

10486

TRAITÉ THÉORIQUE ET PRATIQUE

DES

# MOTEURS A GAZ

## A ESSENCE ET A PÉTROLE

PAR

**Aimé WITZ**

Hommage  
de l'auteur

INGÉNIEUR DES ARTS ET MANUFACTURES, DOCTEUR ÈS SCIENCES  
DOYEN HONORAIRE DE LA FACULTÉ LIBRE DES SCIENCES DE LILLE  
LAURÉAT DE L'INSTITUT (PRIX MONTYON DE MÉCANIQUE)  
DE LA SOCIÉTÉ DES INGÉNIEURS CIVILS DE FRANCE (PRIX SCHNEIDER)  
ET DE LA SOCIÉTÉ D'ENCOURAGEMENT (MÉDAILLE D'OR)  
CORRESPONDANT DE L'INSTITUT

---

5<sup>e</sup> Edition, entièrement remaniée et mise à jour

---

TOME I

Histoire et classification des moteurs. Etude des gaz et de l'air carburé. Gaz riches et pauvres, gaz de hauts fourneaux, acétylène; pétrole, essence et alcool. Théorie générique et expérimentale des moteurs. Mesure et calcul de la puissance. Résultats d'essais.



PARIS

ALBIN MICHEL, ÉDITEUR

22, RUE HUYGHENS, 22

1923







# LES FILS D'ÉMILE SALMSON

MOTEURS A GAZ PAUVRE ET MOTEURS DIESEL

*Systeme Koerting de toutes puissances*

INSTALLATIONS COMPLÈTES DE CENTRALES ÉLECTRIQUES  
GAZOGÈNES SALMSON POUR TOUS COMBUSTIBLES

Chauffage industriel au gaz pauvre

BUREAUX : 58, rue Lafayette, PARIS. -:- CENTRAL 76-83.

:: POMPES CENTRIFUGES SALMSON ::  
POUR TOUTES HAUTEURS ET TOUS DÉBITS

*Groupes moto-pompes*

BUREAUX : 59, av. de la République, PARIS. -:- ROQUETTE 29-69.

PARIS

MOTEURS PIAT

SOISSONS

DIESEL & S-DIESEL MODERNES

SUPPRESSION DU COMPRESSEUR

MISE EN MARCHÉ INSTANTANÉE A FROID

MOTEURS PIAT

A GAZ PAUVRE

GAZOGÈNES OPTIMUS

ANTHRACITE - CHARBONS MAIGRES - BOIS

Volants, Chemises, Pistons, Culasses de tous moteurs.

