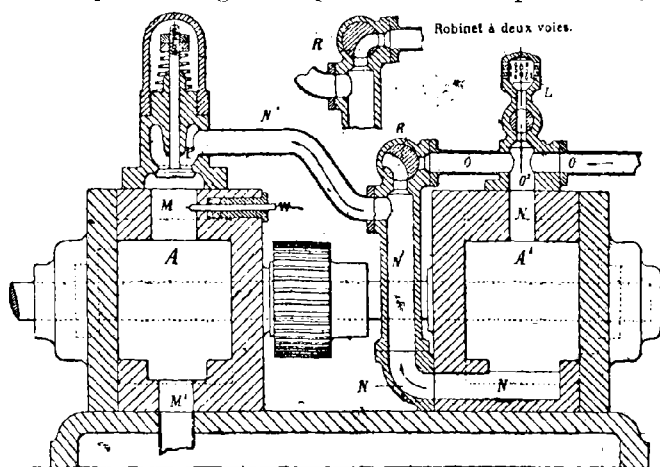


Fig. 51. — Moteur Chaudun (coupe longitudinale)

présenter une section oblongue, forment le moteur proprement dit A, et deux autres disposés de la même manière, constituent une pompe A' pour la formation et la compression du mélange explosif (fig. 51).

Chaque groupe contient deux secteurs ou pistons F G (fig. 52) et F' G' (fig. 53), calés par paires sur les arbres D et E,

communs aux appareils A et A' et reliés entre eux par des pignons droits égaux. F est toujours diamétralement opposé à F' et G à G'; en tournant, ces pistons prennent contact tantôt avec les parois de leurs cylindres et tantôt avec des manchons fixes qui entourent les arbres D et E (fig. 52).

Le mélange explosif formé par la pompe A est comprimé à une pression suffisante pour déterminer l'ouverture de la soupape P, malgré la résistance de son ressort et s'introduire dans la chambre d'explosion où il est enflammé électriquement.

Dans la figure 52, l'action motrice se produit dans le haut du cylindre B, sur le secteur F dont le bas communique avec l'échappement M', en même temps que le cylindre C. La chambre motrice considérée augmente progressivement de volume; au bout d'un demi-tour, elle est presque à son maximum, tandis que la chambre du cylindre C, d'abord unique, s'est dédoublée en un compartiment supérieur où le secteur G va devenir moteur et en un compartiment inférieur encore ouvert à l'échappement. Il se produit donc deux explosions par tour.

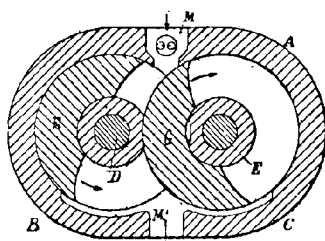


Fig. 52. — Moteur Chaudun  
(coupe transversale)

A la pompe A' est joint un tuyau O venant d'un carburateur et réunie à une prise d'air pur L, réglée au moyen d'un robinet.

Dans la figure 53, le cylindre B' est rempli d'air carburé que vient d'aspirer par le canal N le secteur F'; le haut du cylindre C' commence une semblable aspiration et, en bas, le mélange qui y a été précédemment admis, est refoulé à travers l'ouverture N et la canalisation N'. Ce mélange est ainsi comprimé au-dessus de la soupape P, jusqu'au moment où le secteur G' ferme la communication de cette ouverture avec le cylindre C'. En même temps, le piston F' vient dé-

masquer cette dernière et y refouler à son tour; vers la fin de la compression due à ce secteur, il recommence à aspirer tandis que le cylindre  $C'$  est plein d'air carburé.

Sur la tuyauterie  $N'$  est disposé un robinet à deux voies  $R$ , susceptible de la mettre directement en communication avec la conduite d'air carburé  $O$ , afin de pouvoir, à la mise en train du moteur, supprimer la compression du mélange.

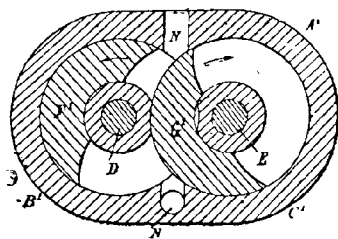


Fig. 53. — Moteur Chaudun  
(coupe de la pompe)

Lorsque ce robinet occupe la position de la figure, les pistons  $F$  et  $G$  aspirent directement dans le carburateur la charge explosive qui accomplit, en même temps, dans la pompe  $A'$ , un cycle favorisant le mélange de ses éléments.

En somme, le groupe  $A B$  représente le moteur proprement dit, donnant une explosion par tour grâce à la compression préalable réalisée par le groupe  $A' B'$ , tous les mouvements étant conjugués.

Ce moteur figurait à l'une des expositions d'automobiles. Malheureusement, les règlements interdisaient le fonctionnement des moteurs à essence de pétrole. On n'a donc pu se rendre compte de son fonctionnement. Il ne semble pas d'ailleurs qu'il ait été assez satisfaisant, puisque l'exploitation industrielle n'en a pas été entreprise.

**Moteur André Beetz.** — Ce moteur se compose d'une boîte fixe dans laquelle se produit la rotation d'une pièce calée sur l'arbre. C'est un tore creux faisant office de cylindre. Dans ce tore tourne un disque qui forme, comme dans la plupart des types analogues, une chambre annulaire où travaillent les gaz. Il porte deux surfaces tronconiques suivant le profil intérieur du tore et une face courbe médiane opposée à celle du tore fixe. La face médiane est en contact avec deux tiroirs obturateurs qui ne se retirent



que pour livrer passage à deux dentures faisant corps avec le disque intérieur ; elles ferment la section annulaire et jouent le rôle de pistons.

Le fonctionnement est le suivant :

Deux impulsions par tour. Le cylindre dans lequel travaille le piston est en AB (*fig. 54 et 55*) ; les saillies diamétralement opposées, à joints étanches, représentent les

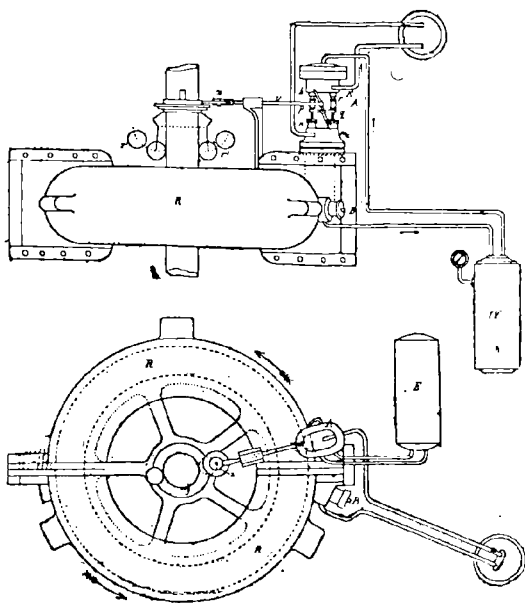


Fig. 54 et 55. — Moteur rotatif Beetz.

deux palettes dont le cylindre est pourvu suivant un même diamètre.

La charge, préalablement comprimée par le moteur est admise dans le cylindre A et allumée ; les produits brûlés s'échappent par une lumière.

Au passage de la palette, le piston comprime l'air qui a été aspiré et le refoule dans un réservoir intermédiaire par

la soupape B. Ce dernier communique avec la partie supérieure de la boîte des soupapes K, dont la dernière est reliée par un tuyau avec la soupape *m*, tandis qu'entre K et *n* est interposée une tuyauterie.

---

## DEUXIÈME PARTIE



### LES TURBINES A VAPEUR



## CHAPITRE PREMIER

---

### CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES

La turbine à vapeur est plus ancienne qu'on pourrait le croire de prime abord. L'éolipyle dont il a déjà été question, était, en effet, une véritable turbine à simple action.

Branca (1623), Kircher (1642) perfectionnèrent l'éolipyle et réussirent à faire tourner des roues horizontales en faisant frapper leurs aubes par un jet de vapeur. James Watt a fait breveter une turbine dans laquelle la vapeur forçait l'eau à sortir d'un récipient en le faisant tourner. En 1823 Samuel Brown proposa un dispositif analogue dans lequel la vapeur agissait sur l'eau pour faire tourner une roue susceptible d'entraîner un mécanisme. En 1848, Robert Wilson obtint des lettres patentes pour une machine rotative, dans laquelle la vapeur passe du centre à la périphérie en traversant plusieurs circonférences d'aubes, celles de rang impair (1. 3. 5. 7...) étant mobiles, celles de rang pair (2. 4. 6...) étant fixes et pouvant tourner en sens inverse des premières.

Tournaire développa clairement, dès 1853, quelques-unes des conditions que doit remplir une turbine à vapeur. C'est à Parsons et de Laval que l'on doit les premières réalisations industrielles.

En 1883, *de Laval* emploie le premier une turbine à vapeur pour actionner des centrifuges.

En 1884, *Ch. A. Parsons* construit sa première turbine

axiale, puis en 1890 ses turbines à injection radiale qu'il abandonnera pour revenir à celles du premier type.

Si nous considérons une machine à vapeur ordinaire à un ou plusieurs cylindres, nous voyons que le mécanisme est disposé de manière à ne pas laisser prendre au piston et, par suite, à la vapeur, une vitesse notable. On oppose toujours à l'expansion du fluide une résistance égale à sa propre pression. On tend, en effet, à réaliser un cycle réversible d'opérations, en utilisant la *pression* de la vapeur; le rendement est donné, à la limite, par celui du cycle de Carnot :

$$\frac{T_1 - T_0}{T_1}.$$

Dans la pratique, on n'obtient que le tiers ou le quart du rendement théorique, qui est lui-même peu élevé (25 à 30%). La raison en est que les machines ne réalisent pas le cycle théorique de Carnot, mais un cycle dit pratique qui en diffère notablement : on n'utilise pas, en effet, toute la détente, de la vapeur et on ne la ramène pas graduellement, à la fin de l'opération, à la pression initiale de la chaudière par une compression adiabatique. De plus, les transformations successives ayant lieu dans un même récipient — le cylindre — il se produit des pertes par condensation de la vapeur, rayonnement, etc. Notons enfin, que le mouvement obtenu étant alternatif, il est nécessaire, pour rendre sa transmission possible, de le transformer en mouvement rotatif.

Il est donc pas étonnant que l'on ait songé à utiliser la vapeur d'une autre manière. C'est ainsi que l'on a tenté de substituer le moteur rotatif au piston alternatif : la vapeur continue à arriver *en pression* et la détente s'opère progressivement dans le moteur même ; ou bien, au contraire, au lieu de faire agir la pression de la vapeur, on a réussi à utiliser la *vitesse* : on laisse la vapeur se détendre d'elle-même, en prenant la vitesse déterminée par les pressions

des deux milieux où l'on opère. L'énergie cinétique produite agit sur un mécanisme semblable à celui des turbines à eau en communiquant à celui-ci sa quantité de mouvement.

Ces deux solutions du problème représentent les deux grandes classes de moteurs rotatifs. Parsons utilise la *pression*, de Laval la *force vive* seule de la vapeur.

Ceci étant admis, nous pouvons diviser les turbines à vapeur actuelles en deux catégories :

1° Les *turbines à action*, dans lesquelles la vapeur est complètement détendue dans des orifices spéciaux où elle acquiert sa pleine vitesse avant de pénétrer dans la turbine proprement dite. A cette classe appartiennent les turbines de Laval, Rateau, Riedler-Stumpf, etc.

2° Les *turbines à réaction*, dans lesquelles la production et l'absorption d'énergie cinétique se font simultanément, la vitesse de la vapeur n'atteignant jamais une valeur aussi élevée que dans le premier cas. La seule turbine de cette catégorie est la turbine Parsons.

Il existe enfin des turbines, comme la turbine Curtis, qui réalisent la synthèse des deux types précédents.

Les turbines à action peuvent elles-mêmes être divisées en turbines à *simple action*, telles que celles de Laval ou Riedler-Stumpf, et les turbines à *action étagée*.

Dans le premier cas, la vapeur à haute pression arrive entièrement détendue sur les aubes de la roue réceptrice. Cette détente s'effectue dans le trajet de la valve d'introduction à l'orifice du tube distributeur de vapeur. Dans ce trajet, elle a acquis une force vive, due à sa propre détente, et qui est précisément égale au travail qu'elle aurait fourni en se détendant graduellement derrière un piston. Cette force vive est alors directement transmise aux aubes de la roue, comme celle de l'eau dans une turbine hydraulique. La vapeur « pousse » pour ainsi dire l'aubage mobile.

Dans le second cas, la chute de pression de la vapeur ne se fait pas d'une seule fois, mais s'opère graduellement, en

passant par une série de distributeurs fixes et de roues turbines, placées en cascades. Comme pour les machines à expansion multiple, il est alors nécessaire d'ajuster avec précision les organes en mouvement, pour éviter toute perte de vapeur.

On vient de le dire, la turbine à vapeur dérive de la turbine hydraulique; le problème n'est pas toutefois complètement le même dans les deux cas. La différence principale provient de la nature des fluides moteurs. La vapeur, en effet, est légère et élastique, l'eau est lourde et incompressible. Leurs vitesses d'écoulement, pour une même pression sont les suivantes :

Sous une pression de 30 mètres, l'eau s'écoule à la vitesse de 24 mètres par seconde, tandis que pour la vapeur, dans les mêmes conditions, cette vitesse est de 500 mètres.

Dans les turbines à *impulsion* ou à *simple action*, la vapeur doit entrer tangentiellement dans l'aubage. Le rendement est maximum quand l'aube se déplace avec une vitesse égale à la moitié de celle de la vapeur, la résultante des deux mouvements permettant alors à l'aube de recevoir la presque totalité de l'énergie contenue dans la vapeur, qui ne perd que l'énergie absorbée par le frottement du fluide sur l'aubage et une petite quantité due à la divergence des lignes de B (*fig. 56*). L'entrée tangentielle du jet de vapeur et la résultante ou angle de décharge ont une très grande importance effective en pratique; aussi a-t-on essayé les formes les plus diverses. On indiquera plus loin quelques-unes de ces variantes.

Dans les turbines à pression, ou à *action étagée*, la trajectoire devient si tortueuse que le poids du fluide n'agit plus que d'une manière statique. Nous pouvons représenter schématiquement les aubes de la turbine à action multiple comme l'indique la figure 57. Si ces aubes étaient fixes, le fluide continuerait à s'écouler en G avec une vitesse considérable, réduite cependant grâce au frottement. Nous pou-



vons supposer que les vannes A et C sont fixes, tandis que les aubes B et D sont mobiles : si la vitesse de ces dernières était égale au quart de celles de la vapeur, la presque totalité de l'énergie serait utilisée et le fluide sortirait tranquille-

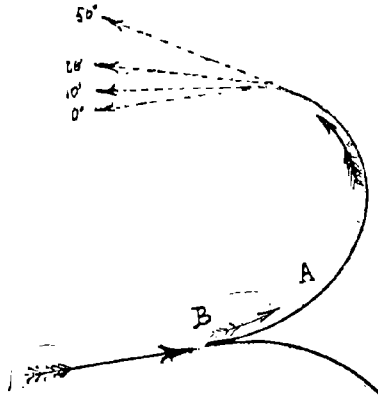


Fig. 56. — Schéma d'une turbine à simple action.

ment. En effet, en F, la vapeur possède encore une vitesse résiduelle qui lui permet d'agir sur D. Il s'ensuit qu'en employant des turbines multiples, on arrive à diminuer considérablement la vitesse de rotation des aubages. Nous

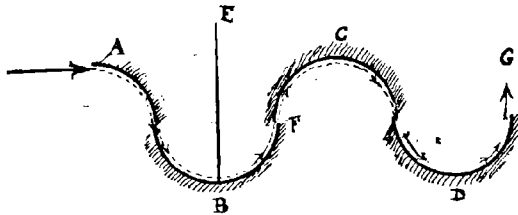


Fig. 57. — Schéma d'une turbine à action multiple.

pourrions également, ainsi que l'ont essayé certains chercheurs, rendre mobiles les aubes A, C, et les aubes B et D. Dans ce cas, l'action étant égale à la réaction, chacune des roues se meut en sens inverse avec la même vitesse. On obtient donc une réduction de 50 %, mais la complication

qui résulte de cette disposition ne compense pas cet unique avantage.

Dans les turbines à eau, on se contente de deux séries d'aubes A et B, les unes fixes, les autres mobiles ; les turbines à vapeur, par contre, en raison de la légèreté et de la mobilité du fluide, possèdent cinq et même dix rangées d'aubes.

*Turbine à pression et vitesses étagées.* — Ce système est celui qu'a adopté Curtis, qui emploie généralement deux ou trois étages de pressions subdivisés chacun en deux (ou trois) étages de vitesses.

L'énergie cinétique développée dans chaque étage de pression est utilisée dans un certain nombre de roues. A noter que la turbine à réaction à éléments multiples est toujours construite à injection totale et avec distributeurs et roues motrices se suivant immédiatement.

Les éléments sont toujours placés en série.

La vapeur sort de la première roue motrice pour pénétrer dans le second distributeur ; elle traverse ce dernier sans augmentation de pression (théoriquement), et ainsi de suite. Dans la turbine à détente fractionnée, la vapeur sortant d'une roue motrice est recueillie dans un nouveau distributeur où elle se détend d'une certaine quantité. L'énergie cinétique ainsi développée est utilisée dans la roue motrice correspondante.

**Comparaison des turbines à action et à réaction.** — On démontre que la turbine à réaction tourne avec une vitesse périphérique égale à 1-4 fois la vitesse d'une turbine à action (dans le cas de machines à un élément). A vitesse périphérique égale, la turbine à action exige moitié moins d'éléments que la turbine à réaction. Les vitesses de la vapeur sont deux fois plus grandes. Quel que soit le type de la turbine, elle comprend toujours deux organes bien distincts : l'appareil distributeur et la roue motrice. Dans les *turbines à réaction* la transformation de pression en vitesse

ou force vive a lieu aussi bien dans les roues motrices que dans les roues distributrices. Il en résulte, par conséquent, une différence de pression entre les deux côtés de la roue motrice, d'où, non seulement une poussée longitudinale, mais aussi une fuite de vapeur inévitable, par le jeu entre les roues motrices et l'enveloppe fixe. Cette fuite nécessite la réduction de ce jeu radial. En outre, la poussée axiale étant trop considérable pour être portée par un simple palier de butée, nécessite l'emploi de pistons compensateurs, participant avec un jeu très faible, au mouvement de rotation.

Dans les *turbines d'action*, par contre, la transformation de pression en force vive se fait seulement dans les roues distributrices et le jet de vapeur qui en sort, tout en cédant sa force vive aux roues motrices, n'y modifie plus sa pression, de sorte que celle-ci est la même des deux côtés de la roue. Il ne se produit donc pas de poussée, les fuites sont supprimées et l'on peut donner aux roues mobiles un jeu radial important.

Enfin, nous pouvons distinguer les turbines d'après la valeur de la pression « au joint ». Dans les turbines à *réaction*, cette pression est supérieure à la pression régnant à la sortie de la roue motrice ; dans les turbines à *action* ou *impulsion*, elle lui est égale. Lorsque le fluide ne remplit pas complètement les canaux de l'aubage, la turbine à action est dite à *libre déviation*.

---

## CHAPITRE II

### THÉORIE DE LA TURBINE A VAPEUR

La théorie de la turbine de Laval s'établit de la même manière que celle de la turbine d'Euler à libre déviation, au moins en ce qui concerne le récepteur. Dans la détermination des distributeurs, il faut faire entrer en ligne de compte les propriétés spéciales des fluides élastiques.

Aussi l'étude de l'écoulement de la vapeur à travers les ajutages a-t-elle pris une importance considérable. Nous allons en dire quelques mots.

**Écoulement des fluides à travers les ajutages. Théorie élémentaire. Formule de Saint-Venant.** — Si le gaz s'écoule

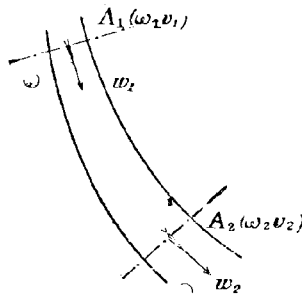


Fig. 58

dans un canal sans frottement (*fig.* 58), les pressions initiale et finale étant respectivement  $\omega_1$  et  $\omega_2$ , et les vitesses

$w_1$  et  $w_2$ , l'écoulement adiabatique est régi par la formule de Saint-Venant :

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = \int_{\omega_2}^{\omega_1} v d\omega = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \omega_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]$$

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} (\omega_1 v_1 - \omega_2 v_2).$$

Ces formules s'appliquent aussi bien aux gaz qu'à la vapeur ; nous étudierons donc simultanément la turbine à gaz et la turbine à vapeur.

On sait d'ailleurs que les équations générales de l'hydrodynamique dans lesquelles on considère  $\rho$  comme variable ( $\rho =$  densité), sont applicables aux gaz sans modification.

Dans le cas de la vitesse d'un gaz s'écoulant d'un réservoir à travers une tuyère, si l'on admet que la vitesse  $w_1$  soit négligeable, on aura, en un point quelconque de la tuyère correspondant à la pression  $p_x$ , une vitesse  $w_x$  donnée par :

$$w_x = \sqrt{2g \frac{\gamma}{\gamma - 1} \omega_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{\omega_x}{\omega_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]}$$

et comme :

$$v_x = v_1 \left( \frac{\omega_1}{\omega_x} \right)^{\frac{1}{\gamma}}.$$

on a :

$$\Pi = \frac{s_x w_x}{v_x} = s_x \sqrt{\frac{2g\gamma}{\gamma - 1} \frac{\omega_1}{v_1} \left[ \left( \frac{\omega_x}{\omega_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{\omega_x}{\omega_1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right]}.$$

On trouve aisément que le minimum de  $s_x$  (ou de  $\frac{v_x}{w_x}$ ) correspond à une pression  $\omega_m$  donnée par :

$$\frac{\omega_m}{\omega_1} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$w_m = \sqrt{2g \frac{\gamma}{\gamma + 1} \omega_1 v_1}$$

$$\Pi = s_m \sqrt{2g \frac{\gamma}{\gamma + 1} \left( \frac{\omega_m}{\omega_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left( \frac{\omega_1}{v_1} \right)}$$

Pour l'air on a  $\gamma = 1,4$ , et par suite :

$$w_m = \left( \frac{1}{2,4} \right)^{3,5}$$

d'où :

$$\omega_m = 0,529 \omega_1.$$

On démontre que  $p_m$  ne peut descendre au-dessous de ce chiffre et que  $w_m$  ne peut par suite dépasser la vitesse du son.

Pour détendre l'air sans perte d'énergie jusqu'à la pression de l'atmosphère ou, d'une manière plus générale, jusqu'à une pression donnée  $p_2$ , il faut donc employer :

si l'on a :  $\omega_2 > 0,529 \omega_1$ , une tuyère convergente.

si l'on a :  $\omega_2 < 0,529 \omega_1$ , une tuyère convergente-divergente.

Dans le cas des turbines à air, on a toujours  $\omega_2 = 1$ , et  $\omega_1 > 1,9$  kilogramme.

Les considérations qui précèdent permettent d'aborder la détermination de la longueur et de la section finale de l'ajutage.

Pratiquement, on donne à la partie divergente la forme d'un cône d'ouverture égale au plus à 10 degrés, afin d'éviter

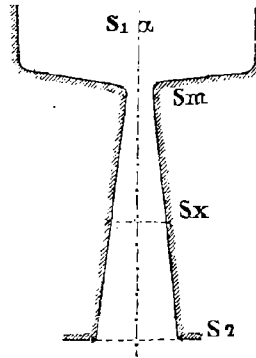


Fig. 59

un décollement de la veine qui ne suivrait plus les parois si l'angle était plus ouvert (*fig. 59*).

La section finale  $s_2$  et, par suite, la longueur de l'ajutage sont alors déterminées par :

$$\Pi = \frac{s_2 v_2}{v_2} = \frac{s_m w_m}{v_m}$$

$$\frac{s_2}{s_m} = \frac{v_2 w_m}{v_m w_2} = \left(\frac{\omega_m}{\omega_2}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{\omega_m}{\omega_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}$$

Donc, comme pour l'air  $\omega_m = 0,529\omega_1$ , on a :

$$\frac{s_2}{s_m} = \left(0,529 \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{1 - (0,529)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}$$

Par suite, on a, par exemple, pour :

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = 5, \quad 20$$

$$\frac{s_2}{s_m} = 1,35, \quad 2,91.$$

Le graphique (*fig. 60*) résume ces résultats pour la vapeur et pour l'air. On constate que le rapport des sections pour

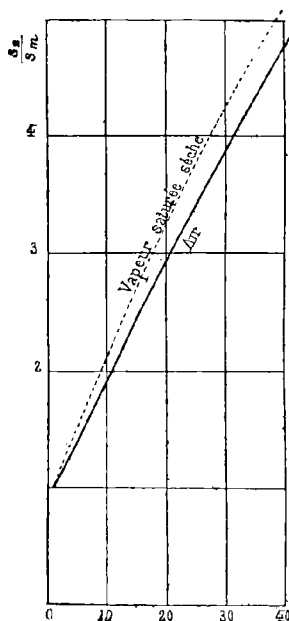


Fig. 60

une détente donnée est moindre dans le cas de l'air que dans celui de la vapeur. La tuyère est donc plus courte.

Ce rapport ne dépend que de  $\frac{\omega_1}{\omega_2}$  et non de la température<sup>(1)</sup>.

(1) Les considérations qui précèdent sont empruntées soit à l'ouvrage de M. Stodola, soit à l'étude de M. Sekutowicz sur les turbines à gaz.



## THÉORIE ÉLÉMENTAIRE DES TURBINES A VAPEUR

Soit une conduite à parois étanches, thermiquement parlant, dans laquelle a lieu un écoulement de vapeur. Les particules fluides décrivent des trajectoires régulières, les lignes de courant. Si nous envisageons deux sections transversales en amont et en aval, nous trouvons que les valeurs respectives de la pression, du volume spécifique et de la vitesse d'écoulement sont liées entre elles par la relation de Saint-Venant donnée précédemment. Il est évident que si les limites considérées ( $\omega_1$  et  $\omega_2$ ) sont situées, l'une dans la région de la vapeur surchauffée, l'autre dans celle des vapeurs saturées, il faut diviser l'intégrale en deux, afin de tenir compte du changement de valeur de l'exposant  $\rho$  ( $\rho =$  densité).

La tuyère de Laval peut être considérée comme un tube de section variable auquel s'applique la formule de Saint-Venant. On détermine ainsi la forme et les dimensions des canaux distributeurs.

Nous allons donner rapidement la théorie élémentaire des turbines simples à action et à réaction en prenant pour guide Stodola (Dampfturbinen).

1° *Turbine parfaite à action et à une roue* (turbine axiale)

**Détermination de la vitesse.** — Soient  $c_1$  la vitesse absolue de la vapeur sortant de la tuyère,  $\alpha$ , l'angle fait par  $c_1$  avec la direction de la vitesse périphérique  $u$  de la roue (*fig.* 61).

Nous obtenons  $w_1$ , vitesse relative de la vapeur par rapport à la roue, en formant la résultante de  $c_1$  et de  $-u$ . Si nous réalisons une entrée sans choc, grâce à la forme de l'aube, et si nous admettons que la vapeur franchit la roue sans frottement, la vitesse relative demeure constante et  $w_2$

vitesse de sortie est égale à  $w_1$ . Nous pouvons donc la composer avec  $u$  pour obtenir la vitesse *absolue* de sortie  $c_2$ .

Quant à l'angle d'inclinaison des aubes, il varie entre 15

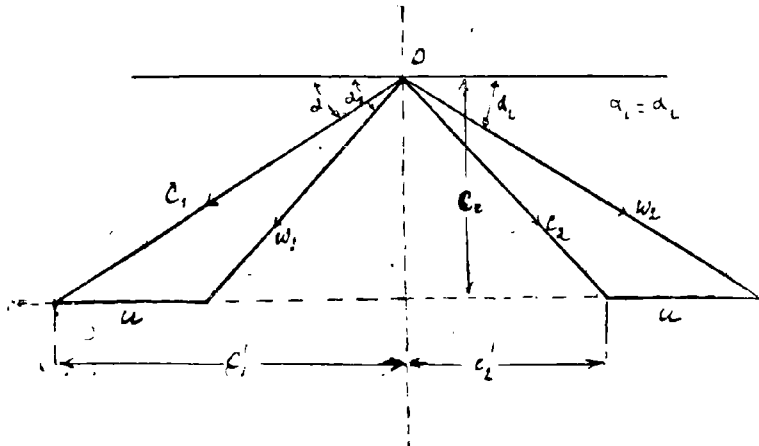


Fig. 61

et 30°. Dans les turbines de Laval, l'angle d'entrée est égal à l'angle de sortie  $\alpha_1 = \alpha_2 = 30^\circ$ . En général on prend  $\alpha = 17$  à  $20^\circ$ .

**Détermination de la puissance.** — 1 kilogramme de vapeur représente un travail disponible exprimé par la relation :

$$\mathcal{E}_0 = \frac{c_1^2}{2g}$$

si  $P_s$  est le poids de la vapeur débitée par seconde, on a pour la puissance disponible (mesurée en chevaux) :

$$N_0 = \frac{P_s \mathcal{E}_0}{75}$$

l'énergie cinétique inutilisée est par kilogramme de vapeur :

$$\mathcal{E}' = \frac{c_2^2}{2g}$$

Le travail *indiqué*, c'est-à-dire transmis à la roue, est égal à la différence de :

$$C_0 - C' = C_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$$

La puissance indiquée de la turbine sera donc, en chevaux :

$$N_i = \frac{P_s C_i}{75}$$

**Détermination du rendement.** — Si  $C_i$  = consommation de vapeur (mesurée en kilogrammes par cheval-heure indiqué) nous avons :

$$C_i = \frac{3600 P_s}{N_i} = \frac{270000}{C_i}$$

(en tirant  $N_i$  de l'expression précédente).

Le rendement de la turbine, rapporté au travail indiqué, est donc :

$$\eta_i = \frac{C_i}{C_0} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{c_1^2}$$

Dans le cas, assez général où  $\alpha_1 = \alpha_2$ , on a :

$$c_2^2 = c_1^2 + (2u)^2 - 2c_1 2u \cos \alpha$$

et par suite :

$$\eta_i = 4 \frac{u}{c_1} \left[ \cos \alpha - \frac{u}{c_1} \right]$$

le rendement dépend donc uniquement du rapport  $\frac{u}{c_1}$ , pour une valeur donnée de  $\alpha$ .

$\eta_i$  en fonction de  $\frac{u}{c_1}$  est représenté par une parabole.

Pour  $\frac{u}{c_1} = 0,478$  et  $\alpha = 17^\circ$  nous avons  $\eta_{\max} = 0,914$

Pour  $\frac{u}{c_1} = 0,333$   $\eta_i = 0,836$ .

**Détermination des aubages.** — Les données du problème sont les suivantes : vitesse périphérique, puissance effective de la turbine, pression en amont et en aval.

La vitesse est déterminée en général par les applications que l'on a en vue. Quant aux autres facteurs, ils dépendent des difficultés de construction. Les dimensions des aubes et des tuyères sont déterminées d'après la puissance à produire. Les aubes sont taillées de manière à laisser entre elles des canaux de section droite constante.

*2° Turbine parfaite à réaction et à roue unique.*

La pression au joint ayant une valeur  $P$  intermédiaire entre les pressions d'aval et d'amont  $P_2$  et  $P_1$ , le travail de

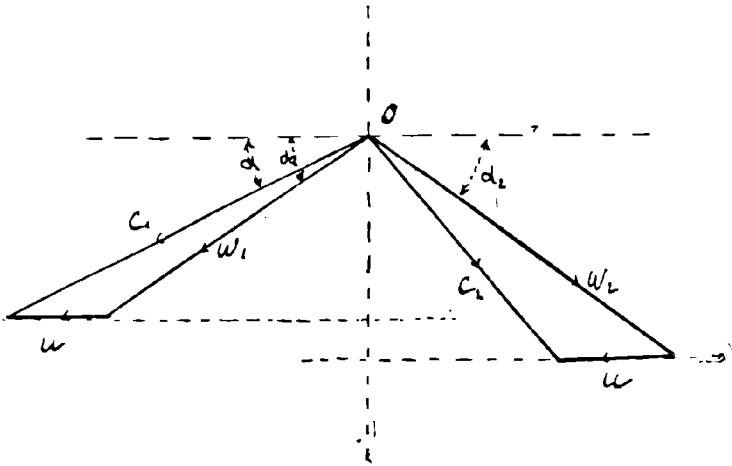


Fig. 62

détente peut être divisé en deux travaux partiels  $\mathcal{C}_1$  et  $\mathcal{C}_2$  correspondant à la détente de  $P_1$  à  $P$  et de  $P$  à  $P_2$ .

La résultante de  $c_1$  et de  $-u$  (*fig. 62*) donne la vitesse d'entrée  $w_1$ , liée à la vitesse relative de sortie  $w_2$  par l'équation :

$$\mathcal{C}_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

$\mathcal{C}_1$  est égal à :

$$\mathcal{C}_1 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g}$$

(si l'on admet que  $c_0$  est créé aux dépens de  $\mathcal{C}_1$ , on peut calculer avec  $c_0 = 0$ ).

Le travail total de détente :

$$\mathcal{C}_0 = \mathcal{C}_1 + \mathcal{C}_2.$$

Le travail théorique indiqué :

$$\mathcal{C}_i = \mathcal{C}_1 + \mathcal{C}_2 = \frac{c_i^2}{2g}.$$

La puissance indiquée (en chevaux) :

$$N_i = \frac{P_s \mathcal{C}_i}{75}.$$

Le rendement :

$$\eta_i = \frac{\mathcal{C}_i}{\mathcal{C}_1 + \mathcal{C}_2} = \frac{\mathcal{C}_i}{\mathcal{C}_0}.$$

**Détermination des dimensions de l'aubage.** — Dans le cas d'un distributeur à injection totale, de diamètre moyen  $D$ , dont les aubes sont supposées infiniment minces, la section de sortie est égale à :

$$F = \pi D a \sin \alpha$$

( $a$  = longueur radiale des aubes  
 $\alpha$  = angle d'inclinaison des aubes).

En tenant compte de l'épaisseur des aubes, on a :

$$F = \frac{e}{e'} \pi D a \sin \alpha.$$

On a de même, pour les sections d'entrée et de sortie  $F_1$  et  $F_2$  de la roue motrice :

$$F_1 = \frac{e_1}{e'_1} \pi D_1 a_1 \sin \alpha_1$$

$$F_2 = \frac{e_2}{e'_2} \pi D_2 a_2 \sin \alpha_2.$$

La consommation de vapeur par seconde étant de  $P$ , la condition de continuité donne :

$$P_0 = \frac{F c_1}{v} = \frac{F_1 w_1}{v_1} = \frac{F_2 w_2}{v_2}$$

d'où l'on tire  $F$ ,  $F_1$  et  $F_2$ .

Par suite de l'augmentation du volume spécifique de la vapeur, on est conduit à augmenter d'une manière correspondante l'aire des sections de l'aubage, pour  $\alpha = \alpha_2$ ,  $D = D_2$ ,  $e = e_2$ ,  $e' = e'_2$  et  $c_1 = w_2$ , par exemple, il vient :

$$\frac{F_2}{F} = \frac{v_2}{v} = \frac{a_2}{a}.$$

Pour éviter que  $\frac{a_2}{a}$  ne devienne trop grand, ce qui entraînerait de grandes difficultés de construction, on modifie les angles  $\alpha$  et  $\alpha_2$  ; en général, on cherche à avoir  $a = a_2$ .

#### THÉORIE THERMODYNAMIQUE DE LA TURBINE A VAPEUR

**Généralités.** — On trouvera dans les traités spéciaux de Stodola, Sosnowski, Zahikjantz, etc., l'exposé complet de la question. Grâce à la notion d'entropie et au diagramme entropique, on arrive à résoudre facilement les divers problèmes relatifs aux turbines à vapeur.

##### 1° Entropie.

Rappelons rapidement ce que l'on entend par la fonction appelée « entropie ».

On démontre en thermodynamique que la quantité de chaleur  $dQ$  qu'il faut fournir à un corps pour lui faire subir une transformation infiniment petite, réversible, n'est pas une différentielle exacte. Au contraire,  $\frac{dQ}{T}$  est une différentielle exacte, puisque pour tout cycle fermé réversible :

$$\int \frac{dQ}{T} = 0.$$

Entre deux points donnés  $a$  et  $b$  d'un cycle, cette quantité est donc entièrement définie par les limites de la sommation : elle ne dépend pas du chemin suivi pour opérer la transformation du corps.

Si l'on pose :

$$\frac{dQ}{T} = dS$$

d'où :

$$\int \frac{dQ}{T} = S$$

la fonction  $S$ , dont la différentielle est  $\frac{dQ}{T}$ , a été désignée par Clausius sous le nom d'*entropie*.

### 2<sup>o</sup> *Expériences de Stodola.*

Depuis quelques années, de nombreuses recherches ont permis d'élucider les questions les plus intéressantes et d'obtenir des données précises. Signalons notamment les recherches expérimentales de Stodola, sur l'écoulement de la vapeur. D'après cet auteur, l'opinion suivant laquelle l'écoulement de la vapeur dans une tuyère est accompagné de pertes d'énergie considérables, est fautive. Il a constaté que la vapeur commence par se détendre jusqu'à une pression inférieure à celle régnant en aval de l'orifice, de sorte que, dans le premier élan, la quantité d'énergie potentielle transformée en énergie cinétique est trop grande. C'est précisément cet excès, et lui seul, qui développe les mouvements vibratoires, et qui est retransformé en chaleur par les frottements et les tourbillons à la surface de la veine. Les oscillations se produisent, du reste, aussi bien dans le sens de l'axe de la veine que radialement. La veine, sortant de l'orifice avec la pression du plan de sortie et pénétrant dans le milieu d'aval où règne une pression inférieure, commence par se détendre radiale-

ment, la diminution de pression intérieure qui en résulte accélère ensuite les vibrations axiales.

Prandtl a réussi à intégrer les équations hydrodynamiques qui régissent ces mouvements dans le cas particulier de variations infiniment petites de la pression et de la vitesse. La relation qu'il a obtenue est la suivante :

$$\lambda = 1307 d \sqrt{\frac{w_m^2}{c_s^2} - 1}$$

dans laquelle  $\lambda$  est la longueur d'onde des vibrations,  
 $w_m$ , la vitesse moyenne avec laquelle s'écoule la vapeur,  
 $d$ , le diamètre de l'orifice circulaire,  
 $c_s$ , la vitesse du son correspondant à l'état de la vapeur.

### 3° Transformation de l'énergie dans la turbine à vapeur.

Le rendement *thermodynamique* d'une turbine à vapeur est le rapport  $\eta = \frac{\bar{c}_e}{\bar{c}_0}$  du travail effectif que produit dans une turbine 1 kilogramme de vapeur en se détendant de la pression d'admission à la pression du condenseur, au travail que produirait ce même kilogramme entre les mêmes limites de pression, dans une turbine parfaite où l'énergie de la vapeur serait intégralement utilisée.

Le rendement *global* de la turbine est le rapport  $\eta_0 = \frac{A\bar{c}}{Q_0}$   $Q_0$  étant la quantité de chaleur dépensée en réalité, cette quantité est beaucoup plus grande que  $A\bar{c}_0$ .

Si nous posons  $c_0$ , consommation de vapeur correspondante, nous trouvons, en nous servant des formules de Rateau et Mollier :

$$A\bar{c}_0 = \frac{637}{c_0} \text{ calories.}$$

Les tables de *Banki* permettent de déterminer aisément le rendement d'un étage de pression, mais lorsque celui-ci est décomposé en plusieurs étages de vitesse.



*4° Influence du frottement des roues  
contre la vapeur ambiante*

On démontre que la puissance  $N\rho$  dépensée par frottement contre le fluide ambiant est donnée par l'expression :

$$N\rho = \beta_0 D^2 u^3 \gamma$$

dans laquelle  $D$  est le diamètre de roue (compté jusqu'au milieu des aubes) exprimé en mètres.

$u$ , la vitesse périphérique mesurée sur  $D$  ;

$\gamma$ , la densité (en kilogrammes par mètre carré) de la vapeur entourant la roue ;

$\beta_0$ , un coefficient d'expérience dépendant de la construction de la roue, et variant entre  $\frac{1}{10^3}$  et  $\frac{1}{10^5}$ . (Stodola).

De la discussion de la formule précédente, il résulte que l'emploi d'un nombre élevé d'éléments est avantageux au point de vue du rendement. Pour une turbine à éléments en nombre infini, l'action du frottement des roues contre la vapeur serait nulle. Comme on pouvait le prévoir, c'est pour les éléments à haute pression que cette action est la plus accusée (puisqu'elle est sensiblement proportionnelle à  $\gamma$ ).

Si nous considérons les aubages eux-mêmes, nous voyons qu'ils agissent comme les ailettes d'un ventilateur. Si la vapeur était immobile, la turbine fonctionnerait comme une véritable pompe, et de fait, certaines turbines sont réversibles. C'est ainsi que l'on a essayé d'utiliser la turbine Parsons comme compresseur pour les hautes pressions.

Stodola a effectué diverses expériences dans le but de déterminer les conditions exactes du problème.

Il a trouvé que le travail résistant, opposé par le fluide ambiant à la rotation d'un disque ou d'une roue tournant à l'air libre ou dans une enveloppe, croissait, à peu de chose près, proportionnellement au cube du nombre de tours.

### §° Théorie thermodynamique.

M. Leven indique dans l'*American Machinist* (n° 26 16 juillet 1904), une méthode de calcul qui semble plus explicite que les quelques détails rencontrés un peu dispersés dans les aide-mémoire (fig. 63).

La formule généralement employée pour calculer la

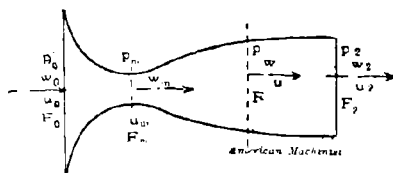


Fig. 63

vitesse de la vapeur à travers un ajutage est la formule de Zeuner, pour la détente adiabatique. On peut la simplifier dans la pratique.

La formule de Zeuner est :

$$(1) \quad w_2 = \sqrt{\frac{2gE(h_0 - h + r_0x_0 - rx + \frac{\sigma}{E}(p_0 - p))}{I - \left(\frac{Fv_0}{F_0v}\right)^2}} \quad 144$$

dans laquelle  $w_2$  est la vitesse de la vapeur en pieds seconde à la bouche de l'ajutage ;

$p_0p$  = pressions en livres par pouce carré, absolues,

$v_0v$  = volumes en pieds cubiques de 1 livre de vapeur ;

$F_0F$  = sections ;

$h_0h$  = chaleur de l'eau, en British thermal unités ;

$x_0x$  = degrés de saturation de la vapeur ;

$r_0r$  = chaleur latente de la vapeur, en British thermal unités ;

$g$  = accélération de la pesanteur = 32,16 ;

$E$  = équivalent mécanique de la chaleur = 778 ;

$\sigma$  = volume de 1 livre d'eau = 0,016 pieds cubiques.

L'indice  $o$  correspond aux conditions initiales, et les lettres sans indice aux conditions finales.

Dans la pratique nous adopterons :

$$(2) \quad w_2 = 223 \sqrt{h_o - h + r_o x_o - r x}.$$

Les tables ayant trait aux propriétés de la vapeur donnent  $h_o$ ,  $h r_o$  et  $r$ .

$x_o$  est supposé ou donné par les conditions du problème.  $r$  se trouve dans les tables spéciales.

Le terme  $\frac{\sigma}{F} (p_o - p)$  144 a été éliminé de la formule en raison de sa faible valeur relative. Quant au dénominateur il est égal à 1, si la vitesse avec laquelle la vapeur est délivrée à l'ajutage peut être considérée égale à 0, ce qui est presque vrai, quand le conduit d'admission est grand, comparé à l'orifice.

Le poids de vapeur fourni par pouce carré d'orifice et par minute est :

$$(3) \quad G = \frac{w}{x u + \sigma} \times \frac{60}{144}$$

dans laquelle :

$G$  = poids de vapeur délivrée par pouce carré par minute, en livres ;

$x$  = la valeur de la saturation de la vapeur ;

$u$  = le volume de 1 livre de vapeur sèche à la pression correspondant à la vitesse, en pieds cubiques ;

$\sigma$  = le volume de 1 livre d'eau en pieds cubiques = 0,016.

Cette quantité peut être négligée par rapport à  $u$ , et l'expression (3) devient :

$$(4) \quad G = \frac{w}{x u} \times 0,417.$$

Les formes de l'ajutage sont telles que :

$$5) \quad \frac{w F}{x u} = \frac{w_o F_o}{x_o u_o} = \frac{w_m F_m}{x_m u_m} = \frac{w_2 F_2}{x_2 u_2}.$$

La pression à l'ajutage est les 58 % de la pression initiale ; c'est celle qui correspond à l'étranglement ou gorge, puis l'ajutage devient divergent.

Si nous appelons R le poids total en livres de la vapeur à fournir par minute, les sections principales seront :

$$F_m = \frac{R}{G_m} \text{ et } F_2 = \frac{R}{G_2}.$$

En comparant la section à l'orifice de sortie avec celle de la contraction maxima, nous avons :

$$F_2 = \frac{G_m}{G_2} F_m.$$

L'énergie emmagasinée dans la vapeur, à sa sortie, est pour chaque livre :

$$(6) \quad L = \frac{w}{2g} \text{ pieds-livres}$$

et le poids minimum théorique de vapeur par cheval-heure est :

$$(7) \quad W = \frac{127\,000\,000}{w_2^2} \text{ livres-heure.}$$

Appliquons ces formules à un exemple pratique :

Exemple : La vapeur a 135 livres absolues de pression ; elle contient 10 % d'eau, elle doit se détendre adiabaticquement à travers l'ajutage jusqu'à 1 livre absolue :

1° Quelles seront les vitesses à la gorge et à l'orifice ?

2° Combien de vapeur l'ajutage délivrera-t-il par pouce carré de section de la gorge ;

3° Quelles seront les sections relatives de la gorge et de l'orifice ;

4° Quelle quantité minima d'eau faudra-t-il par cheval-heure, si toute l'énergie de la vapeur est absorbée ?

La pression à la gorge est  $0,58 \times 135 = 78$  livres.

Des tables des propriétés de la vapeur et des tables données par M. Leven dans l'*American Machinist* (16 juillet 1904), nous tirons :

Pression de la vapeur, en livres	Températures Fahrenheit	$h$	$r$	Saturation	$u$
Initiale . . . . . 135	350°	322	867	0,900	3,29
A la gorge . . . . . 78	310°	281	896	0,873	5,5
A l'orifice . . . . . 1	100°	70	1043	0,719	3,34

1° La *vitesse de la vapeur* à la gorge :

$$\begin{aligned} w_m &= 223 \sqrt{h_o - h_m + r_o x_o - r_m x_m} \\ &= 223 \sqrt{322 - 281 + 867 \times 0,9 - 896 \times 0,873} \\ &= 223 \sqrt{39} = 1392 \text{ pieds par seconde.} \end{aligned}$$

La *vitesse de la vapeur* à l'orifice :

$$\begin{aligned} w_2 &= 223 \sqrt{32 - 270 + 867 \times 0,9 - 1043 \times 0,719} \\ &= 223 \sqrt{282} = 3745 \text{ pieds-seconde.} \end{aligned}$$

(On voit que 0,4, représentant l'énergie absorbée par les pompes alimentaires, peut être négligé devant les deux nombres 39 et 282, placés sous le radical).

2° Le *poids de vapeur* délivré par pouce carré de la gorge et par minute :

$$\begin{aligned} G_m &= \frac{w_m}{x_m u_m} \times 0,417 = \frac{1392}{0,875 \times 5,5} \times 0,417 \\ &= 6,5 \text{ livres par pouce carré.} \end{aligned}$$

3° La *section de l'orifice* doit être :

$$\frac{G_m}{G_2} \times F_m = 18,6 \text{ fois la section de gorge.}$$

4° Le *minimum d'eau* par cheval-heure :

$$W = \frac{127\,000\,000}{w_2^2} = 9 \text{ litres.}$$

### PROBLÈMES

Dans un ouvrage très récent <sup>(1)</sup> M. G. Zahikjanz, bien connu par ses recherches analytiques sur la théorie des turbines à vapeur, passe en revue les principaux problèmes relatifs à ces machines thermiques, et en donne la solution. Nous allons en exposer deux :

PROBLÈME I. — *Turbine à action et à un seul étage.*

Proposons-nous d'abord de calculer les données relatives

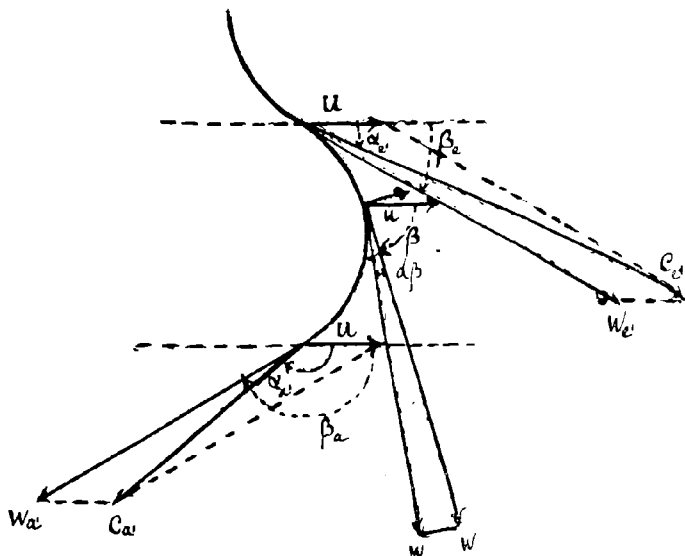


Fig. 64. — Problème I.

à une turbine à un seul étage de vitesse (*fig. 64*). Soient :

(1) *Die Theorie, Berechnung und Konstruktion der Dampfturbinen*, von GABRIEL ZAHIKJANZ. Berlin, Krayn, éditeur.

P la puissance en chevaux,  
 $p_1$  et  $p_0$  les pressions en amont et en aval,  
 $u$ , la vitesse.

On admet que le flux demeure constamment formé de vapeur sèche saturée.

M. Zahikjanz a établi que, dans le cas où l'on ne tient pas compte des résistances de frottement, la vitesse de sortie est donnée par la formule :

$$\frac{c_2}{2g} = \frac{1}{1-m} (p_1 v_1 - p_0 v_0)$$

dans laquelle  $v_1$  et  $v_0$  sont les volumes spécifiques correspondant aux pressions  $p_1$  et  $p_0$  pour l'état de saturation.

Comme  $m = 0,937$  environ, on a :

$$\frac{c_0^2}{2g} = 16 (p_1 v_1 - p_0 v_0).$$

Si nous admettons que la perte résultant du frottement de la vapeur est égale à  $\sigma$  par unité de vitesse pour chaque canal du distributeur et de la roue motrice, la perte en énergie est environ  $2\sigma$  par unité de vitesse. A la sortie, comme la vitesse croît de 0 jusqu'à sa valeur maxima, nous pouvons admettre que la perte est égale à la moitié seulement de ce qu'elle serait si la vitesse du flux était constamment maxima.

Si, par suite, on calcule la vitesse effective  $c_{e1}$ , on obtient la relation :

$$\frac{c_{e1}}{2g} = 16 (1 - \sigma) (p_1 v_1 - p_0 v_0)$$

d'où :

$$c_{e1} = \sqrt{3 \cdot 2g (1 - \sigma) (p_1 v_1 - p_0 v_0)} = \infty \left( 1 - \frac{\sigma}{2} \sqrt{32g (p_1 v_1 - p_0 v_0)} \right).$$

C est avec cette vitesse absolue que le flux de vapeur entre dans le distributeur, sous l'angle  $\alpha_{r1}$  fait avec la vitesse péri-

phérique, tandis que les aubes motrices forment un angle  $\beta_e$  avec la même vitesse.

La vitesse relative d'entrée dans la roue motrice est  $w_{e1}$ .

Pour que le flux pénètre sans choc, il faut que l'équation suivante soit satisfaite :

$$\frac{c_{e1}}{\sin \beta_e} = \frac{w_{e1}}{\sin \alpha_{e1}} = \frac{u}{\sin (\beta_e - \alpha_{e1})}.$$

Après un choix convenable de l'angle d'entrée  $\beta_e$  des aubes motrices, on obtient à l'aide de ces équations et l'angle absolu d'entrée  $\alpha_{e1}$  et la vitesse relative d'entrée  $w_{e1}$ . On a :

$$\sin (\beta_e - \alpha_{e1}) = \frac{u \sin \beta_e}{c_{e1}}$$

et :

$$w_{e1} = \frac{c_{e1} \sin \alpha_{e1}}{\sin \beta_e}.$$

Le flux de vapeur développe sa puissance en traversant le canal du distributeur. Nous avons négligé les pertes de frottement et admis que la vitesse  $w_{e1}$  demeurerait constante le long du canal. Or, de ce fait,  $w$  est variable ; le travail produit est par conséquent plus faible. Nous devons donc modifier la formule en tenant compte des conditions réelles.

Examinons la chose analytiquement :

Soit  $w$  la vitesse relative du flux de vapeur dans une section du canal du distributeur. Par suite de la courbure du chemin parcouru, le flux frappe contre l'élément suivant avec une composante normale :

$$w \sin \frac{d\beta}{2}$$

qui est réfléchi et dirige le flux le long de l'élément suivant. La vitesse du courant se déplace de :

$$2 \frac{d\beta}{2} = d\beta,$$



tandis que le chemin éprouve, par suite du rebondissement aller et retour, un effort élémentaire normal :

$$Ndt = 2 w \sin \frac{d\beta}{2}$$

par unité de masse de la vapeur.

Mais  $\sin \frac{d\beta}{2} = \frac{d\beta}{2}$ , car  $d\beta$  est très petit. Il s'ensuit que :

$$Ndt = wd\beta.$$

Comme le canal moteur se meut dans le sens de la vitesse initiale, nous devons composer  $Ndt$  dans la direction de la vitesse initiale et normalement à cette direction. On obtient ainsi le travail élémentaire par unité de masse de la vapeur au point considéré :

$$dE_1 = Nuc \cos(Nu) dt = uw \sin \beta d\beta.$$

Dans le cas d'une turbine axiale,  $u$  est constant le long du canal moteur, par contre, la vitesse relative  $w$  diminue par suite des frottements. Il faut, de plus, tenir compte des tourbillons qui se produisent.

Le travail du flux par unité de masse le long du canal moteur est donc :

$$E_1 = u \int_{\beta_1}^{\beta_2} w \sin \beta d\beta.$$

En prenant pour  $w$  une valeur moyenne :

$$w = \frac{w_{e1} + w_{a1}}{2}$$

on a pour la vitesse relative d'entrée :

$$w_{a1} = w_{e1} - \sigma w_{e1} = (1 - \sigma) w_{e1}.$$

Rappelons que  $\sigma$  est la perte par unité de vitesse d'écoulement le long du canal.

L'intégrale devient donc :

$$\begin{aligned} E_1 &= u \int_{\beta_e}^{\beta_a} w \sin \beta d\beta = u \frac{w_{e1} + w_{a1}}{2} \int_{\beta_e}^{\beta_a} \sin \beta d\beta \\ &= u \frac{w_{e1} + w_{a1}}{2} (\cos \beta_e - \cos \beta_a) \end{aligned}$$

ou, si l'on prend  $\beta_a = 180^\circ - \beta_e$

$$E_1 = u (w_{e1} + w_{a1}) \cos \beta_e$$

expression du premier travail par unité de masse du flux de vapeur.

L'énergie absolue par unité de masse à l'entrée du canal moteur est :

$$\frac{c_{e1}^2}{2} = \frac{w_{e1}^2}{2} + \frac{u^2}{2} + uw_{e1} \cos \beta_e$$

à la sortie de ce même canal, elle est :

$$\frac{c_{a1}^2}{2} = \frac{w_{a1}^2}{2} + \frac{u^2}{2} + uw_{a1} \cos \beta_a.$$

Par suite, la variation d'énergie est donnée par l'équation :

$$\begin{aligned} \frac{c_{e1}^2}{2} - \frac{c_{a1}^2}{2} &= \frac{w_{e1}^2 - w_{a1}^2}{2} + u (w_{e1} \cos \beta_e - w_{a1} \cos \beta_a) \\ &= \frac{w_{e1}^2 - w_{a1}^2}{2} + u (w_{e1} + w_a) \cos \beta_{e1}. \end{aligned}$$

Or, on a vu que la grandeur  $u (w_{e1} + w_{a1}) \cos \beta_e$  représente le travail moteur dans le canal moteur ;  $\frac{w_{e1}^2 - w_{a1}^2}{2}$  exprime donc la perte d'énergie cinétique dans le canal moteur par suite des résistances du flux.

La vitesse absolue de sortie  $c_{a1}$  se détermine en grandeur et direction (en faisant  $w_{a1} = (1 - \sigma) w_{e1}$  et en construisant avec  $u$  le parallélogramme.

On obtient ainsi :

$$c_{a1} = \frac{w_{a1} \sin \beta_e}{\sin \alpha_{a1}}.$$

Le flux de vapeur sort donc du canal moteur avec une vitesse absolue  $c_{a1}$  sous un angle  $\alpha_{a1}$  avec  $u$ , et pénètre dans un canal distributeur d'où il passe dans un autre canal moteur. Dans son passage dans le distributeur, le flux supporte de nouveau une perte d'énergie. Admettons que cette perte soit encore  $\sigma$  par unité de vitesse. La vitesse absolue d'entrée dans le second canal moteur sera donc :

$$c_{e2} = (1 - \sigma) c_{a1}.$$

On obtient les mêmes expressions que précédemment, en modifiant seulement les exposants :

$$E_2 = u (w_{e2} + w_{a2}) \cos \beta_e$$

et ainsi de suite pour les autres canaux :

$$E_3 = u (w_{e3} + w_{a3}) \cos \beta_e.$$

On obtiendra le travail total du flux de vapeur par unité de masse en faisant la sommation des travaux élémentaires :

$$\begin{aligned} \Sigma E &= E_1 + E_2 + E_3 \dots = u (w_{e1} + w_{a1} + w_{e2} + w_{a2} + \dots) \cos \beta_e \\ &= u \cos \beta_e \Sigma w. \end{aligned}$$

$\Sigma w$  exprime la somme des vitesses d'entrée et de sortie. Désignons par  $M$  la masse de vapeur passant par seconde, la puissance en  $\text{mkg.}/\text{sec.}$  aura pour expression :

$$L = M \Sigma E = M u \cos \beta_e \Sigma w.$$

Pour obtenir une puissance effective  $P$  en chevaux-vapeur, nous devons tenir compte des pertes diverses (frottements, etc.) et prendre pour  $L$  une valeur plus élevée de  $\varphi = 0,1 \quad 0,2 = 10 \text{ \%} - 20 \text{ \%}$ .

On a donc :

$$M\Sigma E = 75 (1 + \varphi) P$$

d'où l'on tire la masse de vapeur nécessaire par seconde :

$$M = \frac{75 (1 + \varphi) P}{\Sigma E}.$$

et le poids de vapeur en kilogramme par seconde sera :

$$G = Mg = \frac{75 (1 + \varphi) P}{\Sigma E}.$$

La quantité de vapeur par cheval-heure effectif sera donc, en kilogrammes :

$$D = \frac{60 \times 60 G}{P} = \frac{60 \times 60 \times 75 (1 + \varphi)}{\Sigma E} = \frac{2648700 (1 + \varphi)}{\Sigma E}.$$

Mais comme nous admettons, pour les turbines à vapeur, que le flux de vapeur sèche doit être au moins saturé, il s'ensuit que la chaleur consommée par kilogramme est égale à la somme des quantités de chaleur correspondant : *a*) à la contrepression  $p_o$ , plus *b*) la valeur de la chaleur de l'énergie cinétique de vaporisation, enfin *c*), la valeur de la chaleur correspondant au travail effectué par kilogramme de vapeur.

*a*) Si la température de la vapeur correspondant à la contrepression  $p_o$  est  $t_o$ , la quantité de chaleur par kilogramme, comptée à partir de 10° C est en calories :

$$\lambda_o = 606,5 + 0,305 (t_o - 10).$$

*b*) Si l'on introduit la valeur de  $A = \frac{1}{428}$  et si l'on désigne par  $c_a$  la vitesse de vaporisation, on obtient comme valeur de *b* :

$$b = \frac{Ac_a^2}{2g}.$$

c) Enfin, pour  $c$ , on a :

$$c = \frac{A\Sigma E}{g}.$$

La somme de ces chaleurs élémentaires donnera donc la chaleur totale (en calories) par kilogramme de vapeur :

$$F = \lambda_0 + \frac{Ae_a^2}{2g} + \frac{A\Sigma E}{g}.$$

Par cheval-heure, il faudra  $D \cdot F$  calories.

Un kilogramme de charbon contient 7756 calories et pour un rendement de 75 0/0 produit 5817 calories dans les générateurs de vapeur.

Par suite, la quantité de charbon nécessaire par cheval-heure effectif est de :

$$S = \frac{DF}{5817}$$

le rendement absolu :

$$\eta = \frac{60 \times 60 \times 75}{7756 \times 428 S} = \frac{0,082}{S}.$$

#### PROBLÈME II. — *Turbine à réaction.*

Soit le cas d'une turbine à vapeur de puissance  $P$  à un seul étage de pression. On se donne la pression d'admission  $p_1$ , et la contrepression  $p_0$ , la vitesse périphérique  $u$  et l'on admet, comme précédemment, que la vapeur sèche est maintenue saturée (*fig. 65*).

La disposition la plus simple est réalisée par la combinaison dans laquelle le flux de vapeur pénètre dans chaque canal moteur avec la même vitesse absolue  $c_e$ , et par suite également avec la même vitesse relative  $w_e$ ; chaque canal moteur formant avec le canal distributeur un étage de pression.

La vitesse absolue d'entrée  $c_e$ , est choisie entre 200 et 400 m/s. Plus  $c_e$  est grand et moins il faut d'étages de pressions. Par conséquent dans les petites turbines  $c_e$  doit être grand, et dans les grandes turbines  $c_e$  doit être petit.

La production de la vitesse absolue d'entrée  $c_e$  pour le

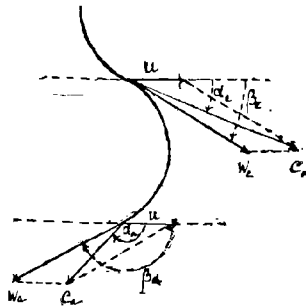


Fig. 65. — Problème II.

premier étage de pression absorbe une partie de l'énergie disponible de pression.

Aussi, la pression baisse-t-elle de  $p_1$  à  $p_2$ , tandis que le volume spécifique passe de  $v_1$  à  $v_2$ .

Pour déterminer  $p_2$  et  $v_2$ , on peut établir l'équation suivante, eu égard à la forme simple du canal distributeur et en admettant  $\sigma$  comme valeur du coefficient de résistance pour toute la vitesse  $c_e$  :

$$1 + 2\sigma \frac{c_e^3}{2g} = 16(p_1v_1 - p_2v_2).$$

D'où l'on tire :

$$p_2v_2 = p_1v_1 - \frac{1 + 2\sigma c_e^3}{32g}.$$

On trouve alors les valeurs de  $p_2$   $v_2$  dans les tableaux spéciaux.

Le flux de force entre donc dans un canal moteur avec la vitesse absolue  $c_e$ , la pression  $p_2$  et le volume spécifique  $v_2$ .

Pour que l'entrée ait lieu sans choc, on établit que la relation suivante doit être satisfaite :

$$\frac{c_e}{\sin \beta_e} = \frac{w_e}{\sin \alpha_e} = \frac{u}{\sin(\beta_e - \alpha_e)}.$$

Après adoption de l'angle d'entrée  $\beta_e$  des canaux moteurs, on détermine par le calcul ou graphiquement l'angle absolu d'entrée  $\alpha_e$  et la vitesse relative d'entrée  $w_e$ .

On obtient :

$$\sin(\beta_e - \alpha_e) = \frac{u \sin \beta_e}{c_e}$$

et :

$$w_e = \frac{c_e \sin \alpha_e}{\sin \beta_e}.$$

Le travail par unité de masse de flux de vapeur dans le premier canal moteur est comme précédemment (pour une pression constante le long de ce canal) :

$$E = (w_e - w_a)u \cos \beta_e.$$

Telle est l'expression du travail du premier étage de pression; par contre la dépense d'énergie dans le canal distributeur a pour valeur :

$$2\sigma \frac{c_e^2}{2}$$

et dans le canal moteur :

$$\frac{c_e^2 - c_a^2}{2}$$

de sorte que la dépense totale d'énergie du premier étage de pression est :

$$2\sigma \frac{c_e^2}{2} + \frac{c_e^2 - c_a^2}{2} + \frac{(1 + 2\sigma)c_e^2 - c_a^2}{2}.$$

Le flux de force entre alors avec la vitesse absolue  $c_a$  et

la pression  $p_2$  dans un second canal distributeur. La vitesse augmente de  $c_a$  à  $c_e$ . Ce canal forme avec le canal moteur le second étage de pressions.

L'augmentation de la vitesse de  $c_a$  à  $c_e$  ainsi que les frottements exigent une certaine consommation d'énergie de pression. Si l'on rapporte le coefficient de résistance  $\sigma$  à la vitesse entière d'écoulement  $c_e$  et si l'on désigne par  $p_3$  et  $v_3$  la pression et le volume spécifique à la sortie du canal distributeur, on a la relation :

$$\frac{c_e^2 - c_a^2}{2} + 2\sigma \frac{c_e^2}{2} = 16g (p_2 v_2 - p_3 v_3)$$

d'où l'on tire :

$$p_3 v_3 = p_2 v_2 - \frac{(1 + 2\sigma) c_e^2 - c_a^2}{32g}$$

Remplaçons  $p_2 v_2$  (premier étage de pression) par la valeur trouvée précédemment :

$$p_2 v_2 = p_1 v_1 - \frac{(1 + 2\sigma) c_e^2}{32g} = \left( p_1 v_1 - \frac{c_a^2}{32g} - \frac{(1 + 2\sigma) c_e^2 - c_a^2}{32g} \right)$$

il vient donc :

$$p_3 v_3 = \left( p_1 v_1 - \frac{c_a^2}{32g} - 2 \frac{(1 + 2\sigma) c_e^2 - c_a^2}{32g} \right)$$

et ainsi de suite d'étage en étage. On aura donc pour le  $n^{\text{ième}}$  étage de pression :

$$p_{n+1} \times v_{n+1} = \left( p_1 v_1 - \frac{c_a^2}{32g} - n \frac{(1 + 2\sigma) c_e^2 - c_a^2}{32g} \right)$$

expression qui permet de déterminer directement le produit  $p_{n+1} \times v_{n+1}$  pour chaque étage.

Dans le second étage de pression, on obtient le même travail pour la même dépense d'énergie que dans le premier et ainsi de suite d'étage en étage, jusqu'à ce que la chute



totale de pression  $p_1 - p_0$  ait été utilisée : la vapeur sort alors de la turbine avec la vitesse absolue  $c_a$ .

On obtient par suite le nombre  $\xi$  des étages de pression en soustrayant de l'énergie de pression disponible la valeur de l'énergie de vaporisation, puis en divisant le reste par la dépense totale d'un étage de pression.

$$\xi = \frac{16g(p_1v_1 - p_0v_0) \frac{1}{2} c_a^2}{\frac{1}{2}(1 + 2\sigma)c_e^2 - \frac{1}{2}c_a^2} = \frac{32(p_1v_1 - p_0v_0) - c_a^2}{(1 + 2\sigma)c_e^2 - c_a^2}.$$

Le travail total du flux de vapeur par unité de masse a pour valeur (puisque le travail est le même pour chaque étage) :

$$\Sigma E = \xi E = \xi (w_e + w_a) u \cos \beta_e.$$

Pour une masse de vapeur  $M$  par seconde :

$$L = M \Sigma E = M \xi (w_e + w_a) u \cos \beta_e \text{ m. kg./sec.}$$

Pour une puissance effective de  $P$  chevaux, en désignant par  $\varphi$  les pertes par cheval :

$$M \xi (w_e + w_a) u \cos \beta_e = 75 (1 + \varphi) P.$$

La masse de vapeur nécessaire par seconde est alors :

$$M = \frac{75(1 + \varphi)P}{\xi (w_e + w_a) u \cos \beta_e} = \frac{75(1 + \varphi)P}{\Sigma E}.$$

Le poids de vapeur par seconde est :

$$G = Mg = \frac{75g(1 + \varphi)P}{\xi (w_e + w_a) u \cos \beta_e} = \frac{75(1 + \varphi)P}{\Sigma E}.$$

Enfin, la quantité de vapeur par cheval-heure effectif a pour valeur :

$$D = \frac{60 \times 60G}{P} = \frac{60 \times 60 \times 75g(1 + \varphi)}{\xi (w_e + w_a) u \cos \beta_e} = \frac{2648700(1 + \varphi)}{\Sigma E} \text{ kg.}$$

**Exemple numérique.** — Calcul d'une turbine à vapeur de 10 chevaux ne possédant que des étages de vitesses (la pression d'admission étant de 10 kgr. par  $\text{cm}^2$  et la vitesse périphérique de 50  $\text{m/s}$ ).

*Solution.*

On se donne :

$$\begin{aligned} P &= 10; & p_1 &= 10\,0000 \text{ kg./m}^2 \\ p_0 &= 10\,000 \text{ kg./m}^2 \\ u &= 50 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

On admet que le courant de vapeur est de la vapeur saturée sèche, maintenue à cet état par un afflux suffisant de calorique. On a donc :

$$v_1 = 0,1966 \text{ et } v_0 = 1716.$$

Comme valeur du coefficient  $\sigma$ , nous prenons partout  $\sigma = 0,10$ .

Nous avons vu que la vitesse effective de sortie avait pour valeur l'expression :

$$\begin{aligned} c_{e1} &= \left(1 - \frac{\sigma}{2}\right) \sqrt{32 g (p_1 v_1 - p_0 v_0)} \\ &= (1,05) \sqrt{32 \times 9,81 (19660 - 17160)} = 842 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

Pour les canaux moteurs, choisissons les angles d'entrée ( $\beta_e$ ) et de sortie ( $\beta_a$ ) de telle sorte que l'on ait :

$$\beta_e = 30^\circ, \quad \beta_a = 180^\circ - \beta_e = 150^\circ.$$

Nous obtenons l'angle d'inclinaison de la vitesse absolue d'entrée  $c_{e1}$  et la vitesse relative d'entrée  $w_{e1}$  en substituant dans l'équation, la valeur trouvée.

$$\sin(\beta_e - \alpha_{e1}) u \frac{\sin \beta_e}{c_{e1}} = 50 \frac{0,5}{842} = 0,03$$

d'où :

$$\beta_e - \alpha_{e1} = 1^\circ 45'$$

et :

$$\alpha_{e1} = 30^\circ - 1^\circ,45' = 28^\circ15'$$

par suite :

$$w_{e1} = c_{e1} \frac{\sin \alpha_{e1}}{\sin \beta_e} = 842 \frac{0,473}{0,5} = 797.$$

La vitesse relative d'entrée :

$$w_{a1} = (1 - \sigma) w_{e1} = 717.$$

Le travail du flux de vapeur par unité de masse dans le premier étage de vitesse est donc :

$$E_1 = u(w_e + w_{e1}) \cos \beta_e = 65\,556 \text{ m. kg.}$$

La vitesse absolue de sortie  $c_{a1}$  est obtenue d'une manière analogue. On a :

$$c_{a1} = 674.$$

Pour le *second* étage de vitesses, la vitesse absolue d'entrée  $c_{e2}$  est donnée par la relation :

$$c_{e2} = (1 - \sigma) c_{a1} = 0,90 \times 674 = 607.$$

L'angle d'entrée est donné comme pour le premier étage :

$$\sin (\beta_e - \alpha_{e2}) = \frac{u \sin \beta_e}{c_{e2}} = 50 \frac{0,5}{607} = 0,412$$

$$\beta_e - \alpha_{e2} = 2^\circ20'$$

$$\alpha_{e2} = 30^\circ - 2^\circ20' = 27^\circ40'.$$

La vitesse relative d'entrée sera donc :

$$w_{a2} = (1 - \sigma) w_{e2} = 507.$$

Le travail du flux de vapeur par unité de masse dans le second étage de vitesses s'obtiendra comme précédemment  $E_2 = 46\,374$ ; de même pour l'angle d'inclinaison  $\alpha_{a2}$  de la vitesse absolue d'entrée  $c_{a2}$  :

$$\text{tang } \alpha_{a2} = 0,65.$$

La vitesse absolue elle-même  $c_{a2} = 464$ .

La même série de calculs donnera les valeurs relatives au troisième ou quatrième étage de vitesses :

$$\begin{array}{ll} c_{e3} = 418 & \alpha_{e3} = 26^{\circ}30' \\ w_{e3} = 373 & w_{a3} = 336 \\ E_3 = 30\,700 & c_{a3} = 295 \\ c_{e4} = 265 & \alpha_{e4} = 24^{\circ}35' \\ w_{e4} = 219 & w_{a4} = 197 \\ E_4 = 18\,013 & c_{a4} = 156. \end{array}$$

Le travail total :

$$\Sigma E = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 = 160643.$$

La quantité de vapeur nécessaire par seconde est (si nous posons  $\varphi = 0,20$ ) :

$$G = \frac{75\,g(1 + \varphi)}{\Sigma E} P = 0,055 \text{ kg.}$$

La consommation de vapeur par cheval-heure effectif sera :

$$D = \frac{60 \times 60\,g}{P} = 19,8 \text{ kg.}$$

Ce chiffre correspond aux données expérimentales obtenues avec les turbines et les machines à piston.

Le nombre de calories nécessaires est donné par la relation :

$$F = \lambda_0 + \frac{\Lambda c_a^3}{2g} + \frac{\Lambda \Sigma E}{g} = 675 \text{ calories.}$$

La quantité de charbon correspondante est :

$$S = \frac{DF}{5817} = 2,3 \text{ kg.}$$

Quant au rendement absolu, il n'est que de :

$$\eta = \frac{0,082}{S} = 0,035 = 3,5\%.$$

**Dimensions des canaux.** — Nous avons vu que le poids de vapeur s'écoulant par seconde était de :  $G = 0,053$  kg, le volume spécifique de la vapeur  $v_0 = 1716$  m<sup>3</sup>/kg. Nous obtiendrons les dimensions approchées (en surface) des divers canaux, à l'aide de la formule  $q = \frac{Gv_0}{c_{e^i}}$ .

Premier canal distributeur :

$$\text{Orifice de sortie : } q = \frac{Gv_0}{c_{e^1}} = 1,12 \text{ cm}^2.$$

Premier canal moteur :

$$\text{Entrée : } q = \frac{Gv_0}{w_{e^1}} = 1,19 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Sortie : } q = \frac{Gv_0}{w_{a^1}} = 1,32 \text{ cm}^2.$$

Second canal distributeur :

$$\text{Entrée : } q = \frac{Gv_0}{c_{a^1}} = 1,40 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Sortie : } q = \frac{Gv_0}{c_{e^2}} = 1,55 \text{ cm}^2.$$

Second canal moteur :

$$\text{Entrée : } q = \frac{Gv_0}{w_{e^2}} = 1,67 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Sortie : } q = \frac{Gv_0}{w_{a^2}} = 1,80 \text{ cm}^2.$$

Troisième canal distributeur :

$$\text{Entrée : } q = \frac{Gv_0}{c_{a^2}} = 2,04 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Sortie : } q = \frac{Gv_0}{c_{e^3}} = 2,26 \text{ cm}^2.$$

Troisième canal moteur :

$$\text{Entrée : } q = \frac{Gv_0}{w_{e^3}} = 2,53 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Sortie : } q = \frac{Gv_0}{w_{a^3}} = 2,80 \text{ cm}^2.$$

Quatrième canal distributeur :

$$\text{Entrée : } q = \frac{Gv_0}{c_a^3} = 3,20 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Sortie : } q = \frac{Gv_0}{c_e^4} = 3,56 \text{ cm}^2.$$

Quatrième canal moteur :

$$\text{Entrée : } q = \frac{Gv_0}{w_e^4} = 4,31 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Sortie : } q = \frac{Gv_0}{w_a^4} = 4,80 \text{ cm}^2.$$

Le diamètre  $d$  de la roue motrice est donné par la formule :

$$d = \frac{60 u}{\pi n} \text{ mètres}$$

dans laquelle :

$u$  = vitesse périphérique en m/s

$n$  = nombre de tours par minute.

Dans le cas présent :  $u = 50$  ; si l'on prend  $n = 3\ 000$  tours, on a :

$$d = \frac{60 \times 50}{\pi \cdot 3\ 000} = 0,318 \text{ m.}$$

## CHAPITRE III

---

### CONSTRUCTION DES ÉLÉMENTS DE TURBINES

**Généralités.** — C'est à M. Sosnowski, qui s'est fait, en France, le propagateur éclairé de la turbine de Laval que l'on doit les premières instructions méthodiques relatives aux éléments de turbines. Dans ses diverses communications à la Société française de Physique, à la Société Internationale des Electriciens, à la société des Ingénieurs civils de France, etc., il a indiqué les conditions du problème et quelques-unes de ses solutions, dans le cas, du moins, des turbines à simple action.

Si nous considérons l'une de ces machines thermiques, nous voyons que la vapeur saturée sort de la chaudière à une pression déterminée et s'échappe dans l'atmosphère ou dans un condenseur à une pression également déterminée en passant par le distributeur.

La forme de ce distributeur doit être telle, du côté de la chaudière, qu'elle épouse la veine fluide.

Le distributeur doit se terminer au point où le fluide, ayant pris la vitesse maxima dont il est capable, a sensiblement la même pression que le milieu ambiant.

Il ne faut pas qu'il y ait, entre le distributeur et la turbine, un excès de pression, car la vapeur continuerait à s'accélérer dans les aubes et sortirait avec une vitesse trop grande, ni que la pression tende à baisser dans le distributeur au-dessous de celle du second milieu, ce qui donnerait

lieu à des mouvements tourbillonnaires, accompagnés d'un réchauffement de la vapeur. Dans les deux cas, on n'utiliserait qu'une partie de la force vive.

En ce qui concerne le récepteur, étant donné qu'il s'agit d'une turbine axiale à libre déviation, pour obtenir le

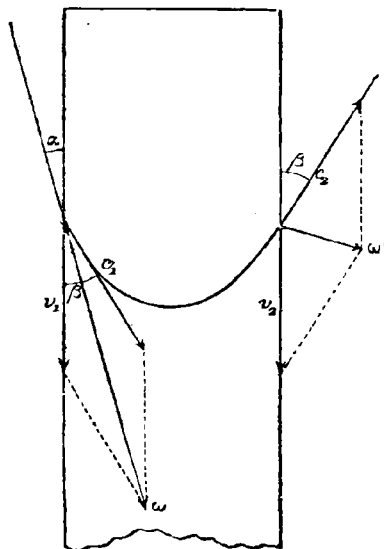


Fig. 66.

maximum de rendement, on doit remplir les conditions suivantes :

L'angle d'inclinaison des aubes distributrices doit être aussi faible que possible.

L'aube de la roue réceptrice doit avoir la direction de la vitesse relative à l'entrée, pour éviter les *chocs*.

La vitesse linéaire de la turbine doit être égale à la vitesse relative de sortie du fluide et, par suite, à la vitesse relative d'entrée.

Cette condition détermine l'inclinaison des aubes de la roue réceptrice, qui doit être double de celle des aubes distributrices.



L'angle d'inclinaison des aubes à la sortie doit être le même qu'à l'entrée.

Ces relations s'expriment comme suit (*fig. 66*) :

$$\beta = 2\alpha$$

$$v_1 = v_2 = c_1 = c_2 = \frac{\omega}{2 \cos \alpha}$$

et :

$$\omega' = 2v_1 \sin \frac{\beta}{2} = 2v_1 \sin \alpha$$

$\alpha$  étant l'angle d'inclinaison des aubes distributrices ;

$\beta$  — celui des aubes réceptrices ;

$v_1$  — la vitesse linéaire de la turbine ;

$c_1$  — la vitesse relative à l'entrée ;

$c_2$  — la vitesse relative à la sortie ;

$\omega$  — la vitesse absolue à l'entrée ;

$\omega'$  — la vitesse absolue à la sortie.

Le rendement théorique du distributeur est égal à :

$$\eta = \frac{\omega^2 - \omega'^2}{\omega^2} = 1 - \tan^2 \alpha.$$

Pour  $\alpha = 20^\circ$ , qui est l'angle pratiquement le plus faible dans l'espèce :

$$\eta = 0,87.$$

Le rendement maximum aurait lieu avec  $\alpha = 0$ , et par conséquent, quand la *vitesse linéaire serait égale à la moitié de la vitesse d'arrivée du fluide*.

La courbe (*fig. 67*) donne des rendements *théoriques* en fonction de la vitesse périphérique du disque pour une même vitesse de la vapeur.

Ce rendement pour  $\omega = 1000$  mètres par seconde, serait de 45 % à la vitesse périphérique du disque de 155 mètres par seconde ; il s'élèverait à 73 %, à 300 mètres, et à 85 %

à 400 mètres par seconde, vitesse qu'il semble difficile de dépasser à cause de la résistance même de la matière.

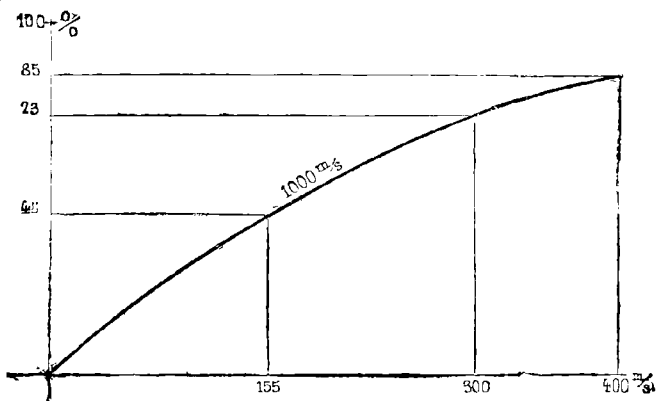


Fig. 67. — Courbe des rendements théoriques de la turbine de Laval en fonction des vitesses périphériques du disque.

Pratiquement, on constate des écarts plus ou moins grands entre ces vitesses.

La figure 68 donne la consommation de vapeur par cheval

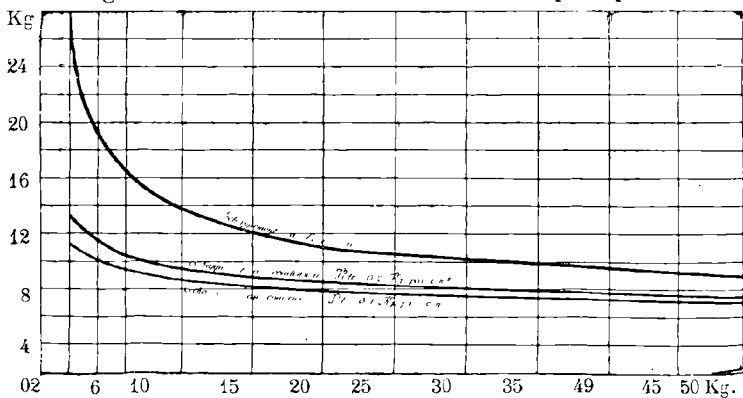


Fig. 68. — Courbes de la consommation réelle de vapeur par cheval effectif et par heure en fonction de la pression d'admission et celle de l'échappement.

effectif et par heure en fonction des pressions d'admission et d'échappement. Ces courbes ont été tracées en admet-

tant un rendement pratique facilement réalisable de 60 %.

Les courbes (*fig. 69*) donnent la puissance théorique d'un kilogramme de vapeur à diverses pressions effectives suivant la marche avec ou sans condensation. On voit qu'elle est de 40 000 kilogrammètres par kilogramme de vapeur pour 10 kilogrammes de pression d'admission et la marche à échappement libre, qu'elle dépasse 60 000 kilogrammètres pour la même pression d'admission et l'échappement au condenseur, le vide étant de 0,2 kilogramme par  $\text{cm}^2$ , et

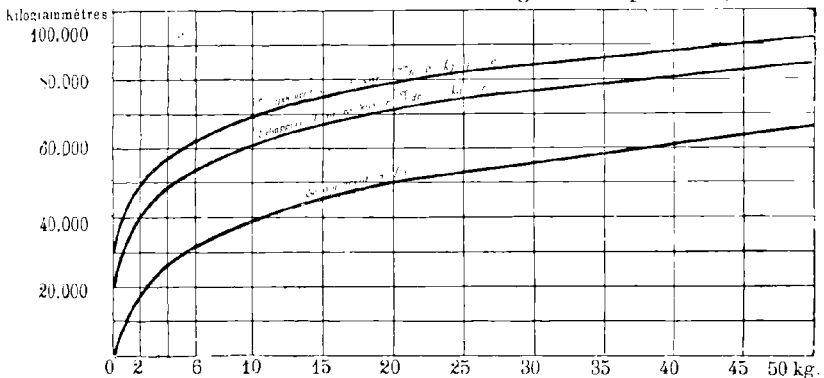


Fig. 69. — Courbes de la puissance théorique d'un kilogramme de vapeur à diverses pressions effectives de 1 à 50 kilog. par centimètre carré.

qu'elle atteint 70 000 kilogrammètres à 0,1 kilogramme de vide par  $\text{cm}^2$ . Cette puissance atteindrait 93 000 kilogrammètres par kilogramme de vapeur à la pression de 50 kilogrammes et échappement au condenseur, dont le vide serait de 0,1 kilogramme par  $\text{cm}^2$ .

Les considérations d'exécution des aubes ne permettent pas non plus d'éviter complètement les chocs. La vitesse relative à l'entrée sera déviée de sa direction normale par l'aube, pour suivre une nouvelle direction.

Le rendement du distributeur est abaissé de ce chef de 83 à 75 % environ.

Pour utiliser l'excès de vitesse absolue à la sortie, M. Sosnowski proposait déjà de recourir au dispositif com-

*pound*, consistant à faire agir le fluide à sa sortie de la première turbine, sur une seconde ayant même vitesse linéaire.

La vitesse relative à la sortie de cette seconde roue réceptrice se trouve ainsi sensiblement rapprochée de la vitesse linéaire de cette roue et la vitesse absolue à la sortie de beaucoup réduite, ce qui améliore notablement le rendement.

Nous allons considérer maintenant avec quelque détail les divers éléments des turbines à vapeur.

**Aubages.** 1° *Forme des aubes.* — D'après ce qui précède, on conçoit aisément que la forme des aubes présente une importance absolument capitale, au point de vue de l'utilisation du fluide. Cette forme doit satisfaire à deux conditions : 1° assurer la direction de la veine de vapeur ; 2° permettre la détente du fluide dans les canaux avec la plus faible perte possible.

La longueur du chemin parcouru par la vapeur, c'est-à-dire la longueur des canaux, est toujours un certain multiple du pas, donné par la pratique. Quelle est l'influence de cette longueur ? Y a-t-il avantage à employer des canaux larges et courts, ou au contraire, étroits et longs ? Si nous considérons la perte d'énergie qui se produit dans le canal, nous arrivons à cette conclusion que :

$$h_r = 2S \left( 1 + \frac{e}{a} \right) \frac{lw^2}{2ge}$$

formule dans laquelle  $h_r$  représente la perte d'énergie,  $w$  la vitesse de la vapeur,  $l$ , la longueur du canal,  $a$  la longueur radiale des aubes,  $e$ , la largeur du canal.

On voit donc d'après cette relation, que pour une valeur donnée de  $\frac{l}{e}$ , il y a avantage à choisir  $e$ , et par suite le pas plutôt petit (Stodola).

Le pas dépend aussi de la longueur des aubes qui déter-

mine également une hauteur axiale minimum. Les dimensions pratiques sont à peu près les suivantes :

Pour 20 à 30 millimètres de longueur radiale, 8 à 10 millimètres de hauteur axiale et de 5 à 6 millimètres de pas ;

Pour de très grandes aubes, 200 à 300 millimètres de longueur radiale, 25 millimètres de hauteur, et de 14 à 16 millimètres de pas.

2° *Construction et mode de fixation des aubes.* — Pour les très grandes vitesses (150 mètres par seconde à la périphérie), on peut employer le dispositif utilisé par *Riedler-Stumpf* ou par *de Laval*. Les premiers constructeurs fraisent directement les aubages dans la jante de la roue. Une fraise en disque, montée en porte-à-faux, taille à la fois le canal et l'encoche demi-circulaire de la paroi. Dans la turbine de Laval, des alvéoles sont pratiquées dans la jante de la roue ; elles reçoivent les aubes qui sont fraisées exactement suivant la même forme et sont maintenues par un léger matage. Elles sont un peu plus grandes que les alvéoles, de manière à ce que le rebord dont elles sont pourvues à la périphérie forme la paroi extérieure du canal. *Zoelly*, utilise des aubes étirées en acier doux qui sont ensuite reprises à la fraise et amincies radialement. Le mode de fixation est différent de celui des aubes de Laval : chaque aube se termine en effet par une queue en forme de T ou en forme de queue d'aronde qui s'engage dans un anneau rivé après le montage.

Les aubes des turbines *Elektra* sont en acier étiré. Le profil des barres employées a la forme de l'espace occupé par une aube et son canal. Les aubes sont taillées à la fraise dans les barreaux élémentaires. Elles sont maintenues en place sur la roue par une patte en acier au nickel. Pour les vitesses moyennes (inférieures à 150 mètres) les turbines peuvent être construites plus simplement. Tel est le cas d'ailleurs de toutes les machines à plateaux multiples qui tournent à plus faible vitesse.

Les aubes motrices des turbines *Parsons* sont indépendantes et interchangeable comme celles de la turbine de Laval, mais elles sont fixées dans des rainures de forme spéciale (de section en queue d'aronde) par des coins d'acier étiré ou de bronze. Les aubes directrices sont fixées de la même manière dans les parois de l'enveloppe. C'est cette dernière qui sert de paroi extérieure pour le guidage de la vapeur.

Le jeu entre les roues est aussi faible que possible.

Dans les turbines *Rateau*, les aubes en tôle d'acier étampée sont rivées sur la jante des roues. Ces dernières sont formées elles-mêmes d'une tôle emboutie. Elles sont pourvues d'un bandage qui constitue la paroi extérieure des canaux.

La forme des aubes a d'ailleurs excité largement la sagacité des chercheurs, chaque type de turbine étant caractérisé par un profil spécial des augets moteurs.

D'après M. John Richards, dans l'*American Machinist*

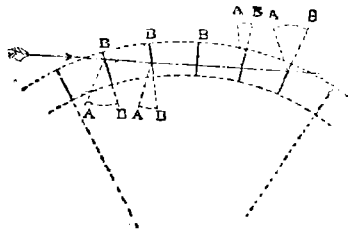


Fig. 70.

(2 décembre 1905), si la surface des augets est plane, ils offrent la plus mauvaise disposition d'utilisation de la puissance vive du jet (*fig. 70*).

1° Cette forme quintuple le nombre de jets nécessaires ;

2° Elle nécessite l'emploi d'une qualité toute spéciale de matériaux.

Si l'on examine le nombre d'augets, la figure 70 montre

que la direction de la composante tangentielle varie avec la position de la face plane des augets ; l'effet produit est analogue quand on emploie des aubes courbes (*fig. 72*) dans

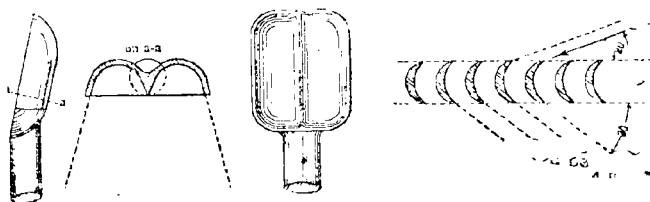


Fig. 71 et 72. — Forme des augets.

lesquelles l'angle d'entrée est de  $20^\circ$ , tandis que celui de l'échappement est de  $36^\circ$  ; cette forme est celle des types de Laval.

La figure 73 montre une forme d'augets permettant de ramener l'angle d'échappement à  $20^\circ$ .

La figure 74 donne la forme des augets de W.-A. Doble ; on voit aisément que les pressions latérales sont équilibrées.

La figure 71 permet une réduction du nombre des au-

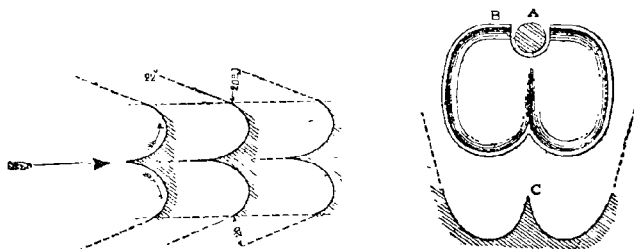


Fig. 73 et 74. — Forme des augets.

gets, en acceptant un auget par  $8^\circ$  dans le cas de roues de 500 à 1 000 millimètres de diamètre.

Ces augets sont rapportés et fabriqués par estampage.

Les procédés de liaison des augets à la roue diffèrent également selon les types de turbines ; dans les machines à simple action les roues affectent la forme de disques

lenticulaires afin d'obtenir une meilleure répartition de la matière pour la résistance aux efforts centrifuges.

La tension due à la force centrifuge peut être imaginée aisément quand on songe que 450 grammes de métal disposés à la périphérie d'une roue de 0,60 m. de diamètre tournant à la vitesse de 10 000 tours représentent une force centrifuge de plus de 15 000 kilogrammes.

**Distributeurs.** — 1° *Forme des distributeurs.* —

L'étude des phénomènes présentés par les fluides s'écoulant à travers un orifice ou un canal de forme et sections variées a conduit à des conclusions qui ont été exposées précédemment. On conçoit aisément que les conditions du problème varient dans la plus large mesure selon que l'on désire utiliser la pression de la vapeur ou sa force vive seulement. De fait, les organes des turbines à réaction et ceux des turbines à action présentent les divergences les plus accusées. Dans le cas le plus simple, la vapeur s'écoule par un ajutage spécial destiné à diriger le jet moteur sur les aubages mobiles. Pour que le flux puisse acquérir toute sa vitesse, la tuyère est calculée de manière à produire la détente.

Il n'en est pas de même lorsqu'il s'agit d'utiliser la pression et non la vitesse seulement, ou simultanément la pression et la force vive. On ne pourra alors se contenter d'une seule tuyère et il faudra recourir à l'artifice utilisé par Parsons.

2° *Construction des distributeurs.* — La tuyère de Laval s'ajuste exactement dans l'alésage faiblement conique du support. Un filetage et une vis de pression permettent le démontage.

La tuyère étant formée d'un tube cylindrique, on conçoit que son intersection avec la paroi de l'enveloppe soit de forme elliptique, ce qui présente des inconvénients au point de vue de l'utilisation de la vapeur : les canaux ne reçoivent pas tous la même quantité de fluide. On a donc des pertes par suite de l'aspiration de la vapeur du milieu ambiant.



Pour éviter cet inconvénient, *Riedler-Stumpf* donnent à la presse à la tuyère une section rectangulaire à l'extrémité, après l'avoir alésée aux dimensions voulues.

Les tuyères des turbines Kolb (*Elektra*) sont simplement forcées dans le bâti. Elles sont en bronze. Le réglage s'effectue à l'aide d'une languette en acier, vissée à l'entrée. On la déplace au moyen d'un levier. La forme de la languette et celle de la tuyère sont choisies de manière à ne pas changer le rapport de la section du col à la section terminale.

A noter que les tuyères *Riedler-Stumpf*, dont il sera question plus loin, permettent, grâce à leur section rectangulaire — en les rapprochant suffisamment — de former une veine de vapeur continue et d'utiliser ainsi toute la périphérie des roues.

Dans les turbines multiples, le distributeur est constitué par de simples aubes.

Dans les turbines *Zoelly*, les aubes sont en tôle d'acier, de forme spéciale. Elles sont fixées dans des rainures et maintenues en place par des anneaux.

Dans les turbines *Rateau*, les distributeurs sont disposés de manière à faire suivre à la vapeur le plus court chemin possible. A cet effet, ils sont fixés en hélice par rapport à l'axe de la turbine en augmentant de nombre, à mesure que l'on s'éloigne de l'admission pour se rapprocher de l'échappement.

Dans les turbines *Curtis*, les tuyères, de section rectangulaire ou carrée, sont réunies par groupes et forcées à l'aide de machines spéciales dans une même pièce. L'aubage des distributeurs est également taillé dans des segments montés en plus ou moins grand nombre à la périphérie, suivant le degré d'injection.

Nous indiquerons plus loin (*Description des divers systèmes de turbines à vapeur*) quelques dispositifs de distributeurs.

**Tambours.** — Selon le type de turbines considéré, les aubages peuvent être fixés soit sur un ou plusieurs tambours, soit à la périphérie de roues indépendantes. Dans le premier cas, le montage sur l'arbre s'effectue en général à l'aide de plateaux fixés à la presse aux deux extrémités du tambour. On peut également se servir d'un système de bras rapporté.

On démontre par le calcul que la fatigue du métal qui provient de la force centrifuge de la paroi ne dépend que de la vitesse périphérique ; le rayon du tambour n'intervient pas. A partir de 100 à 120 mètres par seconde, les tensions atteignent des valeurs inadmissibles pour les métaux ordinaires, aussi est-il nécessaire de renforcer la paroi par des bras ou mains, de substituer au tambour unique une série de tambours de dimensions moindres que l'on établit d'après la méthode indiquée pour les roues.

**Détermination des dimensions des roues.** — 1° *Disques.* Disques d'égale résistance ; disques d'épaisseur constante.

Les roues motrices des turbines sont soumises à deux forces distinctes et très différentes : la force tangentielle exercée par la vapeur à la périphérie et la force centrifuge.

La première est pratiquement négligeable en ce qu'elle ne produit aucune fatigue.

Il n'en est pas de même de la seconde, par suite des vitesses énormes réalisées dans certaines turbines à roue unique.

Grübler et Kirsch ont démontré que la tension tangentielle le long du bord d'un orifice central percé dans un disque tournant à grande vitesse est deux fois plus grande qu'au centre d'un disque plein.

Le forage d'un trou en un point quelconque d'un disque tournant rapidement a donc pour effet de doubler au moins la valeur de la fatigue du métal.

Lorsque le profil des roues va en croissant progressive-

ment de la périphérie vers le centre, l'écart entre la tension maxima réelle existant dans une section et la valeur moyenne des tensions le long de cette section est négligeable.

### 2° *Moyeu*. Dimensions.

Divers cas à considérer : a) Roues supportant de faibles efforts, avec alésage de grand diamètre.

b) Roues supportant de grands efforts avec alésage de petit diamètre.

Le moyeu est assimilable, suivant les dimensions de l'axe, soit à un anneau d'épaisseur relativement faible soumis à diverses forces : la force centrifuge, la tension développée par le disque et la pression produite par le calage du moyeu sur l'arbre, soit à un disque d'épaisseur constante.

**Arbres.** — Lorsqu'il s'agit d'arbres tournant à de grandes vitesses comme c'est le cas pour ceux des turbines, la considération dominante est d'éviter la production des vibrations gênantes et même dangereuses. On calculera les dimensions de manière à ce que le métal résiste aux efforts de torsion et, dans certains cas, également aux efforts de flexion. Dans les turbines à réaction, il faut de plus tenir compte de la poussée.

*Arbre flexible des turbines de Laval.* — Dans la turbine de Laval à roue unique, le corps de la turbine est monté sur un axe en acier qui repose sur deux coussinets à ses extrémités. L'arbre d'une machine de 10 chevaux n'a que 3 millimètres dans l'endroit le plus faible et 30 millimètres pour une machine de 300 chevaux. Ces dimensions peuvent paraître paradoxales. Il n'en est rien. Aux vitesses si élevées de 10 à 30 000 tours par minute, le centrage parfait de la roue est presque impossible. Quelque précaution que l'on prenne dans la fabrication et souvent à cause des défauts de la matière, il est impossible d'obtenir que son centre de gravité vienne coïncider avec l'axe géométrique de l'arbre et que son plan de symétrie lui soit perpendicu-

laire. Avec des arbres rigides, il aurait pu se produire, de ce chef, des échauffements dans les coussinets et même la rupture de l'arbre. M. de Laval a résolu cette difficulté d'une façon fort ingénieuse et avec le plus grand succès en utilisant les propriétés gyrostatiques des corps et montant sa roue d'une certaine façon, sur un arbre très mince et par suite, flexible.

Comme le rappelle M. Sosnowski, si l'on fait tourner un corps qui a un plan de symétrie autour d'un axe maintenu à ses extrémités et passant par son centre de gravité, ce corps tendra, à mesure que la vitesse augmente, à tourner autour de son axe principal d'inertie qui est la ligne perpendiculaire au plan et passant par le centre de gravité. L'axe physique étant flexible se déformera de la quantité nécessaire pour lui permettre cette orientation, comme l'indique la figure 75.

La position du disque que, pour plus de simplicité, nous avons pris comme exemple, n'a pas d'influence. Ce disque

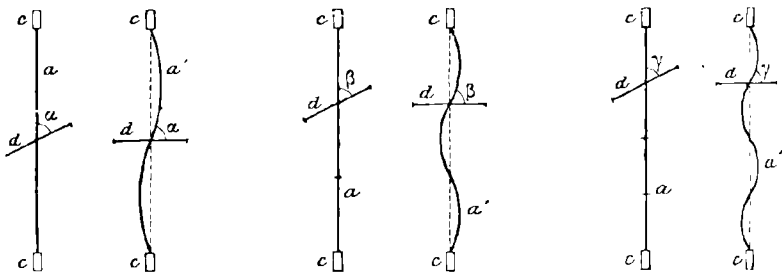


Fig. 75 à 77. — Arbre flexible de Laval

peut être au milieu de l'axe, à un tiers ou un quart de distance d'un de ces points fixes ; le phénomène se reproduira de la même façon. Le mouvement vibratoire de l'arbre seul changera.

Si l'on fait tourner, au contraire, ce disque autour d'un arbre flexible perpendiculaire à son plan de symétrie, mais ne passant pas par le centre de gravité, on observera le curieux phénomène suivant (fig. 78).

L'arbre flexible, avec disque excentrique monté à une certaine distance entre les paliers, mis en mouvement, commence par fléchir très visiblement, en décrivant un arc, et finit par se redresser spontanément à partir d'une certaine vitesse. Les frottements qui ont lieu au début dans les coussinets, en opposant une résistance sensible à la rotation, disparaissent en même temps ; les vibrations transmises à la masse sont insignifiantes.

En fait, comme on l'a dit, les arbres des turbines de Laval sont en acier et de diamètre extrêmement faible. Les

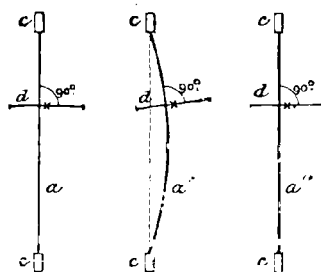


Fig. 78. — Arbre flexible de Laval.

*a*, l'arbre flexible au repos ; *a'*, l'arbre flexible en mouvement ;  
*a''* l'arbre flexible à partir d'une certaine vitesse ; *d*, disque ; *c*, coussinet.

portées sont très longues ; elles reposent dans des coussinets en bronze avec interposition de métal antifricition, et un graissage modéré, mais continu, permet d'éviter tout grippement.

Rappelons d'ailleurs que la Société de Laval a notablement modifié le type primitif de ses turbines et qu'elle établit notamment des machines à disques multiples.

**Paliers.** — Les premières turbines à roue unique tournaient à des vitesses extraordinaires. Grâce à l'emploi des disques multiples et à l'utilisation d'aciers spéciaux qui permettent de plus grands diamètres, on est parvenu, comme on l'a vu, à les réduire considérablement. On a cependant toujours à considérer :

- 1° La vitesse circonférentielle très élevée des tourillons ;  
 2° Les vibrations.

L'échauffement et le bruit sont donc les deux plus graves inconvénients.

La quantité  $Q$  de chaleur produite par heure est donnée par la relation.

$$Q = 3600 A l d \mu p w$$

dans laquelle

$l$  = longueur du tourillon en centimètres,

$d$  = diamètre du tourillon en centimètres,

$\mu$  = coefficient de frottement,

$p$  = pression spécifique dans le palier (kilogrammes par  $\text{cm}^2$ ),

$w$  = vitesse circonférentielle du tourillon en mètres par seconde.

D'après les recherches de Lasche et Stribeck, il existe une relation relativement simple entre le coefficient de frottement, la vitesse, la pression spécifique et la température. Cette relation peut être exprimée par la loi empirique :

$$\rho \mu t = K = 2.$$

Cette formule est applicable aux pressions inférieures à 15 kilogrammes par  $\text{cm}^2$  et à des températures de 30° à 100°.

L'action de la vitesse est peu considérable : pour les très faibles vitesses,  $\mu$  a sensiblement la valeur trouvée pour le frottement de surfaces métalliques en contact direct ( $\mu = 0,14$ ).

Entre 0,1 m. et 1 mètre,  $\mu$  diminue ; sa valeur est même inférieure à 0,005. Entre 5 et 20 mètres par seconde, la vitesse n'exerce qu'une influence insensible.

Lasche a étudié théoriquement et pratiquement la question de l'échauffement des paliers. Il a établi une équation qui permet de déterminer la température d'un palier à l'état de régime.

Si l'on pose :

$t$  = température du coussinet,

$t_0$  = température de l'air ambiant,

$K$  = coefficient variable selon les types de paliers considérés entre  $K = 2$  et  $K = 6$ .

L'expression trouvée par Lasche est la suivante :

$$Kt(t - t_0) = 3\,600 \frac{Kw}{\pi}$$

d'où l'on peut tirer  $t$ .

Le pouvoir lubrifiant de l'huile diminuant lorsque la température dépasse 125 degrés, on a intérêt à refroidir les paliers. L'un des systèmes les plus pratiques réside dans l'emploi d'une pompe déterminant la circulation de l'huile et son passage dans un radiateur ou serpentín convenable.

L'huile sous pression arrive dans un graisseur à bague d'où elle s'écoule le long de l'arbre. Dans certaines turbines, des rainures sont pratiquées le long de l'arbre, pour permettre son passage. Elle est ensuite recueillie par des ailettes qui la rejettent dans la canalisation d'où la pompe les envoie dans le réservoir. L'installation peut être complétée par l'adjonction d'un système de refroidissement des paliers par circulation d'eau.

**Joints.** — Les joints constituent certainement la partie la plus délicate des turbines à vapeur, surtout des turbines à réaction. La construction des presse-étoupes, exige des soins tout particuliers. Tandis que dans les turbines à *action* utilisant la force vive de la vapeur, les roues tournent librement sous l'impulsion du flux qui leur est distribué par des tuyères avec un jeu assez important, dans les turbines à *réaction* au contraire, le fluide moteur passant par une série de distributeurs-fixes et de roues-turbines, ne doit pas s'égarer dans les joints. On se heurte aux mêmes difficultés que l'on rencontre dans les moteurs alternatifs à piston : les pièces tournantes doivent être ajustées avec une grande

précision, de manière à ne laisser que le jeu strictement nécessaire pour éviter le frottement entre les parties fixes.

Aussi cette question a-t-elle été étudiée très méthodiquement par Parsons, dès le début. On ne pouvait songer à refroidir les joints, ce qui eut entraîné une perte de calorique et produit des condensations nuisibles, on a donc eu recours à un autre artifice. Le type de presse-étoupes le plus répandu est incontestablement celui qu'a employé Parsons (joint en labyrinthe). Il repose sur l'emploi de rainures taillées dans les deux pièces (boîte du presse-étoupes et arbre de la turbine). La vapeur qui tend à s'infiltrer le long de l'arbre, doit s'engager dans une série de chambres et de défilés qu'elle franchit successivement. En pénétrant dans les chambres, la vapeur perd de sa vitesse, de sorte qu'une partie de la différence de pression est dépensée dans chaque espace clos.

Grâce à ces détentes partielles, on abaisse considérablement la pression, et par suite on diminue les fuites dans une large mesure. Quant aux joints, il sont établis de manière à réduire le jeu au strict minimum ; de plus, on s'arrange pour y faire circuler la vapeur en sens inverse de la force centrifuge.

On démontre aisément que, lorsque la pression extérieure n'est pas trop basse, la perte au joint est sensiblement proportionnelle au nombre des chambres du labyrinthe. Stodola ayant fait exécuter diverses expériences au Polytechnicum de Zurich, en conclut que, à jeu radial égal et à longueur axiale égale, les cannelures ne diminuent que peu le débit. Les facteurs essentiels qui influent sur le débit sont le *jeu radial* et la *longueur du chemin parcouru par la vapeur*.

Aussi certains constructeurs ont-ils renoncé aux chambres intermédiaires. Pour n'avoir pas à trop réduire le jeu, ils ont préféré augmenter la longueur du labyrinthe (turbines Schultz).

Dans les turbines *Rateau*, les turbines *de Laval*, on subs-



titue aux joints en labyrinthe, une ou plusieurs douilles fortes en alliage spécial. La Société de Laval emploie le métal antifriction. La douille à rotule, avec fourrure de métal antifriction est formée de deux parties maintenues en place par des ressorts agissant axialement. Une couche d'huile interposée entre l'arbre et les coussinets complète l'étanchéité.

Dans le cas des turbines à axe vertical, on conçoit que par suite des vitesses de rotation très élevées, il soit nécessaire d'employer des dispositifs particuliers.

Les turbines *Curtis*, se construisant plus spécialement dans ce cas comme groupe électrogène de très faible encombrement, emploient le dispositif suivant : le pivot fonctionne dans des conditions absolument normales, sans échauffement, grâce à l'emploi de l'huile sous pression refroidie par une circulation d'eau. L'huile arrive au centre, dans un évidement pratiqué dans les deux grains en fonte, puis circule dans le palier qui surmonte le pivot. Une garniture métallique empêche l'huile de pénétrer dans la turbine. Malgré la pression très élevée de l'huile, le débit n'atteint guère que 22 litres par minute pour une unité de 5 000 kilowatts.

**Matériaux de construction.** — Etant donnée la vitesse relativement grande des divers organes en mouvement dans les turbines à vapeur, on conçoit que la question de la matière des métaux à employer et des efforts pratiques admissibles prenne une importance considérable.

Il ne faut pas oublier que nos connaissances actuelles sur la résistance des matériaux sont basées, en partie, sur des résultats d'expériences, mais en partie aussi sur des hypothèses relatives au mode de déformation des corps. On se souviendra donc que les déductions ne doivent pas être absolument rigoureuses.

Rappelons que l'on a nommé *limite d'élasticité*, le point à partir duquel les forces intérieures cessent d'être propor-

tionnelles aux déformations: le corps ne peut donc reprendre de lui-même sa forme primitive.

Quant aux coefficients de *charge pratique*, ils dépendent du rapport entre les tensions ou compressions des matériaux et la *charge de rupture*. Il y a lieu de rappeler toutefois que la rupture peut être provoquée non seulement par l'application en une seule fois de la charge de rupture, mais encore par des tensions ou compressions de valeur moindre, de même sens et répétées un nombre suffisant de fois.

Aussi, dans le cas des turbines, est-il souhaitable que l'on détermine à nouveau par des expériences directes, et autant que possible sur les pièces mêmes, les chiffres de résistance des matériaux employés.

On sait, en effet, que, notamment pour les aciers, les propriétés du métal subissent des altérations lorsque les pièces considérées ont été soumises aux diverses opérations de la forge, de l'érouissage, du rivetage. Les données fournies généralement par les usines productrices sont relatives aux matériaux pris à la température ordinaire et avant tout travail susceptible de les modifier. Il est donc prudent de procéder à un contrôle sérieux, d'autant plus que l'industrie livre les plus grandes variétés de métaux et alliages. C'est ainsi que, pour l'acier, on trouve de l'acier presque entièrement décarburé dont la résistance n'est guère que de 40 kilogrammes par millimètre carré, tandis qu'il en est d'autres dont la résistance à la rupture dépasse 200 kilogrammes par millimètre carré (fils des aciéries de Firminy).

Les turbines à vapeur fonctionnant soit avec de la vapeur détendue, soit avec de la vapeur surchauffée, il est intéressant de connaître l'influence de la température sur la résistance des métaux constituant les distributeurs et les aubes motrices. L'expérience n'a pas permis d'établir des lois précises. On admet toutefois que la résistance diminue à mesure que la température augmente. D'après Kollmann, on aurait, entre 0 et 300°, la résistance à 0° étant prise = 100 :

Température . . . . .	0°	100°	200°	300°
Fer fibreux . . . . .	100	100	95	90
Fer à grain fin . . . . .	100	100	100	97
Bessemer . . . . .	100	100	100	94

D'après Fairbain, la résistance du fer demeurerait constante jusqu'à 366°. Barnaby admet que celle de l'acier Bessemer est plus élevée de 10 kilogrammes par millimètre carré à 400° qu'à la température ordinaire. Il en serait de même de l'acier Siemens-Martin, mais à un moindre degré.

D'après Nystrom, on aurait :

Température . . . . .	0	37,7	93,3	149	205	260	316
Fer . . . . .	100	106	114	119,6	122	120,1	114
Cuivre . . . . .	100	98,6	94,5	90	83,6	77,2	70,1

Les divers organes des turbines à vapeur n'ayant pas à supporter les mêmes efforts, on conçoit que les conditions varient et par suite le choix des matériaux dans chaque cas particulier.

Les tourillons, par exemple, sous l'action des forces auxquelles ils sont soumis, ont à supporter des efforts transversaux, c'est-à-dire perpendiculaires à leurs axes, ou des efforts longitudinaux, c'est-à-dire dirigés suivant leurs axes. On conçoit, en effet, que le résultat ne soit pas le même si la turbine est accouplée directement à une pompe ou une dynamo ou si elle transmet son mouvement par poulie et courroie à une machine-outil ; de même pour les pivots qui, en général, ne travaillent que dans le sens longitudinal de l'arbre. Quant aux arbres moteurs, ils sont sollicités à la flexion et ont à résister à des efforts de torsion. On a étudié plus haut le cas des arbres flexibles qui présentent certaines particularités intéressantes.

Quel que soit d'ailleurs l'organe considéré, on n'admet, dans la pratique, à cause du manque d'homogénéité des meilleurs matériaux, comme valeur moyenne de l'effort admissible, que le cinquième ou mieux le huitième du chiffre

de la limite d'élasticité. Lorsqu'il s'agit de disques d'égale résistance, non percés au centre, on démontre que les qualités courantes d'acier suffisent pour des vitesses périphériques inférieures à 200 mètres par seconde. Au-dessus de 200 mètres et jusqu'à 300 mètres il faut employer de l'acier au creuset, mais pour les vitesses supérieures à 400 mètres, l'acier au nickel offre seul une résistance suffisante. La maison Krupp fabrique des aciers spéciaux qui conviennent parfaitement. Signalons les qualités suivantes :

Résistance à la rupture (kg. par mm <sup>2</sup> ) . . . . .	90	100	180	149
Allongement (0/0) . . . . .	12	13,1	7	8,6
Limite d'élasticité (kg. par mm <sup>2</sup> ) . . . . .	65	81,3	96	132

L'influence de la température est curieuse à noter :

Température en degrés centigrades . . . . .	20	200	300	400
Charge de rupture (kg. par mm <sup>2</sup> ) . . . . .	88	91	92,5	73
Limite d'élasticité (kg. par mm <sup>2</sup> ) . . . . .	70	60	54	40
Allongement (0/0) . . . . .	10,7	8,7	8,3	7,0

**Equilibrage des masses tournantes. Détermination des balourds.** — L'un des plus graves inconvénients des vitesses élevées des turbines réside dans la production de vibrations. Non seulement les trépidations sont désagréables, soit par le son qu'elles engendrent, soit par le mouvement oscillatoire qu'elles déterminent, mais elles causent de plus une perte notable d'énergie et nuisent à la bonne marche des machines. Aussi les constructeurs s'efforcent-ils de les diminuer dans la plus large mesure et même de les annihiler. C'est par une construction soignée et un choix méthodique des matériaux et des dispositifs que l'on arrive à réaliser la répartition exacte des masses tournantes de manière à ce que toutes les forces centrifuges se fassent équilibre. Lorsqu'on ne peut éviter l'existence des *balourds* détruisant cet équilibre, il est nécessaire de le rétablir à l'aide de masses additionnelles dont on détermine la position et la grandeur. On démontre que, dans le cas d'un axe de rotation rigide, il est toujours possible d'obtenir un équilibrage parfait à l'aide

de deux masses additionnelles de grandeur appropriée, placées dans deux plans quelconques perpendiculaires à l'axe de rotation.

Dans la pratique, on opère, en général, par tâtonnement. On commence par amener le centre de gravité de l'ensemble considéré sur l'axe de rotation à l'aide de masses additionnelles, suivant la méthode ordinaire, puis on fait tourner la pièce en la faisant reposer sur des paliers mobiles dans le plan horizontal (employer pour cela des courroies verticales). La pièce oscille alors autour d'un axe vertical. On détermine la position des balourds en notant la position des points où les oscillations sont maxima. Il existe également des appareils à ressorts permettant d'augmenter la sensibilité de la méthode précédente.