LES FILS DE A. PIAT & C<sup>IE</sup>

85-87, Rue Saint-Maur. PARIS

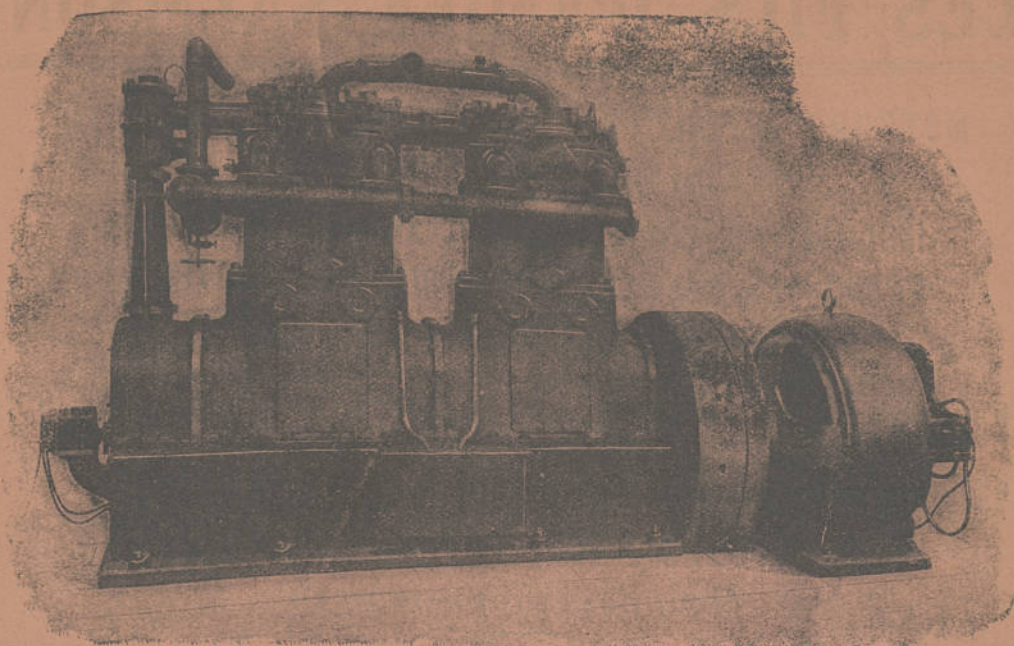
TÉLÉPHONE : ROQUETTE 01-83 & 02-31

ANTIFRICTION . NEPTUNE

HUILE OPTIMOLÉINE



**MOTEURS A GAZ VERTICAUX — A GRAISSAGE CENTRAL SOUS PRESSION**

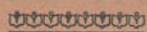


**LARBODIERE & C<sup>o</sup>, 2, Rue de la Pépinière, PARIS**

**“ S.M.I.M. ” SOCIÉTÉ DE MOTEURS A GAZ  
:: & D'INDUSTRIE MÉCANIQUE ::**

Société anonyme au capital de 12.500.000 francs

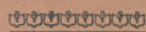
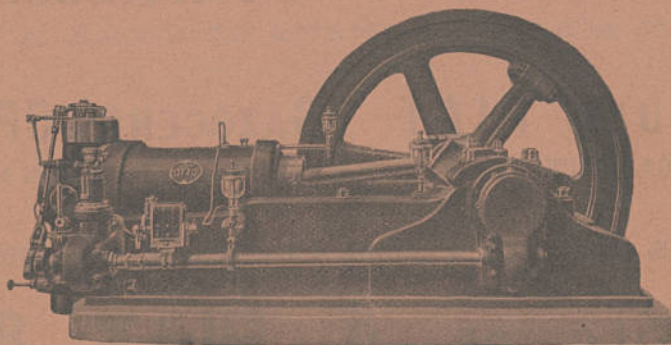
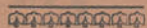
**135, Rue de la Convention, 135 :: PARIS**



**MOTEURS**

.. à Gaz, ..

.. à Essence ..



Gazogènes



Extracteurs



Moteurs Diesel et Semi-Diesel

**POMPES CENTRIFUGES A HAUTE ET BASSE PRESSION**

**Appareils frigorifiques “ FIXARY ”**



# GAZOGÈNE "IGNIS"

DÉCHETS LIGNEUX

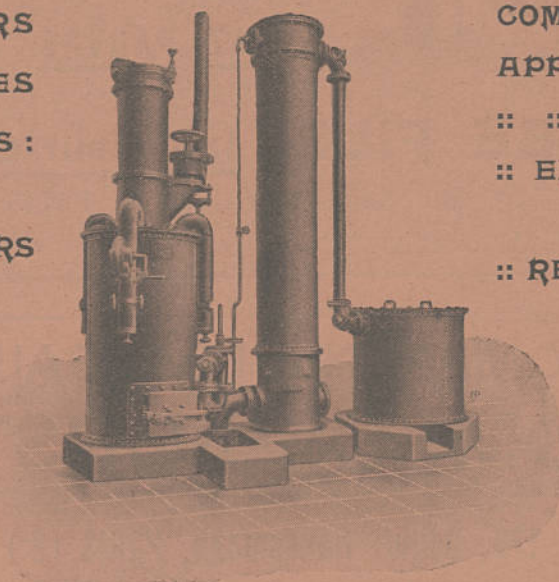
ANTHRACITE, TOURBE, COKE, CHARBON DE BOIS, etc...

**CHAUFFAGE INDUSTRIEL**  
PAR LE GAZ PAUVRE  
**BRULEURS SPÉCIAUX**

EXHAUSTEURS  
CENTRIFUGES  
: ET ROTATIFS :

SURPRESSEURS

:: RÉGULA-  
TEURS :: ::  
:: DE :: ::  
: PRESSION :  
: ET :: :  
: DE DÉBIT :



COMPRESSEURS  
APPAREILS DE  
:: MISE ::  
:: EN MARCHÉ ::

:: RÉSERVOIRS ::  
:: A AIR ::  
COMPRIMÉ

:: MANO-  
MÈTRES ::

**MOTEURS A GAZ PAUVRE**

GAZ DE VILLE ESSENCE  
INSTALLATIONS COMPLÈTES DE FORCE MOTRICE

**A. BECHEVOT & C<sup>IE</sup>**

:: 18, Rue Godot-de-Mauroy, 18 ::

Téléph. : Cent. 44-10

PARIS

Téléph. : Cent. 44-10

ATELIERS DE CONSTRUCTION A ÉVREUX



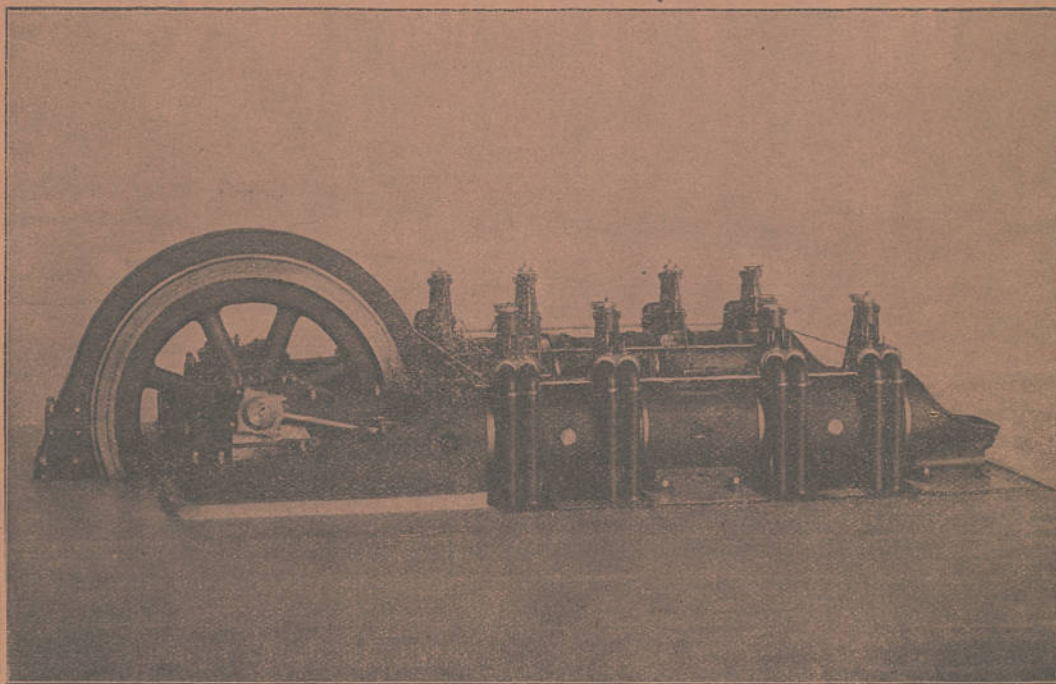
Société Anonyme

— **JOHN COCKERILL** —

SERAING (Belgique)

---

Mines — Métallurgie — Constructions Mécaniques  
Constructions Navales — Artillerie — Chaudières  
Ponts — Charpentes — Locomotives — Turbines  
: : Turbo-compresseurs — Moteurs Diesel : :  
: : Machines soufflantes et Moteurs à gaz : :



**Moteur à gaz de 10.000 HP**

*285 moteurs d'une puissance de 100 à 10.000 HP.  
en service à ce jour, au total plus  
de 350.000 HP.*

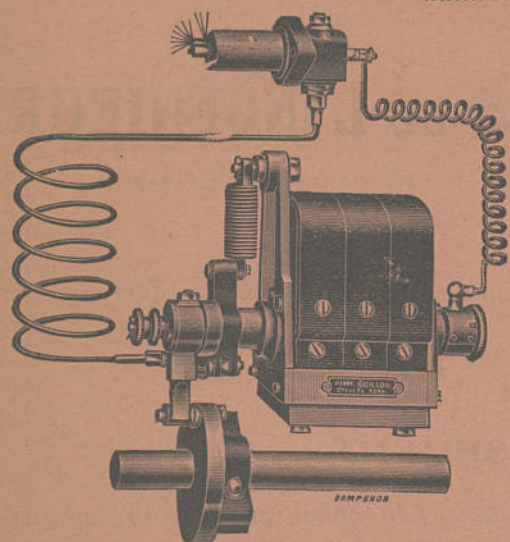


# HENRI GUILLOU & C<sup>IE</sup>

Ingénieurs-Constructeurs

41, rue de Bagneux, à **MONTRouGE** (Seine)

Téléphone : SÉGUR 28-28



## SPÉCIALITÉ D'ACCESSOIRES pour moteurs à gaz industriels fixes

Breveté S. G. D. G.

Magnétos basse tension  
à commande pneumatique.

Magnétos haute tension  
pour moteurs de toutes puissances.

Carburateurs - Graisseurs - Antipulsateurs.

Régulateurs à force centrifuge.

Compresseurs et tous appareils  
de mise en marche automatique.

Appareils de contrôle et de sécurité.

### **COURROIE-PIEVRE**

à très grande adhérence.

Coefficient de frottement :  $\text{Tang. } \varphi > 1.$

## ÉDITIONS SCIENTIFIQUES ET INDUSTRIELLES

PARIS - 22, Rue Huyghens - ALBIN MICHEL - 22, Rue Huyghens - PARIS

### **CARLOS LOSSOW & HENRI FÉRON**

Ingénieurs E. C. P. et E. P.

Le travail mécanique des métaux

## **LES MACHINES-OUTILS**

**Leur Construction et leur Emploi.**

:: Deuxième édition entièrement revue ::

Un vol. in-8° jésus (28 × 19 cm.) de 334 pages, avec 326 figures, broché : 35 frs.

### EXTRAIT DE LA PRÉFACE DE LA DEUXIÈME ÉDITION

*Le favorable accueil qu'on a fait à la première édition nous engage à en offrir au public cette deuxième, dans laquelle nous avons tenu compte des progrès qui se sont accomplis entre temps dans notre spécialité. Nous avons cru utile d'y ajouter une étude sur l'organisation des bureaux de fabrication et d'approvisionnement, dont l'augmentation du prix de la main-d'œuvre a considérablement accru l'importance, dans le rendement général de toute entreprise industrielle.*



ÉDITIONS SCIENTIFIQUES ET INDUSTRIELLES  
PARIS - 22, Rue Huyghens -:- ALBIN MICHEL -:- 22, Rue Huyghens - PARIS

DE LAHARPE

## NOTES & FORMULES DE L'INGÉNIEUR

21<sup>e</sup> édition augmentée, entièrement revue et corrigée.

Deux beaux volumes reliés pleine toile, comportant ensemble près de 4.000 pages et 3.000 figures. Prix net : 85 francs.