**Réglage des turbines.** — En général, le réglage a lieu par simple laminage de la vapeur. Cette méthode présente l'avantage d'être d'une grande simplicité ; mais elle est peu économique pour les faibles charges.

« La perte d'énergie est égale au produit de l'accroissement d'entropie, qui résulte du laminage, par la température absolue de la vapeur à la sortie de la turbine. » Le diagramme entropique permet de l'évaluer aisément. Pour obtenir un réglage parfait, il faudrait pouvoir faire agir la vapeur avec une pression constante, quelle que soit la charge, et faire varier le débit en modifiant les sections des aubages selon la puissance désirée.

Dans le cas des turbines à roue unique, ce réglage s'obtient d'une manière assez parfaite.

Un tachymètre agissant sur un servo-moteur fait fermer ou ouvrir successivement les différentes tuyères.

On peut utiliser également le dispositif employé dans les turbines Elektra (tuyère à section variable de Kolb). Une des parois de la tuyère est mobile et modifie la section du col et celle de l'extrémité sans changer le rapport des aires de ces sections.

Dans les premières turbines de Laval, le régulateur était placé à l'extrémité de l'arbre secondaire. Les détails en sont représentés sur la figure 79. Les deux demi-cylindres 88 peuvent pivoter sur la gaine 10 qui les maintient. Les talons qui servent de base à ces demi-cylindres appuient contre la tête d'une pointe agissant par l'intermédiaire d'un levier sur la soupape d'admission. Cette pointe est maintenue par un ressort antagoniste 9, enfermé dans la gaine 10 à l'aide d'un écrou. Le régulateur agit ainsi sur l'admission et assure la constance de la marche.

Le réglage des turbines à roues multiples est plus délicat. Il faudrait pouvoir agir sur chaque distributeur. En général,

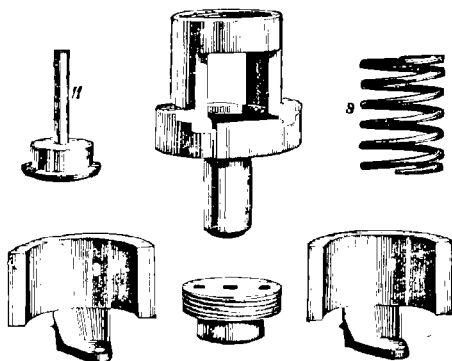


Fig. 79. — Détails du régulateur de Laval démonté.

on se contente, pour une fraction importante de la puissance, d'un simple laminage de la vapeur. Dans les turbines *Rateau*, le tachymètre actionne un piston distributeur qui détermine l'ouverture ou la fermeture d'une valve par laquelle la vapeur vive pénètre directement dans les éléments à basse pression de la turbine. Cette combinaison permet d'établir facilement des turbines dont le rendement maximum correspond à la puissance normale ; la consommation de vapeur n'augmentant que pendant les surcharges, le fonctionnement de ces machines est économique dans un grand nombre de cas.

La turbine *Parsons*, modifiée par MM. Brown-Boveri et C<sup>ie</sup>, utilise un artifice différent. Pour augmenter la puissance, on fait pénétrer la vapeur vive successivement en plusieurs points de la turbine. Aux charges inférieures, le réglage a lieu par laminage. A cet effet, le régulateur agit sur un piston creux qui obture plus ou moins l'orifice d'admission, tant que les charges sont inférieures à la normale. Lorsqu'elles lui sont supérieures, le même piston découvre des canaux conduisant le fluide à divers éléments de diamètre croissant. Grâce à ce dispositif, la pression à l'entrée dans la première roue ne devient égale à la pression d'admission que pour la pleine charge et les surcharges.

Le réglage des turbines *Curtis* s'effectue à l'aide de petits pistons, mus par la vapeur, qui ferment les tuyères du pre-

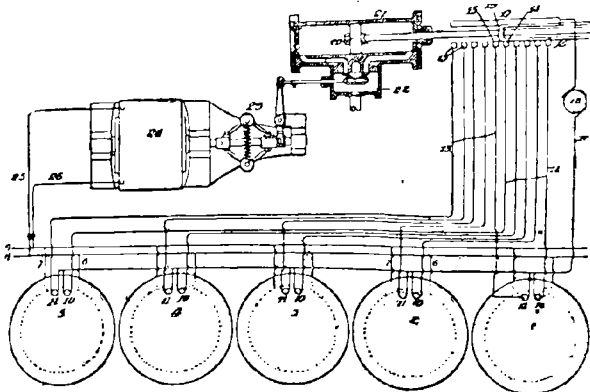


Fig. 80. — Réglage simple des turbines.

mier étage de pression. Les tuyères des autres étages sont actuellement dépourvues de moyens de réglage.

Un régulateur de sûreté provoque la fermeture automatique d'une valve placée sur la conduite d'amenée de la vapeur lorsque la vitesse dépasse une certaine valeur.

La figure 80 représente un autre mode simple de réglage (Charles Curtis) décrit dans la *Zeitschrift für Elektro-*

*technik*, n° 23, 19 juin, p. 375 (Vienne, 1904) et dans *The Electrician*, 29 avril (Londres, 1904).

Sur la figure, 1, 2, 3, 4, 5 représentent cinq turbines à vapeur accouplées à cinq alternateurs, qui débitent sur les deux barres 8, 9. Chaque turbine en dehors de son papillon ordinaire est munie de soupapes de deux façons différentes, actionnées électromagnétiquement.

L'aimant 10 commande la soupape pour la pleine charge, l'aimant 11, la soupape pour la surcharge. Une extrémité des aimants 10 par les fils 12 ainsi qu'une extrémité des aimants 11 par les fils 13, sont reliées aux pièces de contact 14, 15.

Vis-à-vis de ces pièces de contact se trouve une plaque conductrice 17 qui communique avec une source de courant 18 et par le fil 16 avec les autres extrémités de tous les aimants.

Entre 17 et 14, 15 est placée une plaque 19 dont la longueur est égale à celle de tous les contacts. Cette plaque établit la jonction entre 17 et 14, 15; elle est reliée au piston 20 pouvant se mouvoir dans le cylindre 21. Le piston est mis en mouvement par une pression réglée par le tiroir 22. Le déplacement de ce tiroir dépend du régulateur à force centrifuge 23 qui est monté sur l'arbre d'un moteur synchrone 24. Ce dernier est connecté par 25, 26 aux barres 8, 9.

Au repos, la plaque 19 occupe la position extrême à gauche.

Doit-on mettre en marche, tous les interrupteurs sont alors fermés dans les conducteurs 12, 13, tous les aimants sont excités et les soupapes qui en dépendent sont ouvertes.

Le papillon de la turbine 1 est-il ouvert, elle se met en marche et quand elle a atteint la vitesse du synchronisme, elle est fermée sur les barres 8, 9; le moteur 24 tourne aussi, entraînant le régulateur. Ce dernier déplace le tiroir 22



et la plaque 19 prend la position qui correspond à la consommation.

Si la charge ne correspond qu'à la puissance de la première turbine, la plaque 19 prend la position extrême à droite. Si la charge augmente, elle s'avance vers la gauche et actionne d'abord toutes les soupapes de pleine charge, et ensuite les soupapes de surcharge, si la charge venait encore à augmenter. A la décharge, tout se passe de la même façon en sens inverse.

---

## CHAPITRE IV

---

### DESCRIPTION DES TURBINES A VAPEUR

Nous allons commencer l'étude descriptive des turbines à vapeur par celle des deux turbines types : la turbine de *Laval* qui représente le système à action, et la turbine *Parsons* qui représente le système à réaction.

**Turbine de Laval.** — La turbine de Laval est analogue à une turbine d'Euler à axe horizontal, à introduction partielle et à libre écoulement. Elle représente le type le plus simple de la turbine d'action, caractérisée par l'absence d'une surpression entre le distributeur et le récepteur. Dans sa forme primitive, elle se compose schématiquement d'une roue à aubes (*fig. 81*), sur laquelle la vapeur complètement détendue est amenée par un ou plusieurs ajutages dont l'axe est faiblement incliné sur le plan de la roue. Les jets de vapeur pénètrent dans le récepteur en glissant le long des aubes en vertu de la vitesse relative et en leur communiquant la force vive de la vapeur. Cette dernière sort sur la face opposée du disque, avec une vitesse absolue que l'on a cherché à rendre la plus faible possible par un tracé approprié des aubes.

Le corps de la turbine est monté sur un axe en acier, qui repose sur deux coussinets à ses extrémités, et tout l'ensemble tourne dans une chambre dont une partie est venue de fonte avec un conduit de distribution de la vapeur et porte les ajutages en bronze destinés à détendre et diriger

le jet de vapeur, tandis que l'autre forme conduit d'échappement et comprend le palier de bout d'arbre.

Sur l'axe principal est placé le pignon en acier à double denture hélicoïdale, s'engrenant avec une roue dentée qui réduit la vitesse dans le rapport voulu.

A l'extrémité de l'arbre secondaire se trouve le régulateur à force centrifuge représenté figure 79. Les deux demi-

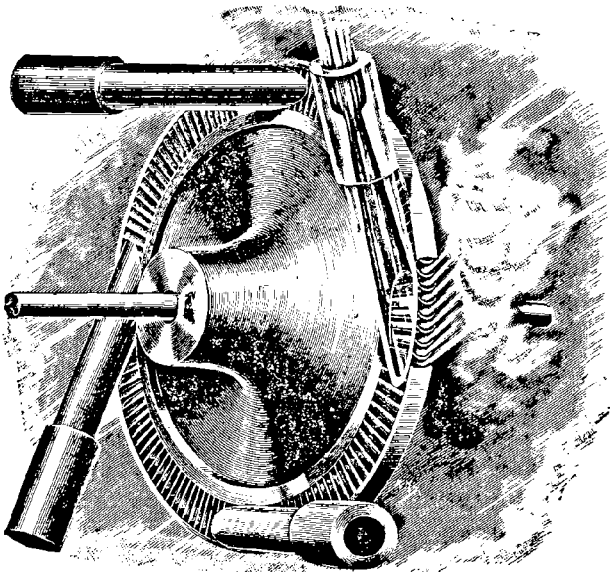


Fig. 81. — Vue en perspective de la roue à aubes et des conduites d'aménée de la vapeur de la turbine de Laval.

cylindres peuvent pivoter sur la gaine qui les maintient. Les talons qui leur servent de base, appuient contre la tête d'une pointe agissant par l'intermédiaire d'un levier sur la soupape d'admission. Un ressort antagoniste, enfermé dans la gaine à l'aide d'un écrou, maintient la pointe.

La vapeur, au sortir de la valve d'admission, se répartissant en plusieurs conduits, on dispose ainsi d'un moyen très pratique de réduction de la puissance de la machine.

Des valves à main permettent, en effet, d'obturer les conduits que l'on veut.

Le fonctionnement de la turbine de Laval est des plus simples. Comme on l'a dit, la *force vive*, seule, est utilisée. Or, la densité du fluide détendu étant très faible, le principal facteur de cette force vive est la *vitesse* ( $W = m v^2$ ; or, ici,  $m$  est très petit, tandis que  $v$  est très grand). La vapeur, s'écoulant dans l'air, par un orifice de petite section, prend en effet, des vitesses considérables qui atteignent 735 mètres par seconde à la pression de 4 atmosphères et 892 mètres à celle de 10 atmosphères. Avec un condenseur, c'est-à-dire lorsque la vapeur s'écoule dans un milieu où la pression est inférieure à la pression atmosphérique, les vitesses sont supérieures à 1 000 mètres. On a 1 070 mètres par seconde pour un condenseur où règne une pression absolue de 0,4 atm.

La vitesse de la vapeur étant énorme, la roue réceptrice devra elle-même tourner à de très grandes vitesses. Selon les cas, on obtient de 7 000 à 30 000 tours par minute, ce qui correspond à des vitesses linéaires variant entre 175 mètres et 400 mètres par seconde. Un travail considérable peut donc être transmis à l'arbre de la roue avec des organes de dimensions extrêmement réduites. En effet, l'effort tangentiel est insignifiant : sur une circonférence de 7 centimètres de rayon à 400 tours par seconde, il ne dépasse pas 7 kilogrammes lorsque la machine produit sa puissance de 10 chevaux. Dans ce cas, le disque n'a que 12 centimètres de diamètre pour une vitesse de 24 000 tours à la minute. Avec un disque de 1 mètre de diamètre, à 6 000 tours, on peut produire une puissance de 600 chevaux.

On conçoit qu'avec ces vitesses on puisse craindre les effets de la force centrifuge. En se servant de la formule connue :  $F = m v^2 r$  on démontre, en effet, que 1 gramme placé à la périphérie d'un disque de 16 centimètres de diamètre, tournant à 24 000 tours par minute, est sollicité par

une force centrifuge égale à 50 kilogrammes. Aussi doit-on user d'un artifice pour éviter l'échauffement des coussinets et la rupture de l'arbre. De Laval a eu l'idée fort heureuse d'employer à cet effet, un arbre très mince et par suite *flexible*. Il en a été question au chapitre des éléments de turbines.

Les avantages de la turbine de Laval sont les suivants : très grande simplicité de construction ; faibles résistances passives ; encombrements très réduits ; faible poids ; fondations insignifiantes ; vitesse très constante ; pas de surveillance ; pas d'entretien ; dépense en huile considérablement réduite ; marche silencieuse et absence de trépidations ; pas d'usure ni de frottements : la force vive de la vapeur agissant seule, il y a toujours, par construction, entre la roue et son enveloppe, un jeu de 2 à 2,5<sup>mm</sup>. Les deux plus graves inconvénients sont sans doute ceux qui proviennent de la grande vitesse de rotation et de la consommation de vapeur.

Pour obtenir le maximum de rendement, la vitesse circulaire devrait atteindre la moitié de la vitesse de la vapeur ; or, elle n'est que le  $\frac{1}{4}$ , ce qui est un inconvénient théorique. De plus, la turbine de Laval est une turbine à action directe sans détente, aussi la consommation est-elle assez élevée. Elle convient particulièrement pour les faibles puissances et lorsqu'on est limité comme espace.

**Turbine Parsons.** — La turbine Parsons diffère de la turbine de Laval en ce qu'elle utilise simultanément la pression et la force vive. La chute de pression de la vapeur s'opère graduellement en traversant un ensemble de distributeurs fixes et de roues-turbines. Le fluide circule parallèlement à l'axe horizontal de la machine en passant alternativement dans les guides fixes et les disques mobiles. On utilise ainsi l'action et la réaction de la colonne de vapeur, cette dernière se détendant aussi bien dans les distributeurs que dans les roues mobiles.

Les guides font l'office d'orifices réduisant la pression et augmentant la vitesse de la vapeur qui vient heurter les aubes du disque suivant. Le disque absorbe une partie de l'énergie cinétique ; mais en même temps les orifices entre les aubes, qui servent de passage à la vapeur pour atteindre les disques suivants, sont conformés de manière à produire une nouvelle quantité d'énergie cinétique (*fig. 82*). La moitié environ de l'énergie cinétique absorbée par chaque disque est régénérée dans le disque lui-même, l'autre moitié l'étant dans les guides collatéraux. La vitesse de la

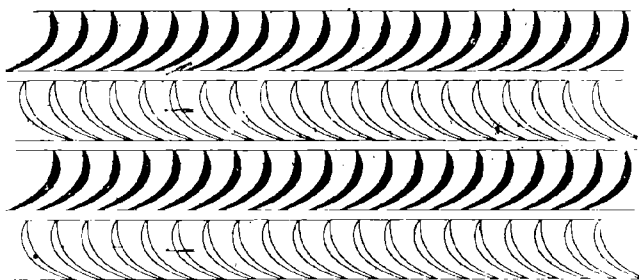


Fig. 82. — Diagramme des aubages Parsons.

vapeur traversant la turbine subit donc des fluctuations dans sa valeur, mais elle n'atteint jamais un chiffre élevé.

D'après ce qui précède, on conçoit que la forme des aubes et des passages ait la plus haute importance dans la turbine Parsons, car c'est d'elle que dépend en grande partie le rendement de la machine. De plus, comme la pression intervient d'une manière très effective, la construction de la turbine Parsons doit être assez délicate. Il est nécessaire, en effet, afin de réduire les pertes de vapeur, d'ajuster avec précision les pièces tournantes, de manière à ne laisser que le jeu strictement indispensable pour éviter le frottement entre les parties fixes et les parties mobiles. Une partie de la vapeur passe néanmoins directement d'un distributeur à l'autre par ces jeux, sans traverser les aubes de la roue intermédiaire. Aussi n'est-elle utilisée qu'en ce sens qu'elle peut

fournir aux parois la chaleur perdue par rayonnement et diminuer ainsi la condensation de la vapeur qui se détend.

C'est le mérite de C. A. Parsons d'être parvenu à construire une turbine dont le nombre de tours permet son accouplement avec d'autres machines. Il a poursuivi la réalisation de son invention pendant plus de 15 années avec une énergie et une persévérance indomptables. Et alors que sa première turbine, dont la mise en marche date de 1884, faisait encore 18 000 tours par minute, il parvint en 1888 à construire une turbine de 50 HP dont le nombre de tours n'était que de 7 000 et, peu après, une de 200 HP dont la vitesse n'était plus que de 4 000 tours. Il parvenait en même temps à réduire la consommation de vapeur de sa turbine de façon à la rendre équivalente à celle des meilleures machines à pistons.

Chaque nouvelle machine marquait un progrès dans cette voie et Parsons put bientôt livrer des turbines dont la vitesse variait, suivant la puissance et la destination, entre 750 et 3 500 tours par minute. Ce sont ces vitesses qui rendent la turbine Parsons propre à l'accouplement direct des organes à grande vitesse et en particulier avec des machines électriques.

Comme il a été dit plus haut, le principe des turbines à vapeur réside dans le fait que la vapeur est envoyée contre les aubages d'une roue à ailettes et communique à celle-ci un mouvement de rotation. Dans la turbine Parsons, les ailettes sont disposées sur un arbre mobile en acier où leur ensemble se présente sous l'aspect d'une série de couronnes successives.

Pour qu'il y ait rotation sous l'influence de la vapeur, il faut non seulement que celle-ci soit admise à une certaine pression, mais encore qu'elle ait une direction convenable à sa rencontre avec les aubages. C'est dans le but d'assurer cette direction qu'on a pourvu la turbine Parsons d'un deuxième système d'aubages, groupés comme les premiers en

couronnes successives, mais disposés dans l'intérieur d'un cylindre fixe creux. Les couronnes d'aubes fixes alternent dans la machine montée avec les couronnes d'ailettes mobiles et le jeu entre deux couronnes fixe et mobile est de 3 à 4 millimètres. Les ailettes sont toutes légèrement infléchies, celle de l'arbre en sens inverse de celles du cylindre. On a pris aux turbines hydrauliques les dénominations de couronnes directrices et de couronnes mobiles pour les ensembles partiels d'ailettes de la partie fixe et de la partie tournante.

La vapeur est admise à l'une des extrémités du corps cylindrique, et transmet directement son énergie aux ailettes mobiles, comme l'eau à la roue d'une turbine hydraulique. Son mode d'action peut être expliqué comme suit. A la traversée de la première couronne directrice, la vapeur subit une détente partielle qui agit par action sur la première couronne mobile, de manière à engendrer sa rotation. La vapeur change de direction dans cette couronne mobile, se détend à nouveau et entre dans la deuxième couronne directrice.

Il se produit alors un effet de réaction sur la première couronne mobile, effet qui vient renforcer la première impulsion directe.

Le même phénomène se reproduit dans les couronnes d'ailettes suivantes, la vapeur se détendant de proche en proche toujours davantage et cédant son énergie aux ailettes mobiles et à l'arbre avec lequel elles font corps. La vapeur s'échappe en dernier lieu, soit à l'air libre, soit dans un condenseur, comme pour une machine à piston.

On voit par ce qui précède que la turbine Parsons utilise aussi bien la détente de la vapeur que les machines à piston, mais que le travail d'action, évité dans ces dernières, se produit à la sortie de la vapeur des ailettes directrices de la turbine. La vapeur donc, ne travaille pas, comme on le croit quelquefois, par simple réaction, mais on rencontre au con-



traire dans la turbine Parsons, la combinaison très logique des principes *d'action et de réaction*.

La disposition d'ensemble de la machine et de son régulateur est représentée par les figures 83 et 84 qui en donnent une coupe schématique (turbine Brown-Boveri-Parsons). La turbine est une turbine axiale à admission totale. La vapeur entrant en A, sort en C après avoir traversé sur son parcours une série de turbines élémentaires. En E, E', E'', sont figurés 3 pistons dont l'utilité sera déterminée plus loin.

La vapeur se détend progressivement de couronne à couronne de A en C : son volume augmente en même temps, de sorte qu'il est nécessaire, à un moment donné, d'accroître la section de passage pour éviter de trop grandes vitesses d'écoulement. C'est la raison pour laquelle on dispose, dans la turbine Parsons, le tambour mobile en gradins successivement croissants vers l'échappement. La détente complète de la vapeur est ainsi répartie généralement en 3 gradins qu'on peut comparer en quelque sorte aux 3 cylindres d'une machine à triple expansion.

Comme il est facile de s'en rendre compte, la vapeur agissant sur les roues mobiles, exerce, indépendamment de l'effort de rotation, une poussée longitudinale sur l'ensemble dans le sens de l'axe. Pour annuler cette poussée, une série de pistons cannelés E sont venus de forge avec le prolongement de l'arbre en deçà de l'entrée de vapeur. Leurs diamètres respectifs correspondent à ceux des divers étages du tambour mobile, et leurs faces sont mises en communication par les canaux  $e, e_1, e_2$ , avec les espaces ménagés entre les divers gradins.

C'est la puissante maison Westinghouse qui possède le droit exclusif de construction des turbines Parsons pour les Etats-Unis.

Les types les plus récents appartiennent soit au type vertical, soit au type horizontal. Ils sont caractérisés dans le

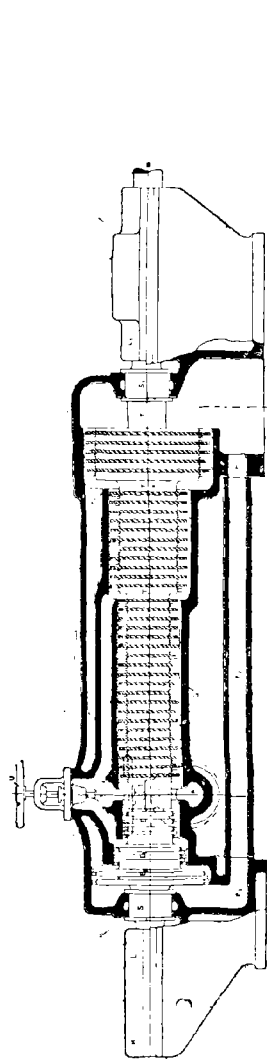


Fig. 83. — Coupe schématique longitudinale de la turbine Parsons.

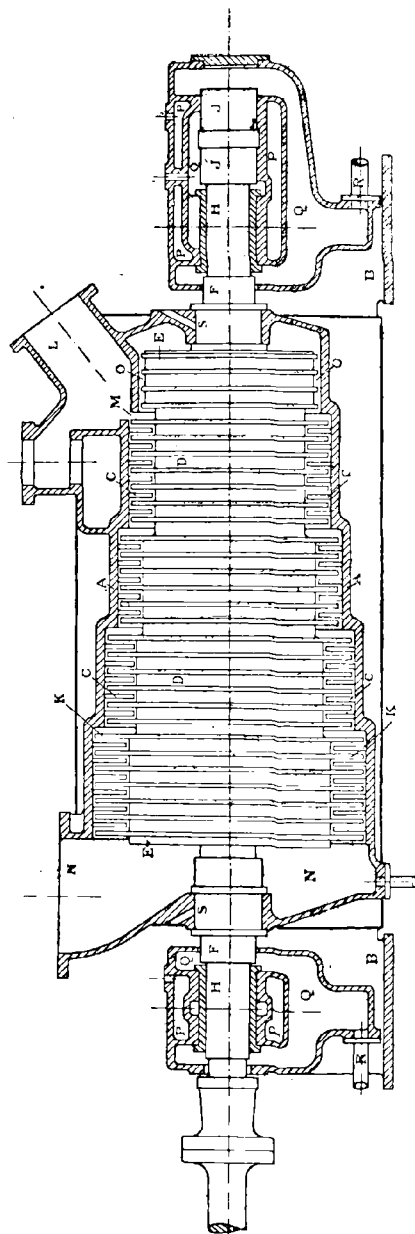


Fig. 84. — Coupe longitudinale par la turbine à haute pression.

premier cas par un étage à haute pression avec distribution par tuyères, suivi d'une série d'éléments à réaction. La vapeur pénètre en trois points dans les tuyères placées *tangentiellement* à l'aubage tournant, puis elle circule *axialement* dans les éléments à réaction. On a essayé de combiner les systèmes *Curtis* et *Parsons*. La vapeur agit d'abord sur des roues à aubages Curtis ayant chacune un étage de vitesses, puis elle achève de se détendre dans des éléments à réaction de Parsons.

On a tenté également d'employer deux systèmes successifs de tuyères placées les unes à l'entrée des aubages à action et les autres directement à la périphérie des éléments à réaction.

Le *cylindre* (fig. 84) divisé en deux par un plan horizontal passant par son grand axe, se compose de la partie inférieure et de la partie supérieure, boulonnées ensemble sans l'interposition d'aucun joint artificiel quelconque, ce qui permet et la remise en place de la partie supérieure sans que l'on ait à craindre aucune modification de l'intervalle très faible — 3 millimètres environ — compris entre l'enveloppe et l'extrémité des ailettes mobiles.

A la partie inférieure de l'enveloppe se trouvent les pattes BB du cylindre, boulonnées ou venues de fonte avec lui. Elles servent de support aux paliers, aux dispositifs de graissage et de refroidissement par circulation d'eau et sont pourvues, dans ce but, de canaux à huile QQ et de chambres à eau PP.

Dans la paroi même du cylindre sont pratiquées des séries de rainures circulaires destinées, les unes à recevoir les queues d'assemblage des ailettes directrices, les autres à faire joint à chicane OO pour empêcher les fuites de vapeur.

Les *ailettes* directrices fixées à l'intérieur du cylindre, de même que les ailettes mobiles, sont en bronze dur forgé, et calculées de telle sorte que leur résistance à l'encastrement

comporte par rapport à l'effort qu'elles ont à subir un coefficient de sécurité de 24 à 40. Elles sont implantées une à une dans les rainures à queue d'aronde pratiquées dans le cylindre ou l'arbre. En les plaçant individuellement, on peut s'assurer qu'il n'existe de défaut de métal dans aucune. La distance dans le sens de l'axe entre deux rangs successifs d'ailettes comporte 3 à 4 millimètres ; l'expérience a montré que la consommation de vapeur ne variait pas, que cet espace fût un peu plus grand ou un peu plus petit.

Quant au jeu radial entre l'extrémité des aubages mobiles et l'intérieur du cylindre, il est réglé pour les premières couronnes, juste de façon à exclure toute possibilité de frottement ; plus avant dans la turbine, ce jeu peut comporter 2 à 3 millimètres sans inconvénient.

Au fur et à mesure que la vapeur se détend, elle augmente de volume ; la section nécessaire à son passage doit augmenter de même et l'on est amené à avoir le long du cylindre des ailettes de plus en plus longues.

Cette variation de longueur des ailettes ne se fait pas, cependant, d'une façon progressive régulière, conformément à ce que la théorie exigerait, mais bien pour ainsi dire en gradins, ceci simplement pour des raisons constructives.

Ce fait n'a, d'ailleurs, aucune influence sur la consommation de vapeur.

Comme le nombre d'ailettes est excessivement considérable, chacune d'elles n'a à supporter qu'une fraction très minime de cheval et comme, d'autre part, le métal dont elles sont formées est totalement réfractaire à toute action de la vapeur surchauffée, il s'ensuit que l'on peut affirmer que l'usure des ailettes dans une turbine Parsons est pratiquement nulle.

La *roue mobile* se compose dans toutes les turbines Parsons des ailettes KK<sub>1</sub> (*fig.* 84), du manchon DD sur lequel elles sont fixées, des bras EE et de l'arbre FF.

A partir d'une certaine longueur d'ailettes, soit direc-

trices, soit mobiles, on pratique à l'extrémité libre de chacune d'elles une encoche dans laquelle vient s'insérer une bague reliant entre elles toutes les ailettes d'une même couronne.

Cette bague, soudée à l'ailette, y est encore fixée par une ligature également soudée.

On réalise ainsi, même pour les plus longues ailettes des turbines à basse pression, une rigidité telle que tout arrachement ou même ébranlement d'une ailette est chose impossible.

En ce qui concerne le jeu axial, de légères variations dans les dimensions de ces jeux n'ont, ainsi que de nombreuses expériences l'ont prouvé, aucune influence sur la consommation de vapeur.

Le manchon de la roue mobile est en acier forgé, fonte d'acier ou acier coulé sans soudure, procédés Martin-Siemens ; il est boulonné sur les bras E E. Sur la jante de ce manchon sont pratiquées des rainures circulaires, en forme de queue d'aronde, destinées à recevoir les queues d'assemblage des ailettes mobiles.

Les deux tronçons d'arbre FF, renforcés pour prévenir toute torsion, sont forcés à froid dans des logements pratiqués dans le moyeu sur lequel, par l'intermédiaire des bras, est monté le manchon ci-dessus. Ces deux bouts d'arbres portent aussi des rainures pour les anneaux des boîtes à étoupe et les paliers de butée.

L'étanchéité est assurée à divers endroits de la turbine et les dispositifs employés à cet effet ont pour but, soit d'empêcher le passage de la vapeur d'une partie de la turbine dans l'autre, soit de s'opposer à des rentrées d'air et, dans l'un et l'autre cas, d'éviter le frottement de parties métalliques les unes sur les autres.

Les pistons d'équilibre E, E<sub>1</sub>, E<sub>2</sub> dont il a été question plus haut, sont soumis sur leurs faces antérieures et postérieures à des pressions de vapeur différentes et respective-

ment égales à celles qui s'exercent à l'entrée de chaque gradin. Il est donc nécessaire d'assurer l'étanchéité du passage entre ces pistons, et la paroi interne du cylindre. A cet effet, pistons et cylindres sont pourvus de cannelures annulaires telles que les saillies des uns pénètrent dans les creux de l'autre, et réciproquement, et puissent y tourner à jeu libre.

Cette disposition remarquable procure une étanchéité absolue grâce à la vapeur elle-même, dont les molécules sont retenues dans les rainures par suite du frottement, des remous qu'elles y subissent et de la force centrifuge. Il se forme par suite en quelque sorte un écran de vapeur qui oppose aux fuites une résistance considérable et permet d'obtenir l'étanchéité voulue sans l'intermédiaire d'aucun organe frottant.

L'absence de frottement en ces points entre partie fixe et partie mobile a l'immense avantage d'y supprimer toute nécessité de graissage et d'éviter toute usure.

L'étanchéité aux joints  $S$  et  $S_1$  où l'arbre sort de l'enveloppe est assurée de la même façon. Toutefois, dans les turbines fonctionnant à condensation, la différence de pression est très notable de part et d'autre du joint. Aussi a-t-on imaginé d'envoyer dans les rainures de petites quantités de vapeur issue du mécanisme de régulation. L'expérience a prouvé que ce mode d'action est efficace contre toute rentrée d'air et que les fuites de vapeur qui se produisent des joints au condenseur n'ont aucun inconvénient.

Le joint à chicanes assure l'étanchéité de la chambre d'admission de vapeur et consiste en une série d'anneaux de laiton encastrés dans des logements appropriés de l'enveloppe et venant s'insérer dans des rainures pratiquées sur le pourtour d'un disque monté sur l'arbre.

Entre la première rangée d'aubes directrices et le joint à chicanes ci-dessus, se trouve la chambre d'admission de vapeur, en forme d'anneau. Elle est en communication

d'une part avec la conduite d'arrivée de vapeur et, d'autre part avec les aubes ci-dessus, sur lesquelles elle assure l'arrivée de la vapeur. Le joint à chicanes empêche toute fuite de vapeur de son côté.

A l'autre extrémité de la turbine se trouve la chambre d'échappement de vapeur NN qui est en communication directe, par le vide intérieur EE du manchon portant les aubes, avec la face postérieure du joint à chicanes.

De la sorte une partie de l'effort longitudinal agissant sur l'arbre et résultant de la pression de la vapeur dans la chambre d'échappement est équilibrée.

Le mode d'étanchéité appliqué aux turbines leur donne, par rapport aux machines à pistons, les avantages suivants :

1° Il n'existe pas, dans les turbines, d'organes frottants soumis à l'action de la vapeur et tous les inconvénients qui pourraient en résulter sont ainsi évités.

2° Les presse-étoupes avec leurs garnitures, qui jouent un rôle si important dans les dépenses d'entretien des machines à vapeur, n'existent pas dans les turbines.

3° La bonne marche de la turbine est indépendante de l'attention du personnel, tandis que l'on sait combien un service attentif, un graissage régulier des joints et organes frottants ont d'influence sur la consommation de vapeur, le rendement mécanique et la durée d'une machine à pistons et à quelles exigences on est conduit de ce fait dans le recrutement du personnel nécessaire à la conduite d'une machine à vapeur ordinaire.

Les *paliers* qui supportent l'arbre de la turbine, sont extérieurs à l'enveloppe fixe. Ils sont intéressants par leur construction spéciale.

Les coussinets à rotules dans les machines de puissance élevée, sont remplacés dans les autres par une série de fourreaux enfilés concentriquement et présentant entre eux un léger jeu. L'huile est envoyée sous pression dans cet ensemble et pénètre en couche mince entre les fourreaux

dont le jeu assure pour l'arbre, par suite de la grande vitesse, la rotation autour de son axe de gravité. Le matelas d'huile rend la rotation très douce et amortit toute vibration.

Le palier à anneaux JJ qui, pour la turbine à haute pression, forme palier de butée et termine la turbine à l'une de ses extrémités, est construit sur le même principe que les joints à chicanes et est lubrifié par de l'huile sous pression, exactement comme les paliers de support.

Le principe de la turbine et le dispositif des ailettes engendrent, ainsi que nous l'avons vu, une poussée axiale opposée à la poussée du propulseur. En choisissant judicieusement le diamètre du disque formant paroi postérieure de la chambre d'admission de vapeur, on peut augmenter l'effet de poussée de la roue mobile par la pression directe de la vapeur, ou bien, au contraire, le neutraliser en partie et arriver ainsi à équilibrer la poussée due à la turbine avec celle due aux propulseurs disposés sur cet arbre. On voit donc que l'on peut arriver ainsi à avoir un palier de butée de dimensions très restreintes puisqu'il n'a à supporter que les petites différences de pression résultant des variations de charge de la turbine. Le palier de butée est également disposé de façon à permettre le réglage longitudinal des jeux entre ailettes fixes et ailettes mobiles.

Les paliers sont refroidis par une circulation d'eau, provenant d'une pompe de circulation spéciale, et parcourant les espaces creux PP ménagés dans le corps et le couvercle du palier.

Le *graissage* de la turbine Parsons est très économique. L'huile nécessaire au graissage est prise au réservoir par une pompe spéciale et envoyée dans les paliers sous une pression de 1,5 atmosphère. Elle s'y répand entre l'arbre et les fourreaux-coussinets, comme il est dit ci-dessus ; de là elle est renvoyée au réservoir d'où la pompe l'aspire à nouveau. La pression d'huile de 1,5 atmosphère correspond à peu près



à la pression par  $\text{cm}^2$  qu'exerce l'arbre sur les paliers, de sorte que le poids de l'arbre se trouve équilibré par la pression d'huile et que l'usure des coussinets est réduite au minimum possible.

La pompe à huile reçoit son mouvement de l'arbre de la turbine par l'intermédiaire d'une vis sans fin, qui sert également à actionner la valve d'admission et le régulateur.

Il n'existe en dehors des paliers aucun organe frottant. L'absence de tout frottement dans l'espace traversé par la vapeur est, en particulier, de tout premier intérêt, puisque ce fait supprime tout graissage de la vapeur.

Il résulte des explications qui précèdent que, dans la turbine Parsons, la consommation d'huile est très faible; l'huile employée pour le graissage des paliers accomplit en effet un cycle continu et il ne peut donc y avoir d'autres pertes que celles provenant de l'évaporation et du filtrage. Cette dernière opération n'est nécessaire qu'après toutes les 2000 ou 3000 heures de fonctionnement.

L'*admission* de vapeur dans la turbine n'est pas continue. Elle a lieu par intermittences en une série d'admissions à des intervalles de temps égaux et dont le nombre atteint suivant les dimensions de la turbine 150 à 250 par minute. La durée de ces admissions, réglée par le régulateur, est plus ou moins longue suivant la charge instantanée.

La *régulation* s'effectue donc d'une manière constante. L'admission de vapeur se fait par l'intermédiaire d'une soupape animée d'un mouvement vertical de va-et-vient et qui, pour les fortes charges et les dépenses correspondantes de vapeur, reste à chaque admission plus longtemps soulevée que sur son siège, alors que pour les faibles charges elle reste moins longtemps ouverte que fermée (*fig. 85*).

Ce mode d'action est obtenu de la façon suivante : Les mouvements d'ouverture et de fermeture de la soupape V sont commandés par un petit piston B surmontant la soupape et sur la face inférieure duquel la vapeur vive agit,

tandis qu'il est sollicité à s'appuyer sur le fond du cylindre par l'action d'un puissant ressort qui presse sa face supérieure. D'autre part, une soupape auxiliaire à tige G, soumise à un mouvement oscillant par un excentrique X, fait communiquer à chacun de ses soulèvements la face inférieure

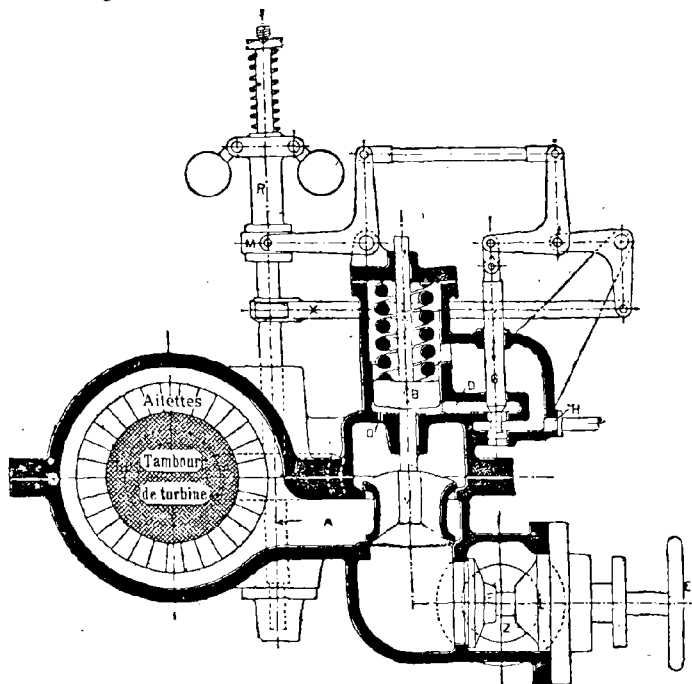


Fig. 85. — Régulation de la turbine Parsons.

rieure du piston B avec l'échappement et fait, par cela même, retomber la soupape V sur son siège. Enfin un renvoi de mouvement à leviers commandé par le manchon du régulateur à boules agit sur la tige de la soupape auxiliaire pour augmenter ou diminuer l'amplitude de ses oscillations et par suite provoquer l'ouverture de la soupape V plus ou moins longtemps après sa fermeture. Cette disposition simple et ingénieuse permet de faire un réglage très sensible en

proportionnant la quantité de vapeur, toujours admise à pleine pression, à la puissance à développer.

Ce mode d'action du régulateur présente une certaine analogie avec celui du régulateur agissant sur le degré d'admission dans une machine à piston. Il est important de remarquer que le réglage ne se fait donc pas par pur lamination de la vapeur.

Il faut encore faire ressortir que le régulateur n'a à produire aucun travail au sens propre du mot. Il n'a qu'à influencer sur la position de la tige porteuse de la soupape auxiliaire, tige qui est d'autre part animée d'un mouvement constant de va-et-vient.

Si nous comparons le mode de réglage d'une turbine à vapeur et celui d'une machine à piston, l'avantage reste certainement à la première.

Dans les turbines, le régulateur n'agit que sur une seule soupape d'admission.

Si l'on regarde au contraire les machines à piston, on constate que : une machine monocylindrique à distribution par soupapes, par exemple, exige deux soupapes d'admission et deux soupapes d'échappement, soit en tout 4 soupapes ; une machine compound en possède 8 et une machine à triple expansion 12 ou même 16, si elle a deux cylindres à basse pression.

Chacune de ces soupapes peut être comparée au point de vue de sa mise en mouvement, à l'unique soupape d'une turbine. On conçoit donc quelle peut être la différence entre les frais d'entretien et de surveillance dans les deux genres de machines, comme aussi quelle peut être la différence de dépense d'énergie, par le seul fait de la simplification des organes.

Le réglage d'admission de vapeur suivant la charge est, comme on l'a dit plus haut, obtenu dans la turbine par simple déplacement d'un levier très léger, animé d'un mouvement de va-et-vient constant.

Dans une machine à piston, au contraire, les organes mus par le régulateur ont des masses importantes, donnent lieu à des frottements appréciables et ne peuvent par conséquent pas obéir aussi rapidement au régulateur.

Même en supposant d'ailleurs que la valve d'admission puisse avoir sa position réglée instantanément sous l'action du régulateur, le régime de vitesse de la machine ne peut pas néanmoins se trouver instantanément modifié, parce qu'il faut le temps à la vapeur admise au coup de piston précédent pour achever son travail dans les divers cylindres.

Au contraire, le temps nécessaire à la vapeur pour traverser le cylindre d'une turbine est très court, et les diverses admissions se suivent à des intervalles de  $\frac{1}{3}$  à  $\frac{1}{4}$  de seconde : si bien que la plus légère modification apportée à l'admission a une influence instantanée sur la marche de la turbine.

Dans la comparaison des deux genres de machines, il faut encore tenir compte de ce que la machine à pistons a en



Fig. 86. — Condenseur à mélange pour turbine Parsons de 5000 HP.

mouvement des organes multiples et lourds, tels que manivelles, bielles, et surtout volant, et qu'il faut un certain temps pour que ces masses, sous l'action du régulateur, subissent une accélération ou un ralentissement.

La *condensation* présente le même intérêt avec les turbines qu'avec les machines à piston (*fig. 86*).

La turbine à vapeur peut, en effet, comme on le sait,

fonctionner comme toute machine à piston, soit à échappement libre, soit à condensation, et les différents systèmes de condenseurs employés avec les machines à piston sont les mêmes qu'on utilise avec les turbines à vapeur.

Rappelons que tout graissage de la vapeur est inutile avec la turbine, alors qu'il est indispensable avec la machine à piston. L'eau de condensation est par cela même exempte d'huile, et peut donc être réemployée telle quelle pour l'alimentation des chaudières ou pour d'autres usages. Une épuration, cause d'une perte de chaleur importante, est ainsi évitée, ce qui permet d'augmenter le rendement économique de l'installation.

La possibilité du réemploi immédiat pour l'alimentation des chaudières de l'eau sortant du condenseur a de l'importance, en particulier dans le cas de condenseurs par surface où l'eau de condensation n'est pas mélangée à l'eau de refroidissement et n'est par conséquent pas souillée par les impuretés de cette dernière. Il s'ensuit, pour les installations de turbines, un avantage sensible dans l'emploi de la condensation par surface par rapport aux autres systèmes de condensation.

La condensation par mélange permet, elle aussi, de réemployer l'eau sortant du condenseur, mais il faut remarquer que cette possibilité est subordonnée à la qualité de l'eau de refroidissement qui doit remplir les conditions requises pour se prêter à l'alimentation des chaudières.

Les hydro-éjecteurs, système Körting, combinés avec des turbines à vapeur, ont donné aussi de bons résultats; ils ont l'avantage d'être très bon marché, mais demandent une grande quantité d'eau de refroidissement, sans produire un vide aussi bon que celui qu'il est possible d'obtenir avec les deux systèmes de condensation indiqués plus haut. Ils peuvent être employés avec avantage, toutes les fois qu'on dispose de quantités d'eau considérables, et particulièrement si cette eau se présente sous pression. Quant au réemploi de

l'eau de condensation, il est subordonné aux mêmes conditions que dans les condenseurs à mélange.

Dans la plupart de ses applications la turbine à vapeur sert à la commande directe de machines électriques; on peut donc disposer le plus souvent de courant, et la commande des condenseurs s'effectue alors par l'intermédiaire de moteurs électriques.

Les turbines à vapeur qui fonctionnent à condensation, peuvent, en cas d'avarie au condenseur, travailler à échap-

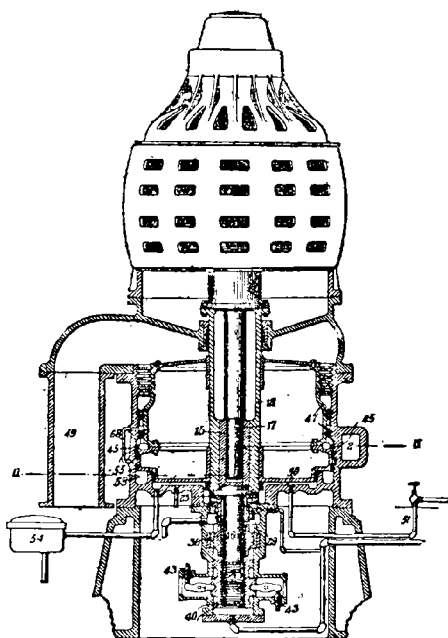


Fig. 87. — Turbine Westinghouse.

pement libre, grâce à l'adjonction d'une valve à deux directions dont la manœuvre facile peut s'effectuer sans arrêt du service.

La *consommation* de vapeur des turbines Parsons est un point important qui a fait l'objet de bien des discussions.

Il semble que l'on peut admettre actuellement que les chiffres obtenus dans la pratique ne diffèrent guère de ceux que donnent les meilleures machines à piston.

D'un tableau publié par MM. Brown-Boveri, nous extrayons les résultats suivants :

Turbinas à vapeur syst. Brown-Boveri- Parsons directement accouplées avec génératrices syst. C. E. L. Brown	Puissance		Pres- sion eff. de la vapeur en Atm.	Tempéra- ture de la vapeur en degrés C.	Vide en 0 0 de la pres- sion baromé- trique	Consommation de vapeur en kg.			
	en KW	en HP eff. sur l'arbre de la turbine				par kilowatt-heure pour charge			par HP- heure ind.
						1/1	3/4	1/2	
*Gesellschaft für Markt- und Küh- lhallen, Berlin . . .	100	150	8,7	190	88	12,5	13,5	—	7,1
Usine Électrique de la ville de Coire.	200	300	12,5	250	92	9,59	10,3	10,77	5,8
Norddeutscher Lloyd, Brême . . .	300	450	10	vapeur saturée	92	10,75	11,3	12,6	6,4
Schlieper et Baum, Elberfeld . .	500	750	10	250	90	8,8	9,7	10,7	5,3
* Kraftübertra- gungswerke Rheinfelden . . .	1400	2100	12,5	260	96	6,95	—	7,85	4,2
Société anonyme Alta Italia », Turin . . . . .	1500	2250	10,7	230	91	7,72	—	9,3	4,7
* Centrale électri- que de Francfort s. M. . . . .	3000	4500	11	300	90	6,7	7,09	7,4	4,1

\* Le travail pour la condensation n'est pas compris dans les chiffres de consommation.

Rappelons que la compagnie Westinghouse a construit également des turbines Parsons à axe vertical (*fig. 87*), remarquables par leur faible encombrement.

Les divers types de turbines utilisées actuellement dans

l'industrie dérivent toutes des deux systèmes qui viennent d'être décrits : turbine de Laval, turbine Parsons.

La première est fort simple ; elle est d'une construction facile, mais elle donne des vitesses énormes et sa consommation est exagérée.

La seconde, par contre, consomme relativement peu, mais elle est d'une construction délicate et compliquée ; ses dimensions sont assez importantes surtout dans le type horizontal.

Aussi la plupart des constructeurs ont-ils cherché à remédier à ces divers inconvénients soit en perfectionnant l'un des systèmes primitifs, soit en combinant les deux types de Parsons et de Laval.

Nous allons passer en revue les principales modifications apportées aux modèles qui viennent d'être décrits ; nous étudierons ainsi les nouvelles turbines de Rateau, Curtis, Zoelly, Riedler-Stumpf, etc.

**Turbine Riedler-Stumpf.** — Cette turbine dérive de la turbine de Laval, mais elle en diffère essentiellement comme construction.

En se plaçant au point de vue purement dynamique, on sait que la vitesse périphérique de la roue mobile doit être égale à la moitié de la vitesse de la vapeur, pour obtenir le meilleur rendement. C'est ce principe qui a conduit de Laval à donner à ses turbines des vitesses énormes, occasionnant l'emploi de réducteurs de vitesses. Pour éviter ces derniers qui présentent de graves inconvénients, on peut sans modifier ni la vitesse périphérique, ni celle de la vapeur, user des artifices suivants :

1° Soit, quand on emploie le simple effet, augmenter le diamètre de la roue, de manière à n'obtenir que des vitesses de rotation de 1500 à 3000 tours par minute (environ le  $\frac{1}{10}$  de celle de la turbine de Laval). Dans ces conditions, les dynamos peuvent être accouplées directement,



mais alors les effets de la force centrifuge sont à craindre et il est nécessaire de modifier le dispositif ordinaire.

2° Soit en réduisant la vitesse par compoundage ; le

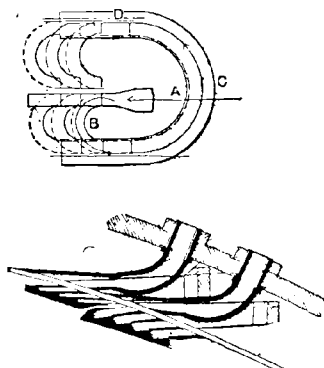


Fig. 88 et 89. — Turbine Riedler Stumpf.

nombre de révolutions peut ainsi être réduit à 700 et même 500 par minute.

3° Soit en réduisant la vitesse et la pression par l'appli-

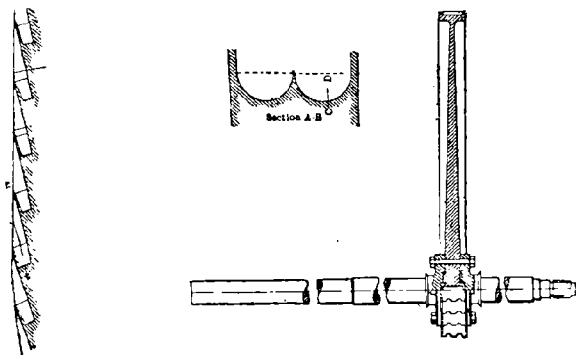


Fig. 90. — Turbine Riedler-Stumpf. Détails d'une roue.

cation d'un petit nombre de pressions décroissantes. Cette dernière combinaison a été employée par Parsons, elle est utilisée actuellement par tous les constructeurs.

Pour éviter les vitesses excessives de la turbine de Laval,

MM. Riedler et Stumpf n'ont pas craint d'augmenter le diamètre des roues mobiles. Ces dernières se composent d'un simple disque d'acier, dont la résistance est établie suivant la vitesse à imprimer (*fig. 90*).

Les augets ne sont pas rapportés, mais fraisés dans la

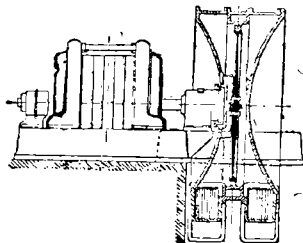


Fig. 91. — Turbine Riedler-Stumpf de 2 000 HP à roue unique.

jante de la roue ; les augets sont simplement superposés ; ils sont ou doubles, le jet de vapeur entrant au milieu et se rendant des deux côtés au condenseur, ou simples, la vapeur entrant d'un côté de la roue et sortant du côté opposé.

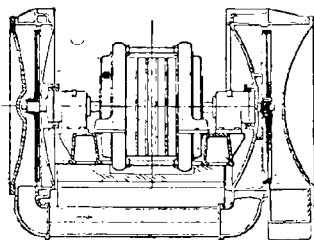


Fig. 92. — Turbine Riedler-Stumpf de 2 000 HP à deux corps.

Une turbine de 2 000 chevaux possède une roue de 2 mètres de diamètre, tournant à 3 000 tours, ce qui correspond à une vitesse tangentielle de 310 mètres. La roue mobile est en acier au nickel ayant un coefficient de rupture de 100 kilogrammes par  $\text{mm}^2$ . La fatigue subie par cette roue étant de 20 kilogrammes par  $\text{mm}^2$ , le facteur de sécurité est donc de 5.

Si les roues sont parfaitement centrées et équilibrées, de manière que le centre de gravité soit pratiquement sur l'axe de l'arbre, on peut se dispenser de l'arbre flexible.

Les buses sont construites en acier au nickel, avec une teneur en nickel de 10 %. Les sections d'entrée et de sortie sont rectangulaires ; elles sont montées les unes derrière les autres, de manière à former un anneau fermé (*fig. 93*). La

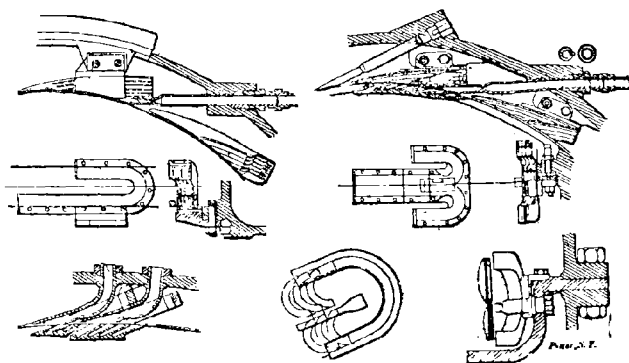


Fig. 93. — Turbine Riedler-Stumpf. Détails des guides.

vapeur émise par le cercle des buses forme un jet concentrique, les buses formant une rainure concentrique rectangulaire.

La réduction de vitesse s'obtient en captant le jet de vapeur et en le faisant agir soit à l'arrière de la roue, soit sur une roue voisine. On arrive ainsi à réduire la vitesse à  $\frac{1}{2}$  ou à  $\frac{1}{3}$  avec la même roue. On peut aussi diminuer la vitesse tangentielle en réduisant la pression ; dans ce cas, la turbine est double, l'une à haute pression est montée à l'une des extrémités de l'arbre, tandis que l'autre est montée à l'autre bout (*fig. 92*). La réduction de pression est obtenue au moyen de guides montés en tête des buses ; ces guides reçoivent la vapeur, sortant des buses avec une vitesse considérable, dans d'autres buses situées en arrière des premières.

La figure 94 donne le schéma d'une turbine Riedler-Stumpf à deux rangées d'aubes disposées côte à côte. La vapeur arrive avec sa pleine vitesse par le tuyau A. Elle heurte l'aube B, la repousse jusque dans la position C, et s'échappe par le tube TD, qui la conduit sur l'autre côté du disque rotatif où elle vient heurter l'autre aube jumelle, et enfin s'échappe en E. On pourrait multiplier cette combinaison en disposant un plus grand nombre de rangées de vannes et de tubes de retour, ce qui permettrait de diminuer à chaque fois la vitesse du disque, mais on doit y

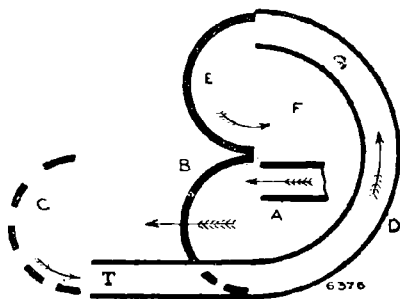


Fig. 94. — Turbine Riedler-Stumpf. Schéma.

renoncer à cause des pertes par frottement de la vapeur.

Entre la turbine et les buses existe un jeu de 0,2 millimètre à 0,5 millimètre, ce qui porte ce jeu à 0,7 millimètre ou 1 millimètre dans la direction des buses.

La turbine Riedler-Stumpf se construit soit à axe horizontal, soit à axe vertical. Un certain nombre de petites turbines ont été essayées avec succès, notamment des unités de 20 chevaux. Le diamètre de la roue est de 80 centimètres. Il y a dans la chambre 4 buses. La consommation de vapeur a été de 17 kilogrammes par cheval-heure électrique. D'autres modèles ont été établis également. Les premiers types de 400 chevaux, sans condensation, ont donné 14 kilogrammes de consommation de vapeur par cheval-heure au frein. Une turbine de 2 000 HP a accusé aux essais une

consommation de 6 kilogrammes par cheval-heure, ce qui la met au rang des meilleures turbines existant actuellement. Le condenseur rotatif est mù par la turbine elle-même. Dans une turbine à axe vertical, la disposition est très simple : la turbine est rendue accessible par-dessus, le condenseur par-dessous.

**Turbine Curtis.** — Curtis a habilement combiné l'ajutage à action directe de Laval avec les ailettes à réaction de Parsons. Il a également appliqué la détente, non par échelon brusque comme dans la turbine Parsons, mais par une aug-

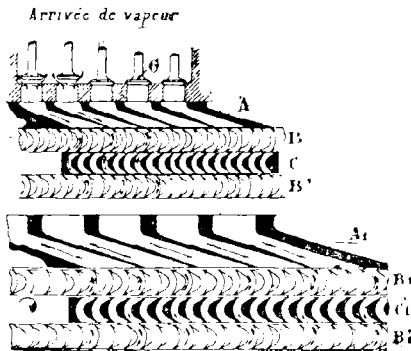


Fig. 95 et 96. — Schéma de la circulation de la vapeur dans la turbine Curtis.

mentation progressive des sections. La turbine Curtis appartient donc plutôt au type de machines à impulsions. Elle est constituée par une série de roues de Laval, séparées l'une de l'autre par des couronnes directrices fixes et traversées successivement par la vapeur admise directement sur la première roue.

Chaque système de roue directrice est séparé de son voisin par une chambre que la vapeur traverse successivement avec des pressions décroissantes (*fig. 95 et 96*). La dernière chambre communique avec le condenseur. Les ajutages, évasés, sont analogues à ceux de la turbine de Laval, mais ils sont pratiqués sur toute la périphérie du disque.