### AVERTISSEMENT

Avec la 21<sup>e</sup> édition des *Notes et Formules de l'Ingénieur* que nous présentons aujourd'hui au public éclairé auquel s'adresse cet ouvrage, nous croyons avoir fait une encyclopédie scientifique, exactement à jour, d'une consultation particulièrement simple, irréprochable dans la forme.

Les chapitres qui ne mentionnaient pas les derniers perfectionnements industriels ou les méthodes les plus récentes ont été remaniés, complétés ou refaits par des spécialistes en chaque matière. Un examen minutieux des sciences de l'Ingénieur a fait décider *l'addition de parties entièrement nouvelles*. Ainsi l'on trouvera dans la présente édition deux chapitres traitant l'un du *Calcul des Probabilités et de ses Applications*, l'autre du *Travail des métaux et du bois et des machines-outils*. Les chapitres *Topographie* et *Automobiles* de la précédente édition ont été remplacés par d'autres où ces matières sont beaucoup plus développées. Signalons également les importantes additions apportées aux chapitres suivants : *Poids et mesures, Moteurs à gaz, Aviation, Métallurgie, Électricité, Propriété intellectuelle*. Comme on le voit, nos efforts ont porté sur toutes les connaissances utiles à l'ingénieur : introduction mathématique, technique industrielle et même productions de l'inventeur.

Enfin, les chapitres non modifiés eux-mêmes ont été soumis à une revision minutieuse pour vérifier qu'aucune faute matérielle ou de notation n'avait échappé à l'attention des précédents correcteurs.

Modifications et additions ont été introduites en respectant l'esprit qui a valu aux *Notes et Formules de l'Ingénieur* leur réputation, c'est-à-dire en maintenant l'étroite alliance de la documentation et de l'enseignement, de sorte que le présent ouvrage est le *manuel incomparable du jeune ingénieur, comme celui du technicien spécialiste*.



*Société Industrielle  
du Nord de la France*

Hommage  
de l'auteur.

*Aimé Witz*

TRAITÉ THÉORIQUE ET PRATIQUE

DES

MOTEURS A GAZ

A ESSENCE ET A PÉTROLE







IRHIS / LILLE 3

FONDS Société industrielle  
CHRN - FSI 686

TRAITÉ THÉORIQUE ET PRATIQUE  
DES  
MOTEURS A GAZ  
A ESSENCE ET A PÉTROLE

PAR

AIMÉ WITZ

INGÉNIEUR DES ARTS ET MANUFACTURES, DOCTEUR ÈS SCIENCES  
DOYEN HONORAIRE DE LA FACULTÉ LIBRE DES SCIENCES DE LILLE  
LAURÉAT DE L'INSTITUT (PRIX MONTYON DE MÉCANIQUE)  
DE LA SOCIÉTÉ DES INGÉNIEURS CIVILS DE FRANCE (PRIX SCHNEIDER)  
ET DE LA SOCIÉTÉ D'ENCOURAGEMENT (MÉDAILLE D'OR)  
CORRESPONDANT DE L'INSTITUT

Hommage  
de l'auteur

5<sup>e</sup> Édition, entièrement remaniée et mise à jour.

TOME I

Histoire et classification des moteurs. Étude des gaz et de l'air carburé.  
Gaz riches et pauvres, gaz de hauts fourneaux, acétylène; pétrole, essence et alcool.  
Théorie générique et expérimentale des moteurs. Mesure et calcul de la puissance.  
Résultats d'essais.



PARIS  
ALBIN MICHEL, ÉDITEUR  
22, RUE HUYGHENS, 22

1923







## AVERTISSEMENT DE L'ÉDITEUR

---

La quatrième édition du *Traité des Moteurs à gaz*, de M. Aimé WITZ, était épuisée, et on nous la demandait toujours; nous avons donc prié l'auteur de vouloir bien nous donner une nouvelle édition de son ouvrage : il y a consenti. L'œuvre a été remaniée par lui, complétée et mise à jour : elle forme deux forts volumes, renfermant 375 figures. Nous croyons que c'est le travail le plus complet qui ait été publié sur la matière.