On a donc, en somme, action directe et détente initiale, comme dans la turbine de Laval, puis compoundage, comme

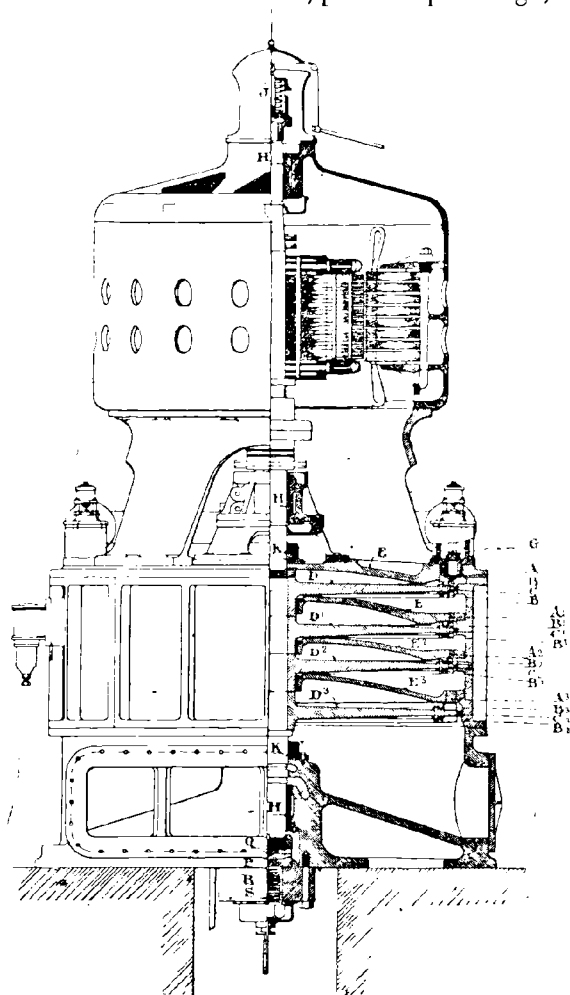


Fig. 97. — Élévation et coupe d'une turbine verticale à 4 étages, directement accouplée à un alternateur.

dans celle de Parsons: le fluide traverse des sections alternativement fixes et mobiles où se passent les mêmes phé-

nomènes de réaction que dans les aubes de la turbine Parsons. On peut d'ailleurs constater la similitude du dispositif des aubes mobiles et fixes.

Après quelques essais de turbo-moteur à arbre horizontal, les constructeurs ont adopté l'axe vertical, ce qui leur a permis de réaliser le moteur de plus grande puissance spécifique actuelle. Dans les groupes électrogènes installés par la Thomson-Houston, qui construit la turbine Curtis, l'inducteur de l'alternateur est monté sur la partie supérieure de l'arbre de la turbine, tandis que l'induit s'appuie sur la partie fixe (*fig. 97*). On peut voir dans la nouvelle usine de la Société *L'Énergie* de Nice, deux groupes de 1 000 kilowatts qui n'occupent qu'un très faible espace. Le régulateur centrifuge est placé à la partie supérieure : il agit sur les valves d'admission.

Les premières turbines *Curtis* étaient constituées simplement par une association de turbines de Laval placées en série. C'est la société américaine (General Electric Co de Schenectady), qui exploite les brevets Curtis, qui a modifié les premiers projets et a ajouté des étages de vitesses aux quatre ou six étages de pressions employés seuls primitivement. Dans les modèles construits en Amérique, les aubes sont taillés dans la fonte même de la roue.

Pour que la roue ne subisse pas de poussée axiale, la vapeur se détend complètement dans la tuyère — comme dans la turbine de Laval, — et traverse les roues sous pression constante, en n'agissant que par sa force vive.

**Turbine Rateau.** — La turbine Rateau se compose, suivant son importance, d'un seul corps ou de deux corps cylindriques cloisonnés à l'intérieur, par des diaphragmes fixes, en un certain nombre de cellules.

Dans chaque cellule se déplace une roue en tôle d'acier embouti, clavetée sur l'arbre et portant à la jante des ailettes rivées (*fig. 98*.)

Les diaphragmes sont percés à leur périphérie d'orifices

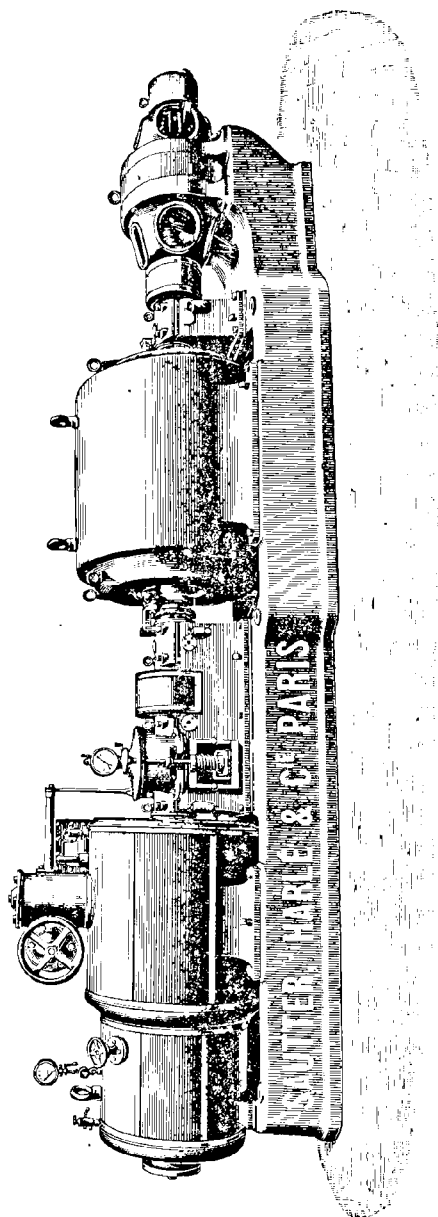


Fig. 98. — Turbine Rateau.



munis d'aubes directrices, et dont la section va en croissant depuis le premier, côté admission, jusqu'au dernier, côté échappement, ce qui assure une détente régulière de la vapeur depuis la pression d'amont jusqu'au vide du condenseur qu'on doit rechercher aussi élevé que possible. On arrive ainsi à réaliser des détentes de 100, 200 et même 250 avec un bon condenseur.

Dans les machines à pistons où le degré de détente est déterminé par le rapport du volume total du ou des cylindres au volume d'introduction de vapeur, indépendamment des pressions, on est loin d'atteindre un pareil résultat, même avec les machines les plus perfectionnées à expansions multiples.

*Principe.* — Dans cette turbine, qui est une turbine d'action, la vapeur s'écoule parallèlement à l'axe suivant un élément d'hélice et la forme des aubages qu'elle traverse est telle que la détente ne se produit que dans les distributeurs fixes des diaphragmes et non dans les aubages des roues. Il en résulte que dans chaque cellule, la pression de la vapeur est constante et que l'effort moteur sur les ailettes des roues mobiles est dû uniquement à la quantité de mouvement du fluide.

Ce système permet de faire de l'injection partielle, ce qui facilite la construction des distributeurs.

Ajoutons enfin, et c'est là une propriété particulière au dispositif multicellulaire, que le joint d'une cellule à l'autre, au lieu de se faire sur un grand développement, comme c'est le cas avec le système à tambour, a lieu sur un petit diamètre, celui de l'arbre, ce qui permet de réduire les fuites, dues à ce chef, au strict minimum.

*Régulation de la vitesse.* — Ces turbines sont munies d'une vanne à main et d'un obturateur automatique à soupape commandé par un régulateur à force centrifuge monté sur un des paliers de la turbine. Le fonctionnement très précis de cet organe permet de limiter à moins de 2 % les

écarts de vitesse entre la marche en charge et la marche à vide.

Quant à l'écart instantané au moment de la variation, il n'atteint pas en général 6 ‰.

Un volant à main relié à un ressort permet de faire varier, dans certaines limites, la vitesse normale de marche.

*Surcharge.*— Lorsque la turbine doit fournir une puissance supérieure à 10 ‰ environ de sa valeur normale, on admet, par le jeu d'une soupape spéciale, de la vapeur en un point intermédiaire du cylindre, généralement au passage d'un diamètre de roue à l'autre. La puissance supplémentaire, qu'on peut obtenir ainsi, varie selon le type considéré : elle est de l'ordre de 30 ‰.

La turbine Rateau est construite en France par MM. Sautter, Harlé et C<sup>ie</sup>; en Suisse, par l'usine d'Oerlikon près Zurich.

Dans le modèle établi par la fabrique d'Oerlikon, les roues motrices sont en tôle emboutie de forme légèrement conique. Elles sont rivées sur des moyeux en acier moulé. Un disque de tôle, rivé également sur le moyeu permet de les renforcer. Les aubes sont en acier doux étiré suivant le profil voulu ; elles sont séparées les unes des autres par des diaphragmes en fonte de fer ou en acier moulé qui portent à la périphérie l'aubage distributeur également en tôle d'acier doux.

Les usines d'Oerlikon établissent divers types de turbines Rateau à axe vertical ou à axe horizontal. Dans le premier cas, le pivot est muni d'un roulement sur deux galets dont l'axe repose sur un anneau qui participe au mouvement de rotation. Dans le second cas, les paliers sont lubrifiés par huile sous pression ; de plus, les coussinets sont refroidis par une circulation d'eau.

Les presse-étoupes appartiennent au système des joints en labyrinthe. Des petits trous radiaux percés dans les

bagues de fermeture forment une série de réservoir d'huile qui assurent le graissage et complètent la fermeture.

La Société Rateau a fait breveter divers dispositifs de détail, tels que régulateur, manchons d'accouplement, etc., qui sont fort ingénieux. Pour utiliser la vapeur d'échappement de machines d'extraction fonctionnant d'une manière intermittente, on utilise avec avantage l'accumulateur de chaleur système Rateau.

Indiquons en terminant quelques résultats d'essais sur deux turbines de 1 000 kilowatts (Oerlikon) et de 300 chevaux électriques (Sautter, Harlé et C<sup>ie</sup>, turbine à basse pression).

Pour 1 024 kilowatts la consommation de vapeur a été de 9,97 kg. par kilowatt-heure.

Pour 639 kilowatts elle était de 10,8 kg. seulement.

Dans le second cas, pour 232 kilowatts, la consommation était de 17,88 kg. par cheval-heure électrique et de 19,14 kg. pour 140 kilowatts.

**Turbine Zoelly.** — Les ateliers de construction Escher Wyss et C<sup>o</sup> de Zurich, si connus pour leurs turbines hydrauliques, construisent actuellement des turbines à vapeur du système Zoelly qui semblent remarquables par leur faible consommation.

La turbine Zoelly est une turbine d'action simple à plusieurs étages. L'expérience a démontré que pour des vitesses de vapeur supérieures à 400 mètres par seconde, l'usure des aubes était considérable dans les turbines à petit nombre d'étages (1 à 4 étages), aussi la turbine Zoelly en possède-t-elle 10 au minimum. Ces différents étages sont logés dans une ou deux enveloppes suivant les cas et suivant les dimensions de la machine.

La figure 99 représente schématiquement une turbine dont la partie à basse pression est figurée en coupe et laisse voir 3 étages, composés chacun d'une roue distributrice et de la roue motrice correspondante.

Le fonctionnement de la turbine est le suivant : la vapeur arrivant en A, à la soupape régulatrice, passe au premier

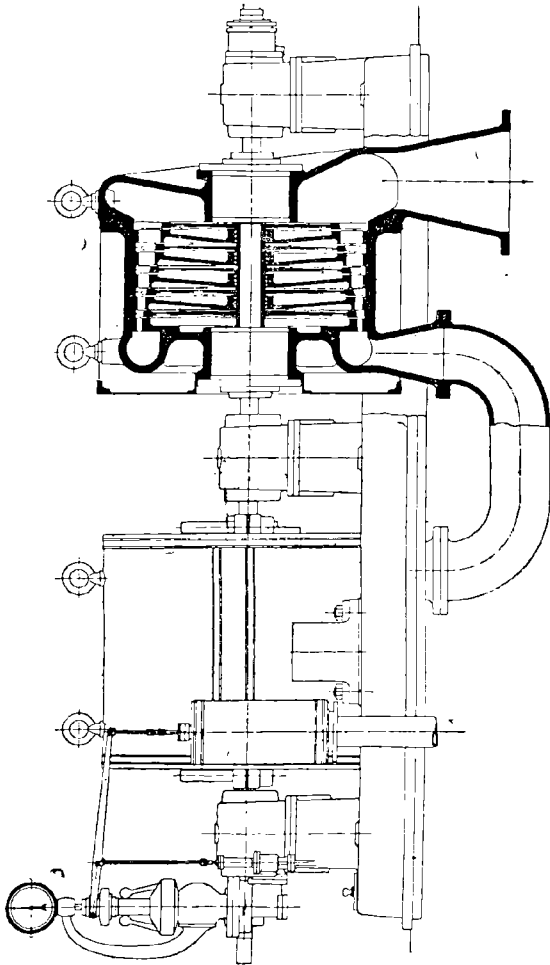


Fig. 99. — Représentation schématique de la turbine Zeelly.

distributeur où en faisant expansion d'une certaine quantité, elle est dirigée sur la première roue motrice qui absorbe la force vive, soit le travail correspondant à cette pre-

nière expansion. De là, la vapeur passe au second distributeur où se produit une seconde expansion, et ainsi de suite au travers de toutes les roues, jusqu'à ce que la vapeur ait atteint la pression du condenseur où elle se rend par la conduite d'échappement.

Les distributeurs ou roues distributrices sont formés d'un disque, soit en acier coulé soit en fonte, d'une seule pièce avec la couronne distributrice. Les figures 100 à 102 représentent en schéma ces roues distributrices. Les aubes  $m$  y sont fixées dans les entailles  $l$  au moyen d'anneaux  $0_1$  et  $0_2$ . Les distributeurs à basse pression sont généralement en fonte grise, les aubes en acier au nickel y sont encastrées de façon analogue à celle employée pour la fabrication de certaines roues de turbines hydrauliques.

Les roues motrices, calées à la suite les unes des autres sur l'arbre, constituent l'un des points les plus importants de la turbine Zoelly. Elles sont formées d'un disque d'acier, bien poli, forgé d'une seule pièce avec son moyeu. Ce disque, plus épais vers le centre, porte à sa circonférence une gorge rectangulaire et une saillie sur laquelle est centré un anneau; cet anneau porte également une gorge, qui forme avec celle du disque une rainure, dans laquelle sont encastrées les aubes et leurs pièces intermédiaires. Ces pièces intermédiaires destinées à maintenir l'écartement exact des aubes, en assurant leur position radiale, soutiennent d'une façon efficace les aubes dans l'effort tangentiel transmis par la vapeur. Les aubes sont en forte tôle d'acier au nickel, embouties et fraisées suivant le profil et les angles voulus. Pour obtenir le maximum de solidité et assurer par le plus de légèreté possible, une fatigue minimum de la matière, elles sont *d'épaisseur décroissante* du centre à la périphérie, formant ainsi un solide d'égale résistance.

Les enveloppes, comme les roues directrices, sont en deux parties; la moitié supérieure de ces dernières est fixée dans

la partie supérieure de l'enveloppe. Ce système permet un démontage très rapide. Les enveloppes sont recouvertes de matière isolante et revêtues de tôle d'acier lustrée de façon à

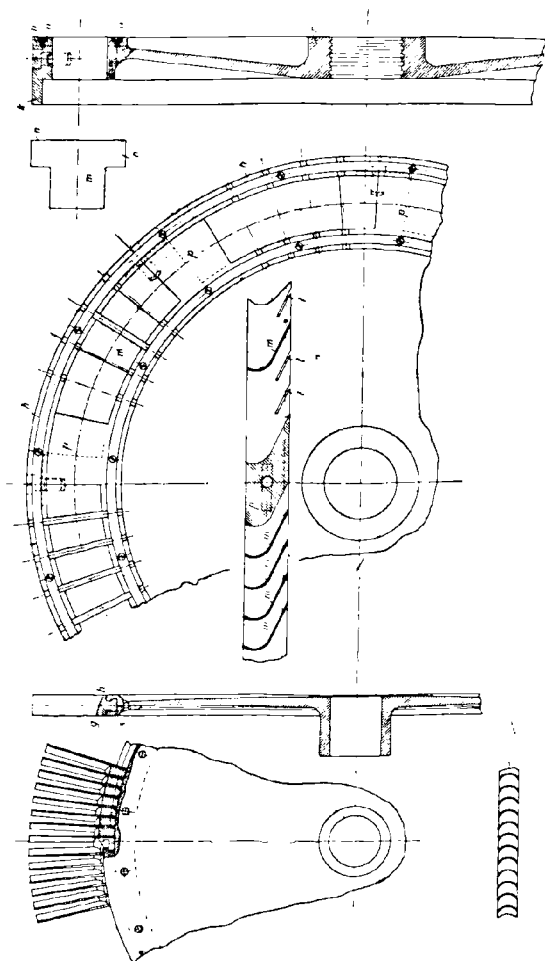


Fig. 100 à 102. — Détails de la turbine Zoelly.

parer au rayonnement de la chaleur. Le bâti porte les paliers qui sont abondamment graissés par de l'huile sous pression. Cette dernière, après les avoir traversés, retourne

à un réservoir central, d'où, après avoir été filtrée et refroidie par un serpentin, elle revient aux paliers. La circulation est produite par une petite pompe actionnée directement par la turbine. Les coussinets sont creux et refroidis par une circulation d'eau. L'augmentation de température de l'huile sortant des paliers n'excède pas 20°, ce qui exclut leur échauffement anormal.

Les enveloppes de la turbine sont munies à l'endroit de

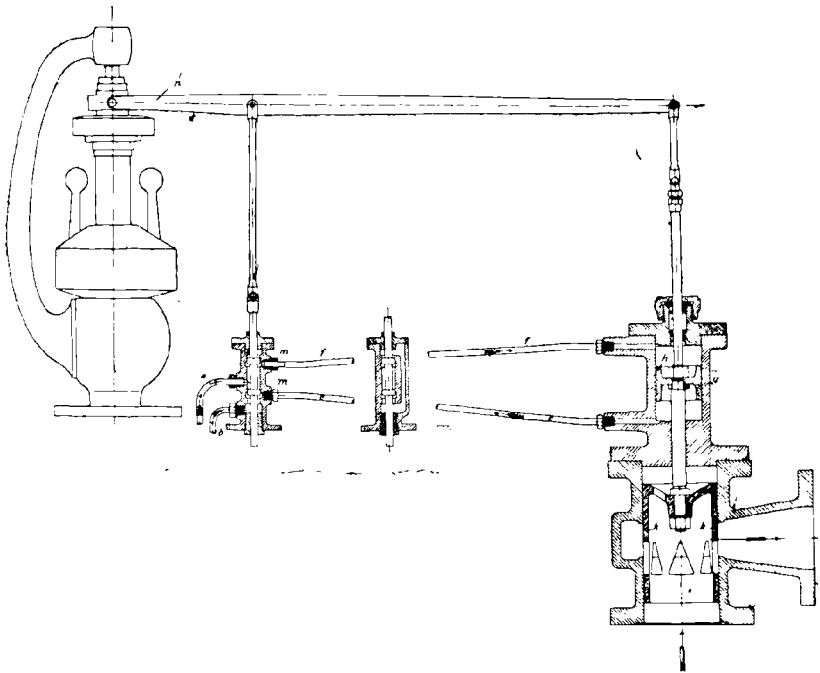


Fig. 103. — Représentation schématique du réglage de la turbine Zoelly. la sortie de l'arbre, de garnitures métalliques agissant par le principe du « labyrinthe » et ne nécessitant par conséquent ni serrage, ni entretien. En outre, la construction de ces garnitures n'exige aucun réglage précis de leur position, ni l'introduction de vapeur, comme dans les turbines d'autres systèmes.

La régulation de la turbine Zoelly est basée sur le principe du « servo-moteur ». La figure 103 représente schématiquement l'appareil de réglage. Le levier  $n$  du régulateur manœuvre une petite soupape distributrice  $m$  recevant par  $a$  de l'huile sous pression. Cette soupape est reliée par deux conduites  $e$  et  $f$  au cylindre  $g$ , dont le piston  $h$  commande la vanne régulatrice  $k$  d'arrivée de la vapeur à la turbine. La conduite  $b$  sert de retour d'huile au réservoir. L'huile sous pression est fournie par une petite pompe rotative actionnée directement par la turbine. Le régulateur, obéissant aux variations de charge, découvre par l'intermédiaire de la soupape  $m$ , les orifices des conduites  $e$  ou  $f$  et envoie de l'huile sous pression d'un côté ou de l'autre du piston  $h$ , qui ferme ou ouvre la vanne régulatrice  $k$ , suivant que l'on a une diminution ou augmentation de charge. Le point fixe du levier  $n$  est situé directement sur le prolongement de la tige du piston  $h$ , qui en réglant l'ouverture de la soupape  $k$ , ramène toujours la soupape  $m$  dans la position médiane. L'appareil est donc constamment prêt à régler dans un sens ou dans l'autre, et procure de ce fait une régulation extrêmement précise et rapide, sans qu'il puisse se produire d'oscillations.

Pour obtenir une surcharge momentanée, ainsi que la charge normale lors de l'échappement à l'air libre, la turbine est munie d'une soupape auxiliaire commandée soit à la main, soit par le régulateur suivant les besoins. Au moyen de cette soupape, on admet directement de la vapeur vive devant un étage de section plus grande.

En outre du régulateur principal, la turbine possède un régulateur de sûreté qui, par un déclenchement, ferme brusquement la vanne de vapeur si le nombre de tours vient à dépasser de 10 % la vitesse normale. Ce déclenchement peut se produire à la main, ce qui, au besoin, permet d'arrêter rapidement la machine.

Les consommations de vapeur de la turbine Zoelly sont



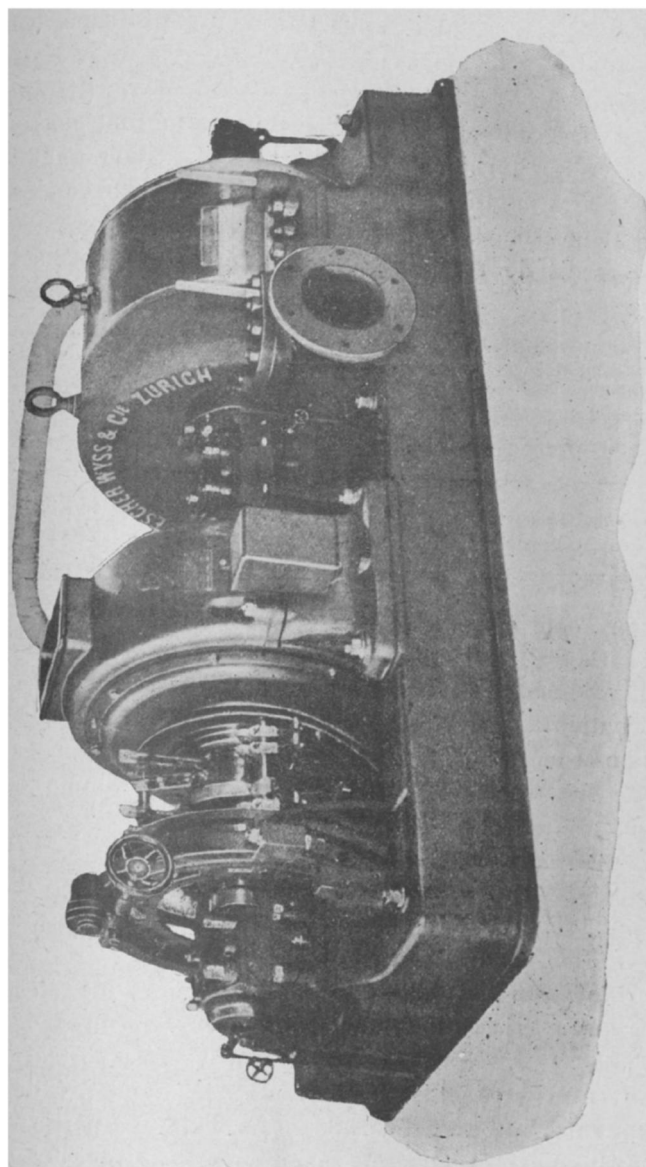


Fig. 104. — Turbine à vapeur Zoelly de 100 HP est.

remarquablement faibles. Voici les résultats obtenus dans deux installations récentes :

*Centrale électrique de Brakpan. Johannesburg (Afrique du Sud).* Le groupe livré pour cette station centrale, est composé d'une turbine de 700 HP effectifs actionnant une génératrice à courant triphasé ; il est muni d'une condensation à surface.

Les essais de réception ont donné les résultats suivants :

Pression d'admission. . . . .	9,30 atmosphères
Température. . . . .	230°

Charge en Kilowatts :	475,2	255,1
Consommation par kilowatt-heure . . . .	8,68	9,96 kg.
Consommation par HP effectif. . . . .	5,85	6,35 kg.

*Centrale du « Canal de Teltow » près Berlin.* — Les deux turbines livrées pour cette usine actionnent chacune, soit une dynamo à courant triphasé, soit une dynamo à courant continu. Leur puissance est de 1000 HP eff. chacune et elles possèdent chacune leur condensation à mélange actionnée électriquement. Des essais ont donné comme consommation, les résultats suivants :

Pression d'admission . . . . .	10,41 atmosphères
Température . . . . .	220,3° (centigrades)
Charge. . . . .	983,5 HP effectifs
Consommation de vapeur. . . . .	6,11 kg. par HP eff.

**Turbine Mac-Collum.** — Elle se compose d'une série de roues formant la partie mobile, montées sur un axe en acier. Toutes les roues sont identiques ; elles portent 75 lames recourbées et sont pressées ensemble par deux colliers dont l'un est fixé sur l'axe (*fig. 105*). La partie fixe ou enveloppe est constituée par une série d'anneaux, de

section particulière, accolés l'un contre l'autre de manière à former une série de rainures circulaires placées vis-à-vis de la partie pleine des roues mobiles. La vapeur entre, par l'espace  $c$  compris entre la roue et l'un des anneaux, dans la rainure circulaire, qu'elle parcourt, puis elle sort et va frapper les augets de la roue mobile; elle rentre ensuite dans la rainure  $c'$  et passe ainsi successivement d'une roue à l'autre.

Cette turbine se recommande par la robustesse de sa

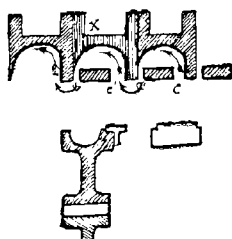


Fig. 105. — Turbine Mac-Collum.

construction et la facilité de démontage du groupe des roues; le jeu entre la partie fixe et la partie mobile est pratiquement négligeable.

Aux essais, la consommation de vapeur a été de 20 livres par cheval-heure pour une machine de 47 HP.

**Turbine Hamilton-Holzwarth.** — La turbine à vapeur Hamilton-Holzwarth est une turbine à flux axial et à plusieurs expansions (fig. 106 et 107). Elle se distingue des turbines Parsons, Curtis et Rateau en ce que l'expansion a lieu seulement dans les guides fixes et non dans les augets mobiles (comme la turbine Parsons); la vitesse d'écoulement est absorbée dans la roue mobile la plus voisine des directrices; elle n'a pas de buse (comme la turbine Curtis); enfin, elle possède des vannes tout autour de la circonférence du premier disque fixe, tandis que dans la turbine Rateau, le nombre des vannes va en augmentant du premier au dernier disque; ces derniers seulement en pos-

sèdent sur toute la périphérie. L'expansion graduelle de la vapeur est donc assurée non par la variation du nombre des vannes, mais par un accroissement radial de leur profondeur.

Jusqu'à 500 kilowatts, on n'emploie qu'un corps de turbine, mais pour les puissances supérieures, on utilise des turbines compound.

La vapeur affluente traverse d'abord un séparateur logé sous le bâti et passe ensuite à travers la valve principale, commandée par un volant, du côté de la turbine à haute pression. Puis elle traverse la valve régulatrice et franchit un tuyau aboutissant à un canal circulaire adjacent à la première série des vannes-guides.

Après son passage au travers des séries de guides fixes et mobiles et des augets, la vapeur se rend en tête de la turbine à basse pression. A sa sortie du second corps, la vapeur va au condenseur.

Une buse additionnelle se trouve à la tête du groupe à basse pression ; elle amène, au besoin, de la vapeur à haute pression, dans le cas d'une forte surcharge.

Les disques fixes sont logés par rangées dans l'enveloppe de la turbine. Ils servent à recevoir l'aubage fixe monté et rivé dans une mortaise pratiquée à la périphérie.

Les aubes sont en acier forgé fraisé et montées dans les rainures des disques fixes. On les maintient extérieurement par un ruban en acier qui ferme le passage de la vapeur tangentiellement.

L'arbre portant les roues mobiles passe au travers des disques fixes, avec un jeu minimum pour réduire les fuites.

Les roues mobiles et les augets sont construits de manière à les rendre aussi légers que possible. La roue est formée de deux disques boulonnés sur un élargissement du moyeu en acier moulé, claveté sur l'arbre. Les extrémités des disques sont redressées pour former la jante,

concurrément avec les blocs rivés qui supportent les augets. Ces derniers ne sont pas pleins. Chaque cloison est allongée en son milieu pour former une lèvre centrale qui rend solidaires les augets et les blocs.

Les augets sont fraisés à leurs angles et maintenus à leurs angles extérieurs par une mince bande d'acier. Les

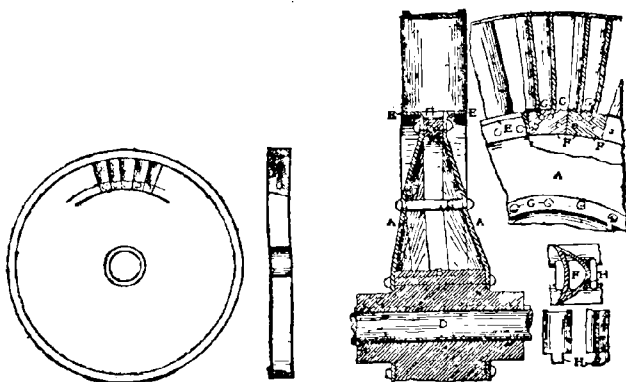


Fig. 106 et 107. — Turbine Hamilton-Holzwarth.

paliers sont à lubrification forcée par une légère pression avec courant continu d'huile.

L'arbre forme une série de sections réunies par un manchon flexible; les dents sont lamellaires.

Le palier côté de la haute pression est à billes, ce qui permet à l'arbre de se mouvoir dans le sens de l'axe pour ajuster les positions relatives des disques fixes et des roues.

Le régulateur est commandé par l'arbre même de la turbine. Comme l'indique la figure 108, un disque A, formant couvercle pour le mécanisme, actionne, par l'intermédiaire de deux rouleaux, deux ponts B coulissant librement sur un axe transversal passant librement à travers l'arbre.

L'action de la force centrifuge sur les poids est équilibrée par les ressorts placés symétriquement. Le mouve-

ment des poids, causé par une variation de vitesse de l'arbre, est transmis, par des manivelles D formant renvoi de sonnette, à un collier couissant le long de l'arbre et agissant sur le mécanisme de régularisation. Le coulisseau est entraîné par l'arbre en raison de l'effet de l'engagement des

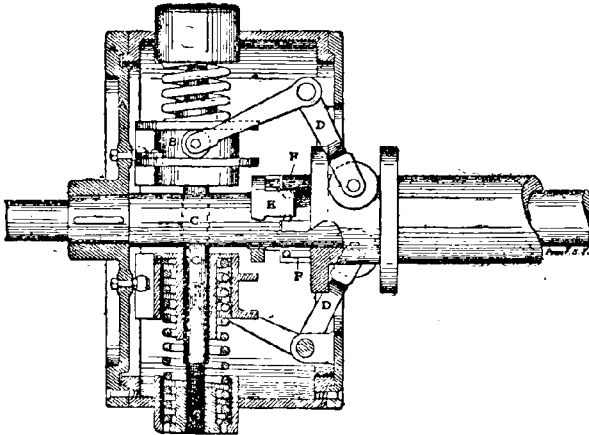


Fig. 108. — Régulateur de la turbine Hamilton-Holwarth.

segments E, maintenus sur l'arbre et qui actionnent les segments F situés à l'extrémité du coulisseau.

La variation de vitesse n'excède pas de 2 % la vitesse moyenne.

**Turbine à vapeur Warren.** — Cette turbine, construite par la *Warren Electric Co* de Sandusky, appartient au type Parsons, dans lequel la détente se fait de la pression initiale à la pression finale. Elle est à vitesse réduite, ce qui permet la commande directe des alternateurs (de 200 à 3000 kw). Les ajutages, au lieu de lancer la vapeur à angle droit dans les aubages ou parallèlement à l'axe de la machine, l'envoient sous un angle de 20° avec le plan de rotation (*fig. 109*).

La roue a 600 millimètres de diamètre au centre des aubages ; elle tourne à 3600 tours, donnant une vitesse tan-

gentielle moyenne aux aubes de 112,5 m. Dans le type à condensation, il y a 28 buses ; ceci pour une machine de 220 kw.

Les éléments mobiles sont par série de 4, comprenant 3 éléments de directrices fixes. L'admission a lieu à la pression de la chaudière ; la distribution se fait au moyen d'un certain nombre de valves équilibrées qu'un registre circulaire peut ouvrir ou fermer complètement par un simple quart de tour.

Le mouvement de la came est commandé par un régula-

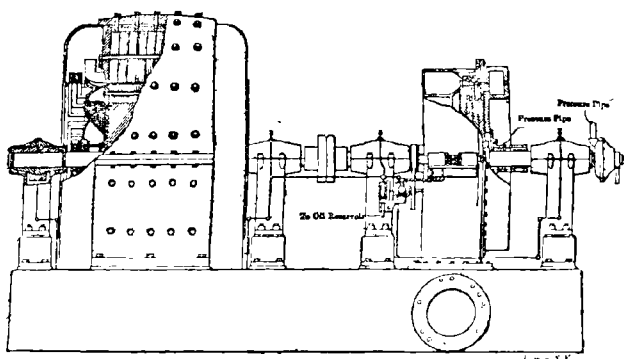


Fig. 109. — Turbine Warren.

teur à boules, monté sur le bâti et actionné par l'arbre principal. L'arbre est supporté par un palier à rotule ; un manchon placé entre les paliers moyens permet une certaine flexibilité : le graissage se fait sous pression. L'excitatrice et la pompe à huile sont commandées par engrenage du type vis sans fin et roue. Le poids de cette unité n'est que de 45 kilogrammes par kilowatt ; l'encombrement est de 3,60 m.  $\times$  1,03 m. soit 2 décimètres carrés par kw.

**Turbine Shepherd.** — Dans cette turbine, la vapeur agit sur une série d'ajutages alternativement fixes et mobiles et de section croissante. La vapeur est envoyée tantôt dans la demi-chambre de droite, tantôt dans la demi-chambre de

gauche, au moyen d'un robinet à levier, de telle sorte que le mouvement de la turbine est réversible.

**Turbine Winterros.** — Cette turbine est une application de l'idée de la double roue : les directrices tournent en sens opposé des aubages mobiles. On obtient ainsi un mouvement relatif à très grande vitesse pour un mouvement de rotation relativement lent (la réduction est de  $\frac{1}{2}$ ). L'échappement a lieu par l'orifice central de l'arbre creux. La partie centrale de l'appareil est tournée de façon à pouvoir

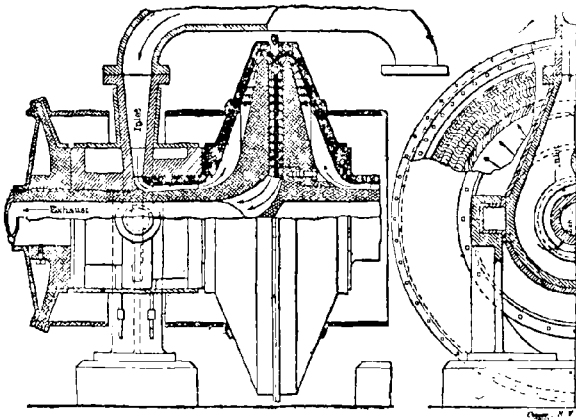


Fig. 110. — Turbine Winterros.

recevoir une courroie qu'il convient d'isoler du métal par une matière non conductrice (*fig. 110*).

Ce dispositif de turbine à vitesse réduite et à double sens de rotation a été essayé par de nombreux constructeurs. Parsons l'avait également employé. Peut-être pourrait-on utiliser l'artifice qui consisterait à rendre le distributeur solidaire de l'inducteur et la roue motrice solidaire de l'induit ou inversement. Avec les alternateurs, cette combinaison offrirait certains avantages ; mais il est évident que la complication mécanique résultant de cet assemblage ne laisserait pas que d'être assez onéreuse. Nous reviendrons sur ce dispositif.

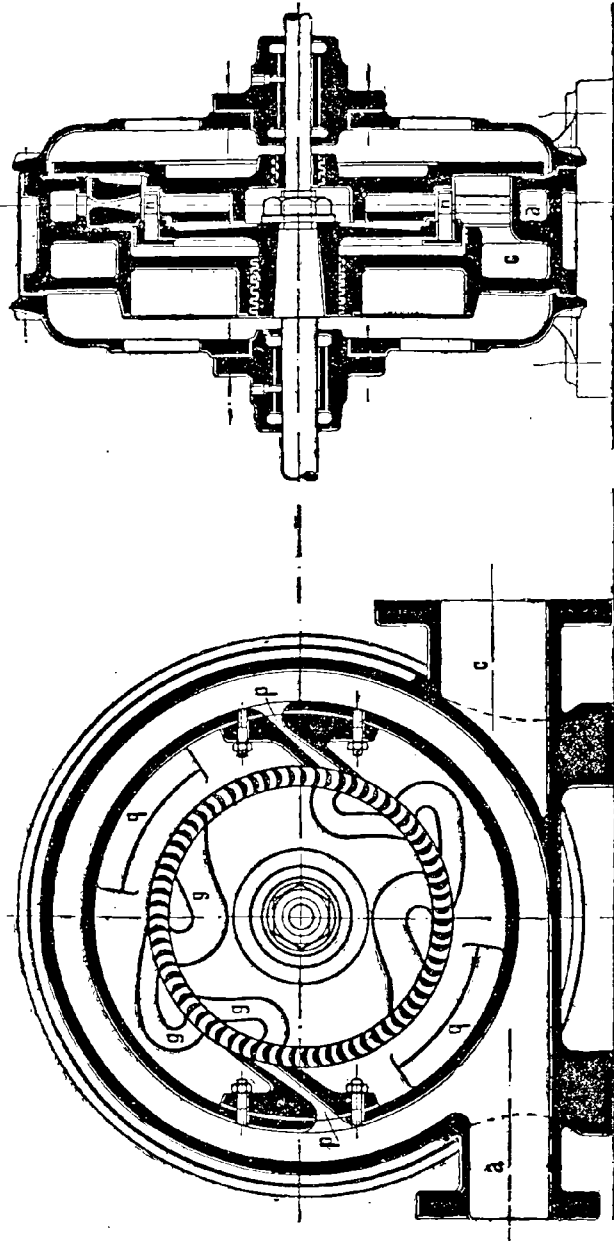


**Turbine Kolb.** — Ce type de turbine, qui fonctionne par action, comme la turbine de Laval, avec une unique roue à aubes, est caractérisé par des vitesses angulaires réduites ; cette propriété est due à un aménagement particulier du circuit de la vapeur à l'intérieur de la machine (*fig. 111 à 113*).

La turbine proprement dite est entourée par une caisse où pénètrent deux conduites de vapeur *a* et *c*, l'une *a* sert à l'admission de la vapeur vive et l'autre à la décharge de la vapeur d'échappement. De la première, la vapeur pénètre dans la roue tournante par deux ajutages *pp* disposés en deux points opposés de cette roue et dans lesquels la pression de la vapeur se transforme entièrement en vitesse. Après avoir traversé la roue mobile, la vapeur pénètre dans une embouchure *g* disposée en regard et, continuant son chemin, vient frapper de nouveau la roue mobile, passe à travers un deuxième canal *g*, traverse la roue une troisième fois, pénètre dans un troisième canal, traverse une fois de plus la roue tournante pour être déchargée finalement dans la conduite d'échappement.

A mesure que décroît la vitesse, les conduites de vapeur augmentent de diamètre. Comme la turbine est une véritable turbine à action, la pression est uniforme à l'intérieur et, de ce fait, elle est exempte de tout un ordre de pertes dans le rendement.

La roue tournante se fabrique en réunissant sur son disque un système de palettes, d'une construction très simple, retenues par une matrice. La caisse est faite exclusivement en fonte, les roues tournantes sont en fer forgé ou en acier et les palettes elles-mêmes en acier. Grâce à la méthode spéciale de guidage du courant de vapeur, la vitesse de la roue tournante est relativement réduite : tandis que les vitesses périphériques de 200 à 400 mètres sont fréquentes dans certains systèmes, les roues tournantes de la turbine Kolb présentent à la périphérie des vitesses de 40 à 100 mètres au maximum. Il est ainsi possible d'accoupler directe-



Coupe transversale  
 Fig. 111 et 112. — Turbine Kolb.  
 Coupe longitudinale.

ment les turbines Kolb, sans appareils réducteurs de vitesse, à des alternateurs tournant, par exemple, à raison de 3 000 tours par minute. En résumé, la construction de cette turbine se trouve doublement simplifiée, d'une part, en raison de l'emploi d'une roue unique, et de l'autre, par suite de la réduction de la vitesse périphérique, réduction qui permet d'utiliser pour la construction, des métaux courants sans qu'ils subissent des efforts excessifs. En réalité, c'est seulement jusqu'à une puissance d'environ 100 chevaux, que la turbine peut ne comporter qu'un couronne de palettes.

Malgré les dimensions réduites de la turbine Kolb, on aurait pu adopter des diamètres extérieurs encore plus petits, si les constructeurs n'avaient attaché une importance toute spéciale à la disposition des conduites de vapeur qui, entourant la turbine, en réchauffent l'intérieur et en maintiennent toutes les parties à une température sensiblement uniforme.

La turbine Kolb est pourvue d'un mécanisme de régulation fort sensible qui fonctionne par étranglement. Il est essentiellement constitué par une palette élastique, disposée transversalement à la tubulure d'éjection, dont elle occupe toute la largeur (perpendiculairement au plan de la coupe, *fig. 111*) et normalement appliquée contre une des parois. Une came, également transversale, agissant à une extrémité de la palette, dont l'autre extrémité est fixe, l'oblige à obturer plus ou moins la tubulure ; c'est la rotation de cette came qu'effectue le régulateur centrifuge par l'intermédiaire d'un système de leviers, quand une irrégularité se produit dans la vitesse de rotation.

Le régulateur d'un type centrifuge est monté directement sur l'arbre de la turbine et tourne à la même vitesse angulaire que cette dernière. Toutes les articulations de cet appareil sont munies de couteaux ou de billes trempés, ce qui contribue à assurer au régulateur une grande sensibilité.

En fait, dans les essais, le mécanisme de régulation assure un fonctionnement satisfaisant, même pour les petites charges.

Il y a, de plus, un dispositif de fermeture rapide pour empêcher la turbine d'atteindre une vitesse angulaire exces-

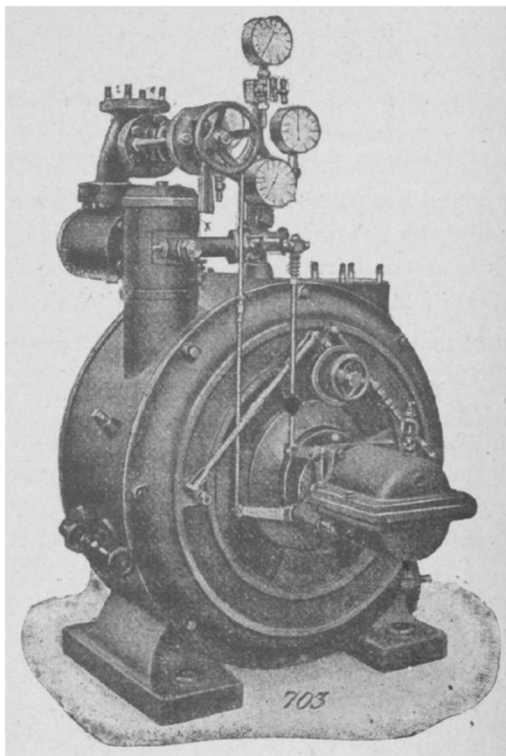


Fig. 113. — Turbine Kolb.

sive. Un levier chargé d'un ressort et annexé au régulateur est libéré lorsque cette vitesse angulaire dépasse d'environ 5 % le nombre de tours normal, il heurte alors le verrou de la vanne principale de façon à arrêter la turbine.

Les turbines Kolb se prêtent à l'accouplement direct avec

les dynamos à courant continu ou à champ tournant, de même qu'à la commande directe des pompes centrifuges rotatives et des souffleries. D'autre part, en raison de la facilité de construction de turbines à deux roues réversibles, on peut adapter des turbines Kolb de ce genre à la propulsion des embarcations, aussi bien qu'à la commande des machines d'extraction. Dans ce cas, on régit l'admission de vapeur par deux soupapes à tige commune, disposées de telle façon que l'on ferme l'une en ouvrant l'autre.

La turbine à vapeur système Kolb est construite par la Société pour l'Industrie électrique.

Signalons, en terminant cette revue des principales turbines à vapeur industrielles, un dispositif très différent qui a, paraît-il, donné des résultats intéressants. Il s'agit du moteur en hélice Herzog. Nous allons en donner une courte description. Pour les autres turbines (Seger, Union, Schulz, Elektra, Sulzer, Lindmark, Gelpke-Kugel, Nadrowski, Lienthal, Zahikjantz, Fullagar, etc.) elles sont analogues aux types qui viennent d'être passés en revue.

**Turbine en hélice Herzog.** — Le moteur Herzog (*Illustrated off. Journal of Patents*, 1904, mars) est en somme une turbine à axe vertical (*fig. 114*).

La partie mobile de la turbine, présente la forme d'une came portant des ailettes taillées en hélice.

La vapeur sous pression arrive par les tuyères  $v$  ; elle se détend, à la sortie des ajutages, dans les canaux  $w$ , où elle prend une vitesse considérable. Elle passe alors dans l'espace annulaire conique où elle agit sur les ailettes courbes en déterminant ainsi le mouvement de rotation du cône  $U'$  et par suite celui de l'arbre  $k$ . La vapeur détendue arrive ensuite dans la chambre  $h$  d'où elle se rend dans le condenseur formé d'un tube  $x$  recevant un jet d'eau froide par une canalisation spéciale.

Grâce à la forme conique de la partie mobile, on réalise

ainsi un dispositif permettant d'utiliser complètement la détente, comme dans une machine à expansion multiple.

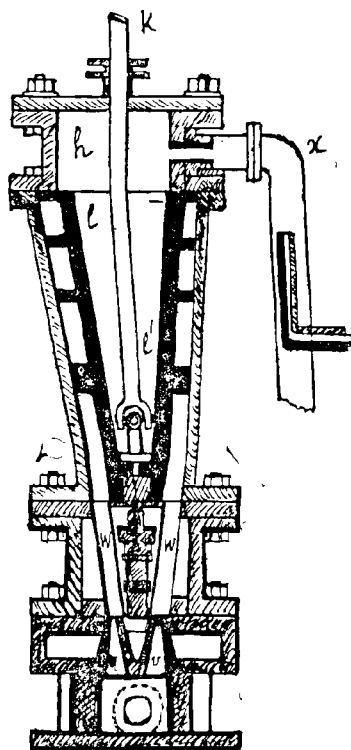


Fig. 114. — Turbine en hélice Herzog.

**Turbine Lindmark.** — Pour obtenir des vitesses de rotation aussi faibles que possible, Lindmark a essayé de transformer l'énergie cinétique de la vapeur en énergie potentielle à l'aide d'une tuyère.

La vapeur est introduite directement dans la première roue motrice et y travaille avec un degré de réaction voisin de l'unité. Le distributeur est superflu à cause de la faible vitesse radiale de la vapeur. L'énergie cinétique à la sortie de la roue motrice est transformée en énergie potentielle par

un canal qui agit comme le diffuseur d'une turbine hydraulique. La vapeur passe ensuite dans la seconde roue motrice et ainsi de suite. Les essais n'ont pas donné, paraît-il, des résultats trop encourageants.

**Turbine Zahikjantz.** — Turbine à réaction dans laquelle la vapeur se détend d'étage en étage dans une seule et même roue. A cet effet, la roue motrice porte des canaux hélicoïdaux complètement clos dans lesquels circule la vapeur qui passe ainsi alternativement dans un canal distributeur et un canal moteur. A mesure que la vapeur se détend, elle pénètre dans un plus grand nombre de canaux : 2. 3.

Le plus grave inconvénient de ce dispositif résiderait dans les chocs provenant de l'injection discontinue et les pertes de vapeur par les joints qu'il serait difficile de rendre étanches.

**Turbine Dolder.** — Dolder a proposé dans la *Schweizerische Bauzeitung* (janv. 1904) de faire détendre la vapeur fortement surchauffée dans une tuyère jusqu'à la pression du condenseur en n'abandonnant dans la turbine qu'une partie de son énergie cinétique. A sa sortie de la roue motrice, la vapeur pénétrerait dans un réfrigérant où elle perdrait une certaine quantité de chaleur, puis elle passerait dans une tuyère où elle se comprimerait jusqu'à la pression d'amont.

On conçoit que ces transformations ne puissent s'effectuer sans de graves pertes d'énergie provenant, en particulier, des condensations de la vapeur contre les parois du réfrigérant.

**Turbine Hugo Lentz.** — Dans le brevet allemand 166 994, M. H. Lentz revendique un dispositif dans lequel l'enveloppe est disposée de manière à ramener le flux de vapeur sur la roue motrice. Comme l'indique la figure 115, le flux arrive par le distributeur *b*, il agit sur les aubes motrices *a*, passe dans les aubages *k* disposés de manière

à former une série inégale. De là la vapeur se rend dans une chambre *m*, d'où elle passe dans une série de canaux *l*

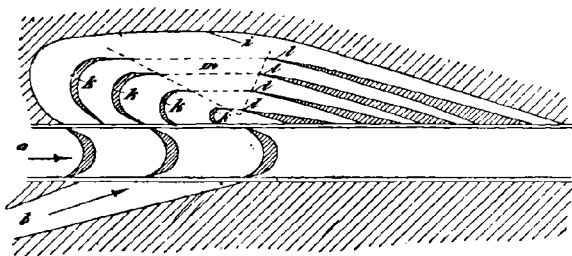


Fig. 115. — Turbine H. Lentz.

qui la conduiront de nouveau sur la roue motrice.

**Turbine Fullagar.** — Cette turbine appartient au type des turbines Parsons. Les pistons équilibrants sont remplacés par des surfaces annulaires munies de joints en labyrinthe radial. La vapeur qui s'échappe en divers points est utilisée dans les groupes suivants de roue auxquels elle parvient par des canaux spéciaux.

**Turbines à vitesse réduite et double sens de rotation.**— Dès 1902, *Parsons* a fait breveter un système de turbines dans lequel la distribution est formée de tuyères fixées à la périphérie d'une roue creuse tournant avec la même vitesse que la roue motrice, mais en sens inverse.

Les inconvénients de ce système résident dans la complication de construction ; il faut deux presse-étoupes, deux transmissions.

Le même principe a été fréquemment proposé non seulement pour permettre de réduire la vitesse de moitié environ, mais également pour réaliser le changement de marche, notamment pour les navires munis de turbines.

De nombreux brevets ont été pris.

La turbine *Webster* de New-York est constituée par deux turbines élémentaires, emboîtées l'une dans l'autre. Un même cylindre creux porte à l'intérieur les couronnes dis-



tributrices pour la marche dans un sens, et à l'extérieur les aubes motrices pour la marche en sens inverse. Un dispositif permet de faire pénétrer la vapeur d'un côté ou de l'autre selon le résultat désiré.

La turbine *Behrisch* de Berlin comprend une double turbine à double injection disposée de telle sorte que chaque arbre porte une roue primaire et une roue secondaire.

Dans un brevet de la Société *Siemens-Schuckert*, chacune des deux roues de la turbine à distributeur rotatif commande un alternateur. Les deux alternateurs étant couplés en parallèle, on obtient, paraît-il, le réglage du nombre de tours.

La turbine *Sege*r est également caractérisée par la présence de deux roues se mouvant en sens inverse (un étage de pression, deux étages de vitesse); il n'y a qu'un seul distributeur, celui de la première roue. Au sortir des canaux de cette dernière la vapeur passe directement dans ceux de la seconde. Une courroie transmet à une poulie de grand diamètre le mouvement des deux roues, qui tournent en sens inverse.

---

## CHAPITRE V

### COMPARAISON DE LA TURBINE A VAPEUR ET DES AUTRES MOTEURS THERMIQUES

**Encombrement.** — La supériorité de la turbine à vapeur, au point de vue de la surface ou plan, n'est réellement marquée que pour les très fortes puissances. Les machines verticales à piston à grande vitesse, type Willans et Robinson, ont un encombrement sensiblement égal et même inférieur, pour les faibles puissances, aux turbines Parsons. Par contre, au point de vue de l'encombrement en hauteur, cette même turbine présente un avantage considérable : elle

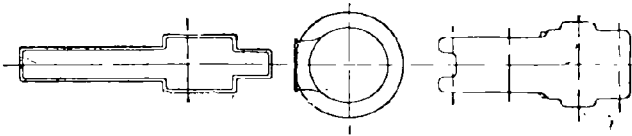


Fig. 116. — Encombrement comparé des turbines.

permet d'éviter l'emploi des galeries et escaliers pour atteindre les organes des machines.

Quant à la turbine Curtis, c'est à elle que revient incontestablement la palme, comme l'indique le schéma ci-contre (*fig. 116*) qui donne en plan les dimensions comparées des turbines de Laval, Curtis et Parsons. Il est juste de rappeler que la compagnie Westinghouse a établi également une turbine Parsons à axe vertical qui présente les avantages de la turbine Curtis.

Pour les faibles puissances, le moteur à explosion est certainement supérieur à la turbine à vapeur (moteur vertical, turbine à axe horizontal). Il est juste de reconnaître cependant que l'encombrement est en général extrêmement réduit, ce qui permet de réaliser une réduction considérable des frais de premier établissement des bâtiments et fondations. Comme le fait remarquer fort justement M. Izart, cet avantage est beaucoup plus considérable qu'on ne le suppose. Dans le prix de revient de l'énergie, le facteur le plus important est presque toujours l'amortissement de la station centrale. Dans ces conditions, l'on peut avoir avantage à choisir un type de moteur qui, comme la turbine, permet de diminuer le chapitre des frais à amortir, quoique possédant une consommation de vapeur relativement plus élevée.

**Coûts d'achat et d'entretien.** — Le coût d'une machine est sensiblement proportionnel à son poids. Or, le poids de la turbine est très notablement inférieur au poids d'un moteur à piston de puissance égale. Le prix est donc également inférieur. De plus, les fondations nécessaires seront beaucoup moins importantes, tant à cause du poids que du mouvement rotatif. Comme il n'y a pas de vibrations ni d'à-coups, on peut se contenter de fondations légères et supprimer même les gros boulons de fondation qui servent à fixer d'ordinaire les bâtis des machines à piston.

Quant au coût d'entretien, dès que la turbine dépasse 1 000 kilowatts, la supériorité lui est acquise. Tandis que, pour la machine à piston, deux hommes au moins sont nécessaires, l'un sur la galerie du premier étage pour la surveillance et le graissage des valves et l'autre sur le sol, avec la turbine, quelle que soit la puissance, il suffira d'un seul homme accomplissant un travail de surveillance. Il n'a, en effet, qu'à jeter un coup d'œil sur l'indicateur de vitesse, sur les appareils de graissage sous pression et à veiller à l'échauffement des paliers ; il n'y a pas de fourbissage, ni

d'entretien de bielles, etc. A noter que la turbine à vapeur étant à grande vitesse, permet toujours l'accouplement direct avec la dynamo, ce qui supprime réducteurs de vitesses, engrenages, courroies, etc.

**Régulation.** — La régulation atteint dans la turbine Parsons un degré de perfection et de sensibilité au moins aussi élevé que dans la machine à piston. Comme on l'a indiqué, en décrivant les divers types de Laval, Zoelly, etc., les variations de vitesse n'excèdent pas en général 5 % sous n'importe quelle charge. Avec 25 % de variation de charge, on est parvenu à obtenir que les révolutions ne varient pas même de 2 %.

**Graissage.** — Le graissage est beaucoup plus simple dans le cas des turbines à vapeur. Il se réduit exclusivement à la lubrification de deux paliers, organes nullement en contact avec de la vapeur et ne nécessitant pas par conséquent d'huiles spéciales dites : « huiles à cylindres ». Dans certaines machines, le graissage intéresse encore la boîte de réduction.

Aussi peut-on réaliser une sérieuse économie. Avec les machines ordinaires, ces frais se montent généralement de 4 à 7 % de la dépense en combustible dans le prix de revient de l'énergie, et même à 10 % lorsqu'on fait usage d'huiles à cylindres spéciales pour vapeur surchauffée. Avec la turbine à vapeur, ces frais se réduisent à 2 %.

Un groupe de pistons de 1 500 kilowatts a consommé 20 kilogrammes d'huile à cylindre et 20 kilogrammes d'huile à mouvements par 24 heures. Un groupe turbines de même puissance ne consomme que 6 kilogrammes d'huile ordinaire dans le même laps de temps. On connaît les effets désastreux de l'huile sur les tubes de chaudières, effet qui oblige souvent à abandonner l'eau de condensation. Dans le cas des turbo-moteurs, l'eau condensée est rigoureusement pure : c'est de l'eau distillée qui peut être employée comme eau d'alimentation, sans crainte de corro-

sion : on réalise ainsi une sensible économie de combustible tout en évitant la détérioration des tubes et les dépôts de tartre.