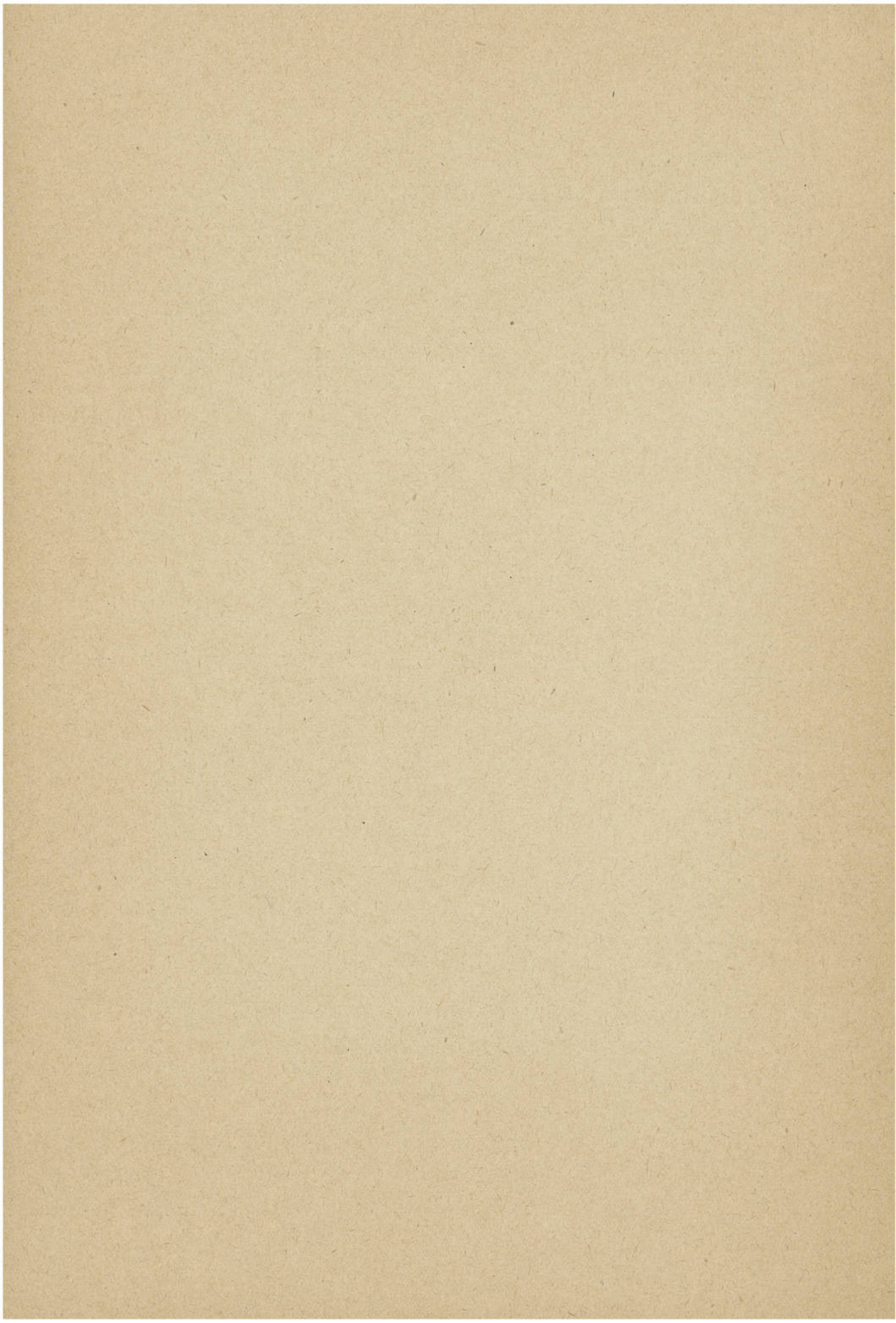
Le *Traité théorique et pratique des Moteurs à gaz, à Pétrole et à Essence* s'adresse à tous ceux qui s'intéressent aux moteurs à combustion interne, à ceux qui les construisent et à ceux qui les emploient. Il suscitera de nouvelles études, et apprendra à ceux qui demandent leur puissance motrice à ce genre de machines à en faire la plus judicieuse application et à en tirer le meilleur rendement.

Ils trouveront dans le premier volume un exposé précis et une discussion critique des théories qui ont été proposées, ainsi que des recherches expérimentales poursuivies sur la combustion des mélanges tonnants dans les machines. Le second volume renferme, sous forme de monographies, la description détaillée des producteurs de gaz de toute espèce, des principaux moteurs à gaz riches et pauvres, à pétrole et à essence, employés dans la petite et la grande industrie, et dans les stations centrales, des voitures automobiles et des appareils de la navigation maritime et aérienne.

M. WITZ, qui s'est spécialisé depuis l'année 1883 dans l'étude des moteurs, au développement desquels il a assisté et pris sa part, possède une documentation exceptionnelle sur ce vaste sujet; professeur en même temps qu'ingénieur, il a donné à son œuvre un caractère à la fois théorique et pratique, qui justifie son titre; il l'a écrite dans un style clair, concis et bien français. De notre côté, nous n'avons rien négligé de ce qui regarde l'exécution du texte et la confection des figures, et nous présentons avec confiance ce livre au public.