**Consommation de vapeur.** — Cette question est certainement l'une des plus importantes ; elle a fait l'objet de nombreuses recherches. On a publié les résultats d'essais variés, desquels il résulte que la consommation de vapeur est en général à peu près la même. Le problème est d'ailleurs complexe et présente des conditions très variables. La consommation par cheval-heure ne saurait être, en effet, la même selon qu'il s'agit de faibles puissances ou de puissances élevées, de vapeur ordinaire ou de vapeur surchauffée, de machines marchant à pleine charge ou à faible charge.

a) *Influence de la charge.* — Indiquons d'abord les chiffres fournis par certains constructeurs :

*Consommation de vapeur sèche par cheval effectif et par heure*  
*Turbine de Laval*

Puissance en chevaux	Pression d'admission à la turbine en kilog. par cm <sup>2</sup>					
	4 kg.	6	8	10	12	14
	1 <sup>o</sup> Echappement à l'air					
	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.
5 à 30	25,00	23,00	21,50	20,00	19,00	18,50
50	22,00	19,00	17,50	16,50	15,50	15,00
100 et 150	20,00	17,25	15,50	14,75	14,00	13,50
300	19,00	16,25	14,50	13,75	13,00	12,25
	2 <sup>o</sup> Echappement au condenseur. Vide 68 cm.					
5	18,00	17,00	16,00	15,00	14,30	13,90
50	10,80	10,20	9,70	9,40	9,00	8,75
100	9,50	8,80	8,40	8,00	7,80	7,70
300	8,90	8,30	7,90	7,50	7,40	7,30

*Turbine Zoelly de 750 chevaux*

Puissance en kilowatts . . . . .	132,19	291,52	463,22
» en chevaux effectifs . . . . .	232,52	465,65	707,59
Nombre de tours . . . . .	3 061	3 040	3 020
Pression d'admission en atm. abs. . . . .	8,63	8,51	8,53
Température en degrés centigrades . . . . .	170,6	170,4	170,5
Vide 0/0 . . . . .	95,3	93,8	91,7
Consommation totale de vapeur en kilogrammes . . . . .	1 870	3 240	4 819
Consommation de vapeur par kilowatt-heure, en kilogrammes . . . . .	14,145	11,114	10,409
Consommation de vapeur par cheval effectif en kilogrammes . . . . .	8,039	6,958	6,810

*Turbine Parsons de 1 250 KW*

Pression initiale . . . . .	175 livres	Consommation de vapeur
A pleine charge . . . . .	15,7 »	13,8 livres par cheval-heure
$\frac{3}{4}$ de charge . . . . .	16,6 »	14,6
$\frac{1}{2}$ de charge . . . . .	18,2 »	16,2
$\frac{1}{4}$ de charge . . . . .	23,2 »	20,8
	de vapeur saturée sèche	de vapeur surchauffée de 24°

Si l'on compare ces diverses consommations, et celles données dans d'autres essais, aux consommations des machines à piston, on peut tirer les conclusions suivantes :

1° *A pleine charge*, la consommation de vapeur des turbines est à peine supérieure à celles des meilleures machines à piston.

2° *Aux faibles charges*, la différence est beaucoup plus sensible ; la courbe de consommation de la turbine s'élève beaucoup plus rapidement que celle de la machine à piston. La figure 117 donne les courbes se rapportant à une turbine Westinghouse-Parsons de 1250 kilowatts avec un

vide de 27,4 pouces de mercure au condenseur (courbe A) et avec un vide de 28,1 pouces (courbe B).

La courbe C se rapporte à une machine Mac-Intosh et Seymour de 1600 kilowatts, type vertical. La vapeur de la turbine était surchauffée de 76,8° F ; celle du moteur à piston, de 81,3 F. Les consommations de vapeur en livres (de 453 grammes) par cheval électrique sont portées en ordonnées et la charge, en abscisses, de dixième en dixième. A pleine charge, les consommations sont presque iden-

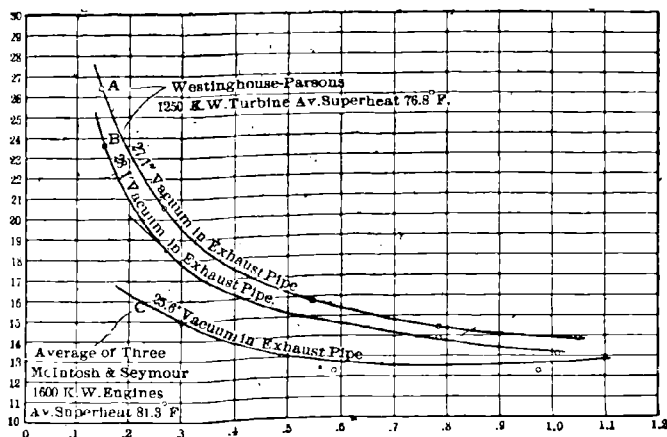


Fig. 117. — Courbes de consommation.

tiques ; mais aux faibles charges, les courbes divergent de plus en plus. A  $\frac{1}{5}$  par exemple, de la pleine charge, la machine à piston consommerait 16,4 livres de vapeur par cheval-heure, tandis que la turbine en consommerait 21.

b) *Influence de la surchauffe.* — Quelle est la valeur de la surchauffe pour la turbine à vapeur ? Il semble *a priori* qu'elle est d'un intérêt moindre pour la turbine à vapeur que pour la machine à piston, car il n'y a que peu ou pas de condensation initiale.

De nombreuses expériences ont été faites, notamment

en Amérique, pour déterminer exactement l'importance de ces avantages.

Dans le cas de la machine à piston, on se heurte à deux difficultés principales : le graissage convenable des cylindres et l'emploi de matériaux appropriés pour les garnitures, à cause de la haute température de la vapeur. Ces difficultés n'existent pas avec la turbine, dans laquelle la vapeur n'est pas graissée et ne comporte pas de garnitures. La turbine à vapeur peut donc utiliser pleinement les avantages de la surchauffe.

Ici, encore, il est nécessaire de distinguer entre les divers cas et notamment entre les machines à plateau unique et celles à plateaux multiples, comme l'on distingue entre les moteurs à piston à simple et multiple expansion.

Dans les turbines à plateau unique, l'avantage de la surchauffe n'est pas très important. En effet, c'est dans un moteur à détentes successives que l'on peut utiliser les propriétés de la vapeur surchauffée.

Dans les turbines à plateaux multiples, plus que dans les machines à piston à multiple expansion, les avantages de la surchauffe sont sensibles. Pratiquement, cependant, il ne faut pas surchauffer au delà de 300° pour ne pas envoyer trop de calories au condenseur.

Dans les nombreux essais qui ont été faits, on a constaté que pratiquement le bénéfice de la surchauffe était *supérieur* au bénéfice théorique. On avait trouvé d'ailleurs une différence semblable pour les machines à piston.

Dans les turbines Parsons, pour des pressions moyennes de 8 à 12 kilogrammes de vapeur, l'alimentation de ces machines avec de la vapeur surchauffée a pour résultat de réduire de 1 % environ les consommations de vapeur par 5 à 6° de surchauffe. Ce chiffre a été vérifié jusqu'à 120° de surchauffe environ. Le diagramme ci-contre (*fig. 118*) indique clairement l'influence de la surchauffe sur le rendement des turbines. Il ne faut cependant pas oublier que



l'économie de vapeur ne correspond pas à une économie proportionnelle de combustible, car plus la surchauffe est forte, plus les pertes par radiations sont élevées ; en outre,

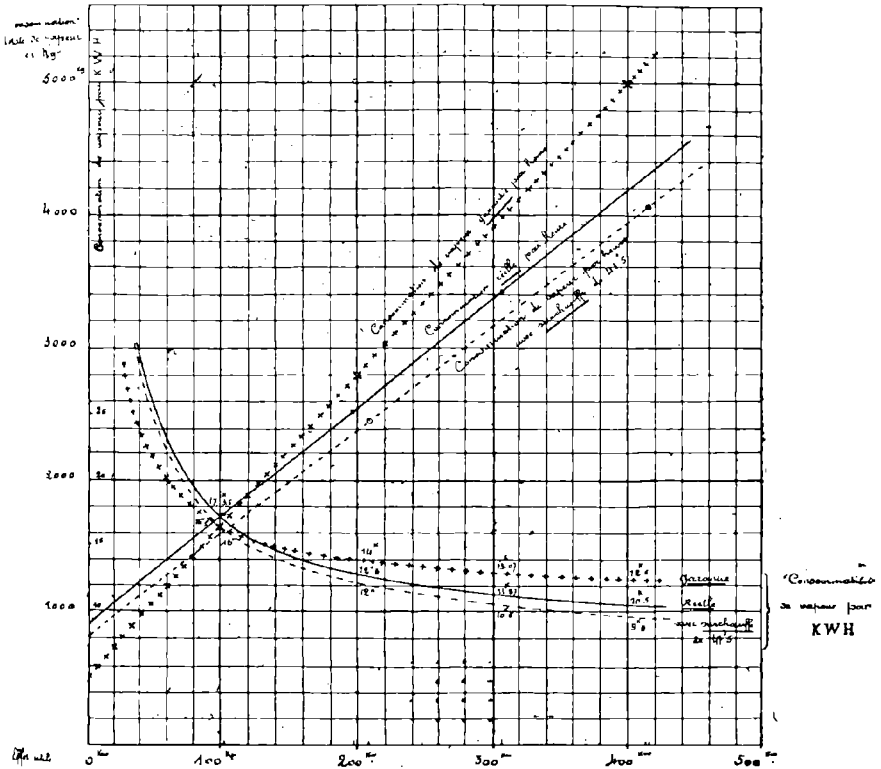


Fig. 118. — Diagramme de consommation d'un turbo-alternateur Parsons.

le surchauffeur lui-même exige une certaine dépense, dont il faut évidemment tenir compte.

Comme nous l'avons fait remarquer précédemment, il est également nécessaire d'envisager les diverses conditions de fonctionnement du moteur thermique. C'est ainsi que des essais sur une turbine Brown-Boveri-Parsons de 200 kilowatts (pression à l'admission : 12,5 kg., marche à con-

densation, surchauffe : 250°) ont donné les résultats suivants :

Consommation de vapeur par cheval-heure indiqué :

6 kilogrammes à pleine charge.

Consommation par cheval-heure effectif :

7,03 kg. à pleine charge, 7,39 kg. à  $\frac{3}{4}$  de charge et

7,09 kg. à  $\frac{1}{2}$  charge.

c) *Influence de la pression.* — L'avantage des hautes pressions n'est pas aussi évident que celui de la surchauffe ; il ne se manifeste que dans les environs de 10 à 12 kilogrammes. Au-delà, des pressions de vapeur de 14 ou 15 kilogrammes par centimètre carré conduisent à une économie presque insensible ; la courbe devient asymptote.

Signalons toutefois les expériences de la *Société des moteurs à haute tension* qui a entrepris l'exploitation d'un système de générateurs permettant d'atteindre de très hautes pressions. En 1903, on pouvait voir fonctionner sur la Seine un canot dans lequel étaient installés un générateur et un moteur travaillant couramment à des pressions de 60 et 80 kilogrammes, avec des températures de vapeur de 500 et 600°. Le générateur consiste essentiellement en plusieurs séries de tubes épais, à gros diamètre intérieur, portés au rouge sombre et recevant alors l'eau d'alimentation, sous pression, à travers des orifices étroits, par suite pulvérisée et vaporisée instantanément, puis surchauffée jusqu'à 500, 600° et au-delà, si besoin en est. La *Société des moteurs à haute tension* affirme que l'on obtient de beaux rendements sans aucun danger avec des pressions dépassant 100 atmosphères.

Les essais ont porté sur les générateurs et les moteurs à piston ; il serait intéressant de les renouveler avec des turbines à vapeur. On pourrait peut-être également associer les turbo-moteurs aux générateurs à vaporisation instantanée du type Serpollet.

d) *Influence de la condensation.* — Le degré de vide exerce une influence considérable sur le fonctionnement économique de l'appareil. Une turbine qui, avec un vide de 720 millimètres de mercure ne consomme que 8,5 kg. de vapeur par kilowatt-heure, en consommera plus de 12 kilogrammes si le vide s'abaisse à 530 millimètres.

Dans une étude très documentée publiée par la Revue *Power*, de New-York (2 février 1905), M. Bibbins expose les résultats de ses recherches sur la puissance absorbée par la machinerie auxiliaire pour la condensation. L'un des facteurs de ce problème les moins connus est celui qui exprime la quantité nette de chaleur fournie à celle-ci. Les expériences ont été effectuées sur deux turbines Westinghouse de 400 kilowatts dont l'échappement se produisait dans une conduite commune, reliée à un condenseur barométrique à jet de Weiss. Une pompe à air horizontale du type Weiss était actionnée par une machine à vapeur pouvant également faire marcher une pompe de circulation rotative Bibus. Les essais ont été effectués de la manière suivante : La puissance développée par les turbines était lue au tableau, le vide au condenseur se déduisait de la hauteur de la colonne mercurielle d'un indicateur monté entre le condenseur et les turbines, la pression de la vapeur était prise à l'admission, la température de l'eau de refroidissement était prise à la sortie de la pompe, etc. Le rendement thermique de la machine de la pompe avait été estimé à 8 % et celui du réchauffeur 75 %. Les résultats des expériences de M. Bibbins ont été consignés dans une série de graphiques donnant la consommation de vapeur par cheval-heure aux différentes charges de la turbine, la consommation de force pour la condensation exprimée en HP pour différentes charges, la puissance absorbée pour fournir l'eau au condenseur, etc. L'examen de ces diverses courbes démontre que la puissance absorbée par la pompe à air augmente uniformément avec la charge ; il

n'en est pas de même en ce qui concerne la pompe de circulation.

Nous nous contenterons de donner le graphique le plus intéressant, celui qui donne la consommation de vapeur de l'installation auxiliaire à diverses charges (fig. 119).

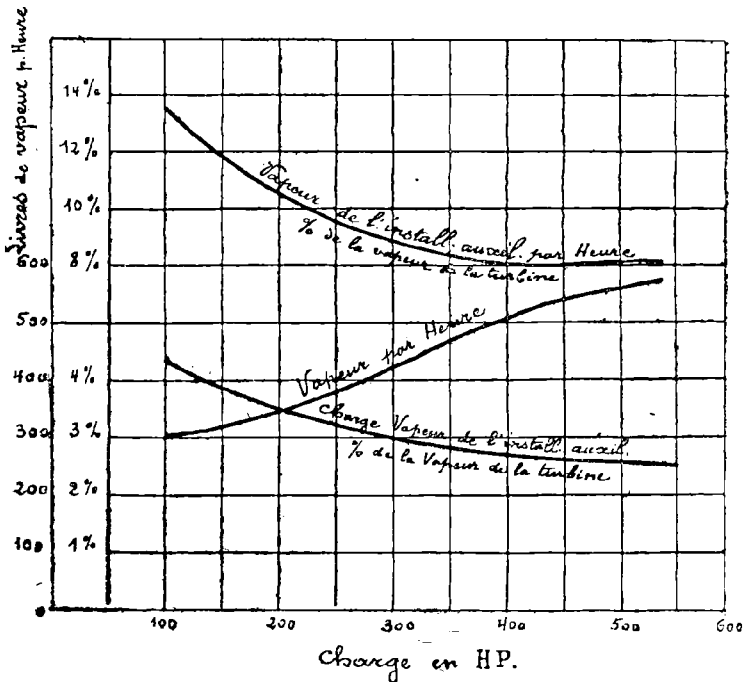


Fig. 119. — Consommation de vapeur de l'installation auxiliaire.

e) *Influence de la conduite de la machine.* — En général, la consommation de vapeur des machines à pistons dépend en grande partie de l'entretien et de l'usure de la machine. C'est la raison pour laquelle on s'entoure aux essais de réception de ces machines de toutes les précautions imaginables. Le passage suivant, emprunté à M. Aimé Witz, le confirme essentiellement :

« En général, les essais de réception d'une nouvelle ma-

« chine à piston sont effectués, afin d'obtenir des résultats  
« aussi favorables que possible, par un personnel spécia-  
« lement formé et en s'entourant des plus grands soins.

« *Les clapets qui ne ferment pas bien sont rodés à nou-  
« veau sur leur siège ; pour diminuer les frottements on  
« graisse abondamment ; on donne notamment beaucoup  
« plus d'huile au cylindre qu'il n'est d'usage d'en donner  
« en service courant ; bref, tout est disposé d'une façon qui  
« ne se retrouvera plus jamais dans l'exploitation normale  
« sous la conduite du personnel ordinaire. »*

f) *Influence de l'usure.* — Les chiffres de consommation de vapeur trouvés aux essais de réception des machines à pistons ne répondent donc déjà pas, du fait précédent, à la réalité pour la marche normale ; mais il faut de plus remarquer qu'au bout de quelque temps de marche, la consommation de vapeur des machines à pistons augmente en raison des défauts d'étanchéité qui se manifestent aux pistons et aux soupapes, et dépasse de 10 à 15 % les chiffres trouvés aux essais.

Avec les turbines à vapeur, au contraire, les conditions de fonctionnement en marche normale et aux essais de réception restent les mêmes par le fait que la vapeur travaille dans le cylindre sans le moindre graissage et qu'il n'existe pas d'organes frottants influant sur la consommation de la vapeur. Les chiffres de consommation de vapeur en marche normale sont donc exactement les mêmes.

Quant à l'usure des ailettes, elle ne semble pas déterminer une augmentation sensible dans la consommation de vapeur.

**Rendement de la turbine à vapeur.** — Cette importante question a fait l'objet de nombreuses recherches et d'expériences méthodiques exposées dans les revues spéciales. Citons, parmi les travaux les plus récents, ceux de M. H. G. Scott (*Proceeding of Amer. Inst. of Elec. Engineers*, 1906,

New-York). Dans un très intéressant mémoire, l'auteur publie un tableau comparatif dont les données ont été fournies par trois des plus importantes firmes américaines : la Westinghouse Machine Co, la General Electric Co, et l'Allis Chalmers Co.

*Détail du coût relatif d'entretien et opération par Kw.-II.*

Facteurs		Machines à piston	Turbines à vapeur	Moteurs à gaz
Entretien	Matériel, salle machines . . . . .	2,57	0,51	2,57
	Matériel chaufferie . . . . .	4,61	4,30	1,15
	Manutention et chargement du charbon. . .	0,58	0,54	0,29
	Matériel électrique . . . . .	1,12	1,12	1,12
	Main-d'œuvre, manutention, charbon et cendres . . . . .	2,26	2,41	4,13
Opération	Enlèvement cendres . . . . .	1,06	0,94	0,53
	Emmagasinage . . . . .	0,74	0,74	0,74
	Main-d'œuvre chaufferie . . . . .	7,15	6,68	1,79
	Huile, déchets, etc., de la chaufferie. . .	0,17	0,17	0,17
	Charbon . . . . .	61,30	57,30	26,31
	Fau . . . . .	7,14	0,71	3,57
	Main-d'œuvre, salle machines . . . . .	0,71	1,35	6,71
	Graissage machines. . . . .	1,77	0,35	1,77
	Déchets divers, etc . . . . .	0,30	0,30	0,30
	Main-d'œuvre électrique . . . . .	2,52	2,52	2,52
Total relatif des frais d'entretien et d'opération.		100,00	79,64	50,67
Total relatif des frais d'immobilisation de capital.		100,00	82,50	100,00
Total relatif général . . . . .		100,00	85,07	75,33

Les conclusions générales de cette importante étude sont finalement :

1° Les installations actuelles à vapeur peuvent voir leur rendement s'élever de 10 à 14 %, soit un gain de 25 % environ.

2° La turbine à vapeur présente par rapport à la machine à piston un gain de 20 %, non par suite d'un meilleur ren-

dement thermodynamique, mais pour les causes énumérées au tableau ci-dessus.

3° On accroîtrait considérablement le rendement thermique (de 10 à 25 % environ), soit un gain de 50 % au moins, en combinant les moteurs à gaz avec les turbines à vapeur, en utilisant l'eau de circulation des culasses de moteur, déjà réchauffée, à l'alimentation des chaudières.

Indiquons, en terminant ce chapitre, les résultats comparatifs donnés par M. W. Chilton à l'Institution of Electrical Engineers.

Constantes pour un groupe de 500 kilowatts	Machines à piston	Turbines à vapeur
Consommation de vapeur par kilowatt-heure, en livres . . . . .	25	22,5
Vapeur à condenser, par heure, en livres . . .	12 500	41 250
Vide au condenseur, en pouces de mercure . .	26,5	28
Capacité de la pompe à air, pieds cubes par minute	125	150
Chevaux effectifs pour la commande de la pompe	3,3	3,85
Eau, en gallons, par minute. . . . .	730	830
Température moyenne du condenseur . . . . .	119° F	100° F
Coût de la machine du générateur, en livres sterling . . . . .	3 250	3 250
Coût du matériel de condensation. . . . .	556	659
Coût total en livres sterling. . . . .	3 806	3 909

**Comparaison avec le moteur à gaz.** — On sait que le moteur à gaz pauvre consomme 600 grammes de combustible par kilowatt et la turbine à vapeur 700 grammes. Mais cette différence est amplement compensée par le plus faible coût d'achat, d'établissement et surtout de fondation, le moteur à gaz ayant un poids douze fois plus élevé que la turbine.

En outre, pour les grandes puissances, le moteur à gaz étant un appareil à choc, ne présente pas les mêmes conditions de sécurité que la turbine, et il y aura toujours l'aléa de coûteuses réparations.

On ne saurait oublier toutefois que le rendement ther-

mique du gazogène est de 10 % au moins supérieur à celui de la chaudière et même davantage si l'on tient compte des pertes dans les appareils auxiliaires de la chaufferie ; le rendement thermique du moteur à gaz, d'autre part, est beaucoup plus élevé que celui de la machine à vapeur ; enfin, le problème de la fumivorité se trouve radicalement résolu. Voici les chiffres que donne M. W. Lallau dans l'*Engineering* de New-York (29 décembre 1904).

*Prix de revient de la force, en francs par kilowatt-an*

	Machina à piston	Turbine à vapeur	Moteur à gaz
Charges financières, intérêts, etc. % <sub>0</sub> . . . . .	58,50	51,00	78,00
Main-d'œuvre . . . . .	31,00	28,75	22,00
Huile de graissage . . . . .	7,50	3,00	9,00
Charbon . . . . .	73,00	73,00	36,50
Total . . . . .	170,00	155,75	145,50



## CHAPITRE VI

---

### APPLICATIONS DES TURBINES A VAPEUR

Les turbines à vapeur peuvent évidemment remplacer les machines à piston dans toutes leurs applications ; mais elles semblent plus particulièrement aptes à produire directement les grandes vitesses.

1° *Groupes Electrogènes*, car elles actionnent directement les dynamos ou alternateurs sans transmissions ou réducteurs de vitesses.

2° *Turbo-ventilateurs* : elles sont accouplées directement aux ventilateurs.

3° *Emploi des turbines à vapeur à basse pression pour l'utilisation des vapeurs perdues par les machines à marche intermittente*. — M. Rateau a eu l'idée d'appliquer sa turbine à basse pression à l'utilisation des vapeurs d'échappement des machines à vapeur, machines d'extraction en particulier.

La turbine elle-même ne présente rien de spécial, sinon qu'elle est construite pour fonctionner avec de la vapeur à une pression inférieure à 1 kilogramme.

La partie la plus intéressante du dispositif est certainement le récupérateur de vapeur, grâce auquel la vapeur, fournie de façon intermittente d'une part, est transformée d'autre part en un flux continu qui alimente la turbine à basse pression.

L'appareil de M. Rateau est un échangeur de chaleur. Il consiste en une masse de métal et d'eau que l'on met en

contact, par une surface aussi grande que possible, avec la vapeur d'échappement arrivant de façon intermittente. Celle-ci se condense quand elle est fournie en excès par le moteur principal, sa chaleur latente étant ainsi mise en réserve à l'état potentiel. Pendant l'arrêt du moteur primaire, la vapeur n'arrivant plus, la chaleur latente potentielle

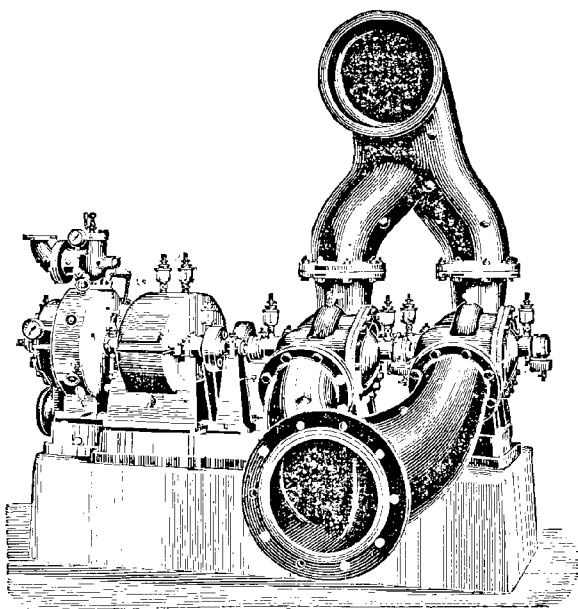


Fig. 120. — Turbine-pompe conjuguée en parallèle.

précédemment emmagasinée vaporise une certaine quantité d'eau qui actionne la turbine secondaire.

L'appareil Rateau est donc un véritable volant, jouant pour la chaleur le rôle régulateur du volant dans le moteur à vapeur ou à gaz.

Si nous désignons par  $P$  et  $P'$  les poids respectifs d'eau et de métal que contient l'appareil, par  $c$  et  $c'$  les chaleurs spécifiques de ces deux substances (que l'on peut prendre égales à 1 et à 0,13), par  $P''$  le poids de vapeur qui doit se

condenser, égal au poids de l'eau qui doit se vaporiser pendant une période connue, par  $r$  la chaleur latente de la vapeur (d'eau à la température de celle-ci, par  $t$  degrés la variation tolérée de cette température, nous pouvons écrire dans le cas où cette variation n'est que de quelques degrés, et où par conséquent la pression varie peu, l'équation suivante :

$$Pct - P'e't' = P''r.$$

Au point de vue pratique, M. Rateau limite de 3 à 5 degrés la variation de température, de sorte que la pression varie de 0,13 à 0,25 kg. par cm<sup>2</sup>.

Dans l'appareil établi à Bruay, P poids d'eau est égal à 3000 kilogrammes ; P' poids de métal = 30000 kilogrammes. Nous venons de voir que  $t = 5^{\circ}$  ;  $r =$  chaleur latente de la vapeur = 535.

De l'équation précédente on tire :

$$P'' = \frac{(Pc + P'e')t}{r},$$

d'où, remplaçant les signes par leur valeur, on tire :

$$P'' = \frac{(3000 + 30000 \times 0,13)5}{535} = 64,5 \text{ kg.}$$

de vapeur condensée, égal au poids d'eau à revaporiser durant la durée correspondante à l'arrivée de vapeur d'échappement.

Dans une machine d'extraction, cette durée de marche (correspondant à une extraction, à un trait, comme disent les mineurs), pendant laquelle la vapeur arrive dans le récupérateur, est de 2 minutes.

Le maximum de vapeur qu'est capable d'accumuler — et de restituer par conséquent — l'appareil sera donc :

$$64,5 \times 30 = 1935 \text{ kg. de vapeur à l'heure.}$$

Comme l'on voit par ce rapide aperçu, les dimensions et

les constantes de l'appareil sont aisément calculables, ce qui permet de l'appliquer aux cas les plus divers de la pratique.

Le flux continu de vapeur sortant de l'appareil ne pouvait être utilisé dans une machine à piston. Vu sa très faible pression, on aurait été conduit à des dimensions de cylindres énormes, dans lesquels la condensation aurait été telle qu'elle aurait amené un rendement mécanique dérisoire.

La turbine à vapeur était alors tout indiquée, favorisée de plus par le fait que les pertes par frottement, qui atteignent facilement 12 % dans la machine à piston, n'atteignent pas 2 % dans la turbine.

*4<sup>o</sup> Propulsion des navires.* — Depuis quelques années, l'emploi des turbines à vapeur pour la propulsion des navires devient de plus en plus général ; à partir de 1902 notamment, le nombre des navires à turbines que l'on a lancés a pris des proportions très considérables. Tous ces bâtiments — exécutés spécialement sur commande pour la marine de guerre, la marine marchande ou la marine de plaisance — donnent la preuve vivante de la supériorité de la turbine à vapeur sur la machine à pistons arrivée à la limite de son perfectionnement. Cette supériorité de la turbine se manifeste par sa plus grande faculté de surcharge, sa marche économique (en particulier pour les vitesses supérieures à 16 nœuds), sa sécurité de fonctionnement, l'absence totale de vibrations, le peu d'encombrement et le peu de poids qu'elle présente.

Au commencement de l'année 1904, la turbine Parsons avait vu son utilisation à la propulsion des navires s'élever à une puissance totale de 71 700 HP. Les applications terminées depuis lors et les commandes en cours d'exécution font monter actuellement ce chiffre à 400 000 HP. L'importance et la vitesse des navires intéressés varient dans de grandes limites, les plus petits utilisant 1 500 HP tandis que la puissance des plus grands atteint 70 000 HP.

C'est l'Angleterre qui, après les essais faits par sa marine de guerre, a mis en chantier le plus grand nombre de navires à turbines. D'abord hésitante — comme le prouve le chiffre de 71 700 HP seulement, commandés en sept années — la marine marchande anglaise a reconnu les avantages de la turbine et a si bien prôné le nouveau moteur que tous les constructeurs et tous les chantiers, jusque-là sceptiques, se sont mis à fabriquer des turbines, sans avoir d'ailleurs toujours obtenu des résultats favorables.

M. Rateau a tenté également d'appliquer sa turbine à la

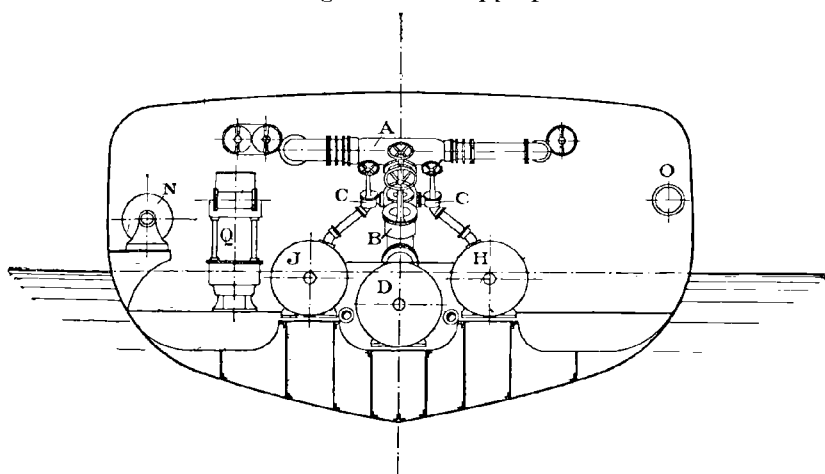


Fig. 121. — Dispositif à 3 arbres et turbines de marche pour vaisseau de guerre.

propulsion des navires. Il propose un système mixte qui semble assez avantageux au point de vue du rendement, mais fort onéreux comme installation.

On sait que la vitesse de rotation des turbines doit être très élevée pour que leur fonctionnement soit économique. Or, cette vitesse élevée est défavorable au propulseur. On est conduit à une « cote mal taillée » entre les deux. Il en résulte que l'emploi des turbines n'est avantageux qu'au-dessus d'une certaine vitesse (voisine de 20 nœuds). — Le

rendement des turbines diminue beaucoup quand on marche à vitesse réduite. Cet inconvénient est à prendre en considération, surtout pour les bâtiments de guerre. (Il a moins

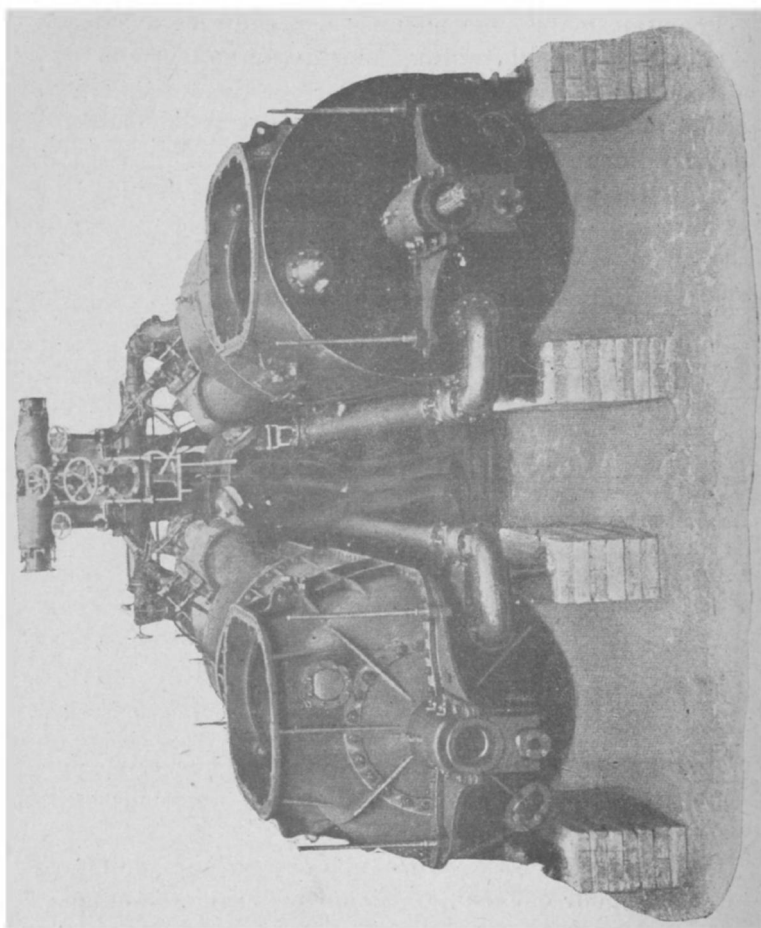


Fig.122.— Dispositif à 3 arbres et turbines de marche pour navires de guerre. Puissance 8 000 HP.

d'importance en ce qui concerne les bâtiments de commerce dont la vitesse normale est voisine de la vitesse maxima.)

Enfin, avec les turbines, la marche en arrière et par suite les manœuvres présentent des difficultés.

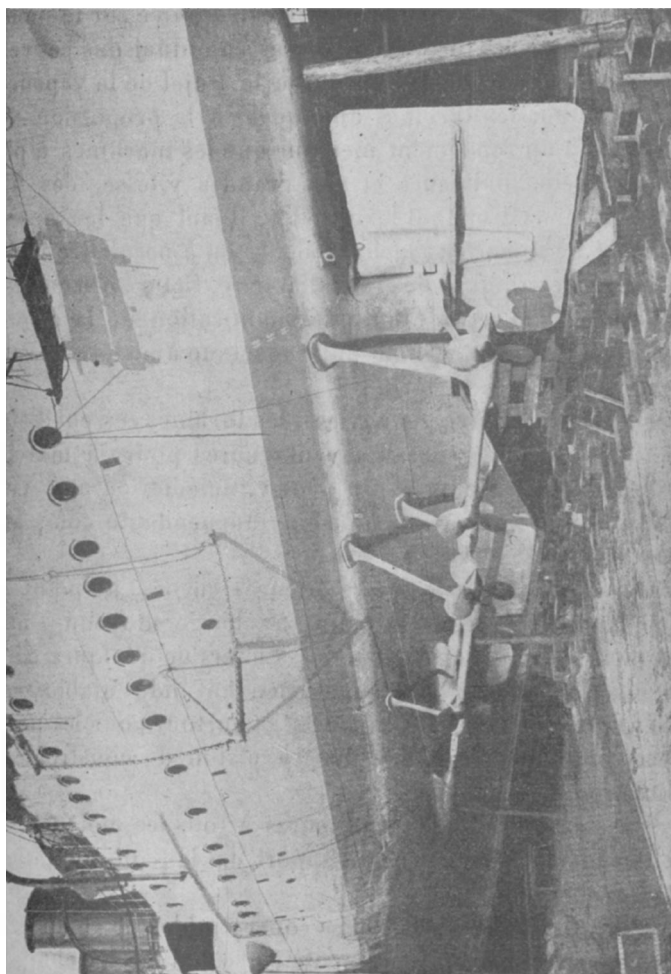


Fig. 123. — Disposition des hélices d'un navire à turbines

Pour toutes ces raisons, M. Rateau propose l'emploi simultané des turbines et d'une machine à piston, celle-ci

montée sur un arbre indépendant. Les turbines doivent comporter un ou plusieurs disques de marche arrière. M. Rateau préfère cette solution à celle qu'a proposée M. Parsons, dans laquelle la machine ordinaire est montée sur le même arbre qu'une des turbines. Diverses combinaisons peuvent être employées en ce qui concerne le trajet de la vapeur.

En résumé, les turbines appliquées à la propulsion des navires ont un rendement meilleur que les machines à piston, en pleine puissance et aux grandes vitesses des navires. Pour retirer tout le bénéfice, il faut que les arbres d'hélices ne soient pas inclinés de façon à permettre l'emploi d'hélices uniques de grand diamètre. Cette horizontalité de l'arbre d'hélice entraîne une modification de la coque, de sorte qu'une coque faite pour machine à piston ne convient plus pour la turbine.

Aux faibles vitesses de navires, les turbines cessent d'être économiques; elles sont désavantageuses pour la marche arrière et les manœuvres. On peut y remédier en associant aux turbines une machine à piston indépendante commandant une hélice auxiliaire.

**Conclusion générale.** — Inférieures encore, au point de vue absolu de la consommation à charge moyenne, aux très bonnes machines sorties des ateliers de quelques éminents constructeurs, elles sont cependant indiscutablement supérieures sous tous les rapports, et surtout pour les puissances moyennes, aux machines à piston de construction ordinaire.

Elles sont infiniment supérieures à tous les moteurs actuellement connus sous le rapport de la consommation d'huile et de l'entretien.

Enfin, elles ont des avantages considérables de compacité qui, dans certains cas, entraînent une réduction des charges financières de l'entreprise et peuvent amener de sérieuses réductions des prix de revient, plus importantes par elles-mêmes que celles à réaliser par l'économie de vapeur.

---



## CHAPITRE VII

—

### INSTALLATIONS DE GENÈVE ET DE NICE

Pour illustrer d'une manière plus complète cette partie consacrée aux turbines à vapeur, nous ne saurions mieux faire que de décrire sommairement deux des installations les plus récentes, créées par les municipalités de Nice et de Genève pour compléter leur service de production d'énergie électrique. Ces deux usines qui fonctionnent toutes deux depuis plus d'une année, à la complète satisfaction des constructeurs, appartiennent à deux types distincts : celle de Nice utilise des turbines Curtis à axe vertical, celle de Genève des turbines Brown-Boveri-Parsons à axe horizontal. Nous avons donc ainsi deux exemples de turbines à action et de turbines à réaction fonctionnant normalement depuis plus d'une année (groupes électrogènes de 1000 chevaux ou 800 kilowatts).

#### *Usine de Genève (1)*

On peut se demander pourquoi la ville de Genève qui dispose déjà de deux très importantes usines hydrauliques et va prochainement en créer une troisième, toujours sur le Rhône, a décidé d'abandonner la houille blanche qui ne lui coûte rien, pour utiliser la houille noire que l'on doit importer en totalité. La raison en est fort simple : elle pro-

(1) Ces documents, ainsi que les figures, sont empruntés à une étude de l'ingénieur Ellmer publiée dans la *Revue Polytechnique* de Genève.

vient du peu de régularité de tous les cours d'eau. Si, par exemple, on consulte les graphiques représentant la force de l'Usine de Chèvres, en aval de Genève, on constate que, selon le moment de l'année, on obtient de 4 à 10 000 chevaux. Pendant quelques jours, par année, la force oscille entre 8 et 10 000 chevaux, mais pendant plusieurs mois, on ne peut compter que sur 5 à 6 000 chevaux. Il n'est donc pas possible dans l'état actuel, de passer avec les industriels des contrats correspondant à la totalité de l'énergie disponible. A noter que l'on a enregistré, dans le cours des dernières années, des minima inférieurs à 2 000 chevaux.

Il fallait donc compléter les usines hydrauliques existantes par la création d'une usine, non hydraulique, susceptible de donner également des quantités d'énergie variables, mais variables à volonté, complémentaires, pour ainsi dire, des premières. Les machines thermiques et notamment les groupes électrogènes — turbines-alternateurs — sont susceptibles de donner la solution la plus élégante et la plus adéquate du problème.

Aussi les autorités municipales de la Ville de Genève ont-elles voté en 1904, un crédit de 2 372 000 francs, pour la construction de la nouvelle usine dite de réserve. Les travaux commencèrent au mois de novembre de la même année; il furent menés assez rapidement, pour que le service régulier pût débiter en juin 1906.

Le bâtiment unique, mesure 78 sur 40 mètres. Il est partagé par une cloison longitudinale, en deux parties de surface à peu près égale, contenant l'une, les machines, l'autre les chaudières. Le projet prévoit l'établissement de 5 turbodynamos de 350 KW pouvant fournir du courant pour le réseau des tramways et de 5 turbo-alternateurs de 1000 HP ou plus pour seconder l'usine hydraulique de Chèvres. La vapeur sera fournie par 16 chaudières formant 8 groupes de 1 000 HP.

Actuellement on n'a installé que 3 groupes de 500 HP pour les tramways et un groupe de 1 000 HP (courant alternatif biphasé). Ces machines sont alimentées en vapeur par 6 chaudières, du type Babcock et Wilcox, réunies en trois groupes.

Chaque chaudière ayant une surface de grilles de 250 m<sup>2</sup>

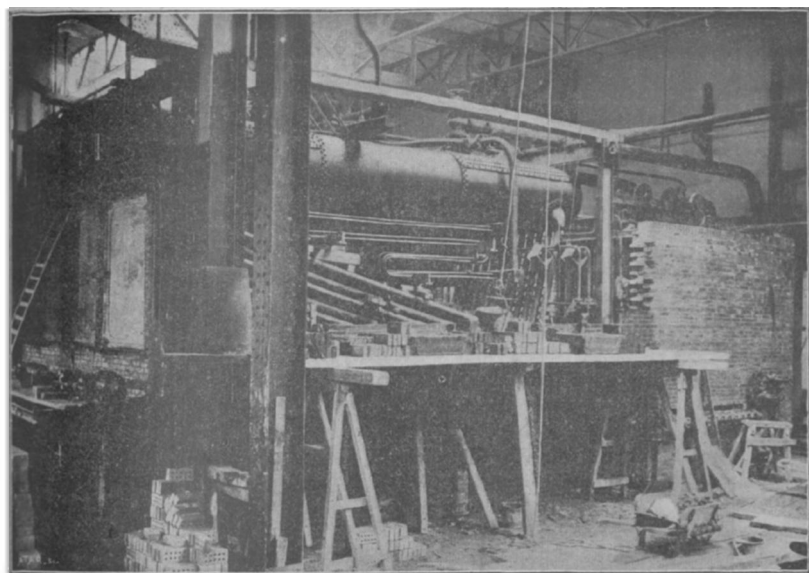


Fig. 124. — Chaudière Babcock et Wilcox en montage.

vaporise 3750 kilogrammes d'eau par heure et fournit de la vapeur à la pression de 15 kilogrammes (*fig. 124*).

La vapeur sortant de la chaudière traverse un surchauffeur, appareil composé de 47 tubes en acier doux placés dans le foyer.

La vapeur qui pénètre dans ces tubes, à une température de près de 200°, y est surchauffée et en sort à une température d'environ 300°. Lorsque la chaudière travaille à plein

débit, la vapeur sort du surchauffeur à une température de près de 350°.

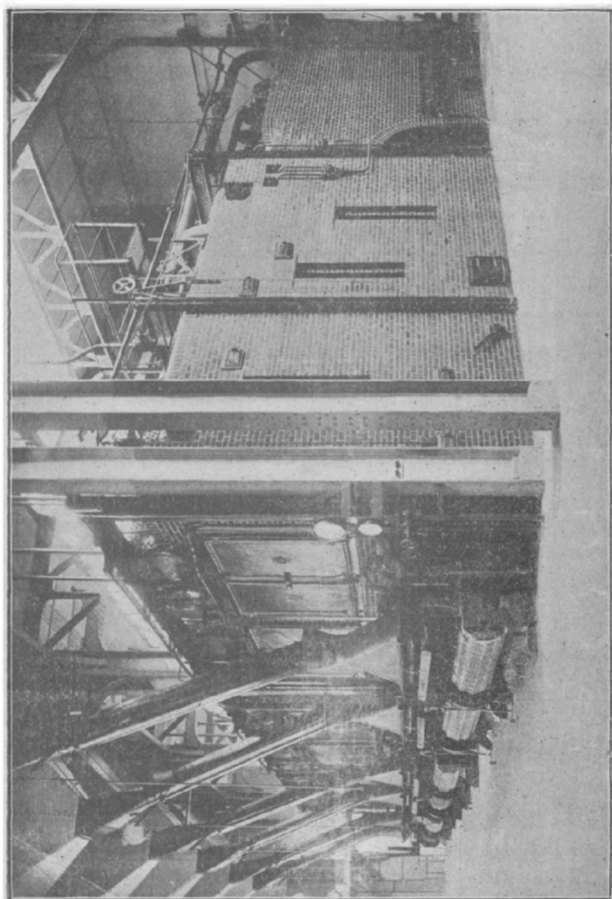


Fig. 125. — Etat actuel des chaudières Babcock et Wilcox.

Au tiers de charge, la vapeur surchauffée n'a que 250 à 275°.

Chaque chaudière est pourvue de 2 soupapes de sûreté.

Les chaudières sont alimentées en eau par 2 pompes à

vapeur Worthington pouvant débiter chacune 45 mètres cubes d'eau par heure.

Ces pompes puisent leur eau dans un puits alimenté, soit par l'eau provenant du canal de rejet des condenseurs (30° plus élevés que la température de l'eau du Rhône), soit par l'eau des canalisations de la Ville.

On a, en outre, prévu, comme réserve, en cas d'accident

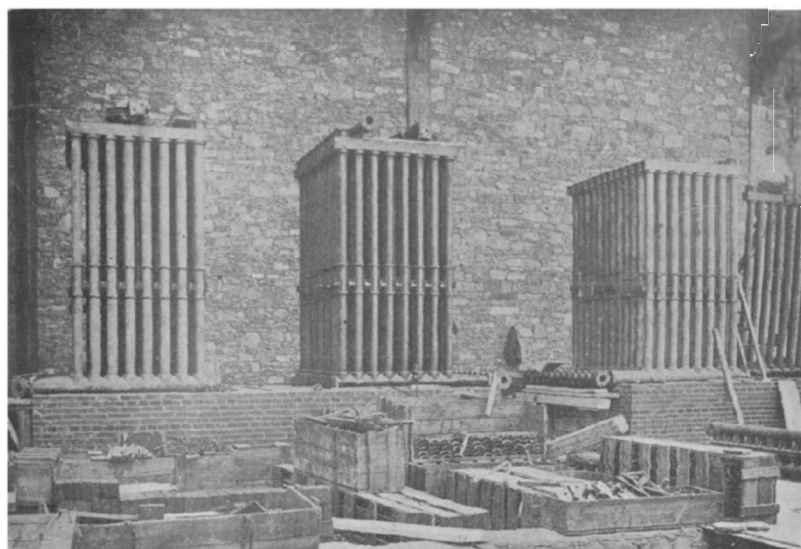


Fig. 126. — Economiseurs Green en montage.

aux pompes, une alimentation directe par l'eau du réseau de haute pression de la Ville.

Avant de pénétrer dans la chaudière, l'eau traverse ordinairement un économiseur Green, qui peut être mis hors circuit en cas de besoin (*fig. 126*).

Cet appareil est composé de 8 rangées de 12 tubes, soit 96 tubes de 115 millimètres de diamètre, et 2 m. 75 de haut.

Il est placé sur le passage des gaz chauds venant du foyer

de la chaudière et élève d'environ 70° la température de l'eau d'alimentation, qui arrive ainsi dans la chaudière à peu près à 100° C.

Le long de ces tubes, un dispositif mécanique promène des racloirs, qui enlèvent la suie entraînée par les gaz chauds et qui se dépose sur les tubes.

Les gaz chauds venant des foyers des chaudières sont recueillis dans une grande galerie, ou carneau, passant sous la salle des chaudières dans toute sa longueur.

Cette galerie aboutit à ses deux extrémités à deux cheminées, dont une seule est actuellement construite. Celle-ci a 53 mètres de hauteur au-dessus de la rue. Son diamètre intérieur est de 3 m. 53. Les parois ont 1 m. 20 d'épaisseur au pied et 0 m. 40 au sommet ; celui-ci est terminé par une couronne en fonte munie de 6 pointes de paratonnerre.

Les chaudières sont pourvues de grilles mécaniques, dont la surveillance ne demande qu'un personnel restreint et sans connaissances spéciales.

Ces grilles sont formées de maillons, en fonte spéciale, de faible longueur, et reliés ensemble de façon à former une chaîne sans fin de 2 m. 60 de longueur et 1 m. 90 de largeur.

La chaîne tourne sur 2 engrenages formés par une série de croisillons. L'un de ces engrenages est à l'entrée du foyer. Il est mis en mouvement par un cliquet actionné par une transmission fixée au-dessous de la salle des chaudières et traînée par une turbine.

C'est ce cliquet qui fait avancer la chaîne, plus ou moins vite, suivant l'intensité de la combustion.

Le charbon est déposé par une trémie sur le devant de la grille, puis entraîné plus ou moins vite vers l'arrière du foyer. Si la combustion est bien réglée, le combustible est entièrement brûlé lorsqu'il arrive à l'extrémité de la grille, où le mâchefer tombe dans le cendrier.

Toute la manutention du charbon se fait mécaniquement.

Les wagons amenant la houille pour l'usine à vapeur arrivent sur une voie spéciale traversant l'usine à gaz, et passent d'abord sur une bascule de 40 tonnes.

De là, le combustible est déchargé dans une grande trémie, placée au-dessous du niveau du sol, d'où il passe, par l'intermédiaire d'un transporteur et d'une courroie de 17 mètres de longueur simple, jusqu'à un élévateur à godets, qui élève le charbon au sommet de l'usine.

Un concasseur est placé avant l'élévateur pour briser les morceaux de charbon plus gros que 0 m. 03 de diamètre.

Cet élévateur, qui a 18 m. 60 de hauteur, le déverse sur une courroie de 65 mètres de longueur simple et 0 m. 40 de largeur, qui circule au-dessus des soutes à charbon.

Un chariot mobile, sur lequel passe la courroie, peut être arrêté en un point quelconque, et sert à déverser dans la soute située au-dessous le combustible porté par la dite courroie.

Ce système de transporteur, construit par la Compagnie des chaînes Simplex, à Paris, peut transporter 25 000 litres de charbon à l'heure (environ 20 tonnes).

Il fonctionne sans bruit et sans produire de poussière.

La manutention des scories est également en grande partie mécanique.

Dans le sous-sol de la salle des chaudières, où aboutissent les puits à cendres, les mâchefers sont extraits à la main, chargés sur des wagonnets, puis versés dans une trémie. Là, un appareil transporteur, à peu près semblable à celui utilisé pour le charbon, les reprend et les élève jusqu'au sommet de l'usine, où ils sont emmagasinés dans une soute semblable aux soutes à charbon.

Le transporteur à scories peut emmener 20 000 litres à l'heure.

De la soute où les cendres sont emmagasinées, ces dernières peuvent être déchargées directement dans les tombe-

reaux par un long canal de tôle aboutissant à la rue, ce qui évite toute production de poussière dans l'usine.

La salle des machines contient actuellement :

1° 3 groupes de turbo-dynamos Brown-Parsons de 350 KW soit 500 HP, fonctionnant avec de la vapeur surchauffée à 300°, à la pression de 12 atmosphères.

Ces machines produisent, à la vitesse de 2600 tours par minute, du courant continu à 550 volts.

Elles sont pourvues de condenseurs par mélange, mais

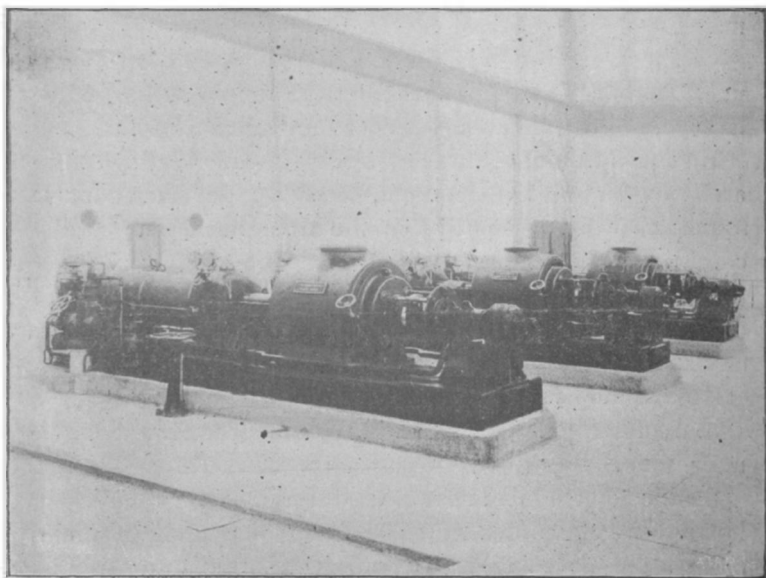


Fig. 127. — Usine à vapeur de réserve à Genève. Turbo-dynamos de 350 KW. 550 volts.

peuvent également fonctionner en laissant échapper la vapeur directement dans l'atmosphère.

Les régulateurs ont un dispositif de sûreté arrêtant l'admission de vapeur si la vitesse normale est dépassée de 15 %.

2° 3 groupes de 650 KW chacun, composés d'un moteur



synchrone à courant biphasé entraînant une génératrice à courant continu de 550 volts.

Les moteurs sont alimentés par le courant de haute tension venant de l'usine de Chèvres.

A la suite de ces 3 groupes électriques, se trouvent 2 commutatrices de 150 KW chacune.

Ces machines transforment également le courant alter-

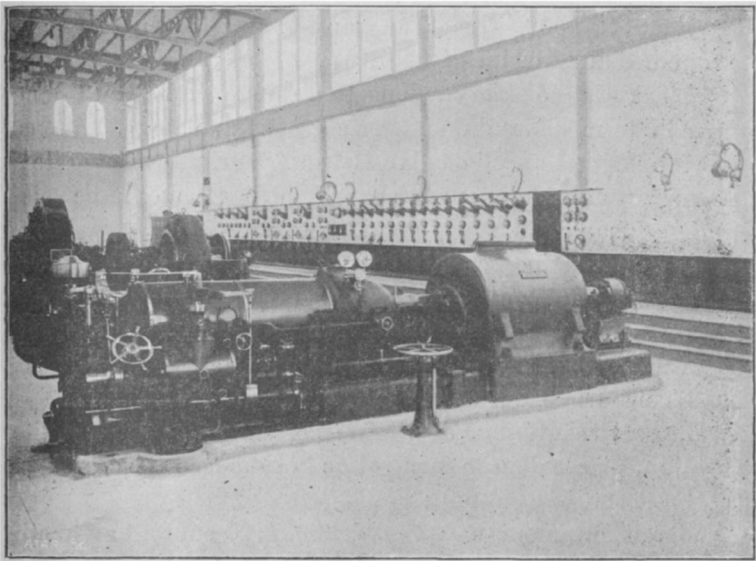


Fig.128.— Usine à vapeur de réserve à Genève. Turbo-alternateur de 700 KW natif venant de Chèvres en courant continu à 550 volts pour les tramways.

3° Un groupe de 670 KW, comprenant une turbine à vapeur Brown-Boveri-Parsons et un alternateur donnant du courant biphasé à 2800 volts à la vitesse de 2820 tours.

Cette machine supplée donc une des machines de Chèvres.

Sur la gauche de la salle des machines se trouve le tableau de distribution, sur lequel sont fixés tous les appa-

reils de manœuvre des diverses machines électriques ainsi que les ampèremètres et voltmètres indiquant l'intensité et la tension des courants fournis ou reçus.

Les turbines à vapeur ne marchant économiquement qu'avec condensation, il a fallu se procurer l'eau nécessaire pour cette opération. Grâce à la proximité du Rhône on a pu obtenir facilement la quantité d'eau dont on aura besoin lorsque toutes les turbines à vapeur seront installées.

Il faut 300 000 litres d'eau par heure pour condenser la vapeur d'une turbine de 670 KW.

L'eau destinée à la condensation est empruntée au Rhône par l'intermédiaire d'une galerie souterraine de 160 mètres de long et de 1 m. 65 de diamètre intérieur. Elle est percée à 9 mètres de profondeur et se termine par un tube de tôle, allant jusqu'au plus profond du fleuve.

La construction de cette galerie, qui a été percée en tunnel, n'a pas été sans difficultés. Les travaux ont été gênés par des venues d'eau, des éboulements qui ont nécessité des travaux onéreux.

L'eau sortant des condenseurs retourne au fleuve.

Le service intérieur de l'usine est assuré par une petite station, placée dans le sous-sol de la salle des machines.

Cette station contient ;

3 transformateurs de 60 KW, 2600/120 courant alternatif monophasé pour éclairage et biphasé pour les divers moteurs (pont roulant, transporteur de charbon, économiseurs).

1 moteur synchrone biphasé — courant 120 volts — 50 HP actionnant :

1 génératrice de 32 KW — courant continu à 50 volts pour le démarrage des moteurs synchrones.

1 génératrice de 30 KW — courant continu à 12 volts pour la réserve d'excitation et charge des accumulateurs.

1 batterie d'accumulateurs de 92 amp.-h. à 120 volts.

Une petite cabine avec douche chaude et froide a été établie pour l'usage du personnel de l'usine.

Dans le sous-sol de la salle des machines se trouvent en outre :

Les condenseurs des turbines.

La galerie des conducteurs et appareils pour courants de haute tension.

La galerie dans laquelle passent les différents câbles qui relient l'usine, soit au réseau des tramways, soit à celui de l'usine de Chèvres.

On y a également logé une partie des transformateurs qui servent au réseau.

Ajoutons que le transport des grosses pièces de machines est assuré par un pont roulant de 20 tonnes, actionné par des moteurs biphasés (120 volts).

En temps normal, les turbines ne travaillent pas. Seuls les groupes alimentés par l'usine de Chèvres sont en fonction. Toutefois, pour que le personnel soit au courant de la manœuvre des turbines, celles-ci doivent fonctionner tous les quinze jours pendant quelques heures.

### *Usine de Nice*

L'usine de Nice diffère notablement de celle qui vient d'être décrite. Installée par la Thomson-Houston, elle utilise les turbo-alternateurs de cette puissante société (turbines Curtis). Elle représente le premier établissement français où l'on ait essayé la combinaison très moderne de la turbine et de l'alternateur, du moins en ce qui concerne les unités de grande puissance.

Deux groupes électrogènes seulement sont actuellement en fonctionnement, ils possèdent chacun une puissance de 800 kilowatts et donnent du courant triphasé à 10 000 volts, avec une fréquence de 25 périodes. Indiquons sommairement les divers éléments de l'installation.

**Chaudières.** — 4 chaudières multitubulaires, timbrées à la pression de 13 kilogrammes. La surface de grille est de 6,80 mq ; la surface totale de chauffe, de 300 mètres carrés. Les surchauffeurs, placés sur le trajet des gaz chauds provenant du foyer, présentent une surface de chauffe de 80 mètres carrés et donnent une surchauffe de 125°. La quantité de vapeur en marche normale est de 4 000 kilogrammes par heure à la pression de 12 kilogrammes. Les foyers peuvent être alimentés avec divers combustibles : coke, poussière de coke, etc. Un dispositif particulier permet d'injecter de l'eau pulvérisée sous chaque grille pour la refroidir. Un ventilateur sert à insuffler de l'air au-dessous de la grille pour augmenter le tirage.

L'alimentation des chaudières est réalisée à l'aide de deux pompes commandées par des moteurs électriques. Elles donnent chacune 250 litres à la minute ; l'une est à piston, l'autre est centrifuge. Comme on l'a indiqué, l'eau de condensation n'entraînant pas d'huile de graissage, dans le cas des turbines, on peut s'en servir pour alimenter les chaudières ; c'est précisément ce qui a lieu dans l'usine de Nice.

**Turbines.** — La salle des machines renferme les deux groupes électrogènes de 1 000 chevaux, et les appareils de condensation. Les turbines sont des turbines Curtis à quatre étages et à axe vertical. Leur vitesse est de 25 tours par seconde. A pleine charge, c'est-à-dire en développant la puissance de 800 kilowatts, pendant six heures consécutives, elles ne sont soumises qu'à un échauffement de 33° au-dessus de la température ambiante. La température atteint 35° après deux heures de surcharge à 1 000 kilowatts. Enfin, on peut obtenir 1 200 kilowatts pendant vingt minutes environ.

Le réglage s'effectue de deux manières distinctes : le réglage général est obtenu à l'aide d'un régulateur à force centrifuge, placé à la partie supérieure du groupe électro-

gène. Il agit sur des électro-aimants qui commandent le dispositif de fermeture des tuyères amenant la vapeur ; le réglage accessoire est réalisé à l'aide d'un petit moteur électrique. On peut ainsi produire les petites variations de vitesse à régime permanent de manière à réaliser la synchronisation des deux alternateurs.

**Condensation.** — Pour chaque turbine, la condensation est réalisée dans un condenseur tubulaire en laiton, possédant une surface de réfrigération de 320 mètres carrés. Une pompe centrifuge, débitant 7 535 litres à la minute, est actionnée directement par un moteur alternatif triphasé de 45 chevaux, tournant à 750 tours. L'eau du condenseur est elle-même refroidie dans un réfrigérant à cheminée à ventilation naturelle.

**Services accessoires.** — Deux groupes électrogènes particuliers permettent d'obtenir le courant continu nécessaire à l'excitation des alternateurs et aux services accessoires de l'usine. Ils sont constitués par deux moteurs alternatifs de 100 chevaux tournant à 750 tours, accouplés directement à deux dynamos à courant continu développant une puissance de 40 kilowatts avec 125 volts. Une batterie d'accumulateurs à 60 éléments sert à emmagasiner 300 ampères-heures (capacité correspondant à une décharge en 3 heures).

Le tableau de distribution a été installé à proximité de la salle des turbines ; les panneaux sont au niveau de la passerelle des turbines. Quant aux interrupteurs à huile, aux interrupteurs à couteau, ainsi que tous les appareils à haute tension, ils ont été réunis à part dans une salle isolée, au-dessous des panneaux.

A Nice, comme à Genève, nous avons pu constater que les turbines fonctionnent sans produire de trépidations dangereuses. Sans doute, elles émettent, en marche normale, un ronflement assez désagréable (notamment les turbines à axe vertical), mais cet inconvénient est de minime importance. Le bruit ne franchit guère les murs de l'usine.

Les résultats ont d'ailleurs été si satisfaisants que la Société du gaz de Nice fait construire pour son usine du Boulevard Sainte-Agathe un autre groupe semblable à celui qui vient d'être décrit sommairement, mais d'une puissance un peu supérieure.

---

## TROISIÈME PARTIE

---

### LES TURBINES A GAZ





## CHAPITRE PREMIER

—

### INTRODUCTION

*Considérations générales.* — Parmi les progrès récents les plus remarquables de la mécanique moderne, il faut évidemment compter ceux qui ont été accomplis par le moteur à gaz et la turbine à vapeur. Grâce à l'emploi d'un système de distribution spécial, celui du tiroir cylindrique équilibré, ou mieux encore des soupapes à circulation d'eau, combiné à des dispositifs particuliers permettant l'augmentation de la pression et de la vitesse, comme l'injection d'eau ou l'addition d'air complémentaire, les moteurs à gaz de grande puissance ont pris un développement considérable et, aujourd'hui, on construit des unités de 6 000 chevaux.

Tandis que le moteur à explosion se perfectionnait ainsi, la turbine à vapeur évoluait rapidement ainsi qu'on l'a indiqué dans un chapitre précédent et elle est devenue aujourd'hui un outil industriel de premier ordre. Il semble donc naturel de chercher à faire la synthèse des deux systèmes : moteur à explosion et turbine à vapeur ; c'est précisément ce que réalise la turbine à gaz.

On peut réunir, sous le nom de turbines à gaz, les machines thermiques dans lesquelles la chaleur est transformée en travail mécanique par la détente d'un mélange de gaz agissant sur l'organe mobile d'une turbine.

La première idée de ces machines remonte au moins à 1847. A cette date, M. Burdin, Ingénieur en chef des Mines

et correspondant de l'Institut, a proposé de construire une turbine à air chaud à roues multiples, utilisant comme compresseur une série de ventilateurs couplés en tension et disposés d'une manière analogue.

En présentant ces recherches à l'Académie des Sciences en 1853, Tournaire exposait avec une remarquable sagacité les difficultés pratiques de réalisation des turbines à gaz et aussi « la révolution complète qui se trouverait accomplie » en cas de succès non seulement sous le rapport de la » quantité de combustible consommée, mais aussi sous le » rapport non moins important des masses et des volumes » entrant dans la construction des machines ».

L'honneur d'avoir tracé la voie revient donc à ces savants français. Cependant la question est à peine entrée, aujourd'hui encore, dans la période de construction et d'essais industriels, malgré les recherches qui se multiplient en France, en Amérique, en Angleterre et en Allemagne.

Les auteurs qui se sont occupés soit des moteurs à gaz, soit des turbines à vapeur, expriment, en général, un certain scepticisme sur l'avenir réservé aux turbines à gaz. Par contre, les rares techniciens qui ont consacré des travaux spéciaux à ces machines ont insisté sur leurs avantages théoriques. Mais on rencontre souvent des opinions contradictoires ou même erronées à leur sujet.

Il y a plus d'un quart de siècle, en 1873, Stolze, de Charlottenburg, déposait une demande de brevet relative à l'emploi des gaz chauds au lieu de vapeur dans la turbine. Cependant, la théorie des différents cycles d'après lesquels peuvent fonctionner les turbines à gaz n'a guère été exposée avec clarté et concision que tout récemment, par M. Neilson, dans un mémoire présenté à l'Institution of Mechanical Engineers de Londres.

Trois difficultés principales se présentent lorsqu'on tente de résoudre le problème :

1° Il faut diminuer les pertes dans la *compression pneumatique à haute pression*. Dans les moteurs à gaz ordinaires, le gaz est aspiré par le piston dans le cylindre, puis comprimé par la machine elle-même ; le mélange explosif est ensuite allumé, ce qui donne l'impulsion au moteur. Dans la turbine à gaz, la compression préalable ne peut s'effectuer dans la turbine elle-même ; il faut donc avoir recours à un compresseur auxiliaire fournissant l'air comprimé à la chambre de combustion, puis de là le faire passer dans la turbine.

Dans l'état actuel de nos connaissances en mécanique, nous ne disposons que de trois moyens seulement pour obtenir la compression : on peut employer des compresseurs à piston, des compresseurs rotatifs ou des compresseurs dérivant de l'un et l'autre type. Il est évident d'ailleurs, que lorsqu'il s'agit de turbines, on a avantage à employer les compresseurs rotatifs seuls et à les monter sur l'arbre même de la machine. Malheureusement, ce type de compresseur est encore assez mal étudié et il est difficile d'évaluer son rendement. Aussi est-il désirable que de sérieuses expériences permettent de résoudre cette importante question.

2° Le deuxième point à élucider, d'après M. Neilson, est la façon dont se produit la détente des gaz chauds dans les ajutages. Les hautes températures produites par la combustion des mélanges explosifs ne permettent pas de faire agir directement ces derniers sur les aubes des turbines ; aucun métal industriel ne résisterait. Aussi a-t-on proposé divers artifices permettant de remédier à ce grave inconvénient. D'une part, on a cherché à obtenir des aciers plus résistants et moins fusibles ; d'autre part, on a tenté de refroidir les ajutages par une circulation d'eau ou tout autre dispositif analogue. Enfin, comme on le verra, certains constructeurs ont essayé des types mixtes à vapeur et à gaz, qui permettent d'éviter, dans une certaine mesure, les inconvénients signalés.

Il y a une autre méthode, peut-être plus pratique que les précédentes. Elle repose sur l'emploi de la détente préalable. Pour abaisser la température des gaz avant l'admission, on les laisse se détendre dans les ajutages ; il s'ensuit que lorsqu'ils atteignent les aubes du disque mobile, ils ne risquent plus de le détériorer. Grâce à ce moyen, l'énergie thermique des gaz est convertie directement en énergie cinétique. Les inconvénients inhérents à cette méthode sont les pertes résultant du frottement dans les ajutages et les pertes dues au rayonnement de la chaleur.

Comme l'indique M. Neilson, il y aurait d'intéressantes recherches à faire dans le but de déterminer les diverses conditions du phénomène de la détente. Quel est, par exemple, l'effet de la pression du milieu dans lequel les gaz se détendent sur la rapidité d'écoulement de ces gaz dans l'ajutage ? Pour la vapeur, nous savons que ces vitesses sont extrêmement élevées et l'on a trouvé que, si la chambre dans laquelle les gaz se détendent est à la pression atmosphérique, par exemple, il y a une vitesse limite qui ne peut être dépassée, bien que la pression du gaz à l'entrée soit augmentée, et, d'autre part, cette vitesse maximum devient d'autant plus grande que la pression du milieu dans lequel se produit la détente est elle-même plus faible.

3° Le troisième point signalé par M. Neilson est relatif à la détermination des pertes thermiques causées par la radiation. On conçoit que ces pertes soient particulièrement importantes dans la turbine à gaz, soit du fait que les gaz emportent, après avoir agi sur les aubes, une quantité considérable de chaleur, soit par simple radiation et conductibilité : d'une part, la température du mélange gazeux est très élevée, d'autre part, la masse de la machine étant entièrement métallique, les pertes par conductibilité doivent être énormes.

Il serait évidemment désirable que ces divers points fussent bientôt élucidés.

Nous indiquerons plus loin les divers travaux faits tout dernièrement et notamment ceux de M. Sekutowicz qui ont eu un retentissement significatif.

---

## CHAPITRE II

### CLASSIFICATION ET DESCRIPTION DES TURBINES A GAZ

**Classification des turbines à gaz.** — Nous pouvons classer les turbines à gaz en plusieurs catégories : turbines *axiales* ou *radiales*, à *un seul disque*, à *disques multiples*. Nous pouvons aussi considérer la différence de pression entre l'amont et l'aval dans les aubages mobiles, comme nous l'avons fait pour les turbines à vapeur. Si cette différence est nulle, c'est-à-dire, si la pression dans l'espace compris entre l'aubage distributeur et la roue mobile est la même qu'à la sortie de l'aubage, on a une *turbine d'action*. Dans ces turbines, toute l'énergie est transformée, ainsi qu'on l'a dit, en force vive dans les tuyères distributrices, et la roue mobile utilise cette force vive.

Si, au contraire, la différence de pression existe, on a une turbine à *réaction*. La turbine à réaction ayant comme degré de réaction  $\frac{1}{2}$ , travaille avec une vitesse supérieure de 40 % à celle nécessaire pour la turbine d'action.

A vitesse tangentielle égale, elle exige deux fois plus de roues mobiles.

Pour ces motifs, et surtout parce que la turbine d'action se prête à l'emploi d'une seule détente et permet de n'envoyer les gaz, sur la roue mobile, qu'après leur refroidissement par cette détente, il semble qu'il n'y a pas lieu d'adopter les turbines à réaction pour l'établissement des turbines à gaz.

La turbine d'action à plusieurs disques se construit soit à vitesses étagées, soit à pressions étagées.

L'avantage de l'emploi des disques multiples est de donner le même rendement théorique avec une vitesse tangentielle trois fois moindre si l'on emploie deux disques mobiles au lieu d'un, et ainsi de suite.

Il n'est malheureusement pas possible de prédéterminer le rendement des disques mobiles des futures turbines à gaz. On sait bien ce que peut être le rendement, abstraction faite du frottement, mais il est impossible de savoir *a priori*, sans expériences, ce que sera le frottement des gaz chauds, plus ou moins détendus, sur les aubages fixes et mobiles.

Il semble que ce frottement sera moindre que dans les turbines à vapeur. Dès lors, on pourrait augmenter le nombre des disques mobiles et améliorer ainsi le rendement total, en même temps que le rendement organique proprement dit.

Dans les turbines d'action à vapeur, la tendance actuelle est de multiplier les étages de pression et de réduire, dans chaque étage, le nombre des roues mobiles. Il ne sera pas facile d'aller loin dans cette voie avec les turbines à gaz, car il faudrait pour cela adopter une température finale d'échappement inférieure à 700°, afin de n'avoir pas une température plus élevée que cette limite, dans l'étage supérieur de pression. Or, on a vu que cela ne s'obtient qu'aux dépens d'une certaine réduction du rendement thermique.

Il y a donc, dans le cas des turbines à gaz, des influences contradictoires dont l'effet final, sur le rendement mécanique, ne pourra être fixé que par l'expérience.

Néanmoins, tout porte à croire que le rendement mécanique sera au moins égal à celui des turbines à vapeur.

Pour donner à cette étude plus de clarté, nous adopterons une classification qui peut paraître un peu arbitraire,

mais qui permettra de mieux distinguer les divers essais industriels qui ont été faits.

Nous envisagerons successivement :

1° Les systèmes basés sur le principe des moteurs à air chaud : turbines à air ;

2° Les systèmes basés sur le principe des moteurs à combustion ;

3° Les systèmes basés sur le principe des moteurs à explosion ;

4° Les systèmes mixtes : turbines à gaz et à vapeur.

### *Turbines à air chaud*

La turbine à gaz Stolze (*fig. 129*) n'est, ainsi que l'appelle son inventeur, qu'une turbine à air chaud (Heissluft-turbine) dans laquelle le travail mécanique est produit par la détente de l'air préalablement comprimé à une pression modérée, puis dilaté par réchauffement.

Dans le premier moteur essayé par M. Stolze, les pres-

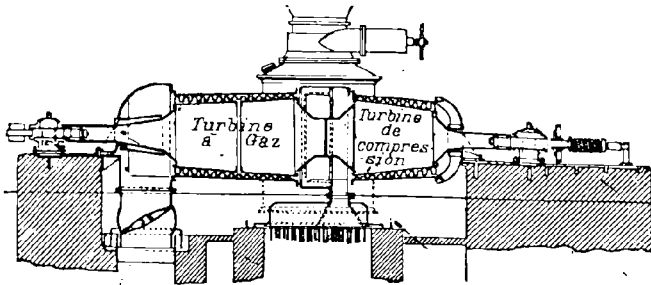


Fig. 129.— Turbine à gaz de Stolze.

sions et les températures avaient des valeurs relativement faibles. Le volume d'air destiné à actionner les turbines était comprimé à la pression de 1,5 atmosphère seulement, puis échauffé de manière à lui faire prendre, à la même tension, un volume de 2 à 2,5 fois plus grand ; à ce moment, l'air se détendait en agissant sur les aubes de la tur-



bine. Le travail mécanique produit était donc égal à l'excès du travail d'expansion sur la quantité d'énergie absorbée.

Le cycle parcouru était analogue à celui des moteurs à air chaud. Il est donc avantageux, puisque le coefficient économique théorique de ces moteurs est de 0,50.

Le dispositif expérimental auquel s'est arrêté M. Stolze est le suivant :

Deux turbines sont montées sur un axe commun : l'une fonctionne comme compresseur rotatif, l'autre, comme turbine proprement dite. La disposition de ces deux turbines rappelle celle des turbines ordinaires à vapeur ; elles comprennent des distributeurs fixes placés devant un disque mobile solidaire de l'arbre de rotation.

L'air fourni par le ventilateur rotatif passe d'abord dans un réchauffeur chauffé par les gaz d'échappement, puis une portion passe dans la chambre de combustion, tandis qu'une autre est dirigée sur un gazogène pour gazéifier un combustible solide jouant le rôle de carburant, de manière à fournir le combustible gazeux nécessaire au fonctionnement de la turbine.

Les gaz produits dans le gazogène pénètrent dans la chambre de combustion où ils sont brûlés au contact de l'air comprimé, en donnant de la vapeur d'eau et de l'acide carbonique. Ce mélange passe ensuite dans la turbine où il effectue le travail extérieur en se détendant à travers les ajutages de la machine.

Comme on le voit, la turbine Stolze réalise le cycle ordinaire des machines à combustion interne : compression, carburation, combustion, détente et échappement, avec cette différence que le mélange avec le combustible ne s'effectue ici, comme dans le moteur Diesel, d'ailleurs, qu'après la compression.

#### *Turbines à combustion*

D'après M. Sekutovicz, l'idée première de ces machines

appartient à Burditt et Tournaire, mais il semble que le premier brevet décrivant un système bien défini soit celui de M. de Laval (Stockolm, 1893) (*fig. 130*). Le célèbre inventeur de la turbine à axe flexible proposait d'envoyer par un tuyau de l'air comprimé dans une chambre de combustion qui recevait le combustible pulvérisé.

La chambre de combustion était immédiatement suivie de la tuyère de détente conduisant les gaz brûlés sur la roue mobile. De Laval prévoyait la possibilité d'une injection d'eau dans la tuyère de détente. Il comptait réaliser la chambre de combustion et la tuyère en terre réfractaire ou en porcelaine sans refroidissement artificiel. Le brevet de Laval était muet, paraît-il, quant aux organes de compression de l'air et d'injection du combustible.

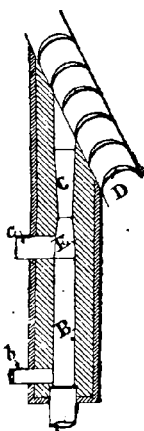


Fig. 130  
Turbine à gaz  
de Laval

Turbine *Cook* (Londres, 1896) (*fig. 131*). Cook a proposé l'emploi comme combustible de charbon pulvérisé, injecté dans une très grande chambre en matériaux réfractaires d'où les gaz chauds et comprimés se rendraient dans les tuyères d'une turbine.

Dès 1895, M. Bonjean et la *Société des vélocipèdes Clément* ont proposé l'adaptation à une turbine d'un générateur à combustion intérieure, formé d'une chambre métallique à circulation d'eau (*fig. 132*), mais sous enveloppe rétractaire intérieure. Le pétrole injecté par un brûleur était enflammé par une lampe extérieure et une masse maintenue au rouge par la combustion servait aux rallumages. La vapeur produite était injectée dans la chambre de combustion.

Turbine *Hayot* (Longueville, 1897). Dans le brevet de M. Hayot, mention est faite du réchauffage de l'air comprimé par les chaleurs perdues des gaz de l'échappement.

La turbine est munie d'une chambre de combustion par tuyère.

En 1902, *M. Zoelly* a pris un brevet de principe dans lequel il revendique le principe des turbines à combustion

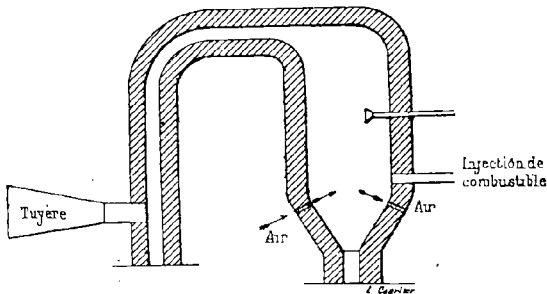


Fig. 131. — Turbine Cook à combustion.

avec compression. Il revendique en même temps l'adaptation d'une turbine à vapeur froide pour utiliser les calories emportées par les gaz de l'échappement.

Dans la plupart des brevets que l'on vient d'énumérer, il n'est pas fait mention d'une façon spéciale du dispositif

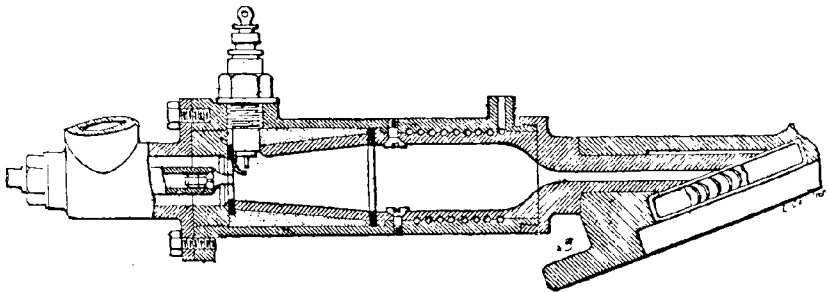


Fig. 132. — Turbine Bonjean.

préconisé pour réaliser la compression. Au contraire, ce dispositif constitue la base du brevet *Stolze* de 1899. Il revendique, en effet, l'emploi d'un compresseur formé lui-même d'une turbine ou d'un ventilateur multicellulaire, genre *Rateau*, accouplé directement sur l'arbre même de la

turbine à gaz. Pour le reste, il s'agit d'une turbine à combustion avec tuyères d'injection et disques mobiles.

La plupart des tentatives faites dans le but de créer une turbine à gaz sont basées sur le cycle ordinaire du moteur à gaz, c'est-à-dire de la combustion d'un mélange d'air et de gaz ou de vapeur combustible, brûlant à volume constant. Les conditions ne semblent donc plus les mêmes que pour la turbine à vapeur. Aussi M. Meineke a-t-il proposé <sup>(1)</sup> de produire la combustion à pression constante dans un espace ouvert permettant de réaliser ainsi une opération continue, l'expansion des gaz s'effectuant en convertissant leur pression en vitesse dans l'ajutage d'une turbine à gaz. On rentrerait ainsi dans le cas des turbines à vapeur à action du type de Laval, la différence entre les deux genres de moteurs résidant dans le mode de refroidissement.

Grâce à cette méthode, l'expansion serait réalisée adia-

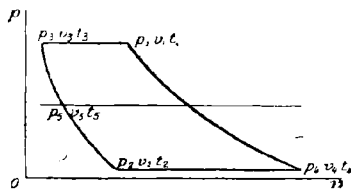


Fig. 133. — Diagramme de fonctionnement de la turbine à gaz Meineke.

batiquement. On obtient ainsi un cycle formé de deux isothermes et d'une adiabatique, et comme on pourrait également opérer adiabaticquement la compression préalable du mélange gazeux, il en résulte qu'on réaliserait ainsi un cycle analogue au cycle dit d'Ericson représenté par le diagramme de la figure 133.

Le dispositif pratique indiqué par M. Meineke est le suivant :

Une chambre à combustion, consistant en un récipient cylindrique revêtu de matières réfractaires, reçoit l'air et le

(1) *Dinglers Polytechnisches Journal* (1<sup>er</sup> octobre 1904).

gaz combustible par deux canalisations distinctes (*fig. 134*). La capacité de ce récipient est telle qu'un volume donné d'air et de gaz peut y brûler. Il se rend de là, par un tube plus gros, et court afin de réduire les pertes de chaleur, directement à la turbine, où la détente s'accomplit avec abaissement de température. Au sortir du disque tournant, les gaz s'échappent soit dans l'air libre, à la pression de l'atmosphère et à la température  $t_4$ , soit mieux dans un espace où ils sont refroidis à la température  $t_2$ . Le travail de compression  $p_2v_2 - p_3v_3$  s'accomplit en deux parties : compression jusqu'à  $p_3v_3$  (pression atmosphérique) et compression jusqu'à  $p_3v_3$  au-dessus de la pression atmosphérique.

Une partie de la chaleur emportée par les gaz d'échappe-

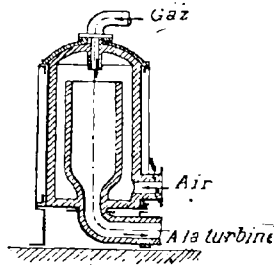


Fig. 134. — Chambre de combustion de la turbine Meincke.

ment sert à réchauffer l'air de combustion. La compression s'effectue à l'aide d'un compresseur rotatif analogue à la turbine ; elle porte l'air à une température  $t_3$ .

Pour refroidir les ajutages de la turbine, on emploie de l'huile, l'eau absorbant une trop grande quantité de chaleur.

D'après les calculs de l'auteur, le rendement total du système pourrait atteindre 36,5 %, avec une consommation théorique de 1 750 calories par cheval. Or, le rendement théorique du moteur Diesel atteint 70 % et, pratiquement, on a obtenu, d'après M. Descans, avec un moteur de 70 chevaux, 34,3 %.

Les turbines à vapeur des nouveaux types ont une consommation relativement réduite (les usines Brown et Boveri ont obtenu 433 grammes de vapeur par kilowatt-heure). Il est donc assez naturel qu'en combinant le cycle du moteur Diesel avec le dispositif de la turbine on obtienne des résultats économiques satisfaisants.

### *Turbines à explosion*

D'après M. Sekutowicz, nous ignorons quel est le premier inventeur qui s'est dirigé dans cette voie. Le professeur Lorenz paraît croire que ce serait M. Nordenfeldt. Au

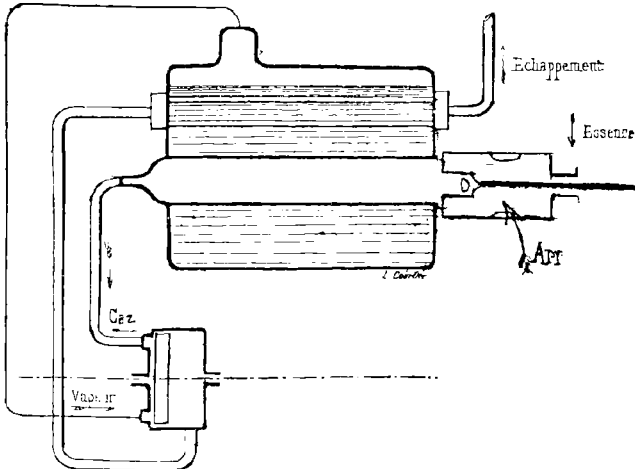


Fig. 135. — Turbine Nordenfeldt.

fait, les brevets de Nordenfeldt et Christophe (Paris, 1894) se rapportent à des turbines à explosion aspirant le mélange combustible dans une chambre sans soupape, en aval (fig. 135). Il n'existe qu'une soupape, à l'aspiration. Les gaz de l'explosion agissent sur la roue mobile d'une turbine genre de Laval. Dans un des brevets, la chambre d'explosion chauffe une chaudière dont la vapeur est envoyée séparément sur la même roue mobile.

Mais avant Nordenfeldt, Peer (de Brooklyn) a fait breveter en 1890 une turbine à explosion avec compression préalable, sans soupape d'aval. Peut-être existe-t-il des brevets plus anciens.

En tout cas dans la série de brevets publiés par M. W. Gentsch<sup>(1)</sup>, nous trouvons des brevets de turbine à explosion encore antérieurs, mais basés sur l'emploi de roues à réaction à chambres d'explosion mobiles. C'est le cas de la machine brevetée, à Bruxelles, en 1881 par Van der Kerkhove et Suyers, et qui ne comporte aucune soupape.

On a encore pris au cours des toutes dernières années un assez grand nombre de brevets concernant des turbines à explosion, en particulier les brevets Colemann (1900), Huet (1901), Sidon (1902), Courtin, Massion (1902), etc., etc. Dans plusieurs de ces brevets on revient à l'emploi d'une soupape d'aval pour fermer la chambre d'explosion pendant son remplissage de mélange frais.

Disons de suite que si, dans une turbine à explosion, on n'emploie pas de soupape d'aval, on ne peut pas admettre de bien fortes compressions initiales et l'on s'expose à des pertes importantes de mélange combustible. Si, au contraire, on emploie une soupape, la présence du métal, en aval de la chambre de combustion, mais *avant la détente*, limite le maximum de température admissible dans une mesure telle que le rendement devient beaucoup trop faible. Enfin, le régime d'écoulement variable résultant d'une série d'explosions semble désastreux au point de vue du rendement hydraulique de la turbine, ainsi que cela résulte de l'étude du régime de l'écoulement dans les tuyères.

**Moteur Dodement.** — L'essence arrive à travers un filtre dans la chambre de vaporisation *c*, chauffée seulement pour la mise en train par une lampe placée en *l*; les vapeurs sont aspirées par une pompe *p* et refoulées dans le détonateur *d*, où une autre pompe comprime l'air (*fig.* 136).

(1) *Z. für das gesammte Turbinenwesen*, 1904-1905.

Le mélange  $y$  est enflammé électriquement ; les gaz provenant de l'explosion ouvrent la soupape à ressort  $s$  et arrivent à travers un robinet  $r$  et des ajutages directeurs non figurés, sur les aubes d'un turbomoteur. Une soupape  $b$  actionnée par l'arbre moteur au moyen d'un engrenage

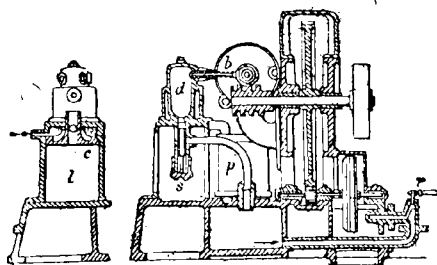


Fig. 136. — Moteur Dodement.

droit, d'un mécanisme à vis sans fin et d'une came permet l'entrée de l'air extérieur dans le détonateur, après chaque explosion.

Ce moteur a été appliqué à l'avant-train Pomard.

**Moteur Ovenell.** — Ce moteur se compose d'une roue à ailettes qui aspire le mélange explosif par un des côtés, le fait passer de l'autre côté où se produit l'explosion. A ce moment, la soupape d'échappement s'ouvre pour laisser passer les gaz brûlés. La haute pression produite agit sur les ailettes d'une roue et leur imprime un mouvement de rotation.

**Moteur Clyde Jay Coleman.** — Ce moteur se compose, d'après le brevet allemand n° 138 707, d'une roue  $a$  à ailettes de forme spéciale  $d$  qui s'engagent entre les augets de deux distributeurs fixes  $i$ . Dans leur mouvement de rotation, dont le sens est indiqué par une flèche (*fig. 137*), les ailettes de la turbine sont constamment débarrassées des produits de l'explosion, refroidies et remplies à nouveau d'air pur et frais. Quant aux secteurs annulaires  $i$ , ils sont divisés en plusieurs chambres. L'arrivée des gaz combus-



tibles peut être réglée de manière à ce que l'explosion ait lieu dans une ou plusieurs chambres. On peut ainsi faire

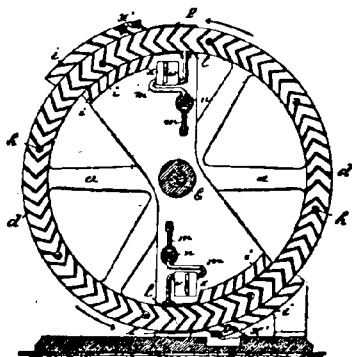


Fig. 137. — Moteur Coleman.

varier et la vitesse de rotation de la turbine et la puissance qu'elle est appelée à produire.

**Moteur Gardner Sanderson.** — Ce moteur est analogue aux turbines ordinaires. L'explosion se produit dans une chambre centrale d'où les gaz s'échappent en frappant nor-

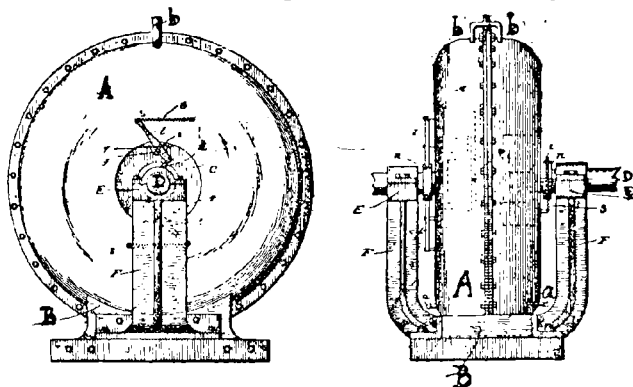


Fig. 138 et 139. — Turbine à gaz Gardner-Sanderson. Vue extérieure.

malement sur des ailettes recourbées d'une roue-volant. Ces gaz agissent, d'une manière intermittente, par leur force d'expansion et par leur détente.

L'enveloppe extérieure est formée de deux couvercles A. (*fig.* 138) reliés au moyen de deux arêtes boulonnées. La pièce B est fixe ; elle repose sur le socle de la machine et s'étend sur tout le pourtour de la boîte A. Elle sert de carter et de réfrigérant. L'eau arrive en *b*, parcourt les cavités représentées sur la figure, et sort en *a*.

L'axe D porte un volant assez lourd pour régulariser

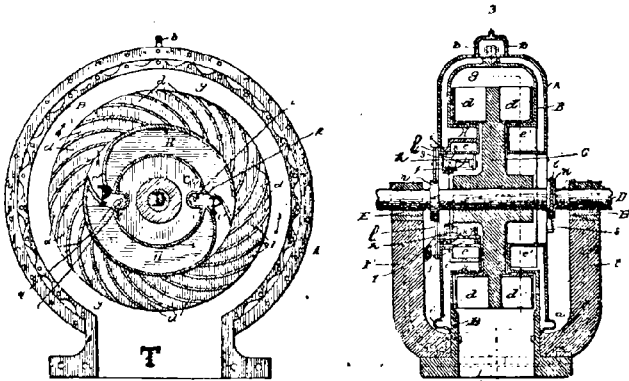


Fig. 140 et 141. — Turbine à gaz Gardner-Sanderson.  
Vue du mécanisme intérieur.

l'effet des impulsions intermittentes. Sur sa périphérie sont fixés des conduits courbes *d*, de section rectangulaire (*fig.* 140), ouverts à chaque extrémité. Ces conduits communiquent avec les chambres d'explosion P par les passages *e*, *e'* qui servent aussi de chambres de combustion.

L'admission du mélange détonant aux chambres d'explosion est régularisée par des valves oscillantes *h* (*fig.* 142 et 143). Ces valves sont munies d'un contact K (*fig.* 141), relié avec une bobine d'induction alimentée par une pile ou un accumulateur. L'étincelle jaillit lorsque ce contact K rencontre un second contact *i*, convenablement isolé, et ferme ainsi le circuit.

Le contact K est en communication électrique avec le levier

*l* que porte la valve *h*. Ces leviers sont soumis aux ressorts *s* qui tendent à tenir les valves fermées tant qu'ils ne butent pas contre les cames *u* portées par l'arbre D. Le tube de décharge T reçoit les produits de la combustion qui se réunissent d'abord dans l'espace annulaire *g* (*fig. 141*) et s'échappent ensuite par T.

Le mécanisme étant double sur chaque face de la turbine, on obtient quatre explosions par tour.

Le fonctionnement du moteur est le suivant :

On commence par ouvrir l'une des valves en agissant

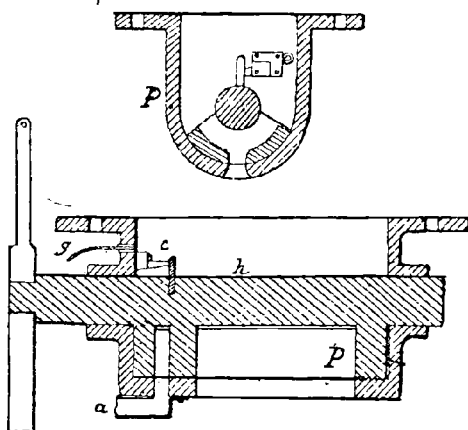


Fig. 142 et 143. — Valves oscillantes.

sur le levier correspondant — les deux ouvertures des valves correspondant alors à celles de la paroi de la chambre explosion : la plus grande livre passage à l'air, la plus petite, au gaz combustible. — On libère ensuite le levier qui, sollicité par le ressort *s*, reprend sa position initiale : les contacts *k* et *i* se rencontrent, l'étincelle jaillit et le mélange fait explosion. Les seules issues qui se présentent étant la chambre de combustion *e*, *e'*, les gaz s'engagent dans ces passages, puis dans les conduits *d* qu'ils font tourner.

La roue-volant étant ainsi soumise à des impulsions répétées, conserve son mouvement, tandis que la même série

d'opérations se reproduit automatiquement, grâce aux cames  $n$  fixées à l'arbre D, qui agissent sur les leviers  $l$ .

### *Turbines mixtes à gaz et à vapeur*

L'idée d'associer les mélanges gazeux à la vapeur d'eau n'est pas complètement neuve. Divers essais ont été faits, il y a déjà plusieurs années, dans le but de bénéficier simultanément des avantages du moteur à gaz (absence de chaudière et rendement élevé) et du moteur à vapeur. Il semble même qu'on ait construit, sous le nom de *biftuide*, une machine de ce genre, d'une certaine puissance ; elle n'a pas dû donner satisfaction à ses inventeurs, puisqu'on n'en a plus entendu parler. La combinaison méritait toutefois d'être reprise, surtout si, délaissant le moteur alternatif, on l'appliquait à la turbine. Plusieurs cas peuvent se présenter ; c'est ainsi que l'injection peut se faire *dans la chambre de combustion* ou au contraire en *aval de la tuyère de détente*, comme on l'a déjà dit.

En 1901, M. *Marque* a fait breveter une turbine à combustion continue avec injection d'eau. La même année, M. *Lemale* a pris un premier brevet dans lequel une chambre de combustion unique est suivie d'un réservoir de grande capacité desservant les tuyères, l'inventeur espérant empêcher par ce moyen l'élévation de température d'augmenter la pression. En 1903, M. *Lemale*, constatant sans doute que cette suppression est illusoire, supprime la chambre d'expansion et alimente directement chaque tuyère par une chambre de combustion distincte. L'inventeur se propose d'atteindre 200 degrés dans la chambre de combustion et, ne comptant employer qu'une détente totale insuffisante, il refroidit le mélange par une injection dans la chambre de combustion. A cet effet, l'eau est refoulée dans une double enveloppe d'où elle passe dans la chambre à l'état de vapeur surchauffée. Dans ce dispositif, la tuyère

est en métal. La limite supérieure de température du cycle est donc inférieure à 2 000 degrés, cette température ne régnant que dans le brûleur.

La turbine Armengaud et Lemale (*fig. 144*) se compose d'une chambre de combustion à pression constante, revêtue intérieurement d'une garniture réfractaire en carborundum. De l'air comprimé à haute pression pénètre dans l'espace annulaire, tandis que le pétrole est amené au centre. Une bougie d'allumage enflamme le mélange, qui atteint alors une température de 1 800 degrés. Ce qui caractérise cette

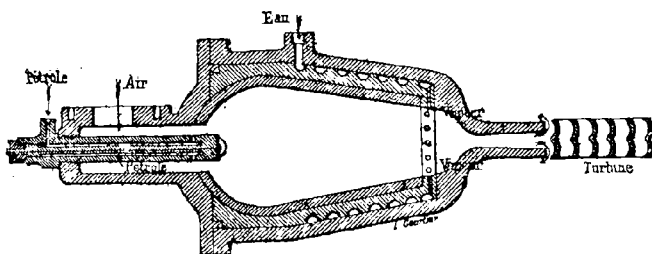


Fig. 144. — Chambre de combustion de la turbine Armengaud et Lemale.

turbine, c'est que l'eau de refroidissement pénètre à l'état de vapeur dans la partie inférieure de la chambre de combustion, et vient se mélanger aux gaz surchauffés pour agir sur la turbine. L'eau froide, introduite autour de la chambre, refroidit les parois en circulant dans la canalisation, où elle se vaporise. Le jet de vapeur s'échappe par la tuyère ; le mélange de gaz et de vapeur prend une vitesse croissante dans l'ajutage et vient frapper les aubes du disque mobile de la turbine, en produisant le travail extérieur. Dans une variante, représentée figure 143, la vapeur et le mélange gazeux agissent séparément sur la roue à aubes. La vapeur, elle-même, est produite dans une chaudière tubulaire L, chauffée par les gaz d'échappement de la turbine T. Elle agit à l'aide d'un ajutage spécial.

Quel que soit le dispositif adopté, les dimensions de la

chambre de combustion ont été calculées de telle sorte que la pression des gaz brûlés soit égale à la pression des gaz avant la combustion, de manière que la combustion produise un accroissement de volume sans provoquer un accroissement de pression.

L'appareil complet comprend trois turbines accolées sur le même axe : la première est un compresseur à air rotatif, destiné à fournir l'air comprimé nécessaire ; les deux

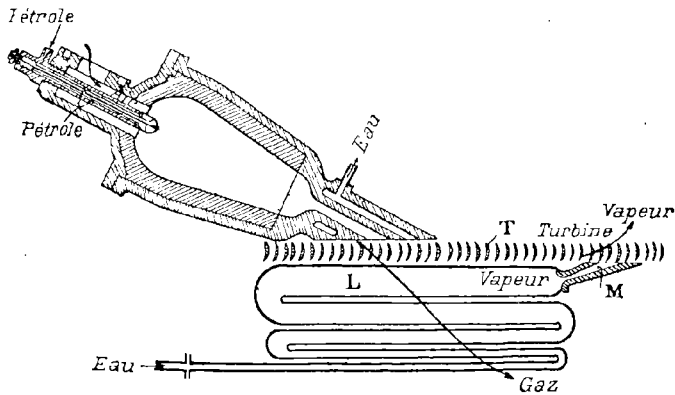


Fig. 145. — Turbine mixte à vapeur et à gaz Armengaud et Lemale.

autres forment un système de turbines à double expansion (la seconde, à basse pression, utilise les gaz d'échappement de la première, qui est à haute pression).

D'après la communication de M. Armengaud au Congrès de Liège de 1905, les essais se poursuivraient avec une turbine genre Curtis de 400 ch. alimentée par un ventilateur-compresseur multicellulaire Rateau. Le combustible est du pétrole pulvérisé. Dans les premiers essais exécutés avec une turbine de Laval desservie par un compresseur rapide à 10 kilogrammes, les gaz échappant à 400 degrés, la turbine aurait produit une puissance double de celle absorbée par le compresseur.

## CHAPITRE III

### ÉTUDE DE LA TURBINE A GAZ

L'application des lois de l'écoulement des gaz à travers une tuyère de détente adiabatique montre que les vitesses d'écoulement sont un peu supérieures à celle de la vapeur (1 500 à 1 600 mètres par seconde pour une température de 700° absolus à l'échappement) et que la puissance débitée par unité de section des tuyères est plus grande. Il résulte des essais de Stodola et des autres expérimentateurs que dans le régime variable il se produirait, dans les turbines à explosion, de graves inconvénients.

a) Les expériences exécutées avec de la vapeur ont montré que *si la pression du milieu est plus basse*, il se produit des ondes sonores, la pression variant suivant une sinusoïde dans l'enceinte d'aval. Emden a calculé, dans le cas de l'air, et Prandtl, dans le cas de la vapeur d'eau, la longueur d'onde correspondante. La formule, de la forme  $\lambda = \alpha \left( \frac{w^2}{c^2} - 1 \right)^{\frac{1}{2}}$ , où  $c$  est la vitesse du son dans le milieu d'aval et  $w$  celle du fluide à sa sortie, montre que les ondes ne se produisent que si la vitesse d'écoulement à la sortie est plus grande que celle du son.

M. Stodola admet que le fluide sortant de l'ajutage se détend d'abord à la pression du milieu d'aval, ce qui transforme en force vive une proportion trop élevée de l'énergie potentielle dudit fluide. C'est cet excès seul qui donne lieu

aux vibrations sonores et se trouve transformé en chaleur par le frottement et les remous.

*b) Si la pression du milieu est plus forte que celle correspondant à la section terminale de la tuyère, il se produit un choc brusque, un ressaut de la courbe de pression suivi de fortes ondes de même ordre de grandeur que la pression, le ressaut rentre de plus en plus profondément à l'intérieur de la tuyère et peut aller jusqu'au col. Ce phénomène est accompagné d'une grande perte d'énergie.*

La théorie du choc a été étudiée par lord Rayleigh, Weber, Grashof, Lorenz, Prandtl et Proell, Stodola, etc.

Ces recherches, d'un grand intérêt théorique, conduisent aux conclusions pratiques suivantes :

Pour réaliser la détente adiabatique de  $p_1 T_1$  à  $p_3 T_3$ , il faut employer une tuyère de longueur bien définie. Si elle est trop courte, la détente sera incomplète et la force vive produite n'utilisera pas toute l'énergie disponible. Si elle est trop longue, il y aura un choc et des vibrations accompagnées d'une perte de force vive.

L'expérience seule indiquera la meilleure longueur. (En pratique, on fera varier la pression et on cherchera quelle est sa valeur la plus favorable).

On voit aussi combien il serait difficile d'obtenir un bon rendement avec une turbine à explosion dans laquelle  $p_1$  et  $T_1$  varieraient incessamment et dont la tuyère se trouverait tantôt trop courte et tantôt trop longue.

D'autre part le réglage d'une turbine par variation de la pression maxima sera accompagné d'une perte d'énergie cinétique.

On pourrait étudier s'il ne serait pas possible de réaliser une certaine compensation en faisant varier à la fois la température et la pression maxima.

Quoi qu'il en soit, le meilleur réglage d'une turbine s'obtiendra au moyen de l'admission partielle réglée.

**Construction des aubes mobiles.** — D'après M. Sekuto-



wicz, la construction des aubes mobiles ne doit pas différer de celle en usage dans les turbines à vapeur. On pourra adopter soit le dispositif à un disque, soit, mieux, le dispositif à disques multiples, car la vitesse du fluide est au moins aussi grande que dans la turbine à vapeur.

Par suite, les dispositifs pratiques à adopter sont ceux qui conviennent aux vitesses linéaires modérées: 150 à 200 mètres par seconde au maximum à la périphérie.

Néanmoins on devra tenir compte de ce que, la température de 300 à 400° centigrades étant un peu supérieure à celle adoptée d'ordinaire dans les turbines à vapeur, il y a lieu de choisir un métal dont la résistance ne diminue pas trop à ces températures. Il n'y a pas de difficultés particulières à prévoir de ce fait.

On a déjà soumis des disques de turbine de Laval à l'action de vapeur surchauffée à 600° absolus et à l'action d'air à 700° absolus, sans rencontrer de ce fait aucune difficulté. (Voir LEWICKI, *Zeitschrift des Vereines*, 1903).

D'autre part un acier au nickel a donné les résultats suivants :

Température absolue . . . . .	300	500	600	700
Charge de rupture . . . . .	81	91	92	73
Limite élastique . . . . .	70	60	54	40
Allongement $\frac{0}{0}$ . . . . .	10,7	8,7	8,3	7,0
Striction $\frac{0}{0}$ . . . . .	60,8	60	60,8	74,0

Les aubes mobiles en métal mince soumises à ces températures à l'action oxydante des gaz, pourront, semble-t-il, donner lieu à une usure un peu plus grande que dans le cas de la vapeur.

Mais on sait que dans ce dernier cas l'usure des aubes résulte surtout de l'entraînement des vésicules d'eau. Avec la vapeur surchauffée, et par suite aussi avec les gaz de la combustion dans les turbines à gaz, l'usure est négligeable.

Les gaz brûlés ne renferment d'ailleurs que très peu d'oxy-

gène (5 à 10%), et l'acier au nickel résiste particulièrement bien à l'oxydation.

**Chambre de combustion.** — Sekutowicz admet que les dimensions de chaque chambre de combustion doivent être telles que la réaction puisse être complète, avant que le gaz sortant de la zone de combustion pénètre dans le col de la tuyère.

Suivant que la température maximum  $T_1$  varie de 1000 à 2300° absolus, la vitesse dans le col de la tuyère varie entre 500 et 800 mètres par seconde. Admettons 2000° absolus et 685 mètres par seconde.

D'autre part dans la section terminale de la tuyère on a, pour un rapport de compression de 25 à 30 et une température en fin de détente de 700° absolus, une vitesse de 1500 mètres par seconde.

Quelle section et quelle longueur faudra-t-il donner à la chambre de combustion ? Dans celle-ci nous aurons 2000° absolus et 25 kilogrammes de pression, par exemple. La densité sera donc  $(25 \text{ à } 30) \times \frac{700}{2000} = 8,75 \text{ à } 10,5$  fois celle des gaz de l'échappement, soit 10 fois.

Par suite, si la section de la chambre de combustion est égale à la section terminale de la tuyère en aval, nous aurons une vitesse 10 fois moindre, soit 150 m. par seconde.

Or, on admet généralement que la vitesse de propagation de la flamme n'est, à la pression atmosphérique, que de 1 à 2 mètres par seconde. Il faudrait donc donner à la chambre de combustion une section environ 100 fois plus grande que la section terminale de la tuyère de détente, pour être sûr que la combustion soit absolument complète.

L'expérience seule permettra de fixer le rapport à adopter. Mais il est peu probable que l'on soit obligé de lui donner une valeur aussi grande, car à la température et à la pression considérées, le combustible s'enflamme spontanément. Par suite, la vitesse de propagation de la flamme, doit être pratiquement infinie.

Il semble, qu'en pratique, une section de chambre égale à 10 fois la section terminale doive suffire. Cela donnerait une vitesse dans la chambre 40 fois moindre qu'à la sortie, soit environ 38 mètres par seconde. Or ce chiffre est considéré comme normal dans les canalisations de gaz (à la pression de l'atmosphère, il est vrai).

Il semble qu'une longueur de chambre, égale à 5 ou 10 fois le diamètre, soit convenable, bien que rien ne permette de fixer cette donnée à priori.

**Tuyères d'injection ou de détente.** — Beaucoup de raisons militent, d'après M. Sekutowicz, en faveur de l'injection partielle.

Les tuyères d'injection ou les couronnes d'aubages fixes, étant soumises à la haute température de la combustion, il y a lieu de recourir, pour leur construction, à une matière jouissant de propriétés spéciales de résistance à la chaleur, aux réactions chimiques, aux dilatations et contractions répétées, enfin d'une résistance mécanique convenable.

Le carborundum paraît remplir au mieux ces conditions ; il y a lieu seulement de prendre quelques précautions par suite de sa conductibilité calorifique relativement grande.

Le dispositif le plus simple, applicable pour les petites turbines, semble comprendre la réunion d'une chambre de combustion et d'une tuyère divergente, de préférence de section rectangulaire.

Le dernier élément de la tuyère pourra sans aucun inconvénient être en métal, les gaz étant suffisamment refroidis en cet endroit (au-dessous de 800° absolus).

Ce dernier élément pourra être divisé par des cloisons minces, de manière à former une portion de couronne distributrice.

Quant au calcul de la forme des tuyères, comme d'ailleurs celui de la forme des aubages, il a été indiqué dans la première partie de ce travail, relative aux turbines à vapeur.

M. Sekutowicz a étudié spécialement le cas des ajutages servant simultanément à la vapeur et aux gaz combustibles.

D'après ses recherches théoriques, le refroidissement externe de la chambre de combustion et des tuyères n'offre que des inconvénients. Les calories soustraites ne participent pas à l'évolution. Il serait plus simple et plus économique de diminuer l'introduction de combustible.

Mais si la chaleur soustraite sert à vaporiser de l'eau, et si l'on envoie la vapeur produite soit dans une turbine spéciale, soit dans la turbine à gaz principale au moyen de

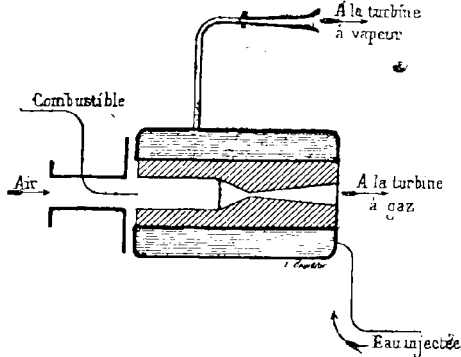


Fig. 146. — Schéma d'une tuyère à récupération.

tuyères distinctes, soit dans la tuyère de détente des gaz, soit enfin dans la chambre de combustion elle-même, cette chaleur participera à une évolution suivant un cycle plus ou moins avantageux et la perte sera diminuée.

Supposons d'abord que la vapeur produite soit utilisée dans une turbine distincte qui pourra être à condensation ou à échappement libre. La chambre de combustion et les tuyères de la turbine à gaz joueront donc le rôle d'un foyer chauffant la chaudière à vapeur d'une turbine. Le rendement mécanique  $\eta$  sera, avec échappement libre :

$$\rho\eta = 0,172$$

et, avec échappement au condenseur :

$$\rho\eta = 0,185.$$

Or, une turbine sans récupération ni injection, avec rapport de compression égal à 10, donne un effet utile  $\rho\eta = 0,18$ . Donc, le dispositif examiné semble sans intérêt au point de vue du rendement dès qu'on adopte des compressions supérieures à 10. Son seul avantage est de réduire l'importance du compresseur.

Si l'on envoie la vapeur sur la roue mobile de la turbine à gaz au moyen de tuyères distinctes, le rendement sera égal au précédent et la conclusion ne changera pas.

Il en sera encore ainsi si l'on mélange la vapeur aux gaz

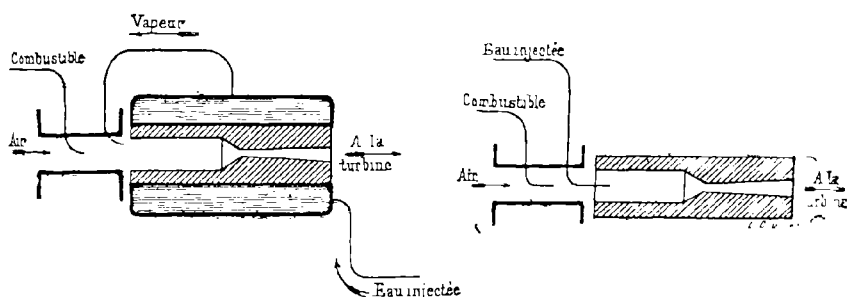


Fig. 147 et 148. — Schémas d'une tuyère mixte.

brûlés dans les tuyères de détente même de la turbine à gaz, ce qui exigerait d'ailleurs des précautions toutes particulières au point de vue cinétique.

Enfin, si l'on injecte dans la chambre de combustion la vapeur produite aux dépens de la chaleur prélevée dans cette chambre, le résultat sera le même que si l'on injectait de l'eau dans celle-ci à poids égal. C'est ce dispositif que nous allons examiner maintenant (fig. 147).

Soit  $x$  le poids d'eau injecté par kilogramme de gaz brûlés et  $p$  la pression dans la chambre de combustion. La tension de vapeur  $p'$  est donnée par la loi du mélange des

gaz et des vapeurs et est égale à  $p' = p \frac{R'x}{R + R'x}$  en appelant  $R$  et  $R'$  les constantes spécifiques de l'air et de la vapeur d'eau.

Soit ici :

$$p' = p \frac{46,8x}{29,3 + 46,8x}$$

Soit  $\theta$  la température d'ébullition qui correspond à cette pression  $p'$ . La chaleur absorbée par la vaporisation de 1 kilogramme d'eau injectée à 0 degré dans le milieu considéré sera donnée par :

$$\lambda_0 = q + r = 606,5 + 0,305 (\theta - 273).$$

D'autre part la vapeur produite se surchauffe, et en appelant  $\overline{Cp}_{\theta T_2}$  la valeur moyenne de la chaleur spécifique de cette vapeur surchauffée entre les températures  $\theta$  et  $T_2$ , la surchauffe absorbe :

$$\overline{Cp}_{\theta T_2} (T_2 - \theta) \text{ calories.}$$

La chaleur totale absorbée par 1 kilogramme de vapeur peut donc se calculer aisément soit en admettant pour la valeur moyenne de la chaleur spécifique 0,48, soit en adoptant la formule de Lorentz :

$$\overline{Cp}_{\theta T_2} = a + \frac{T_2^2}{b}.$$

On constate, en définitive, que le rendement thermique du cycle de la vapeur est moins bon que celui du cycle des gaz, mais si l'on considère le rendement total  $\rho\eta$ , en admettant que la turbine ait un rendement de 0,7 et le compresseur (avec sa transmission) un rendement égal aussi à 0,7, les résultats sont inversés. Cela tient à ce que le travail de compression est supprimé dans le cas de la vapeur.

On doit conclure de cette analyse que l'injection d'eau est

plus avantageuse que l'introduction d'un excès d'air de combustion, surtout par suite de la diminution qu'elle permet de réaliser sur les dimensions du compresseur nécessaire.

Il y a lieu de rechercher si l'eau injectée ne risque pas de se dissocier dans les conditions de température et de pression qui caractérisent le régime de la chambre de combustion.

Il n'en est rien, selon toute probabilité, car la dissociation ne commence sous la pression atmosphérique qu'à 1 300 degrés absolus et la tension de dissociation n'atteint la valeur 0,5 qu'à 2 100 degrés absolus. Il ne doit donc pas y avoir de dissociation appréciable aux pressions que nous envisageons, et il ne peut pas y en avoir non plus pendant la détente, car la loi d'abaissement de la température en fonction de la pression est très rapide.

**Régulation des turbines à gaz.** — Cette question, d'une très grande importance au point de vue du rendement industriel, ne paraît pas avoir encore fait l'objet de travaux importants.

Examinons d'abord comment on pourrait régler une turbine alimentée par un seul ajoutage. Il y a deux cas à considérer.

Si l'on agit seulement sur la *température de combustion* on pourra réduire la puissance dans le rapport de  $\sqrt{\zeta_1}$  et la température d'échappement diminuera dans la marche à faible charge. Le rendement ne sera pas très influencé (il ne le serait rigoureusement pas si la compression était réalisée suivant le mode adiabatique). ( $\zeta_1 =$  détente).

Si l'on agit seulement sur la *pression de combustion*, on échappera à une température d'autant plus élevée que l'on voudra réduire davantage la puissance, ce qui est absolument inadmissible, car cela conduira à une température d'échappement supérieure à 700 degrés aux faibles charges. Si, au contraire, on s'arrange pour ne pas dépasser 700 degrés aux faibles charges on échappera à pleine charge à une température moindre, et le rendement ne sera pas maximum.

On peut obtenir un réglage plus énergique de la puissance tout en évitant ce dernier inconvénient en *faisant varier à la fois la température et la pression* de manière à laisser constante la température finale  $\vartheta_2$ . Dans ces conditions, la vitesse varie comme :

$$\sqrt{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}$$

et l'énergie débitée comme :

$$\sqrt{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \times \left[ \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right].$$

Si la diminution de pression est obtenue par un détendeur inséré entre le compresseur et la chambre de combustion, le rendement est diminué d'une façon inadmissible. Il faudrait, dans ce cas, se servir d'un compresseur indépendant à rapport de compression variable.