---







# PRINCIPALES PUBLICATIONS

DE L'AUTEUR

## SUR LA QUESTION DES MOTEURS A GAZ

---

1878. De l'effet thermique des parois d'une enceinte sur les gaz qu'elle renferme; *Annales de chimie et de physique*, 5<sup>e</sup> série, tome XV.
1879. Du pouvoir refroidissant de l'air aux pressions élevées; *Annales de chimie et de physique*, 5<sup>e</sup> série, tome XVIII.
1881. Du pouvoir refroidissant des gaz et des vapeurs; *Annales de chimie et de physique*; 5<sup>e</sup> série, tome XXIII.
1883. Histoire des moteurs à gaz; *Revue des questions scientifiques*, janvier 1883.
1883. Etudes sur les moteurs à gaz tonnant; *Annales de chimie et de physique*, 5<sup>e</sup> série, tome XXX.  
Tiré à part en brochure de 70 pages, avec figures et planches. Paris, Gauthier-Villars.
1883. De l'action de paroi dans les moteurs à gaz tonnant; *Société industrielle du Nord*, tome XI.
1884. De la combustion des mélanges tonnants en divers états de dilution; *Comptes rendus des séances de l'Académie des sciences*, tome XCIX, 2 juillet 1881.
1885. Du pouvoir calorifique du gaz d'éclairage en divers états de dilution; *Comptes rendus des séances de l'Académie des sciences*, tome C, 10 avril 1885.
1885. Du régime de combustion des mélanges tonnants formés avec le gaz d'éclairage; *Comptes rendus des séances de l'Académie des sciences*, tome C, 27 avril 1885.
1885. Chaleur et température de combustion du gaz d'éclairage; *Bulletin de la Société industrielle du Nord*, tome XIII.
1885. Du régime de détonation dans les mélanges tonnants; *Journal de physique*, 2<sup>e</sup> série, tome IV.
1885. Pouvoir calorifique du gaz d'éclairage; *Annales de chimie et de physique*, 6<sup>e</sup> série, tome V. septembre 1885.
1886. Réponse à quelques objections contre l'action de paroi dans les moteurs à gaz; *Bulletin de la Société industrielle du nord de la France*, tome XIV.
1886. Der Einfluss der Wandungen in den Gasmotoren; *Zeitschrift des Vereins der deutschen Ingenieure*, tome XXX, page 690.
1886. Traité théorique et pratique des moteurs à gaz; in-12, E. Bernard et C<sup>ie</sup>, Paris, 1<sup>re</sup> édition.
1888. Graissage des moteurs à gaz; *Bulletin de la Société industrielle du Nord de la France*, tome XVI.
1889. Les Moteurs à gaz; *Revue technique de l'Exposition universelle de 1889*; Paris.
1889. Traité théorique et pratique des moteurs à gaz; E. Bernard et C<sup>ie</sup>, Paris; 2<sup>e</sup> tirage avec supplément.
1890. Théorie des moteurs thermiques; *Revue générale des sciences pures et appliquées*, 15 janvier, tome I.
1891. Les moteurs à gaz de grande puissance; *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*.
1891. Rendement photogénique des foyers de lumière (application du moteur à gaz à l'éclairage électrique); *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 29 juin 1891.  
Le mémoire complet sur ce sujet a paru dans la *Revue générale des sciences pures et appliquées*, tome III, 30 octobre.
1891. Traité théorique et pratique des moteurs à gaz; 3<sup>e</sup> édition, in-8; E. Bernard et C<sup>ie</sup>, Paris.
1891. Parallèle entre les machines à vapeur et les moteurs à gaz de même puissance; avec planches; Courtier, Paris.
1892. Thermodynamique à l'usage des ingénieurs; Gauthier-Villars et fils, Paris. 1<sup>re</sup> édition.



1893. **Les moteurs à pétrole**; *Revue générale des Sciences pures et appliquées*, tome IV, 30 août.
1894. **Les machines thermiques à vapeur, à air chaud et à gaz**; Gauthier-Villars et fils, Paris. 1<sup>re</sup> édition.
1896. **Les moteurs à gaz à l'Exposition de Rouen**; *l'Energie électrique*, août.
1897. **L'état actuel et les besoins de l'industrie des Moteurs à gaz et à pétrole en France**; *Revue générale des Sciences pures et appliquées*, tome VIII, 15 juin.
1898. **Moteurs à combustion et haute compression**; *Comptes rendus des séances de l'Académie des Sciences*, tome CXXVI, 28 mars.
1898. **Le moteur Diesel et le perfectionnement des moteurs thermiques**; *Revue générale des Sciences pures et appliquées*, tome IX, 13 juin.
1898. **Les Automobiles dans le passé, le présent et l'avenir**; *Locomotion automobile*, 7 numéros.
1898. **Expériences sur l'emploi des gaz de hauts fourneaux dans les machines motrices**; *Revue universelle des Mines*, tome XLIII.
1898. **Report on experiments made with a Simplex Motor using Blast-furnace gas**; Iron and Steel Institute; août.
1899. **Les stations centrales de hauts fourneaux pour moteurs à gaz**. *L'Eclairage électrique*.
1900. **Le cycle théorique des moteurs à gaz à explosion**; *Comptes rendus des séances de l'Académie des sciences*, 23 avril 1900.
1900. **Les moteurs à gaz de grande puissance en métallurgie**, Congrès de mécanique appliquée de 1900.
1900. **Les progrès de la théorie des machines thermiques**; *Congrès de physique*. Paris.
1900. **Les moteurs à gaz et leurs sources d'alimentation**; *Congrès de l'industrie du gaz*. Paris.
1901. **Les moteurs à gaz et à pétrole et les gazogènes à l'Exposition de 1900**; *Revue technique de l'Exposition universelle*, Bernard et C<sup>ie</sup>, Paris.
1902. **Rendement comparé des machines à vapeur et des moteurs à gaz**; *l'Eclairage électrique*, 4 et 11 janvier.
1902. **Du fonctionnement comparé des machines à vapeur et des moteurs à gaz**; *l'Eclairage électrique*, 24 et 31 mai.
1902. **Discussion sur le rendement thermique des moteurs**; *Société des Ingénieurs civils de France*. Bulletin de juillet.
1903. **Traité théorique et pratique des moteurs à gaz**, 4<sup>e</sup> édition; in-8°; E. Bernard et C<sup>ie</sup>, Paris.
1904. **Les moteurs à gaz à double effet**; *l'Eclairage électrique*, octobre.
1904. **Les températures thermodynamiques et le zéro absolu**; *Revue des Questions scientifiques*, juillet.
1905. **Les meilleurs gaz pauvres**; Congrès de Mécanique de Liège.
1907. **Moteurs à gaz et armes à feu**; *Revue des Questions scientifiques*, janvier.
1907. **Calorimétrie industrielle**; *Annales de la Société scientifique de Bruxelles*, avril.
1907. **Canons et moteurs à gaz**; *Bulletin de la Société belge des ingénieurs*, octobre.
1907. **La richesse du gaz pauvre**; Paris.
1908. **Thermodynamique à l'usage des ingénieurs**; 3<sup>e</sup> édition, Gauthier-Villars et fils, Paris.
1908. **Etude des résistances passives des moteurs par leur volant**; *Lumière électrique*, septembre.
1908. **Contribution à l'étude dynamique des moteurs**; *Comptes rendus des séances de l'Académie des Sciences*; 3 août.
1909. **Les machines thermiques à vapeur, à air chaud et à gaz**; 2<sup>e</sup> édition, Gauthier-Villars, Paris.
1909. **La récupération de décharge dans les moteurs à combustion interne**; *Comptes rendus des séances de l'Académie des Sciences*, novembre.
1910. **Le mouvement perpétuel de seconde espèce**; *Revue scientifique*, juillet.
1910. **Dernière évolution du moteur à gaz**; in-8°, L. Geisler, Paris.
1911. **L'emploi des moteurs à gaz dans les stations centrales d'électricité**; Génie civil.
1912. **Les moteurs à combustion interne**; in-12; O. Doin et fils, Paris.
1913. **Rudolf Diesel**; *La Lumière Électrique*, novembre.
1913. **Les machines à feu, leur rôle et leur évolution**; *Société des Sciences de Lille*, janvier.
1913. **Les vingt ans du moteur Diesel**; *La Technique Moderne*, août.
1914. **L'invention de Rodolphe Diesel**; *Revue des Questions scientifiques*, janvier.
1920. **La crise du combustible et ses remèdes**; in-12, G. Doin, Paris.
1921. **Les gazogènes et l'Économie du combustible**; in-12, J.-B. Baillièrre et fils, Paris
1921. **Moteur d'aviation admettant une masse constante et effectuant une compression constante à toute altitude**; *Comptes rendus des séances de l'Académie des Sciences*, mars



TRAITÉ THÉORIQUE ET PRATIQUE  
DES  
MOTEURS A GAZ, A ESSENCE  
ET A PÉTROLE

---

CHAPITRE PREMIER

---

HISTOIRE DES MOTEURS A GAZ

---

C'est à l'abbé Jean Hautefeuille, fils d'un boulanger d'Orléans, protégé du cardinal de Sourdis, que revient l'honneur de l'invention des moteurs dont j'entreprends d'écrire l'histoire.

De prime-abord, il peut sembler paradoxal d'attribuer la paternité de ces machines à un savant du xvii<sup>e</sup> siècle, mort plus de cent ans avant que Lebon n'eût extrait le gaz de la houille; cependant il faut reconnaître que les moteurs à gaz sont presque tous des appareils à explosion, qui procèdent en ligne directe des machines à poudre; l'idée d'emprunter la force motrice à un gaz tonnant, était donc en germe dans ces engins de toute espèce qui utilisaient l'énorme puissance explosive d'un grain de poudre à canon.

Il est vrai que l'idée sommeilla longtemps, mais il ne faut point s'en étonner, car les grandes inventions ne jaillissent pas tout d'une pièce du cerveau des hommes. Il n'est aucune machine de l'industrie moderne à laquelle plusieurs générations n'aient collaboré successivement, et c'est par une série de transformations que nos puissants outils sont devenus ce qu'ils sont. La période d'application a toujours succédé à une période de tâtonnement et d'invention, quelquefois extrêmement longue et fort laborieuse. L'étude critique de ces premiers essais présente une grande utilité, car on retrouve à chaque instant, dans l'histoire du passé, des enseignements dont on peut tirer profit; il faut connaître les insuccès du début pour éviter les causes qui les ont produits; un inventeur doit savoir ce qui a été essayé déjà, sinon il ne bénéficierait pas de l'expérience de ses prédécesseurs et ne pourrait perfectionner leur œuvre.



Nous retracerons donc avec soin les diverses phases de l'évolution des moteurs à gaz, avant d'entreprendre leur étude théorique et pratique; l'exposé de leurs progrès successifs nous donnera l'explication du rapide et admirable développement qu'ils ont pris.