**Compresseurs d'air.** — Pour obtenir un bon rendement dans les moteurs à gaz, à pétrole ou à essence, il est nécessaire d'employer la compression préalable du mélange explosif. L'auteur a indiqué ailleurs (1) de quelle importance est cette compression. La question des compresseurs d'air ne saurait donc être séparée de celle des turbines à gaz.

L'évolution, en effet, s'opère dans deux machines distinctes, la turbine et le compresseur, ayant chacun leur rendement propre. Une partie plus ou moins grande de la chaleur transformée en travail dans la turbine avec le rendement propre à cette machine est dépensée dans le compresseur et le travail disponible n'est que la différence des deux travaux dont il s'agit.

(1) *Procédés d'allumage des moteurs à explosion*. II. Desforges, éditeur, 1907, pages 6 à 18.



D'après les considérations précédentes, pour réaliser un bon rendement, aussi bien thermique que mécanique, il est nécessaire de choisir un rapport de pressions aussi élevé que possible. En pratique, d'après M. Sekutowicz, 40 serait une bonne valeur.

Il faut donc ou bien comprimer à 40 atmosphères les gaz que l'on refoule dans la chambre de combustion ou bien se contenter d'une pression moindre, soit 10 kilogrammes par exemple, mais faire échapper les gaz dans une enceinte dont la pression soit maintenue à  $\frac{1}{4}$  atm. Dans ce dernier cas, un deuxième compresseur qui jouera le rôle d'une pompe à air de condenseur aura à comprimer les gaz de  $\frac{1}{4}$  atmosphère à la pression atmosphérique. Pour que le travail ne soit pas plus considérable que dans le cas du compresseur unique à 40 kilogrammes, il faudra que la température absolue des gaz de l'échappement soit ramenée à la valeur minima  $T_0$  qui correspond à la température de l'atmosphère. Ceci est déjà une difficulté et pour y arriver on serait conduit à employer des récupérateurs ou des réfrigérants tubulaires très volumineux ou des injections d'eau obligeant à avoir une pompe à air humide ou plutôt un condenseur barométrique avec pompe à air sec.

Sous ces réserves, les deux solutions s'équivalent, mais celle qui est basée sur l'emploi d'une pompe à air n'offre d'intérêt que dans le but de remplacer les compresseurs à mouvement alternatif par des turbines-compresseurs. En effet, il sera certainement très difficile de réaliser avec ces dernières des compressions élevées de l'ordre de grandeur de 20 à 25 atmosphères. Il faudrait pour cela un très grand nombre de roues mobiles tournant à des vitesses très considérables et, dans un milieu aussi dense, les pertes mécaniques résultant du frottement des roues dans l'air comprimé auraient une influence néfaste sur le rendement.

Si donc on veut éviter l'emploi de compresseurs à piston, on sera sûrement conduit à fractionner l'opération comme on vient de l'indiquer.

Au contraire, si l'on emploie des compresseurs à mouvement alternatif, il n'y a aucune difficulté à comprimer à 50 kilogrammes. Ces machines ont, comme on va le voir, un excellent rendement, ce qui est capital dans notre cas, mais elles présentent un grand encombrement et retirent à la turbine à gaz une partie des avantages caractéristiques qui ont fait le succès de la turbine à vapeur.

Aussi, dans les cas où l'encombrement jouera un rôle important, pourra-t-on avoir intérêt à faire précéder le compresseur à piston d'une turbine-compresseur ou d'un compresseur rotatif ordinaire.

Par exemple, on pourra se borner à comprimer l'air à 4 kilogrammes dans une turbine-compresseur, ce qui exige en travail l'équivalent de 30 calories seulement par kilogramme et l'on achèvera la compression dans une machine à pistons qui portera la pression de 4 à 40 kilog. en dépensant l'équivalent de 46 calories.

Le rendement mécanique de la turbine-compresseur étant supposé égal à 0,70 et celui du compresseur à pistons égal à 0,85, l'ensemble aura un rendement de 0,79, mais le compresseur à pistons sera quatre fois moins encombrant. Laisant de côté les compresseurs à pistons qui sont suffisamment connus, donnons, toujours d'après M. Sekutowicz, quelques indications relatives aux compresseurs rotatifs. Ils n'ont pas eu d'ailleurs beaucoup de succès jusqu'à ce jour ; on commence cependant à les employer pour les moyennes et les petites forces. Certaines pompes rotatives seraient peut-être aptes à être transformées en compresseur, tel serait, sans doute, le cas de la pompe épicycloïdale Gérard. De même, les ventilateurs Roots donneraient également une solution du problème. Il en est de même du moteur Hult, décrit au chapitre des moteurs rotatifs (page 9).

La *Compagnie Siemens et Halske* a lancé dernièrement un type de compresseurs rotatifs, qu'elle ne parait appliquer jusqu'ici qu'aux faibles puissances (quelques chevaux seulement). Ces machines, qui n'ont, pour ainsi dire, pas d'espace nuisible et s'accouplent directement aux moteurs électriques, donnent aisément une compression dans le rapport de 1 à 3 ou, employées pour faire le vide, des pressions de 1,5 mm. de mercure. Il serait intéressant de connaître leur rendement, car ces sortes de machines s'appliqueraient particulièrement bien au dispositif consistant à réaliser la combustion sous 4 kilogrammes par exemple, avec pression de  $\frac{1}{10}$  d'atmosphère à l'échappement pour donner une détente de 40.

Leur emploi serait tout indiqué dans les turbines à gaz de faible puissance.

**Turbines compresseurs.** — M. Rateau a attiré l'attention, en 1902, sur les propriétés des ventilateurs à très grande vitesse, et montré qu'en accouplant directement un ventilateur à une turbine à 10 à 20 000 tours par minute, on obtient, avec un rendement voisin de 0,60, une compression dans le rapport de 1 à 1,5. En accouplant en série plusieurs roues mobiles, la pression absolue croit en progression géométrique, de sorte qu'avec quatre ventilateurs en tension on obtient une pression finale de  $(1,5)^4$ , soit environ 5 kilogrammes de pression absolue.

Le rendement de l'ensemble est égal, en théorie, au rendement d'une roue mobile isolée. Néanmoins, il ne serait probablement pas facile de dépasser une pression finale de 5 atmosphères absolues, parce que la résistance au frottement deviendrait considérable dans une atmosphère plus dense, de sorte que le rendement mécanique  $\eta$  décroîtrait rapidement.

Si l'on emploie une série de ventilateurs conjugués pour produire une dépression en aval de la turbine, l'inconvé-

nient en question ne se présentera pas, et il ne faudra pas plus de roues mobiles pour réaliser un même rapport de pression, mais, d'autre part, l'appareil sera plus volumineux pour un même débit en poids.

Par exemple, si l'on veut réaliser une pression de  $\frac{1}{3}$  d'atmosphère, la première roue mobile ne donnera qu'une surpression de  $\frac{0,5}{5}$  soit 0,1 d'atmosphère.

Par suite,  $n$  roues donneront une pression finale égale à  $0,2 \times (1,5)^n$  et l'on devra avoir  $0,2 \times (1,5)^n = 1$ , d'où  $(1,5)^n = 5$ , d'où  $n = 4$ . Ceci exige, bien entendu, que les gaz aient été refroidis à la température ordinaire avant d'entrer dans le ventilateur.

Avec un dispositif de ce genre, l'accouplement direct du ventilateur multicellulaire avec la turbine à gaz est très désirable, mais comme la vitesse tangentielle du ventilateur doit atteindre 260 mètres par seconde pour obtenir le rapport de pression admis ci-dessus, on est obligé de recourir à une vitesse de rotation considérable (20 000 tours dans le modèle de 200 chevaux, comprimant de 1 à 5 kilogrammes absolus).

Si la turbine à gaz est destinée à la commande de dynamos, etc., on ne pourra pas lui faire faire plus de 1 à 2 000 tours. Dans ce cas, il convient donc d'affecter une turbine séparée à la commande des ventilateurs.

Depuis les recherches de M. Rateau, on s'est occupé de divers côtés d'utiliser des turbines comme compresseurs. Des recherches ont été faites en Angleterre au moyen de turbines Parsons. D'autre part, la G. E. C. a fait breveter l'adaptation de turbines genre Curtis à cet usage, mais aucun résultat d'essais n'a encore été publié.

L'idée de Burdin et Tournaire n'est donc pas encore entrée dans la pratique, mais elle paraît être à la veille de l'être.

## CHAPITRE IV

### ÉTUDE THERMODYNAMIQUE

Les principaux modes d'évolution que l'on peut adopter dans les turbines à gaz peuvent se ranger, suivant M. Sekutowicz, dans les catégories suivantes d'après le mode d'introduction de la chaleur dans le cycle :

1° Cycles à combustion isothermique (cycles de Carnot et dérivés : Diesel, etc.). On ne saurait y recourir en pratique à cause des compressions excessives qu'ils exigent ;

2° Cycle à combustion isobarique (analogues au cycle des moteurs à gaz dits à combustion). Leur comparaison montre que l'on doit adopter une compression isothermique poussée aussi loin que possible, soit vers 30 à 40 atmosphères et rejeter la compression adiabatique ;

3° Cycles à combustion isoplérique (sous volume constant) analogues au cycle des moteurs à explosion. Théoriquement, ces cycles donnent des résultats comparables à ceux des cycles à combustion isobarique avec l'avantage d'exiger une compression environ moitié moindre. Mais leur adaptation aux turbines à gaz est problématique.

Dans son étude, M. Sekutowicz se base sur la comparaison des rendements thermiques, des rendements mécaniques et de l'effet utile total après avoir montré toute l'importance du rapport entre le travail de compression et le travail utile net.

En effet, la grosse difficulté résulte de la présence du

compresseur dont le rendement influence grandement l'effet utile total et cela dans une mesure d'autant plus considérable que le rapport du travail de compression au travail utile est plus élevé. Ce rapport varie de 0,2 à 1 et l'auteur montre qu'avec les valeurs actuelles du rendement de la turbine et du compresseur, le rendement mécanique total peut s'annuler dès que le rapport en question approche de l'unité.

La turbine à gaz est, par suite, caractérisée à la fois par un rendement thermique remarquable et par un rendement mécanique relativement faible. L'effet utile total se rapprocherait néanmoins de celui du moteur Diesel.

Après avoir constaté ainsi que le meilleur résultat s'obtiendra avec de fortes compressions, de fortes introductions de chaleur (environ 500 calories par kilogramme) et une température d'échappement voisine de 700 degrés absolus, on est conduit à rechercher si divers artifices ne permettraient pas de réaliser des rendements encore plus élevés.

L'auteur examine successivement à ce sujet :

1° Les cycles à récupération de chaleur dans lesquels une partie de la chaleur des gaz de l'échappement est employée à réchauffer les gaz comprimés se rendant dans la chambre de combustion. On obtient ainsi une amélioration sensible du rendement thermique sans modifier notablement le rendement mécanique ni l'importance du compresseur ;

2° Les cycles à détente prolongée dans lesquels une pompe à air abaisserait artificiellement la pression en aval de la turbine, mais sans améliorer l'effet utile total ;

3° Les cycles comportant une injection d'eau ou de vapeur. Ceux-ci peuvent être réalisés de plusieurs manières. D'abord l'injection peut se faire dans la chambre de combustion ou au contraire en aval de la tuyère de détente.

Si l'injection se fait dans la chambre de combustion, l'effet utile peut être amélioré par une injection d'eau, du moins dans les conditions actuellement réalisées en ce qui concerne les rendements mécaniques.

L'injection de vapeur dans la chambre de combustion serait moins avantageuse que l'injection d'eau s'il fallait emprunter cette vapeur à une chaudière distincte. Mais si l'on peut injecter de la vapeur obtenue dans une chaudière à haute pression chauffée par les gaz de l'échappement, on obtient une solution très avantageuse. A la pression de 40 atmosphères, le rendement total atteindrait ainsi 0,34 au lieu de 0,26 dans le cas d'un cycle identique sans récupération ni injection.

4° Les cycles à injection de gaz froids après la détente. Cette idée ne conduit à aucun résultat. Si les gaz sont injectés à faible vitesse, il se produit une perte importante d'énergie cinétique. Si on leur imprime au préalable une vitesse égale à celle du courant gazeux, on dépense dans ce but un travail qu'il eût été plus avantageux d'affecter au compresseur principal ;

5° Les cycles combinés correspondant à l'utilisation d'une partie des chaleurs perdues au moyen d'une machine secondaire « à vapeur froide ». Cette solution est moins avantageuse que la récupération directe.

Voici les conclusions auxquelles l'étude thermodynamique des turbines à gaz a conduit M. Sekutowicz :

Cette étude ne fait apparaître en résumé aucune combinaison capable de donner des résultats extraordinairement différents de ceux que fournissent les moteurs à gaz perfectionnés.

Les grands rendements thermiques probables sont, en effet, compensés par la faiblesse du rendement mécanique. Mais, celui-ci est perfectible, de sorte qu'il reste une marge de progrès d'autant plus encourageants pour l'avenir.

D'après M. Sekutowicz 1° la combustion sous volume constant, comparée au mode de combustion sous pression constante, fournirait pour une même compression initiale un meilleur rendement en même temps qu'elle permettrait d'employer un compresseur moins important. Mais la va-

leur absolue du rendement n'est pas supérieure, car on est limité plus vite par la limite maxima admissible de la température de combustion  $T_2$ . Il en est de même pour la puissance spécifique ou pour la consommation d'air par cheval-heure.

Ce mode d'évolution n'est donc avantageux qu'au point de vue du rapport de compression nécessaire. Cela n'en présenterait pas moins un sérieux avantage, surtout si l'on pouvait ainsi se contenter de compresseurs purement rotatifs. Mais en pratique, le rendement mécanique serait faible à cause des pertes d'ordre cinétique dans l'écoulement sous régime variable et des autres inconvénients des explosions. En définitive, la turbine à *explosion* n'est applicable qu'aux très petites puissances, pour des machines légères dans lesquelles le rendement n'offre qu'une importance secondaire et sans compression préalable.

2° La combustion isothermique exigerait des rapports de compression excessifs et serait d'ailleurs pratiquement irréalisable.

3° Par suite, le meilleur mode d'évolution correspond pour les turbines à gaz au cycle des moteurs dits à *combustion*, savoir, *combustion sous pression constante avec compression préalable isothermique*.

4° Pourvu que le rapport des pressions extrêmes ait une valeur donnée, il est indifférent que ces pressions soient faibles ou fortes en valeur absolue. Par suite il y a intérêt à ce point de vue à échapper sous pression réduite et l'on facilite ainsi l'application des ventilateurs multicellulaires.

5° La température d'échappement doit être aussi élevée que possible eu égard à la conservation des roues mobiles. Il serait illusoire de chercher à l'abaisser en prolongeant la détente par l'addition d'une pompe à air.

6° La meilleure façon d'utiliser les chaleurs perdues à l'échappement consiste dans la récupération simple au moyen d'un réchauffeur tubulaire. La récupéra-



tion au moyen d'une chaudière à vapeur ne devient intéressante que pour les combustibles *très riches* et le mieux est alors d'envoyer la vapeur dans la chambre de combustion.

On peut se demander maintenant quelle peut être l'importance probable des écarts que l'expérience fera constater entre les résultats théoriques ainsi calculés et les résultats pratiques réalisables dans les machines que l'on pourra construire.

Comme dans les moteurs à gaz ordinaires, mais probablement à une échelle moindre, les cycles pratiques différeront, en effet, des cycles théoriques calculés ci-dessus.

Et d'abord en ce qui concerne la *compression*. Le mode isothermique ne peut être réalisé mathématiquement, d'où deux différences entre la théorie et la pratique. D'une part, augmentation du travail de compression ; d'autre part, élévation de la température des gaz comprimés réduisant d'autant la valeur de  $Q$  et par suite la puissance spécifique, etc.

Les résultats pratiques seront donc intermédiaires entre ceux calculés dans le cas d'une compression isothermique et ceux correspondant à la compression adiabatique.

En ce qui concerne la *combustion*, il y a lieu de tenir compte de divergences plus importantes entre la théorie et la pratique.

D'abord nous avons supposé que la réaction s'effectue dans une enceinte rigoureusement adiabatique. En pratique il n'en sera pas ainsi et, malgré nos précautions contre le refroidissement, il y aura de ce fait une perte de chaleur.

Ensuite la combustion pourra n'être pas complète, d'où perte d'une partie du combustible, ou accompagnée d'une dissociation partielle (d'ailleurs peu probable sous 30 à 40 atmosphères de pression).

Ces trois causes ont un même effet : majoration du poids de combustible consommé par cheval-heure. Mais il ne s'ensuit pas d'altération proprement dite dans l'évolution, surtout si le combustible est liquide (ou solide) car la quan-

tité de combustible supplémentaire à injecter ne modifie pas le travail de compression.

La chaleur spécifique des produits de la combustion diffère en réalité de celle de l'air et d'autre part varie avec la température, de sorte que la valeur admise pour la température de combustion est probablement supérieure à la valeur réelle. Il s'ensuit que l'introduction de chaleur est plus limitée que dans nos calculs, du moins dans le cas où cette limite est fixée par la puissance calorifique du combustible. Mais comme ce cas limite ne se présente pour ainsi dire jamais, le seul effet résultant de ce désaccord entre la théorie et les résultats de l'expérience est de diminuer la quantité d'air de dilution nécessaire.

Enfin la *détente* n'est pas rigoureusement adiabatique et la forme de la courbe de détente n'est pas rigoureusement celle qui correspondrait à la relation  $pv^{1,41} = \text{constante}$ .

D'un côté, il se produit une perte de chaleur qui peut être très faible mais ne saurait être rigoureusement nulle. D'autre part, le frottement réchauffe le gaz dans une certaine mesure. L'expérience seule permettra de reconnaître la vraie loi de détente.

**Discussion.** — De ce qui précède, il résulte que le problème de la turbine à gaz peut recevoir plusieurs solutions très différentes. Comme pour les moteurs à piston alternatif, nous pouvons utiliser soit le phénomène de la combustion (turbines à combustion), soit celui de l'explosion (turbines à explosion). Chacun de ces systèmes a ses partisans et ses détracteurs. M. Sekutowicz préfère les premières, MM. Armengaud, Lemale, Deschamps, etc., défendent les secondes.

Dans les deux cas, d'ailleurs, on peut combiner les gaz et la vapeur (turbines mixtes).

Nous allons d'abord examiner sommairement la question à la lumière de la théorie, en nous inspirant des travaux de M. Witz <sup>(1)</sup> et en réduisant cette étude aux deux cas principaux.

(1) *Les machines thermiques*, par A. Witz.

1° *Cycle des turbines à gaz à compression avec explosion.*

Ce cycle correspond à celui des moteurs à explosion généralement utilisés dans l'industrie (moteurs à 4 temps). Il est formé de la manière suivante :

Le mélange tonnant est aspiré par une pompe (que nous pouvons supposer rotative), sous la pression constante de l'atmosphère. Il est comprimé ensuite à l'aide d'un compresseur rotatif par exemple, suivant une adiabatique, dans un réservoir intermédiaire ou dans la chambre de combustion elle-même. L'inflammation a lieu et l'explosion se produit. Les gaz s'échauffent instantanément — en théorie du moins — sous volume constant ou sensiblement constant, selon la forme de la chambre et le dispositif adoptés. La pression atteint donc son maximum P. Les gaz s'échappent sur les aubes mobiles en produisant du travail. Après détente que l'on doit chercher à rendre complète, les gaz refroidis, sortent sous pression constante. La figure 149 représente le cycle parcouru.

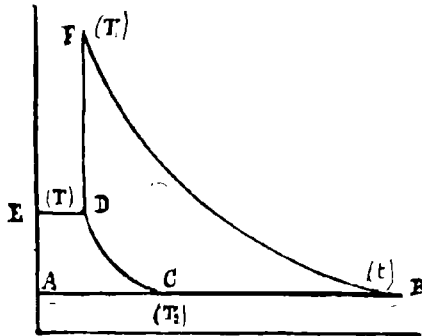


Fig. 149. — Cycle avec explosion.

AC = aspiration des éléments du mélange tonnant ;  
 CD = compression adiabatique ;  
 ED = transvasement si la compression n'a pas lieu dans la chambre d'explosion ;  
 DF = échauffement à volume constant ;  
 FB = détente adiabatique ;  
 BA = expulsion des produits de l'explosion.

Dans le cas de la turbine à gaz, les différentes phases du cycle ne sont pas aussi exactement délimitées ; c'est ainsi

que la détente adiabatique et l'expulsion des gaz brûlés s'effectuent presque simultanément; la détente n'est donc plus aussi rigoureusement adiabatique.

Nous pouvons calculer facilement les quantités de chaleur mises en œuvre et par suite le rendement théorique du cycle.

Pour plus de facilité, nous avons admis l'échauffement à volume constant et la détente adiabatique. Soient  $H$  la pression atmosphérique et  $T_2$  la température extérieure auxquelles le mélange gazeux est pris; il est comprimé à la pression  $P_1$  (compression adiabatique); sa température s'élève de  $T_2$  à  $T$ . L'explosion se produit, la température monte alors de  $T$  à  $T_1$  et la pression devient  $P_1$ . La détente s'effectue immédiatement (détente adiabatique), la température baisse donc de  $T_1$  à  $t$ , puisque la chaleur reste constante. Enfin, au contact de l'atmosphère fonctionnant comme réfrigérant, ils se refroidissent de  $t$  à  $T_2$ . On a donc :

a) échauffement en deux temps :

de  $T_2$  à  $T$  compression adiabatique }  
de  $T$  à  $T_1$  explosion } de  $T_2$  à  $T_1$

b) et refroidissement en deux temps également :

de  $T_1$  à  $t$  détente }  
et de  $t$  à  $T_2$  réfrigérant } de  $T_1$  à  $T_2$ .

Nous avons donc :

$$Q_1 = C'(T_1 - T)$$

$$Q_2 = C(t - T_2)$$

Le rendement théorique  $\rho'$  est :

$$\begin{aligned} \rho' &= \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{C'(T_1 - T) - C(t - T_2)}{C'(T_1 - T)} \\ &= 1 - \gamma \frac{t - T_2}{T_1 - T} \end{aligned}$$

Déterminons les valeurs  $t$  et  $Q$  en fonction des données du problème. Nous avons :

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{P_1}{H}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{et} \quad \frac{T_1}{T} = \frac{P}{P_1}$$

de plus :

$$\frac{t}{H_1} = \left(\frac{H}{P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

d'où l'on tire :

$$\frac{t}{T_2} \cdot \frac{T}{T_1} = \left(\frac{P_1}{P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{T}{T_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\frac{t}{T_2} = \left(\frac{T}{T_1}\right)^{-\frac{1}{\gamma}} = \left(\frac{T_1}{T}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

et :

$$\frac{t - T_2}{T_2} = \left(\frac{T_1 - T}{T}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Il suffit donc de fixer la valeur de la compression initiale  $P_1$  pour déterminer les autres données.

Admettons que cette compression s'effectue à 3 atmosphères, si la température extérieure  $T_2$  est égale à  $15^\circ$ , nous aurons :

$$T = T_2 \left(\frac{P_1}{H}\right)^{0,23} = 371^\circ \text{ en degrés absolus.}$$

L'accroissement de température dû à la compression est donc :

$$T - T_2 = 371^\circ - 288^\circ = 83^\circ.$$

Quant à la chaleur développée par l'explosion, elle dépend des proportions des gaz tonnants et de leur puissance calorifique.

M. Witz, dans son *Traité théorique et pratique des moteurs à gaz*, indique la température de  $1802^\circ$  comme étant donnée par l'explosion d'un mélange formé de 1 vol. de gaz à 3250 calories et 10 vol. d'air.

On aura donc :

$$T_1 = 1802 + 83 = 1885^\circ.$$

Il est facile de calculer les divers rendements.

Soient (\*) :

$\rho'$  = rendement *théorique* du cycle considéré.

$\rho$  = rendement *théorique* du cycle de Carnot entre les mêmes limites de température.

$\rho_1$  = rendement *générique* (Hirn);  $\rho_1 = \frac{\rho'}{\rho}$ .

On a :

$$t = T_2 \left( \frac{T_1}{T} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 107^\circ,$$

d'où :

$$\rho' = 1 - 1,30 \frac{1007 - 288}{1885 - 371} = 0,38$$

$$\rho = \frac{1885 - 288}{1885} = 0,85.$$

$$\rho_1 = \frac{0,38}{0,85} = 0,45.$$

Quant au rendement *pratique*  $\rho''$ , de nombreux essais ont permis de fixer sa valeur entre  $\rho'' = 0,20$  et  $\rho'' = 0,30$ .

### 2° Cycle des turbines à gaz à compression avec combustion.

Le succès du moteur Gardie et surtout du moteur Diesel a attiré l'attention des constructeurs sur ce cycle fort intéressant. Au lieu d'échauffer le mélange à volume constant, on opère à pression constante. Les gaz comprimés passent sur un allumeur (brûleur à incandescence) au contact duquel ils s'enflamment progressivement à mesure qu'ils entrent dans le cylindre. L'explosion brusque et brutale est donc remplacée par une combustion graduelle et continue. Si l'on emploie des pressions suffisantes et si l'échauffement est assez élevé, l'allumage peut s'effectuer d'une manière spontanée. On conçoit qu'a priori ce cycle paraisse beaucoup plus avantageux que le cycle précédemment considéré.

(\*) WITZ, *Les machines thermiques*.

Qu'il suffise de rappeler les conclusions de Stodola sur le rendement — défectueux — des flux discontinus. Au lieu d'une succession de chocs, on obtient une pression sensiblement constante que l'on peut faire agir sur une véritable turbine à air chaud.

La figure 150 représente le diagramme du cycle.

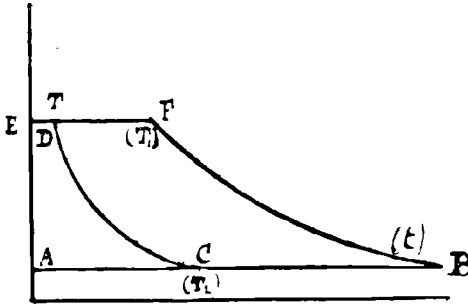


Fig. 150. — Cycle avec combustion.

AC = aspiration dans le gazomètre et l'atmosphère ;

CD = compression adiabatique ;

ED = transvasement éventuel ;

DF = échauffement à pression constante ;

FB = détente adiabatique ;

BA = expulsion des produits de la combustion.

Nous calculerons les quantités de chaleur et le rendement comme pour le cycle à explosion. On a :

$$Q_1 = C (T_1 - T)$$

$$Q_2 = C (t - T_2)$$

$$\rho' = \frac{C (T_1 - T) - C (t - T_2)}{C (T_1 - T)} = 1 - \frac{t - T_2}{T_1 - T}$$

Les températures et les pressions sont reliées entre elles par les équations :

$$\frac{T}{T_2} = \left( \frac{P_1}{H} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

et :

$$\frac{t}{T_0} = \left( \frac{H}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Mais puisque l'on chauffe le mélange à pression constante, on a  $P = P_1$ ; il en résulte que :

$$\frac{T}{T_2} = \frac{T_1}{t}$$

d'où :

$$\frac{t - T_2}{T_2} = \frac{T_1 - T}{T}$$

et :

$$\rho' = 1 - \frac{T_2}{T}$$

On voit que ce rendement est indépendant de la température la plus haute du cycle  $T_1$ .

Si nous reprenons le cas considéré précédemment : mélange de 1 vol. de gaz à 5250 calories avec 10 vol. d'air à la température initiale de 15 degrés (288° absolu) et avec une compression de 3 atmosphères ( $P_1 = 3$  atmosphères), nous obtenons pour :

$$T_1 = 1485^\circ \text{ (au lieu de } T_1 = 1885^\circ \text{)}$$

il semblerait donc que, dans ce cas, la combustion produit beaucoup moins de chaleur ; mais nous venons de voir que le rendement  $\rho'$  était indépendant de  $T_1$ .

Calculons donc  $\rho'$  d'après la formule indiquée précédemment :

$$\rho' = 1 - \frac{t - T_2}{T_1 - T}$$

Nous avons :

$$t = \frac{T_2 T_1}{T} = 1152^\circ$$

d'où :

$$\rho' = 1 - \frac{1152 - 288}{1485 - 371} = 0,23$$

$\rho$  (rendement du cycle de Carnot correspondant, entre 1485 et 288°) eût été :

$$\rho = \frac{1485 - 288}{1485} = 0,80$$



d'où le rendement générique :

$$\rho' = \frac{0,23}{0,80} = 0,30.$$

Cette démonstration, due à M. Witz, montre que dans les conditions indiquées — c'est-à-dire avec la faible compression de 3 atmosphères — les rendements des turbines à combustion sont inférieurs à ceux des turbines à explosion, toutes choses égales d'ailleurs.

Le coefficient économique du moteur Diesel prouve qu'il est facile de relever le rendement. En effet, si nous augmentons la compression préalable, nous obtenons des valeurs analogues à celles que donnent les moteurs à explosion, à 5 atmosphères.

$$\rho' = 0,31 \text{ et } \rho_1 = 0,39.$$

Il est juste de rappeler encore une fois d'ailleurs que la combustion progressive présente au point de vue pratique une supériorité incontestable sur l'explosion brutale. Stodola a démontré que le flux devait être continu et non intermittent, si l'on voulait éviter de réduire considérablement le rendement. Nous devons également remarquer que, dans le cas de la turbine à gaz, on ne se contente pas de faire agir la pression, comme dans le moteur alternatif, mais également la force vive. Un nouveau facteur intervient, la vitesse qui modifie les conditions du problème. Mais si l'on appliquait les deux cycles à une turbine parfaite à réaction, les conditions seraient sensiblement celles qui viennent d'être exposées, et comme, avec les moteurs rotatifs, l'emploi des hautes compressions ne présente pas les mêmes inconvénients qu'avec les moteurs alternatifs, il semble bien que l'avenir — surtout par les hautes puissances — appartient aux turbines à combustion.

**Cycles à compression isothermique.** — Nous allons indiquer maintenant une combinaison qui diffère sensiblement des précédentes. On sait que l'une des plus sérieuses diffi-

cultés rencontrées par la plupart des constructeurs de turbines à gaz, vient précisément des compressions élevées.

D'une part, il n'est pas aisé de les obtenir à l'aide de compresseurs rotatifs, d'autre part, elles dépensent une somme d'énergie considérable. Aussi a-t-on proposé de les réaliser non plus à chaleur constante, mais à température sensiblement constante. On substitue une isotherme à l'adiabatique du cycle. Les avantages de cette substitution semblent réels : au lieu d'avoir à vaincre la résistance normale de l'air et celle que provoque son échauffement dû à la compression, on n'a plus à surmonter que la première.

Dans le cas de la compression adiabatique, si nous comprimons l'air à 35 atmosphères, ainsi qu'on l'a supposé plus haut, nous obtenons, non pas une réduction de volume égale au trente-cinquième du volume initial, ainsi que l'exigerait la loi de Mariotte, mais seulement un peu plus du douzième de ce même volume, conformément à la loi de Laplace exprimée par la formule :

$$pv^{\frac{C}{\sigma}} = pv^{1,41}.$$

Si la température initiale de l'air est de 15°, la température finale, grâce à la compression adiabatique est de 565°8 centigrades (soit 838°8 degrés absolus).

Nous aurons donc une élévation de température de :

$$565^{\circ},8 - 15 = 550^{\circ},8.$$

Mais, pour obtenir cette température et la pression qui lui correspond (35 atmosphères), nous avons dû dépenser une quantité de travail théorique égale à :

$$\tau = EC (T - T_2) = 424 \times 0,1686 (565,8 - 15)$$

(E = équivalent mécanique de la chaleur, C = chaleur spécifique du mélange sous volume constant).

Dans la pratique, étant donné le rendement des compresseurs, cette valeur est beaucoup plus élevée.

Or, si nous avons opéré, non plus à chaleur constante, mais à température constante (c'est-à-dire à 13° environ, par exemple), la quantité d'énergie nécessaire eût été notablement plus faible.

Dans ce cas, le travail dépensé aurait correspondu seulement à la réduction de volume de la masse gazeuse, sans avoir à tenir compte de la pression correspondant à l'accroissement de température.

Nous pouvons d'ailleurs observer que la chaleur produite par la compression n'est pas complètement perdue, puisqu'elle intervient pour augmenter la pression utilisable. Le phénomène inverse se produit à la détente. Mais nous devons constater qu'il est infiniment plus avantageux de produire cet accroissement de température *calorifiquement*, pour ainsi dire, et non mécaniquement. En effet, nous augmentons ainsi les calories utilisées et diminuons en même temps les kilogrammètres dépensés ; il y a donc bénéfice des deux côtés. Cet artifice a été proposé par divers constructeurs et notamment M. Ch. Tellier. En définitive, nous comprimerons donc à température constante (isotherme), soit l'air (cycle à combustion), soit le mélange gazeux (cycle à explosion), puis nous ferons agir la source de chaleur pour élever la température, au moins au degré qu'eût produit la compression adiabatique (5 à 600° dans le cas considéré). A ce moment aura lieu la combustion ou l'explosion, selon le cycle considéré.

Notons ici que l'échauffement du fluide moteur ne sera pas produit par un foyer indépendant, mais simplement à l'aide des gaz chauds sortant de la turbine. Leur température sera toujours assez élevée pour que l'emploi d'un réchauffeur-échangeur soit certainement avantageux. On réalisera de ce fait encore un double gain : abaissement de la température des gaz de détente, donc augmentation du rendement et échauffement du mélange gazeux avant son introduction dans la chambre de combustion. Ainsi donc, à notre avis, la turbine à gaz sera constituée de la manière suivante :

*Compression initiale élevée*, comme dans le moteur Diesel; l'air sera comprimé à part à 25 ou 35 atmosphères.

*Compression à température constante* : réfrigérant emportant les calories produites.

*Echauffement du gaz comprimé* : réchauffeur utilisant la chaleur d'échappement.

*Combustion* du gaz ou du liquide (hydrocarbure liquide ou préalablement gazéifié). *Combustion spontanée*, grâce à la compression élevée et aux hautes températures. *Combustion progressive*, sans explosion.

*Détente* du mélange gazeux dans une turbine à réaction ou une turbine mixte à action et réaction. Turbines à étages multiples de pressions et de vitesses. Avec des turbines à action, il semble que le refroidissement soit plus actif. De plus, grâce à la détente dans les tuyères, les gaz subissent un refroidissement plus énergique.

Nous ne saurions mieux terminer cette étude qu'en résumant la très intéressante discussion qui a eu lieu à la Société des Ingénieurs civils sur cette question si actuelle.

D'après M. Deschamps, appliquer la loi de Carnot à la température supposée de combustion des gaz, évaluée par un procédé choisi de préférence, sans motif réel, alors que cette température ne pourrait être connue que précisément par la vérification expérimentale, que l'on n'a pas tentée, de cette même loi de Carnot à la même température, c'est un cercle vicieux.

Le principe de Carnot est inapplicable ici. En supposant cependant qu'on l'admette et que les températures soient connues, ce n'est pas l'égalité de Carnot, mais l'inégalité de Clausius  $\int \frac{dq}{T} < 0$  qui devrait être écrite, les termes négatifs ayant, dans les plus nombreux cas, une valeur très supérieure à celle des termes positifs. On sait que c'est la loi qui s'applique aux cycles non réversibles.

La loi de Carnot ne s'applique qu'aux cycles réversibles et comment peut-on appeler cycle toute une série de trans-

formations où l'on part, par exemple, de pétrole et d'air, pour aboutir à des fumées que l'on serait matériellement incapable de transformer, à nouveau, en pétrole et air? Quelle opération peut être moins réversible qu'une explosion?

Pourquoi aller chercher l'appui des lois qui ne se peuvent démontrer rigoureusement ni contrôler, alors qu'il est si facile de raisonner sur ce qui est visible et mesurable. Il y a, notamment, les diagrammes qui s'établissent si facilement dans les moteurs à gaz à piston et que l'on pourra construire par points pour les turbines.

Leur examen évite les erreurs singulières qui ont fait perdre tant de temps et d'argent à une multitude d'Ingénieurs, telles que la recherche de la combustion isothermique. La lecture du premier brevet Diesel est frappante à ce sujet, et certains ont encore la conviction que la combustion se fait à température constante dans ce moteur, et l'idée bizarre que cela constituerait un avantage.

Ces observations prouvent que l'on ne saurait admettre *a priori* les conclusions des ingénieurs qui admettent que le cycle de Carnot est approprié aux turbines à gaz.

D'autre part, il est juste de rappeler que les forts rendements thermiques que le cycle de Carnot permet de réaliser ne sont obtenus qu'au moyen de compressions considérables et de masses énormes. Par suite, le compresseur, qui constitue justement le point faible des turbines à gaz, prend une importance excessive et les pertes mécaniques risquent d'absorber tout le travail utile.

Considérons maintenant le cycle Diesel. Théoriquement, le cycle de Diesel diffère du cycle de Carnot par la substitution d'une compression entièrement adiabatique aux deux compressions successives, isothermique et adiabatique, de Carnot. La cession de chaleur au réfrigérant se produit alors par non-fermeture du cycle.

Ici encore, il faudra une détente considérable pour réaliser une introduction de chaleur  $Q$  suffisante.

Même en admettant que la température de combustion obtenue à la fin de la compression adiabatique puisse atteindre  $860^{\circ}$  (ce qui correspond à une compression de 35), on aura :

pour	$Q = 100$	200	300 calories
	$\frac{p_2}{p_3} = 6$	37	220

On ne peut donc pas dépasser une introduction de 200 calories, et déjà, avec ce chiffre, il n'y aurait pas de détente adiabatique.

La température maxima du cycle doit donc résulter du commencement de la combustion, et être supérieure à celle produite par la compression, ou bien la courbe de combustion se maintient au-dessus de l'isotherme.

En tous cas, ce cycle ne semble pas convenir aux turbines à gaz.

A ces observations, M. Sekutowicz a répondu dans une note parue dans les Mémoires de la Société des Ingénieurs civils (mai 1906).

A ses yeux, le rendement du cycle de Carnot ne doit être considéré que comme une sorte de critérium ; ce cycle n'a été examiné que comme cas particulier et pour conclure, d'ailleurs, à l'impossibilité de sa réalisation. Mais une critique plus grave a été apportée, ne tendant à rien moins qu'à dénier toute utilité à la discussion du mode d'évolution basée sur la considération des cycles.

Il est indispensable de préciser à ce point de vue. Sans doute nous ignorons la forme exacte de la loi de détente. Nous savons seulement qu'elle peut être, en pratique, représentée par une formule analogue à celle de Poisson et dont l'exposant sera déterminé par l'expérience. Ceci admis, le travail fourni par une détente adiabatique et l'abaissement de température corrélatif sont bien définis et calculables sans erreur.

Le travail dépensé dans la compression, soit adiabatique, soit isothermique, n'est pas moins défini ni calculable.

Quant à la chaleur fournie au corps évoluant, sa détermination repose sur la connaissance des chaleurs spécifiques qui varient, comme chacun sait, avec la température et la pression, suivant des lois expérimentales dont on peut, en principe au moins, tirer un calcul exact de l'élévation de température corrélative d'une introduction de chaleur donnée.

Par suite, et sans recourir en rien au principe de Carnot, on peut calculer, comme l'ont fait tous les auteurs qui se sont occupés des moteurs thermiques, la quantité de chaleur dépensée  $Q$ , celle emportée par les gaz brûlés  $q$ , ou soustraite au fluide évoluant pendant la compression  $q'$ , et en déduire quelle est la quantité de chaleur transformée en travail utile. Le principe de la conservation de l'énergie suffirait effectivement à montrer que la quantité de chaleur transformée en travail sera égale à  $(Q - q - q')$  en supposant le rendement mécanique des différents organes égal à l'unité.

Ce qui précède est rigoureux si l'on envisage seulement des machines à air chaud. Il n'en est plus de même si l'on fait intervenir une réaction chimique, telle qu'une combustion, parce qu'il faudra tenir compte du changement d'état des corps, de la dissociation, etc. Mais il n'en sera pas moins possible, fût-ce par la voie empirique, de déterminer l'élévation de température et de pression correspondant à une introduction de chaleur  $Q$ , et par suite de calculer le rendement de l'opération par la méthode, en quelque sorte terre à terre, qui nous occupe.

Lorsqu'on envisage la question des turbines à gaz dans son ensemble, on ne peut pas se proposer d'étudier tous les mélanges combustibles imaginables. Le mieux est donc de prendre pour type l'air pur et d'examiner la turbine à air chaud en considérant comme une sorte de critérium les résultats théoriques qu'elle donnerait.

C'est ce qui a été fait. Mais n'a-t-on pas le droit, à l'exemple des auteurs qui se sont occupés des moteurs à gaz, comme MM. Witz, Moreau, etc., ou des turbines à gaz, comme MM. Neilson, Bauman, etc., d'utiliser, en vue d'une première approximation, les formules simples applicables aux gaz parfaits ; ou bien doit-on, au contraire, tenir compte dès l'abord des formules plus précises basées sur la variabilité des chaleurs spécifiques ? Cela ne paraît pas nécessaire et il ne semble pas que cette simplification puisse ôter toute valeur à la discussion.

Quant aux observations et critiques d'ordre pratique, elles ne semblent pas non plus absolument fondées. On a dit qu'il était impossible de réaliser une compression isothermique et d'autre part que le rendement  $\eta_c$  du compresseur admis n'était pas réalisable. Sur le premier point, les résultats indiqués concernant les compresseurs de Billancourt et ceux fournis par M. Rey au cours de la discussion montrent qu'avec une compression étagée avec refroidissement intermédiaire on arrive déjà très près du but. Ajoutons que les expériences de la Société *L'Isothermie* fourniront également des données très intéressantes. Quant au rendement mécanique, il atteint 0,70 dans le premier corps et seulement 0,53 dans le quatrième, soit 0,64 pour la moyenne des quatre corps, chiffre voisin de ceux obtenus avec le compresseur multicellulaire de Béthune (400 chevaux).

En ce qui concerne la détente on a dit au cours de la discussion que cette phase de l'évolution ne serait pas adiabatique, parce qu'il faudrait recourir à un refroidissement énergétique de la tuyère. On est réduit sur ce point à des conjectures, mais tout porte à croire que l'on pourra construire la tuyère en matière réfractaire (en carborundum poli, par exemple, comme l'auteur a pu le faire sans difficulté), de sorte que le refroidissement sera inutile ou négligeable.

Quant à la température finale admise pour la détente, elle



a été jugée trop élevée par les uns, trop faible par les autres. Il résulte néanmoins de la discussion que la valeur de 700 degrés absolus adoptée est admissible et doit cependant plutôt être considérée comme une limite supérieure. On peut, en effet, éprouver des craintes sérieuses pour les aubes mobiles soumis à des températures supérieures à celle du rouge et brusquement refroidis par un jet de vapeur ; ces effets, se répétant à des intervalles de temps de l'ordre du  $1/200$  de seconde, semblent devoir amener rapidement des changements de texture moléculaire. Il n'en serait pas de même en se tenant au-dessous du rouge, c'est-à-dire aux environs de 700 degrés absolus.

M. Sekutowicz clot la discussion par les conclusions suivantes :

1° Malgré ce qu'elles présentent de séduisant les *turbines à explosion* ne paraissent pas susceptibles de fournir une solution à bref délai, à cause de la difficulté de réaliser de très grandes détente, ces grandes détente étant nécessaires pour refroidir suffisamment les mélanges relativement riches que ces turbines nécessitent. En outre, des difficultés pratiques considérables (soupape d'aval, régime d'écoulement variable, etc.) s'opposent à la réalisation prochaine des turbines à explosion ;

2° Dans l'état actuel de nos connaissances, les *turbines à combustion* sont beaucoup plus réalisables, mais à condition :

D'employer une grande détente (correspondant à un rapport de pression au moins égal à 30 ;

De comprimer suivant le mode isotherme ;

D'échapper sous pression réduite au-dessous de celle de l'atmosphère ;

D'échapper à 700 degrés absolus au plus sans recourir à un refroidissement artificiel ou une injection de gaz ;

De faire de la récupération.

Nous ne croyons pas que l'on puisse demander des con-

clusions plus précises à une discussion de ce genre, et nous sommes heureux que la discussion ait fourni l'occasion à M. Rey de produire, devant la Société des Ingénieurs civils, les résultats obtenus avec le premier grand compresseur multicellulaire qui ait été construit jusqu'ici. Ces résultats montrent la possibilité de réaliser la compression dans des conditions capables d'assurer aux turbines à combustion un rendement acceptable, car il ne faut pas limiter à 7 le rapport de détente, mais bien le porter à 30 environ en échappant sous pression réduite à  $1/4$  ou  $1/3$  d'atmosphère. Or, on peut espérer, comme nous l'avons vu, d'après les résultats obtenus à Béthune, réaliser une solution de ce genre qui donnerait un effet utile total  $\rho\eta$  de l'ordre de grandeur de 0,20 au moins.

Une turbine à gaz à combustion ainsi établie serait-elle plus simple qu'un moteur à gaz de haut-fourneau, par exemple? C'est ce que l'expérience seule montrerait. Mais on peut être sûr qu'il se révélerait des applications auxquelles elle serait industriellement mieux adaptée. Cela seul justifierait les recherches théoriques et pratiques auxquelles ces machines donnent lieu.

On peut dire, en tout cas, avec M. Bochet, et ce sera notre conclusion, qu'il serait extrêmement désirable que les recherches de laboratoire nécessaires pour élucider les nombreux points encore obscurs de la théorie, soient bientôt entreprises dans notre pays. Des essais d'un caractère à la fois scientifique et industriel comme ceux qui se multiplient depuis quelques années dans les laboratoires des écoles techniques étrangères seraient le plus sûr moyen de conduire sans heurts la turbine à gaz vers sa réalisation pratique qui paraît n'être plus qu'une question de temps.

---

## CHAPITRE V

—

### CONCLUSION AVENIR DES TURBINES A GAZ

Pour ne pas être accusé de partialité, nous allons donner successivement, en terminant cette monographie de la turbine à gaz, l'opinion de ceux qui doutent de cette nouvelle machine thermique et celle de ceux qui, au contraire, sont pleins d'espoir.

Au nombre des prophètes pessimistes, il convient de ranger M. Dugald Clerk, célèbre par ses travaux sur les moteurs à gaz. Tout récemment, il prenait la turbine à gaz comme sujet de son discours présidentiel, lu le 3 novembre 1903 devant les membres de la Junior Institute of Engineers. D'après lui, elle serait irréalisable avec les matériaux et les procédés dont nous disposons actuellement. Il a fait ressortir très judicieusement les difficultés du problème.

On conçoit aisément que l'on puisse actionner une turbine au moyen de gaz portés à une forte pression par combustion continue ou par des explosions. Il n'y a là rien d'impossible, théoriquement ; il faut remarquer seulement que la production du fluide moteur exigeant des organes spéciaux (compresseurs, chambre d'allumage, etc.) rendrait, pour les machines à gaz, la turbine plus compliquée que le moteur à piston, à l'inverse de ce qui a lieu avec la vapeur. Mais le grand obstacle est la chaleur développée. Il ne faut pas songer à faire entrer dans les aubes d'une turbine analogue à une turbine à vapeur, des gaz à

une température aussi élevée que celle que l'on obtient à l'intérieur des moteurs à gaz actuels.

On atteint, dans ces derniers, 2000° au moment de l'explosion ; cette température élevée y est sans inconvénient grave, parce que ce n'est qu'un maximum, bien supérieur à la température moyenne des gaz pendant les diverses phases qui se succèdent dans le cylindre. Au contraire, dans une turbine, la marche des gaz étant continue, la température en chaque point serait constante, et, au sortir de la chambre d'explosion, deviendrait égale à celle qui, dans les machines alternatives, est un maximum.

De plus, les gaz dans ces dernières, ne sont en contact que par leur périphérie avec les parois métalliques que l'on peut d'ailleurs refroidir aisément sans causer une perte de chaleur excessive, tandis que dans la turbine, la masse entière des gaz serait comme brassée au contact de nombreux aubages métalliques. (Dans une turbine du genre Parsons, par exemple, le gaz circule à travers une multitude de lames métalliques sur lesquelles frotte chaque molécule).

Si on voulait refroidir les aubes par une circulation d'eau, en supposant qu'on puisse le faire, ce qui n'est pas sans complication, on enlèverait aux gaz la plus grande partie de leur chaleur et les pertes seraient énormes.

On ne peut donc pas envoyer directement dans la turbine les gaz carburés à leur température initiale sous peine de faire fondre les aubes. Pour que des lames d'acier puissent avoir quelque durée, il ne faut pas en effet les soumettre à plus de 700°. Encore à cette température, M. Dugald Clerk estime-t-il qu'elles ne seraient pas sans subir une rapide oxydation, car le fluide moteur n'est pas ici de la vapeur d'eau, mais un mélange gazeux dont la combustion, pour être complète, a exigé un excès d'oxygène.

Il serait désastreux d'autre part, au point de vue thermodynamique, de se résigner à une limite supérieure de température aussi faible que 700°, limite à laquelle corres-

pondrait un cycle dont le rendement serait bien inférieur à celui des cycles suivis dans les machines à piston.

Il faudrait donc trouver un artifice pour abaisser la température entre la chambre de combustion et les aubes, tout en utilisant la puissance que représente la quantité de chaleur produite.

De nombreux moyens ont été proposés.

M. Dugald Clerk rappelle ceux que nous avons indiqués dans le cours de cette étude ; un des plus ingénieux consiste à laisser les gaz se détendre dans un ajutage divergent où ils transforment une partie ou la totalité de leur énergie calorifique en énergie cinétique.

On a également proposé de mélanger aux gaz carburés de l'air froid dans une sorte d'injecteur, mais on augmenterait considérablement la masse des gaz qui sortent chauds à l'échappement, et ceci causerait une diminution de rendement.

On a aussi essayé d'utiliser une partie de la chaleur, produite dans la chambre de combustion, à la production de vapeur d'eau que l'on peut soit mélanger aux gaz carburés, soit employer dans une partie spéciale de la turbine. On réalise ainsi la turbine mixte.

M. Dugald Clerk, s'attaquant au type à ajutage, a affirmé qu'il était impossible d'en obtenir un rendement comparable à celui des machines à piston. Une turbine de cette espèce comprendrait un compresseur, une chambre de combustion, un système d'ajutages divergents et la turbine proprement dite. M. Dugald Clerk prend comme exemple une turbine où il attribue aux rendements des diverses parties, des valeurs forcées supérieures, dit-il, à celles que l'on obtient aujourd'hui :

Rendement du compresseur . . . . .	0,9
» des ajutages . . . . .	0,9
» de la turbine proprement dite. . . . .	0,8

Il suppose que l'on fasse fonctionner une telle turbine

selon un cycle dont le rendement thermodynamique est de 80 % et où le rapport du travail négatif (compression) au travail total est de 40 %.

On doit fournir au compresseur  $0,4 : 0,9 = 0,445$  du travail total.

D'ailleurs les gaz, après avoir traversé les ajutages, n'ont plus que 0,9 de leur énergie mécanique et, la turbine ayant un rendement de 80 %, on ne recueille que  $0,9 \times 0,8 = 0,72$  de cette dernière. On dépense 0,445 à la commande du compresseur. On n'utilise donc que 27,5 % de l'énergie mécanique des gaz, et comme le rendement thermodynamique est de 0,8, ceci ne représente que 22 % de leur énergie calorifique.

Et encore M. Dugald Clerk a-t-il négligé volontairement les pertes de chaleur par radiation et conductibilité.

Ses calculs, peut-être pessimistes, sont de nature à refroidir quelque peu l'enthousiasme de ceux qui croyaient à l'avènement prochain de la turbine à gaz idéale, devant rejeter aux musées rétrospectifs les machines actuelles à piston.

Il est tout au moins certain que pour voir une turbine à gaz de cette espèce rivaliser avec les moteurs perfectionnés actuels, il faudrait préalablement améliorer le rendement des compresseurs et des turbines, et mettre au point un ajutage divergent qui permet d'obtenir, presque sans perte appréciable d'énergie, une détente comparable à celle que réalise un piston. Cette dernière question serait particulièrement à étudier, et il faudrait que l'on entreprit des expériences en nombre suffisant, afin de déterminer la forme convenable à donner aux ajutages pour avoir le minimum de frottement.

D'autres ingénieurs partagent également les opinions pessimistes de M. Dugald Clerk ; mais fort heureusement, la turbine à gaz a trouvé aussi des champions ré-

solus qui croient fermement en son avenir industriel. D'après MM. Sekutowicz, Armengaud, Deschamps, déjà cités, on peut prédire aux turbines à gaz un champ d'applications très étendu et il est vraisemblable que les recherches pratiques feront ressortir en outre des avantages particuliers difficiles à prévoir *a priori*, ainsi que le fait s'est produit pour les turbines à vapeur.

Le rendement thermique des nouvelles machines sera supérieur à celui des moteurs à gaz, mais à cause du faible rendement mécanique actuel des turbines, l'effet utile total sera du même ordre de grandeur que celui des moteurs Diesel, etc., et des moteurs à gaz de haut-fourneau donnant le cheval effectif avec une dépense de 2 000 calories.

Aucune invention sensationnelle ne pourra, selon toute vraisemblance, modifier ces résultats dans l'avenir. Seuls les progrès continus réalisés dans la construction des turbines pourront améliorer le rendement industriel par la diminution des pertes mécaniques.

La turbine à gaz ne saurait donc être une panacée, ni être appelée à détrôner les turbines à vapeur. Lorsqu'il s'agit de consommer la houille ordinaire, rien ne surpasse la chaudière à vapeur. Mais avec les autres combustibles, pétrole, hydrocarbures divers, alcool, gaz pauvre, gaz de haut-fourneau, etc., la combustion directe est avantageuse. Elle permet d'éviter les pertes de chaleur souvent importantes dans les chaudières et de supprimer l'encombrement et les dangers qui sont inhérents à leur-emploi.

L'utilisation des gaz des hauts-fourneaux, des fours à coke, etc., présentera un débouché d'une importance considérable pour les turbines à gaz, qui remplaceront avantageusement les moteurs excessivement encombrants dont on dispose actuellement.

La turbine à gaz présentera d'ailleurs, pour la commande des dynamos et des alternateurs, les mêmes avantages que

la turbine à vapeur. Il en est de même en ce qui concerne la propulsion des navires.

Dans un ordre d'idées un peu différent on peut espérer réaliser dans cette voie des moteurs excessivement légers applicables à la navigation aérienne.

On peut donc prédire aux turbines à gaz un champ d'applications très étendu et il est vraisemblable que les recherches pratiques feront ressortir en outre des avantages particuliers, difficiles à prévoir *a priori*, mais d'un grand intérêt industriel, comme on le constate lors de l'apparition de tout moyen d'action nouveau.

En résumé, les turbines ont, sur les moteurs à gaz à piston, des avantages considérables.

On peut y détendre les gaz jusqu'à la pression de l'atmosphère, tandis que l'on est limité à 2,5 kg. environ dans les moteurs actuels, et que la pression serait encore plus grande à l'échappement, si la perte aux parois n'avait une action aussi néfaste.

Sans se faire trop d'illusion, il est certain que cette cause de déchet sera fortement réduite dans les turbines.

Ces motifs suffisent à assurer un avantage considérable aux turbines par rapport aux moteurs à piston, et dépassent beaucoup l'inconvénient capital qui est celui de la compression, inconvénient moins grave dans les turbines à explosion.

Le fonctionnement de ces turbines à explosion présente, évidemment aussi, une difficulté assez sérieuse, à cause des irrégularités du flux, ainsi que M. Sekutowicz l'observe après M. Stodola.

On peut éviter ces deux difficultés en divisant la détente en une série de phases, de façon que, si l'explosion produit une pression maxima de 20 kilogrammes par exemple, les explosions successives maintiennent, dans une première chambre, une pression variant de 19 à 20 kilogrammes,



dans une autre chambre de 18 à 19 kilogrammes, etc., jusqu'à la pression atmosphérique.

Le résultat peut être obtenu par des dispositions très simples et l'inconvénient signalé être ainsi supprimé.

D'autre part, les difficultés dont on a souvent parlé et qui sont relatives à la haute température des gaz brûlés, même détendus, sont résolues expérimentalement aujourd'hui. Les essais de MM. Lemale et Armengaud sont caractéristiques.

On peut donc dire, contrairement à l'opinion communément admise, que la turbine à gaz trouve la voie toute tracée, que son développement sera rapide et très vraisemblablement sans grands heurts, si l'on utilise les considérables travaux faits déjà au sujet de la turbine à vapeur et des moteurs à gaz.

La turbine à gaz permet les longues détenteurs qui sont interdites au moteur à gaz. Elle doit avoir les avantages de la turbine à vapeur, légèreté, faible encombrement; mais elle est très supérieure à sa sœur par son rendement thermique, préférable même à celui du moteur à gaz.

Enfin, la turbine à pétrole, sans chaudière, sans gazogène, réalisera certainement la conception idéale de la machine à grande puissance sous un faible volume, dont les applications se multiplient tous les jours.

---



## QUATRIEME PARTIE

---

TURBINES A GAZ FACILEMENT LIQUÉFIABLES



## CHAPITRE PREMIER

### CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES

La vapeur d'eau et les gaz combustibles ne sont pas les seuls fluides qui peuvent être utilisés pour actionner les moteurs rotatifs et les turbines.

Dès 1820, Humphry Davy avait indiqué la route à suivre en proposant de faire agir les gaz inertes, comme la vapeur d'eau, dans une machine à piston. Brunel, du Tremblay, Lafont, Tissot et une foule d'autres chercheurs entreprirent successivement la réalisation de cette conception. La plupart des moteurs essayés étaient à mouvement alternatif. Ils ne réussirent pas industriellement.

Il semble cependant que l'idée de substituer à la vapeur un autre fluide élastique mériterait d'être reprise. Si nous étudions, en effet, le tableau donnant les forces élastiques de certains gaz et de certaines vapeurs, nous constatons que plusieurs d'entre eux présentent des propriétés spéciales susceptibles d'être utilisées pour la production de l'énergie cinétique.

Signalons particulièrement l'acide carbonique, l'ammoniaque, l'anhydride sulfureux, l'éther, le chloroforme.

Rappelons d'abord les constantes relatives à la vapeur d'eau :

A	0°	la tension de la vapeur d'eau est. . . .	0,46	cm de mercure
	10°	»	0,92	»
	25°	»	2,36	»
	50°	»	9,20	»
	75°	»	28,85	»
	100°	»	76,00	»

Au-dessus de 100° :

A 110° la pression de la vapeur d'eau est . . .	107,53	»
125° » »	174,88	»
150° » »	358,12	»
175° » »	671,74	»
200° » »	1 168,69	»

La pression correspondante (pression effective en kilogrammes par cm<sup>2</sup>) est :

A 120° . . . . .	1 kg.	175° . . . . .	8 kg.
125° . . . . .	1,4 kg.	200° . . . . .	15 kg.
150° . . . . .	4 kg.	214° . . . . .	20 kg.

Comme on le voit, la force élastique de la vapeur d'eau ne croît pas très rapidement entre 100 et 200 degrés.

Les constantes intéressantes à connaître sont, d'ailleurs, non seulement les forces élastiques et les températures de vaporisation, mais encore la chaleur spécifique et la chaleur de vaporisation.

Or, on a (chaleurs spécifiques, sous pression constante) :

Eau . . . . .	1 000
Ammoniaque . . . . .	0,5084
Vapeur d'eau . . . . .	0,4805
Vapeur d'alcool . . . . .	0,4534
Vapeur d'éther . . . . .	0,4797
Acide carbonique . . . . .	0,2169
Vapeur de chloroforme . . . . .	0,1567
Acide sulfureux . . . . .	0,1544

La chaleur spécifique d'un corps étant le nombre de calories nécessaires pour élever de 1° la température d'un kilogramme de ce corps, on conçoit que l'on ait intérêt *a priori* à choisir le fluide qui possède la chaleur spécifique la plus faible, en tenant compte, évidemment, de ses autres propriétés physiques et chimiques.

Pour les chaleurs latentes de volatilisation, on peut considérer soit la chaleur de vaporisation proprement dite, c'est-à-dire le nombre de calories qu'absorbe 1 kilogramme

de ce liquide pour se vaporiser sans élévation de température, soit la chaleur *totale* de vaporisation (quantité de chaleur qu'il faut donner à 1 kilogramme de ce liquide pour l'amener depuis son point de fusion jusqu'à l'état de vapeur à T°). Pour l'eau, entre 0° et 100°, on a 637 calories.

Pour l'alcool, Despretz a trouvé (chaleur de volatilisation) . . .	331,9
« l'éther . . . . .	174,5
« l'essence de térébenthine . . . . .	166,2
Pour l'alcool amylique, Favre et Silbermann ont trouvé . . . .	121,3
« l'éther sulfurique . . . . .	91
« l'esprit de bois . . . . .	263

(Comme on le voit, la concordance est loin d'être absolue).

Regnault a déterminé la chaleur de volatilisation des gaz liquéfiés. Malheureusement, les résultats de ses recherches ont disparu en 1870 pendant le pillage de la manufacture de Sèvres où il avait installé son laboratoire.

Voici cependant quelques données, retrouvées dans les décombres :

	Acide carbonique	Ammoniaque	Ether chlorhydrique
Calories . . . . .	39,53	260,1	100,09
Pression . . . . .	23 836 mm	4 923 mm	1 041
	Chaleur latente de vaporisation	Chaleur totale	

MM. Chappuis, Mathias, etc., ont repris la question. Ils ont trouvé comme chaleur latente à 0° : 91,7 calories pour l'acide sulfureux et 56,25 pour l'acide carbonique.

Regnault avait déjà enrichi la science d'un très grand nombre de résultats relatifs aux tensions des vapeurs de divers liquides, parmi lesquels le chloroforme, l'éther, l'acide sulfureux... présentent un intérêt spécial au point de vue de la force motrice. Voici une partie de ces résultats.

Température	Alcool	Ether	Chloroforme	Benzine
— 20	3mm,3	67mm,5		
— 10	6 ,6	113 ,3		
0	12 ,8	183 ,3		2mm,1
+ 10	24 ,3	286 ,4		2 ,9
+ 20	44 ,5	433 ,3	160mm,5	4 ,4
+ 40	133 ,6	909 ,6	366 ,2	10 ,8
+ 60	350 ,3	1728 ,5	751 ,0	26 ,5
+ 80	812 ,7	3024 ,4	1404 ,6	61 ,3
+ 100	1694 ,9	4950 ,8	2426 ,5	131 ,1
+ 120	3219 ,7	7702 ,5	3916 ,2	257 ,2
+ 150	7258 ,7		7226 ,5	605 ,2

Pour les gaz liquéfiés, Regnault a obtenu les résultats suivants :

Température	Acide sulfureux	Ammoniaque		Acide carbonique
— 78°2	»	157mm,9	— 78°2	température d'ébullition
— 40	»	528 ,6	— 25	17,12 atm.
— 20	479,5	1397 ,7	— 15	25,13
— 10	762,5	2149 ,5	+ 5	30,84
0°	1165,1	3162 ,9	— 5	40,47
+ 10	1719,6	4612 ,2	+ 15	52,16
+ 20	2462,0	6467 ,0	+ 25	66,06
30	3431,8	8832 ,2	+ 35	82,16
40	4670,2	11776 ,4	+ 45	100,40
50	6220,0	»		Andrews

Ces diverses données sont, on le conçoit, fort utiles pour déterminer les caractéristiques d'une combinaison remplaçant la vapeur par un autre fluide. Comme on l'a dit, il semble que l'on a intérêt à choisir un liquide ou une vapeur possédant une chaleur spécifique faible, une chaleur de vaporisation peu élevée et par contre une force élastique croissant rapidement avec la température. Dans ce cas, la dépense de



combustible, représentée par les calories dépensées, serait minima. Mais d'autres considérations doivent intervenir : la nature du fluide et ses propriétés particulières ont une grande importance. On comprend parfaitement, par exemple, que l'éther, la benzine et même l'alcool, ne puissent être employés dans tous les cas à cause de leur extrême inflammabilité. De même, l'ammoniaque, l'anhydride sulfureux ne laissent pas que de dégager une odeur suffocante. Enfin, il est d'autres substances qui attaquent les métaux. Le problème est donc complexe.

Nous allons passer en revue les diverses combinaisons qui ont été proposées et essayées pour le résoudre.

Nous commencerons par les liquides facilement vaporisables tels que l'éther, la benzine, l'alcool., et nous étudierons ensuite les gaz facilement liquéfiables, tels que l'acide carbonique, le gaz ammoniac, l'acide sulfureux...



## CHAPITRE II

### TURBINES A ÉTHER, ALCOOL, BENZINE

Pour utiliser les calories qui sont perdues dans les machines à vapeur ordinaires, (dans les moteurs à haute pression, la vapeur s'échappe dans l'atmosphère, emportant la chaleur inutilisée ; dans les machines à condenseur, la vapeur cède à l'eau le calorique qu'elle renferme et qui est aussi également perdu), Du Tremblay avait imaginé d'employer cette vapeur à échauffer de l'éther ; celui-ci, une fois transformé en vapeur, agissait sur un moteur convenable. Quant à la vapeur, elle se condensait et, par un ajustage particulier, retournait à la chaudière.

L'éther lui-même, après avoir accompli son travail, passait à travers une boîte remplie de petits tubes creux, constamment refroidie par un courant d'eau. Il s'y condensait, puis, repris par une pompe, il revenait au vaporisateur, où il était de nouveau volatilisé par un jet de vapeur, et ainsi de suite.

L'économie constatée avec cette machine mixte à vapeur d'eau et d'éther fut de 50 % sur le combustible. Dans le système Du Tremblay, le fluide agissait sur deux moteurs à piston ; mais il semble que l'on pourrait parfaitement se servir de turbines à haute et basse pression. La première serait alimentée par de la vapeur ordinaire et la seconde par de la vapeur d'éther. Au lieu de l'éther qui ronge les pièces métalliques, on a proposé et expérimenté le chloroforme, l'alcool, la benzine. Dans la machine *Tissot*, le chloroforme était additionné de 2 parties d'huile essentielle.

Les usines *Escher Wyss et C<sup>o</sup>*, de Zurich, construisaient, il y a quelques années, des moteurs fort ingénieux à vapeur de naphte ou à benzine, pour la navigation sur les lacs. Ces petites machines étaient caractérisées par l'absence complète de vapeur d'eau. Le rendement était, parait-il, excellent et si le moteur à explosion n'avait fait son apparition et conquis rapidement l'une des premières places dans l'industrie, on aurait très probablement vu plus d'un naphtha-boat dans les meetings de canots automobiles.

---

## CHAPITRE III

---

### TURBINES A ACIDE CARBONIQUE

L'un des premiers corps que l'on chercha à utiliser dans les machines pour remplacer la vapeur d'eau fut l'acide carbonique. Il n'a pas d'odeur désagréable, n'est pas combustible, est d'un prix peu élevé et présente ainsi de sérieux avantages.

**Moteur Brunel.** — C'est dans le but, toujours poursuivi, d'augmenter le rendement des machines, que l'ingénieur *Brunel* imagina son moteur à acide carbonique.

Son appareil était formé de cinq cylindres communiquant entre eux : les deux cylindres extrêmes, qui contiennent de l'acide liquéfié, jouent alternativement le rôle de chaudière et de condenseur. A cet effet, ils renferment un serpentín ou plusieurs tubes cylindriques dans lesquels on fait passer successivement de l'eau chaude et de l'eau froide.

Le fonctionnement de l'ensemble était fort simple. Quand on chauffe d'un côté (côté gauche par exemple) et que l'on refroidit de l'autre (à droite), on détermine un courant gazeux allant de gauche à droite. Si l'on chauffe à droite et refroidit à gauche, le courant est de sens inverse. On conçoit qu'il est aisé d'utiliser ce courant dans un appareil moteur quelconque, cylindre ou turbine.

L'ingénieur Brunel employait un système de piston fort défectueux, aussi les résultats furent-ils plus que médiocres.

**Moteur Ghilliano et Cristin.** — L'idée de Brunel était bonne cependant et méritait d'être reprise. Elle le fut avec plus ou moins de bonheur par un certain nombre d'inven-

teurs parmi lesquels il convient de citer MM. Ghilliano et Cristin, Marquis, etc. Les premiers prirent un brevet en 1855 pour un dispositif assez ingénieux qui fut expérimenté non sans succès.

L'acide carbonique liquide est renfermé dans un canon épais, en fer forgé et embouti, d'où il passe dans un cylindre pour agir sur un piston ; mais il est évident que l'on pourrait utiliser également un moteur rotatif. Le cylindre, chauffé au bain-marie, fait l'office de chaudière (la température intérieure est de 90° environ) ; l'acide liquide s'y gazéifie en poussant le piston, puis il sort par le tube d'échappement et se rend au condenseur. Ce dernier est formé d'un serpentín en fer forgé plongeant dans une cuve d'eau. Le gaz, arrivant avec toute sa pression dans ce tube froid, se condense instantanément. Une pompe le reprend et le renvoie à l'état liquide, dans le cylindre, où il travaille sur l'autre face du piston de la même manière que précédemment, et la même série d'opérations recommence.

Tandis que l'acide carbonique était soumis dans le moteur Brunel à un mouvement alternatif, ici, il effectue une course circulaire, continue et ininterrompue, ce qui constitue un avantage sérieux. La perte de calorique est beaucoup plus faible, la chaudière et le condenseur ne changeant pas de température.

Comme dans les moteurs à éther ou benzine, c'est toujours la même quantité de fluide qui travaille. L'acide carbonique est tour à tour vaporisé, condensé, recueilli et réchauffé ; c'est le même volume de gaz qui agit. Il suffit, pour parer aux fuites et pertes inévitables, d'ajouter un peu d'acide liquéfié à celui de la chaudière.

Etant donnée la pression formidable atteinte à la température de bain-marie (à 100° elle est de 133 atmosphères, soit 158 kilogrammes par centimètre carré), les diverses pièces du mécanisme doivent être d'une construction irréprochable. C'est ainsi que la chaudière avait été calculée pour résister à une pression de 500 atmosphères.

**Moteur Marquis.** — *M. Marquis* a repris, non sans bonheur, l'idée de MM. Ghilliano et Cristin. Il a établi un petit moteur qui semblait appelé à un succès durable et l'on peut se demander pourquoi il n'a pas fait l'objet d'une exploitation régulière. Il semble qu'en lui faisant subir quelques modifications de peu d'importance, on le rendrait applicable à l'automobilisme. Ne serait-il pas possible, par exemple, de le combiner aux moteurs du système Serpollet soit pour utiliser les calories perdues et l'employer concurremment avec la vapeur et le pétrole, soit pour créer un type distinct dans lequel on ferait usage des brûleurs ordinaires à pétrole ou des allumeurs? Il y aurait certainement dans cet ordre d'idées des recherches fort intéressantes à entreprendre. Elles devraient tenter les constructeurs soucieux d'obtenir des rendements élevés.

Le moteur Marquis, dans sa forme primitive, est formé d'un foyer, d'une chaudière et du mécanisme moteur.

Le socle est en fonte et fait corps avec l'enveloppe du fourneau. Ce dernier se chauffe au gaz d'éclairage, mais il est évident que dans bien des cas, on aurait avantage à employer le pétrole ou le gaz pauvre. Le bain-marie est emboîté dans l'enveloppe du foyer. C'est un récipient cylindrique en bronze, muni de deux robinets de jauge et d'une petite soupape à ressort. Un petit ajustage, fermé avec un bouchon à vis, permet d'introduire l'eau à chauffer. Un thermomètre gradué, dont la boule se trouve à l'intérieur, est fixé sur la paroi et sert à indiquer la chaleur de l'eau.

La chaudière mérite une description particulière. Elle est composée de trois épaisseurs d'un centimètre chaque, la première (intérieure) en cuivre, la seconde en fer forgé et embouti, et la dernière est une sorte de gaine en fonte coulée d'un seul bloc. Son poids est de 87 kilogrammes.

Ces trois épaisseurs s'arrêtent à la *couronne*, l'enveloppe de cuivre seule descend, en cône tronqué, jusqu'au bas. Les autres sont retenues d'une manière invariable par deux

larges cercles, frettés à chaud et entourant tout le cylindre. Ces cercles assurent encore une plus grande solidité à la chaudière.

Cette chaudière est simple, c'est-à-dire sans tubes ou bouilleurs. Le culot plongeant dans l'eau que contient le bain-marie, transmet facilement la chaleur à l'acide liquide.

Comme dans les machines verticales, le mécanisme moteur est fixé sur la chaudière. Sur les parois de celle-ci se voient les organes de sûreté employés dans les machines à vapeur : le tube de niveau, le manomètre et deux soupapes nouveau système. Sur le *ciel* se trouvent deux autres soupapes.

Différant en cela de MM. Ghilliano et Cristin, M. Marquis a rejeté l'emploi des pistons pour le bon fonctionnement desquels il faut ne pas trop serrer les bagues et presse-étoupes, ce qui cause, lorsqu'on se sert de la pression effrayante de l'acide carbonique, des fuites et des pertes impossibles à empêcher. Son mécanisme moteur est analogue à celui des petites turbines hydrauliques (roue Pelton, par exemple). C'est une roue à ailettes clavetée sur l'arbre de couche. Seulement, dans les turbines ordinaires, le courant qui pousse les ailettes est continu, tandis que, dans le moteur Marquis, chaque ailette ferme tour à tour l'ouverture du tuyau qui amène le fluide.

Lorsque le gaz a travaillé, il est refoulé dans un tube qui le conduit au condenseur, disposé exactement de la même façon que dans le système précédent, il s'y condense et tombe liquide dans un petit vase cylindrique placé à cet usage.

Le tuyau d'aspiration de l'injecteur Giffard se termine dans ce récipient. Lorsqu'on veut alimenter la chaudière, on ouvre les tuyères, l'acide est aspiré et retourne à la chaudière par un ajutage spécial pour recommencer à y être vaporisé et travailler de nouveau.

Tous les calculs ont été établis pour un moteur dont la puissance devient relativement considérable, en rapport

avec ses dimensions. Ainsi, il aurait, monté sur son socle bien entendu, 1,50 m. de hauteur, la chaudière 3 centimètres d'épaisseur et 0,30 de diamètre; le fourneau serait à 120 trous, brûlant, ouvert en plein de 3 000 à 3 800 litres de gaz à l'heure.

Le diamètre de la roue à ailettes serait de 0,32 c., le nombre des ailettes de 18, le condenseur d'une hauteur de 40 centimètres et d'un diamètre de 28 centimètres; le serpent en fer forgé faisant 15 tours sur lui-même et d'une épaisseur de 0,004 mm. d'épaisseur, en même temps que 0,022 mm. de section. Enfin la force développée serait d'environ 5 à 5 1/2 chevaux-vapeur. Comme l'indique M. de Graffigny (1), auquel nous empruntons ces divers renseignements, ces chiffres ne sont qu'approximatifs, les données étant fort incertaines.

La pression est ordinairement de 50 atmosphères. La chaudière est construite en vue de pouvoir subir un effort triple. C'est cette énorme pression qui fait la puissance de la machine, aussi pèse-t-elle moins, à force égale, qu'une machine à vapeur. Cela tient à ce que la chaudière est fort petite. Elle ne renferme que 50 litres de liquide pour arriver au niveau déterminé. Le bain-marie est d'une capacité de 20 litres.

La conduite de ce moteur est très facile. On règle l'intensité du foyer au moyen d'un robinet. Une fois que le thermomètre indique que l'eau est à 60 ou 80°, on laisse au gaz juste la chaleur nécessaire pour l'entretenir à cette température. Etant chauffée au gaz, la machine ne s'encrasse jamais. Il n'y a ni tubes à nettoyer, ni incrustations à enlever. Les produits de la combustion du gaz s'échappent par un tuyau à l'air libre.

L'un des avantages de cet appareil est l'absence de toute pièce volumineuse. Ainsi il n'y a pas de cheminée: quelques

(1) *Les moteurs anciens et modernes*, HACHETTE, 1881.



trous percés sur les côtés de l'enveloppe du fourneau suffisent pour laisser s'échapper l'air chaud produit par la combustion du gaz. N'ayant pas d'échappement d'aucune sorte, la marche est silencieuse ; de plus, comme il n'y a ni pistons, ni bielles, le mouvement peut avoir lieu sans chocs, sans secousses qui détériorent à la longue les meilleures machines à vapeur.

---

## CHAPITRE IV

--

### TURBINES A GAZ AMMONIAC

Les moteurs à gaz ammoniac diffèrent notablement des précédents. On pourrait sans doute employer ce gaz comme on l'a fait pour l'acide carbonique : liquéfaction, vaporisation, condensation (l'ammoniaque liquide bouillant à  $-33^{\circ},7$ , sa tension est de  $4,4$  atm. à  $0^{\circ}$  et de  $7$  atmosphères à  $15^{\circ}$ . Pour l'acide carbonique, on avait  $36$  atmosphères à  $0^{\circ}$ , le gaz bouillant à  $-78^{\circ}2$ ). On peut aussi recourir à un autre artifice et utiliser une propriété très caractéristique du gaz ammoniac : son extrême solubilité dans l'eau. On sait que l'absorption est instantanée et est accompagnée d'un fort dégagement de chaleur.

A  $0^{\circ}$  l'eau dissout  $1147$  fois son volume de gaz ammoniac, soit  $875$  grammes par litre. Cette solubilité diminue avec la température : ainsi à  $-16^{\circ}$  l'eau dissout  $1270$  volumes de gaz (soit  $0,968$ ), à  $10^{\circ}$ ,  $679$  volumes et à  $20^{\circ}$ ,  $526$  volumes ; à  $100^{\circ}$  la chaleur fait perdre tout l'ammoniac à sa solution. Ceci étant posé, nous pouvons signaler deux systèmes de moteurs à ammoniac, utilisant l'un la facile liquéfaction du gaz, l'autre sa solubilité.

Schématiquement, le premier système ne diffère pas de ceux qui ont été décrits pour l'acide carbonique. Dans l'appareil *Pietro Cordenons*, l'ammoniacque liquéfié est contenu dans un récipient de cuivre fondu d'un jet et pouvant supporter des pressions de  $15$  atmosphères. Ce vase est emboîté dans l'enveloppe du fourneau. Le foyer est une lampe mul-

tiflamme, alimentée à l'essence minérale ou au pétrole. Il suffit de très peu de chaleur pour gazéifier l'ammoniaque. Le moteur lui-même était à piston ; mais il semble préférable d'utiliser une turbine. Lorsque le fluide a travaillé, un tube de caoutchouc le ramène au condenseur qui est formé d'un simple récipient en fer rempli d'eau froide. Le tube passe à travers ce vase, le gaz qu'il contient se liquéfie et on le recueille par un robinet. Pendant la marche, l'alimentation s'opère automatiquement, grâce à une petite pompe qui chasse une certaine quantité de liquide dans la chaudière, où il se vaporise immédiatement. Le moteur P. Cordenons avait été appliqué à un aérostat.

Le moteur *Tixier*, de Bordeaux, utilise la seconde propriété du gaz ammoniac. L'ammoniaque, successivement séparé de l'eau et liquéfié, agit dans une machine rotative et se combine finalement à l'eau pour produire de la chaleur. L'idée de chauffer l'ammoniaque par une réaction chimique n'est peut-être pas complètement neuve, mais elle mériterait d'être reprise, car il semble qu'il y a là une conception susceptible de donner des résultats réellement intéressants.

Dans le moteur *Mac-Mahon*, essayé en Amérique, on chauffe l'ammoniaque liquide à  $+ 27^{\circ}$ , ce qui donne de la vapeur ayant une pression de 10,5 atm.

Cette vapeur peut actionner un moteur alternatif ou rotatif ou une turbine. Après avoir agi sur un piston ou une roue mobile, elle est recueillie dans un réservoir contenant de l'eau qui la dissout et l'absorbe dans une proportion égale à 1 700 fois son volume. Le réservoir qui reçoit la vapeur d'échappement entoure le réservoir à ammoniaque. Ce dispositif permet de réduire au minimum les pertes de calorique.

Le moteur *Mac-Mahon* a été appliqué à la propulsion des véhicules. Les résultats obtenus auraient été assez satisfaisants. Les fuites de gaz moteur atteindraient 10 % seulement pour toute une année et les frais de vaporisation et

de dissolution ne dépasseraient pas 0 fr. 19 par voiture-kilomètre.

Le plus grave inconvénient d'ordre pratique que semble présenter le moteur à ammoniacque liquéfié est certainement l'odeur désagréable et même dangereuse du gaz employé. Ajoutons de plus que la combinaison étudiée est loin d'être parfaite au point de vue théorique. En effet, la condensation et la dissolution des vapeurs dans le réservoir d'eau froide élèvent progressivement la température de la dissolution froide, tandis qu'au contraire, le dégagement continu de gaz abaisse la température de la dissolution chaude et par suite la force élastique des vapeurs qu'elle émet. Le fonctionnement de l'appareil tend donc vers un état d'équilibre défavorable au rendement.

Au lieu de gaz ammoniac, on a essayé d'utiliser tout simplement la vapeur d'eau; mais dans ce cas, il est nécessaire d'employer des solutions salines. Dans le moteur *Honingmann*, la vapeur d'eau de la chaudière est absorbée par une solution de soude qui s'échauffe alors à une température supérieure à celle de la vapeur absorbée. La combinaison est certainement ingénieuse, mais elle n'a pu réussir dans l'industrie par suite de l'action énergique exercée par les lessives de soude concentrées sur la tôle de fer.

---

## CHAPITRE V

### TURBINES A ACIDE SULFUREUX

On a proposé, soit d'établir des moteurs fonctionnant à l'acide sulfureux de la même manière que les moteurs à vapeur ou à gaz carbonique, soit d'utiliser simultanément la vapeur (ou le gaz) et l'acide sulfureux. C'est ainsi que

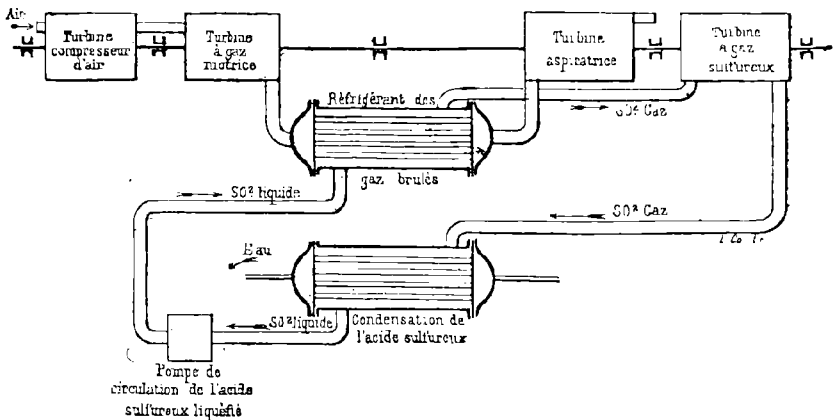


Fig. 151. — Turbine à acide sulfureux.

l'on pourrait employer les chaleurs perdues d'une turbine à gaz pour actionner une seconde turbine à gaz sulfureux. Dans le cas de la turbine à gaz, M. Sekutowicz a montré qu'on dispose de gaz s'échappant à 700 degrés environ et qu'il n'est pas avantageux de chercher à abaisser cette température par une diminution de l'introduction de chaleur.

D'autre part la chaleur soustraite aux gaz pendant la compression peut leur être enlevée au moins en partie par une circulation d'eau dans la double enveloppe du compresseur et par des faisceaux tubulaires refroidisseurs. La chaleur disponible de ce fait atteint une importance comparable à celle dont on dispose dans les gaz de l'échappement mais à une température beaucoup moins élevée, puisque théoriquement cette température ne devrait pas dépasser celle de l'atmosphère et en tout cas pas plus de 50 à 100°. Il faut donc recourir à un corps analogue à l'acide sulfureux si l'on veut utiliser ces calories dans une machine secondaire.

On dispose au total de 150 à 200 calories par kilogramme de gaz brûlés. Si l'on emploie comme machine secondaire une turbine à vapeur d'eau à 20 kilogrammes de pression, surchauffée à 700° absolus et avec condensation, le rendement thermique serait :

$$\rho = \frac{\lambda_{700} - \lambda_{320}}{\lambda_{700}} = \frac{843 - 620}{843} = 0,265$$

et l'effet utile total :

$$\rho\eta = 0,70 \times 0,265 = 0,185 \text{ environ.}$$

Or, si la vapeur avait participé à l'évolution des gaz brûlés, elle aurait donné un effet utile voisin de 0,30. Le résultat serait donc déplorable.

Il semble donc préférable de remplacer la vapeur d'eau par un gaz facilement liquéfiable comme l'acide sulfureux. D'après les résultats obtenus par le professeur Josse, on peut recueillir un cheval indiqué, au moyen de la machine secondaire, en consommant 7 800 calories, et même avec 5 000 calories seulement si l'on travaille à 25 atmosphères de pression (90 degrés) et 2 atmosphères au condenseur. Ce dernier chiffre donne un rendement thermique de 0,127 ou un effet utile net de  $0,7 \times 0,127 = 0,089$ . Ce résultat pour-

rait être grandement amélioré si l'on admettait la possibilité d'une surchauffe du gaz sulfureux sans attaque du métal de la turbine actionnée par ce gaz.

Quoi qu'il en soit, la turbine secondaire permettrait de récupérer soit 150 à 200 calories  $\times 0,09 = 14$  à 18 calories si l'on emploie le gaz sulfureux, soit  $92 \times 0,185 = 17$  calories si l'on emploie l'eau, en admettant un coefficient de récupération  $\mu$  égal à l'unité. Dès lors pour  $\mu = 0,75$  on recueillerait environ un travail équivalent à 13 calories par kilogramme de gaz. Or, le travail mécanique net  $\eta_{\text{Cu}}$  réalisable par kilogramme de gaz avec ou sans récupération varie entre 25 calories et 200 calories quand la pression de combustion varie elle-même de 5 à 100 atmosphères.

Le travail récupérable dans une machine secondaire semble donc trop peu important, dans le cas des turbines à gaz, pour qu'il soit intéressant de recourir à une machine distincte en vue de le récupérer.

En pratique, l'importance relative du travail récupéré serait un peu plus grande, car toutes les pertes d'énergie ont pour effet d'augmenter le nombre de calories disponibles dans les gaz de l'échappement, ce dont nous n'avons pu tenir compte.

Mais, comme on l'a dit au début de ce paragraphe, nous pouvons utiliser l'acide sulfureux dans une machine thermique indépendante et fonctionnant comme un moteur ordinaire. Le cas paraît plus intéressant. Rappelons d'abord les constantes de l'anhydride sulfureux :

Point d'ébullition . . . . .	—	8° (ou — 10 d'après Regnault)
Tension de vapeur à 0° . . . . .		1,165 mm. de mercure.
— — — 20° . . . . .		2,462 mm.

Dans un travail publié par M. Thurston : *The sulfur-dioxide Engine*, 1903. *London, Feilden's Magazine*, n° 2, août, t. IX, p. 116-122, et 1903, *Philadelphia, Journal of the Franklin Institute*, t. CLV, n° 6, p. 429-442, l'auteur

donne un certain nombre de courbes très intéressantes relatives à l'anhydride sulfureux.

Le graphique représenté figure 132 donne l'ensemble des propriétés de la vapeur du dioxyde de soufre ( $\text{SO}^2$ , anhydride sulfureux). Les volumes — en pieds cubiques — sont figurés en abscisses et les températures — en degrés Fahrenheit — en ordonnées.

C T = chaleur totale ; C L V = chaleur latente de vaporisation ; C L I = chaleur latente interne.

P = pression ; V S = volume spécifique ; C L = chaleur du liquide ; C L E' = chaleur latente externe.

D'après M. Thurston, la machine thermique à « vapeur binaire » possède des qualités qui permettent de concevoir certaines applications pratiques intéressantes. Les propriétés thermodynamiques de l'anhydride sulfureux qui sont condensées dans le diagramme ci-contre n'ont pas encore été complètement envisagées. Les courbes du diagramme sont le résultat des expériences de l'auteur, déjà bien connu pour ses travaux sur la machine à vapeur. La quantité de  $\text{SO}^2$  par cheval indiqué est de 600 livres, mais ceci n'a aucune importance et ne doit pas être considéré comme une consommation, car le gaz parcourt un cycle fermé passant alternativement de la source chaude à la source froide, de sorte que la seule consommation se réduit aux pertes par fuite du gaz.

M. Thurston termine son étude en espérant voir sous peu se réaliser un type industriel de ce genre de machines qui, soumis à l'épreuve, puisse faire apprécier les qualités ou les défauts du nouveau moteur.

**Moteur athermique Leo Dex.** — M. Leo Dex a proposé dans la *Revue technique* (10 décembre 1904), un système de moteur « athermique » transformant à froid l'énergie calorifique en puissance dynamique.

*Pri pe.* — Le moteur *athermique* est combiné de manière à utiliser l'énergie contenue dans la chaleur am-



biente ou dans les sources de chaleur à température peu élevée, telle que, par exemple, l'eau qui sort d'un conden-

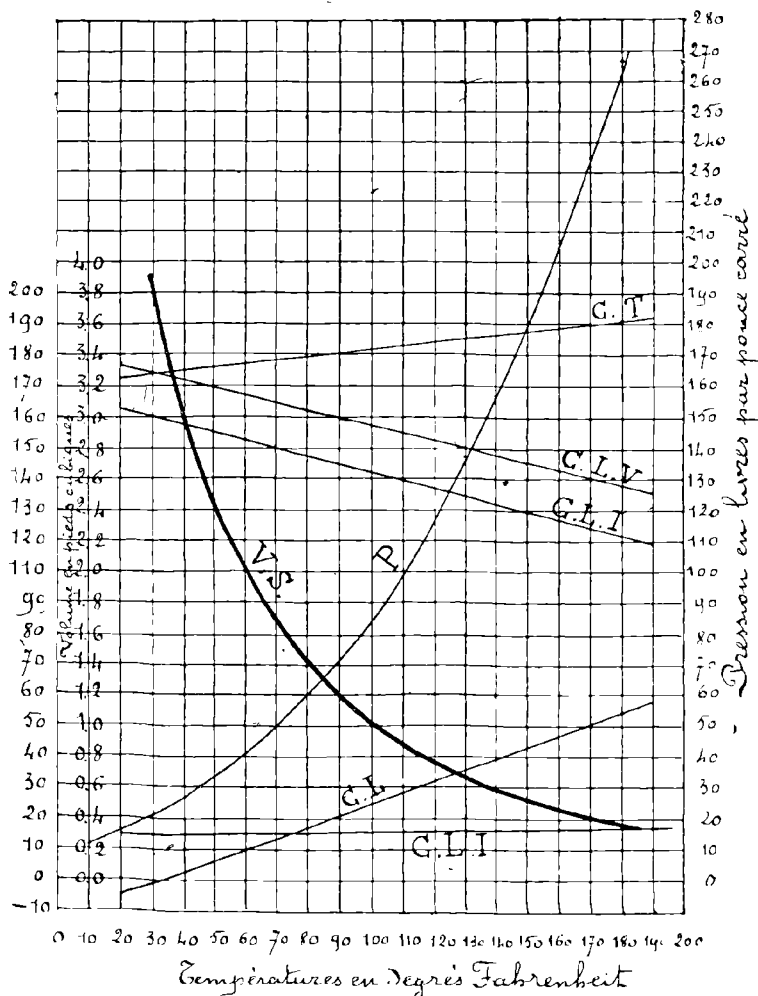


Fig. 152.

seur de vapeur de machine à vapeur (eau à 30° ou 60° centigrades).

Pour arriver à ce résultat, on applique l'idée théorique suivante : la quantité de calories transformables en énergie mécanique par un moteur thermique est fonction des différences de température existant entre la chaudière et le condenseur ; ceci est vrai, quelles que soient ces températures (Principe de Carnot). Les moteurs thermiques actuels travaillent entre des températures extrêmes, toutes deux supérieures à la température ambiante ; par exemple, une machine à vapeur travaille à chaud avec une chute de température utilisée d'environ 90°, et, pour obtenir la température initiale très supérieure à 100° de sa vapeur d'eau, il faut nécessairement un combustible. Si l'on conçoit un moteur dit « athermique », travaillant, par exemple, entre les températures extrêmes (degrés centigrades)  $+ 10^\circ$  et  $- 80^\circ$ , la chute de température utilisée par ce moteur sera également de 90°, mais aucun combustible ne sera nécessaire pour obtenir la température de  $+ 10^\circ$  dans la chaudière, la chaleur ambiante ou des sources de chaleur à température peu élevée suffiront pour ramener de  $- 80^\circ$  à  $+ 10^\circ$  le corps transporteur de l'énergie thermique dans la machine. Dès lors le moteur fonctionnera sans combustible.

Pour arriver à avoir gratuitement la température très basse nécessaire dans le condenseur, on utilisera, par exemple, la propriété suivante des gaz :

Un gaz, en se détendant brusquement d'une pression élevée à une pression moindre, abaisse sa température d'une façon considérable. On emploiera donc dans la chaudière, maintenue à une température supérieure à 0°, un gaz liquéfié et sous pression, on fera passer ce gaz dans le condenseur en le détendant brusquement et en utilisant au passage sa détente pour produire un travail ; par cette détente, la température de ce gaz s'abaissera suffisamment (pour certains gaz) pour liquéfier à nouveau ce gaz sous la pression cependant plus faible du condenseur, on recueillera ce gaz liquéfié de basse température et on le réchauffera en

espaces clos avant de le réintroduire dans la chaudière, ce réchauffement se faisant sans intervention de combustible.

L'application pratique de ces principes théoriques peut se faire au moyen de l'acide carbonique ; des expériences permettront probablement de constater qu'elle est réalisable, peut-être plus utilitairement encore, avec d'autres gaz. Quoi qu'il en soit, sa réalisation au moyen de l'acide carbonique est dès aujourd'hui certaine, car il est de fait constant que dans l'appareil Thilorier bien connu ou autres analogues des laboratoires de physique : 1° l'acide carbonique obtenu à environ  $+ 40^{\circ}$  par réaction chimique (température supérieure à son point critique) distille rapidement du générateur dans le réservoir de l'appareil par le seul fait que ce réservoir est à la température ambiante ; 2° l'acide carbonique liquéfié contenu dans ce réservoir, et qui s'y trouve à une température d'environ  $+ 15^{\circ}$  sous une pression d'environ 50 atmosphères, quand on lui ouvre une issue au dehors y donne un mélange de liquide et de neige carbonique, par suite du froid intense produit par sa détente, et ceci malgré la cause puissante de réchauffement due à son brassage immédiat dans l'air atmosphérique à la température ambiante, cause de réchauffement qui disparaîtra, au moins en grande partie, quand on détendra le gaz dans un espace naturellement refroidi, tel que le condenseur « athermique » de la machine proposée.

*Type de machine.* — Le type de machine à employer pour l'utilisation de ce principe nouveau se composera dès lors des organes principaux essentiels suivants :

1° Un générateur, ou mieux un réservoir, d'acide carbonique liquide destiné à la charge initiale de la chaudière et à des rechargements partiels, s'il y a lieu, pour réparer les pertes de gaz par fuites ou autres ;

2° Une chaudière contenant le gaz liquide sous une pression de 36 à 50 atmosphères et une température correspondante de  $+ 1^{\circ}$  à  $+ 15^{\circ}$  centigrades ;

3° Le moteur mécanique (à turbine ou à pistons, ou autres) ;

4° Le condenseur à détente, dit « condenseur athermique » ;

5° Les réchauffeurs en cascades, amenant le liquide acide carbonique progressivement, de la température et de la pression du condenseur, à la température et à la pression de la chaudière dans laquelle se déverse le dernier d'entre eux. Ce réchauffement s'opère sans intervention de combustible ni autre source onéreuse de chaleur.

*Résumé.* — Tandis que la machine à vapeur transforme à chaud l'énergie calorifique en puissance dynamique, la machine « athermique » opère la même transformation à froid et supprime dès lors la source de dépense occasionnée par l'emploi de combustible. Pour y parvenir, on emploie un gaz liquéfié offrant de grandes variations de pression sous de faibles variations de température ; on utilise comme source chaude la chaleur ambiante ou toute autre source de chaleur gratuite, comme source froide la détente du gaz ou toute autre source froide gratuite.

*Étude du fonctionnement. Spécification.* — Dans le moteur « athermique » à acide carbonique et roue à réaction, seul envisagé ci-après, l'acide carbonique se trouve dans la chaudière, à l'état liquide, à une température voisine de la température ambiante, et par conséquent à une pression de 40 à 50 atmosphères.

De là, il passe dans le condenseur-détendeur, en traversant et actionnant la roue à réaction, au sortir de laquelle il se détend sous une pression de 1 à 3 atmosphères ; cette détente le refroidit assez pour le ramener à l'état liquide sous la dite pression à une température de — 50° à — 80° (voir les déductions de la discussion ci-après).

Réuni à l'état liquide au bas du condenseur, il passe dans des réchauffeurs en cascade qui l'amènent progressivement à une température voisine de la température ambiante, sous

la pression correspondante de 40 à 50 atmosphères, et il se déverse du dernier réchauffeur dans la chaudière, prêt à servir de nouveau.

Ainsi se trouve réalisé un cycle à grande chute de température, au cours duquel est produit le travail par l'utilisation des seules calories fournies par le milieu ambiant, sans autre dépense que celle des calories gratuites en question.

*Chaudière, alimentation au début.* — L'acide carbonique employé pour charger la chaudière proviendra pur de réservoirs dans lesquels il est à la température ambiante sous une pression voisine de 50 atmosphères.

Il sera versé dans la chaudière, à la même température, mais où la pression est de 1 atmosphère. Il s'y précipitera d'abord avec violence; bientôt un équilibre relatif de pression s'établira. Cependant la chaudière ayant été refroidie par la détente de la première fraction d'acide carbonique, le versement sera aidé par ce fait. Il est à remarquer qu'à la température ambiante, l'acide carbonique est voisin de son point critique, ce sera donc un liquide voisin de l'état gazeux qui coulera. Quand on aura coulé tout ce qui peut couler, le réservoir placé plus haut que la chaudière contiendra l'air de celle-ci comprimé et de l'acide carbonique en reliquat à l'état parfaitement gazeux en assez grande quantité; de ce chef il y aura une légère perte d'acide carbonique, fonction des dimensions respectives de la chaudière et du réservoir.

*En cours de marche,* la machine sera organisée pour que, grâce aux réchauffeurs, la température de la chaudière soit le moins possible inférieure à la chaleur ambiante.

M. Léo Dex envisage successivement les divers organes de la machine athermique: tubes de jaillissement, réchauffeur, etc. Signalons ce qui concerne particulièrement la turbine.

*Roue à réaction.* — Le tube de jaillissement communiquera avec la chambre de la roue à réaction par le

pivot de rotation de celle-ci. La lubrification de ce pivot sera assurée par l'acide carbonique liquide lui-même, suivant le système employé par M. G. Claude avec l'air liquide. Entré dans la chambre de la roue à réaction, l'acide carbonique liquide sera chassé vers les parois latérales et les orifices des bras de la roue : 1<sup>o</sup> par la force centrifuge, 2<sup>o</sup> par sa pression.

Mais au moment où le liquide acide carbonique sort par les orifices, il se transforme en gaz ; ce gaz se détend, un roid intense se produit qui amène dans ce gaz des phénomènes de changement d'état avec refroidissement final. Nous touchons alors au côté faible du système proposé. L'absorption de chaleur est telle qu'une partie du liquide se solidifie en neige carbonique et l'on conçoit que la présence de ce corps ne soit pas de nature à faciliter la rotation des aubes mobiles. Il faudrait donc user d'artifice pour empêcher la formation de la neige carbonique en fournissant les calories correspondant à la détente.

Cette neige carbonique liquide et celle qui lui succédera dans le fonctionnement normal de la machine sont d'une fusion naturelle fort lente, ce qui empêcherait la descente de l'acide carbonique dans les condenseurs, aussi devra-t-on employer un artifice d'ordre permanent pour assurer en permanence cette fusion.

Généralement on emploie l'acétone pour provoquer cette fusion rapide, mais, dans l'espèce, l'éther sulfurique semble devoir être préféré (des essais avec diverses substances seront à faire). Voici comment on opérera pour une première expérience :

Une fois obtenue la réserve de neige carbonique, on jettera en pluie dans le condenseur une quantité d'éther sulfurique égale à un dixième en poids environ de cette réserve (soit dans le cas du modèle d'essais environ 300 grammes), puis on fermera le condenseur.

La tension de vapeur de l'éther sulfurique à la tempéra-

ture de  $-80^{\circ}$  étant très faible, la presque totalité de cet éther restera liquide et servira à mouiller la neige carbonique; sous son influence, celle-ci fondra et donnera du liquide carbonique prêt à couler dans le premier réchauffeur par un jeu convenable de robinets.

En allant ultérieurement de réchauffeur en réchauffeur, puis dans la chaudière, le liquide carbonique transportera constamment, à lui mélangé, cet éther liquide dont les reliquats par évaporation seront très faibles, le liquide carbonique remplissant presque complètement chacun des réservoirs traversés. Dans la chaudière on retrouvera donc une forte proportion d'éther mélangé à l'état liquide au liquide carbonique; cet éther passera avec lui dans la roue à réaction, se détendra avec lui à la sortie de cette roue et se condensera en pluie dans le condenseur par suite du froid qui y règne, y arrosant la neige carbonique automatiquement au fur et à mesure de la formation de celle-ci par détente, et sera par conséquent toujours automatiquement présent pour jouer son rôle de fondant, le même éther resserrant pour cela indéfiniment, de même que resserrant indéfiniment le même acide carbonique qu'il accompagne.

Au laboratoire de M. Moissan, le jet d'acide carbonique sortant du réservoir se produit dans un sac en forte toile. Ce sac retient, sous forme de neige carbonique, environ les  $\frac{3}{5}$  en poids de l'acide carbonique employé, le reste s'échappe dans l'air ambiant sous forme d'une colonne gazeuse contenant de la poussière de neige carbonique assez persistante. Au sortir du sac, la température de cette colonne gazeuse peut être estimée à environ  $-80$ . Celle de la neige d'acide carbonique à la fin de l'opération, assez longue, est d'environ  $-90^{\circ}$ , rien ne la protégeant contre le réchauffement par rayonnement ou par le milieu ambiant.

Le brassage immédiat du gaz dans l'air atmosphérique à

la température ambiante est évidemment la cause externe la plus puissante qui s'oppose à la formation d'une quantité de neige plus abondante. Si on admet que ce brassage s'effectue dans une quantité d'air égale en poids à la quantité d'acide carbonique brassée et que cet air soit à  $+ 5^{\circ}$  au début et à  $< - 80^{\circ}$  après brassage (ce qui semble démontrer la persistance de la poussière de neige carbonique emmenée au loin par la colonne gazeuse), la quantité de calories cédées par lui (la chaleur spécifique de l'air étant 0,237) est de :  $0,237 \times 1 \times 85 = 20$  cal. 145 par kilogramme d'acide carbonique. Or, la chaleur latente de vaporisation de l'acide carbonique est 70 environ aux températures considérées. Sur ces 70 calories, une vingtaine sont employées à refroidir l'air ambiant, ce qui ne se produira pas quand, dans le condenseur, l'acide carbonique jaillira dans un milieu à  $- 80^{\circ}$ . La quantité d'acide gazeux se réduira de ce chef dans le condenseur à  $\frac{5}{7} \times \frac{2}{5} = \frac{2}{7}$  de la quantité d'acide carbonique jaillissant, le reste étant liquide ou solide.

Les proportions par kilogramme d'acide carbonique jailliront dès lors environ les suivantes :

290 grammes gazeux à la température de  $- 80^{\circ}$  ;

110 grammes liquides à la température de  $- 80^{\circ}$  ;

600 grammes solides à la température de  $- 110^{\circ}$ .

La présence de l'éther fera fondre les 600 grammes de neige carbonique avec une absorption de chaleur supérieure à :

$$(0,4 \times 30 + 17,16) \times 0,6 = 17 \text{ cal. } 50.$$

Cette absorption de 17 calories 50 servira à transformer l'acide carbonique gazeux en liquide. La quantité de gaz en question correspondante est d'environ 300 grammes. Le nombre de calories à lui soutirer pour le transformer en liquide est :  $70 \times 0,3 = 21$  calories. Il en résulte qu'en-



viron 50 grammes d'acide carbonique, par kilogramme sortant de la roue à réaction, restera à l'état gazeux, et que le régime de l'hypothèse : pression d'une atmosphère dans le condenseur, n'est pas stable. La pression montera lentement dans le condenseur au-dessus d'une atmosphère, par suite du fonctionnement de la machine.

On peut envisager successivement les diverses hypothèses correspondant aux pressions supérieures à 1 atmosphère et notamment les résultats de la détente dans le cas où elle s'effectue non plus de 42 atmosphères à 1, mais de 42 à 10 ou à 5 ; mais l'expérience seule permettrait de se rendre un compte exact du phénomène. Il semble plus intéressant de chercher quelle est la quantité d'acide carbonique correspondant à un cheval-heure.

*Consommation par cheval-heure.* — Un cheval-heure équivalent à 270 000 kilogrammètres, le travail produit par la chasse de l'acide carbonique liquide dans la roue à réaction sous la chute de pression de 41 atmosphères étant (on vient de le voir) de 4 292 kilogrammètres et le rendement de la roue à réaction 0,60, on déduit qu'il faut  $\frac{270\ 000}{4292} \times 0,60 = 105$  kilogrammes d'acide carbonique passant dans la roue à réaction par heure pour obtenir 1 cheval de force sur l'arbre de celle-ci, si on utilise comme puissance dynamique uniquement cette chasse du liquide.

N'utiliser que cette chasse est un grand gaspillage des énergies mises en jeu par la machine « athermique », gaspillage admissible seulement pour une machine d'expérience. Dans la machine « athermique » industrielle on utilisera, outre cette chasse, les autres manifestations d'énergie dont est le théâtre la machine, et dont l'une, la détente, développe, par kilogramme d'acide carbonique 14 700 kilogrammètres, soit plus de  $1/20^e$  de cheval-heure à elle seule.

*Section des orifices de la roue à réaction.* — En ce qui concerne les appareils d'essais qui sont supposés n'utiliser

que la chasse de liquide carbonique due à la chute de pression de 41 atmosphères, et utiliser cette chasse dans une roue à réaction, on peut déterminer de la façon suivante les dimensions à donner aux orifices de sortie de l'acide carbonique de la roue à réaction pour obtenir sur l'arbre de cette roue une puissance de 1 cheval-vapeur.

La formule ci-après (*Cours de mécanique de l'Ecole Polytechnique*, de Résal, 1884-1885) :

$$Q = \mu \omega \sqrt{2 g d_0 (p_0 - p)},$$

dans laquelle ;

$\mu$ , est un coefficient de dépense reconnu expérimentalement égal à 0,82 pour les liquides ;

$\omega$ , la section de l'orifice d'écoulement ;

$d_0$ , le poids spécifique du fluide dans le réservoir ;

$p_0$ , la pression dans le réservoir ;

$p$ , la pression extérieure,

$g$ , l'accélération de la pesanteur,

formule reconnue conforme à la réalité et comme telle utilisée pour les calculs relatifs à la fabrication de la glace artificielle, donne le poids Q du fluide débité par seconde.

Si ce poids Q est donné, on en tire la section correspondante de l'orifice d'écoulement :

$$\omega = \frac{Q}{\mu \sqrt{2 g d_0 (p_0 - p)}}.$$

Dans le cas de la machine « athermique » envisagée précédemment, on a :

$$\omega = \frac{Q}{0,82 \sqrt{2 \times 9,8 \times 0,9 (42 - 1) 10.133}} = \frac{Q}{3436}$$

pour une machine d'essais de 1 cheval débitant 105 kilogrammes à l'heure, 0 kg. 028 par seconde, on a :

$$\omega = \frac{0,028}{3436} = 0 \text{ mm}^2 0000009,$$

soit un peu moins de 1 millimètre carré de section pour l'ensemble des orifices de l'appareil.

Pour une machine d'essais de 1 centième de cheval dont la roue à réaction aurait deux orifices, on en déduit que le diamètre de chacun de ces orifices supposés circulaires devrait être d'environ trois quarts de dixième de millimètre (0 mm. 08) pour que l'ensemble des deux sections offre une surface d'environ 1 centième de millimètre carré.

Pour cette dernière machine d'essais le débit serait environ 0 gr. 28 par seconde, donnant dès lors en gaz détendu à 1 atmosphère environ 0 lit. 15 par seconde, ou 9 litres par minute.

---

## CONCLUSIONS GÉNÉRALES

Comme on vient de le voir, l'industrie dispose actuellement, au simple point de vue de la production de l'énergie cinétique par machines thermiques à mouvement rotatif, de ressources réellement considérables. Il est juste d'observer toutefois que les divers systèmes décrits dans cet ouvrage, ne sont pas également au point.

Le mieux étudié est incontestablement la *turbine à vapeur*. Des perfectionnements successifs l'ont rendue absolument industrielle et les applications deviennent chaque jour plus nombreuses ; turbo-pompes, turbo-ventilateurs, turbodynamos, navires à turbo-moteurs, etc. L'emploi des artifices déjà utilisés pour les machines à piston (expansion multiple, surchauffe de la vapeur, etc.) a permis d'abaisser notablement la consommation de vapeur et de la rendre tout à fait normale.

Les *moteurs rotatifs à vapeur* ont déjà fourni une certaine carrière. Peut-être pourraient-ils rendre service pour les faibles puissances ? Mais, pour les installations importantes, ils ne sauraient lutter avec les turbines.

Ils présenteront toujours deux graves inconvénients : le mouvement alternatif de certains organes indispensables et l'usure rapide des soupapes et clapets et par suite le manque d'étanchéité. Ils ne semblent donc pas appelés à un avenir particulièrement brillant.

Les *moteurs rotatifs à pétrole* au contraire pourraient combler une lacune importante. Ils trouveraient de multiples emplois dans l'industrie automobile, en attendant l'avènement de la turbine à gaz ; mais ils ne paraissent pas encore avoir été suffisamment étudiés et perfectionnés. Il

conviendrait de trouver un dispositif dans lequel tout mouvement alternatif fut supprimé. Le distributeur, lui-même, devrait être rotatif. Quant aux soupapes, clapets, il serait désirable que l'on imaginât une combinaison permettant de s'en passer.

La *turbine à gaz* — à combustion ou à explosion — représente le moteur thermique idéal ; mais elle est loin d'être au point actuellement. De très nombreuses recherches sont entreprises en France et à l'étranger ; elles aboutiront certainement à doter l'industrie d'une nouvelle machine présentant les avantages du moteur à pétrole et de la turbine à vapeur. Les deux principales difficultés que l'on a à vaincre sont la haute température produite par la combustion du mélange détonant et la compression préalable de ce même mélange.

Quant aux *turbines à gaz facilement liquéfiables*, elles présentent certainement un grand intérêt au point de vue théorique ; il est toutefois assez malaisé d'émettre un jugement motivé, en ce qui concerne leur valeur pratique. L'expérience seule permettrait de se prononcer. Malheureusement, les données obtenues jusqu'à ce jour sont extrêmement rares et hypothétiques.

Il est donc désirable que la technique vienne ici en aide à la théorie pour lui fournir les éléments d'une appréciation sûre.

## INDEX BIBLIOGRAPHIQUE

---

### PREMIÈRE PARTIE (Moteurs rotatifs)

*Revue des inventions nouvelles.*

*Dingler's Polytechnisches Journal.*

*Mois scientifique et industriel*, février 1905.

*The Engineering Times*, septembre 1904.

*Brevets français et étrangers.*

**Witz.** — *Traité théorique et pratique des moteurs à gaz et à pétrole*  
Paris, 1903.

**Vermand.** — *Les moteurs à gaz et à pétrole. Encyclopédie Léauté.*

**Georges Moreau.** — *Théorie des moteurs à gaz*, Paris, 1902.

### SECONDE PARTIE (Turbines à vapeur)

**G. Belluzzo.** — *Les turbines à vapeur et à gaz*, Paris, 1907.

**Sosnowski.** — *Roues et turbines à vapeur*, Paris, 1904.

**De Graffigny.** — *Les Turbomoteurs*, Paris, 1904.

**Rateau.** — *Les Turbo-machines*, Paris, 1900.

**Delaporte.** — *Revue de Mécanique*, 1902.

**Yankoski.** — *Sur la réversibilité des turbo-machines hydrauliques.*  
*Revue de Mécanique*, 1904.

**De Saint-Venant.** — *Mémoires et expériences sur l'écoulement de l'air*,  
*Journal de l'École Polytechnique*, 18<sup>e</sup> cahier.

**Banki.** — *Le moteur Diesel et les moteurs thermiques*, *Génie Civil*,  
1899.

**De Graffigny.** — *Les moteurs légers*, Paris, 1899.

**A. Stodola.** — *Die Dampfturbinen, mit einem Anhalt über die Aus-  
sichten der Wärmekraftmaschinen und über die Gasturbine.* In-8°.  
1905.

**Stodola.** — *Les Turbines à vapeur*, traduction de l'ouvrage précé-  
dent (par E. Hahn), 1906.

**Rateau.** — *Théorie élémentaire des turbines à vapeur.*

**Stevens et Hobart.** — *Steam Turbine Engineering.*

- Zahikjanz.** — *Die Theorie, Berechnung u. Konstruktion der Dampfturbinen*, 1906.
- Garnett.** — *Turbines.*
- Sothorn.** — *The Marine Steam Turbine.*
- Hart.** — *Turbines à vapeur.*
- Hanssens.** — *Turbines à vapeur* (description et théorie).
- Krebs.** — *Turbines à vapeur modernes.*
- Max Dietrich.** — *Die gebräuchlichsten Dampfturbinen-Systeme für Land- und Schiffszwecke nach Konstruktion und Wirkungsweise.*
- Muller.** — *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen.*
- Gentsch-Liddell.** — *Steam Turbines. Their Development, Styles of Build, Construction and Uses.*
- W.-H. Eyermann.** — *Die Dampfturbine.*
- A. Bantlin.** — *Amerikanische Dampfturbinen.*
- W. Gentsch.** — *Dampfturbinen. Entwicklung, Systeme, Bau und Verwendung.*
- Andrew Jamieson.** — *A text-book on steam and steam engines, including turbines and boilers.*
- A. Musil.** — *Bau der Dampfturbinen.*
- Neudeck.** — *Die Dampfturbine.*
- H. Wilda.** — *Marine Engineering. The calculation, designing and construction of the modern marine steam engine, including the marine steam turbines.*
- F. Niethammer.** — *Die Dampfturbinen.*

## TROISIÈME PARTIE (Turbines à gaz)

- Barkow.** — *Studien zur Frage der Gasturbine*, Rostock, 1905.
- Neilson.** — *A scientific investigation into the possibilities of gasturbines*, *Engineering*, novembre, 1904.
- Reeve.** — *The question of the gas turbine*, *Engineering Magazine*, juin, 1905.
- Schreiber.** — *Die Temperatur in den Turbinengasmaschinen.*
- Lucke.** — *Engineering Magazine*, mars, 1905.
- Proell.** — *Beitrag zur Theorie der stationären Strömung von Gasen und Dämpfen* (*Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, 1905).
- Meewes.** — *Wichtige Fragen zur Theorie der Gasturbine* (« die Turbine », 1905).
- Baumann.** — *Zur Ausführungsmöglichkeit von Gasturbinen* (*Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, 1905-1906).
- Stolze.** — *Allgemeine Bedingungen für Gasturbinen* (« die Turbine », 1904).

- Anonyme.** — *Die Bestimmung der Leistung von Kraftmaschinen* (« die Turbine », 1903).
- Royer.** — *Théorie des turbines à gaz*, *Revue de Mécanique*, novembre, 1904.
- Gentsch.** — *Gasturbinen*, *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, Munich, 1904-1903.
- Texte des brevets français*, Conservatoire national des Arts et Métiers.
- Berthier.** — *Les turbines à gaz*, *Génie Civil*, décembre 1903.
- Canovetti.** — *Studio di un motore a idrocarburo*, Milan, 1905.
- Slaby.** — *Calorimetrische Untersuchungen über den Kreis process der Gasmachine*, Berlin.
- Vitz.** — *Théorie des machines thermiques*. Encyclopédie Leauté.
- Robinson.** — *Gas and petroleum Engines*, Londres.
- Peabody.** — *Thermodynamics of the steam Engines and other heat Engines*, New-York.
- Diesel.** — *Théorie und Construction eines rationellen Waermemotors*, Berlin.
- Witz.** — *Traité théorique et pratique des moteurs à gaz*, 3<sup>e</sup> édition, Paris.
- René Armengaud.** — *La turbine à gaz*, Congrès de Liège, 1903.
- Sekutowicz.** — *Bulletin de la Société des Ingénieurs civils*, février 1906 : *Les turbines à gaz*, et mai 1906 : *Discussion sur les turbines à gaz*.
- Mois Scientifique et Industriel.*  
*Eclairage électrique.*  
*Electricien.*  
*Revue Technique.*  
*Revue Industrielle*, etc.

L'auteur se fait un plaisir et un devoir, en terminant cette notice bibliographique, de signaler tout spécialement le *Mois Scientifique et Industriel*, et notamment les articles si documentés de M. Izart, auxquels il a fait de nombreux emprunts.