En moins de temps qu'il n'en a fallu à la machine à vapeur pour atteindre à son apogée, ils ont réalisé des rendements qui les mettent au premier rang des machines thermiques, tout en s'adaptant à l'utilisation des combustibles les plus variés et aux besoins des industries les plus diverses, et en contribuant puissamment aux étonnants résultats de la locomotion sur routes et de la navigation aérienne.

## I

### Période de tâtonnement.

Les machines à poudre de l'abbé Hautefeuille nous sont connues par les deux mémoires suivants

*Pendule perpétuelle, avec la manière d'élever l'eau par le moyen de la poudre à canon, 1678.*

*Réflexions sur quelques machines à élever les eaux, 1682.*

S'il n'est pas absolument prouvé que l'ingénieur inventeur ait jamais construit les machines qu'il avait imaginées, du moins possédons-nous tous les éléments nécessaires pour les discuter et les juger. Hautefeuille proposait d'introduire la poudre dans une boîte rectangulaire, communiquant avec un tuyau dont l'extrémité inférieure plongeait dans le réservoir qu'il s'agissait d'épuiser : la force d'expansion produite par l'explosion n'était donc pas mise en œuvre directement, mais on utilisait le vide partiel qui résulte du refroidissement des gaz restés dans le cylindre, et l'eau était élevée par l'effet de la pression atmosphérique.

Dans une lettre adressée à sa bienfaitrice, la duchesse de Bouillon, l'abbé Hautefeuille décrit plus tard une autre machine, qui ne présente pas moins d'intérêt : c'est la machine pulmonaire, ressuscitée dans ces derniers temps. Il voulait, disait-il, appliquer le principe même de la circulation du sang, produite « par la dilatation et la contraction successives du cœur ». Nous aurions de la peine à donner de ce moteur une description qui satisfait les mécaniciens, car nous ne connaissons que les grandes lignes du projet. Constatons toutefois avec Tresca (1) que la constitution d'une semblable machine, actionnée par la poudre, eût dû être bien puissante pour résister aux pulsations de cet agent.

1. « De l'invention et de l'avenir des machines à gaz combustibles, par Tresca », *Annales du Conservatoire impérial des arts et métiers*, tome II, page 121, 1862. J'ai fait de précieux emprunts à cette étude pour ce qui est de la première période des moteurs à gaz.



Quoi qu'il en soit, il ressort de ses écrits et des témoignages contemporains que l'abbé français proposa le premier un appareil méritant le nom de machine, dans toute l'acceptation moderne du nom, et nous devons reconnaître qu'il a eu la priorité de l'invention. Huygens, à qui l'on attribue quelquefois la première machine à explosion, ne vint qu'après lui, car son mémoire sur *une nouvelle force mouvante par le moyen de la poudre à canon et de l'air* ne parut qu'en 1680, parmi les « Divers ouvrages de mathématiques et de physique, par Messieurs de l'Académie des sciences ».

La machine de Huygens se composait d'un cylindre, fermé par un piston, et pourvu de deux tuyaux de dégagement en cuir formant soupapes : on enflam-mait la poudre dans une petite boîte vissée sur le fond de ce cylindre.

« On y met, dit l'inventeur, un peu de poudre à canon, et on serre bien cette boîte par le moyen de sa vis. La poudre, venant un instant après à s'allumer, remplit le cylindre de flamme et en chasse l'air par les tuyaux de cuir qui s'éten-dent (se dilatent) et sont aussitôt refermés par l'air du dehors, de sorte que le cylindre demeure vide d'air ou du moins pour la plus grande partie. Ensuite le piston est forcé, par la pression de l'air qui pèse dessus, à descendre (1). »

C'était la machine *atmosphérique*, qui eut plus tard son heure de célébrité. Huygens fit voir sa machine à Colbert, mais il ne paraît pas qu'elle ait servi à autre chose qu'à soulever sept ou huit laquais, suspendus à une corde passée sur une poulie et que le piston entraînait dans sa descente. Les soupapes de cet appareil étaient d'ailleurs fort défectueuses; il ne serait jamais devenu appli-cable aux épuisements, si Denis Papin n'avait imaginé les soupapes à joint hydraulique, dont nous trouvons la description dans les Actes de l'Académie de Leipzig, parmi les *Excerpta ex viri clarissimi Dionysii Papini, mathematicum in Academia Marburgensi professoris publici : De novo pulveris pyrii usu*. Dans un autre travail très célèbre, publié sous le titre de *Nova methodus ad vires motrices validissimas levi pretio comparandas*, notre immortel compatriote décrit de nouveau sa machine à poudre, et il nous fait part des difficultés qu'il a rencontrées.

« Nonobstant toutes les précautions observées, dit-il, il est toujours demeuré dans le tuyau (le cylindre) la cinquième partie de l'air qu'il contient d'ordinaire, ce qui cause deux différents inconvénients : l'un est que l'on perd près de la moitié de la force qu'on devrait avoir; l'autre inconvénient est qu'à mesure que le piston descend, la force qui le pousse en bas diminue de plus en plus (2). »

Les insuccès de ces premières machines amenèrent Papin à employer la vapeur d'eau, laquelle « fait ressort comme l'air et se condense ensuite par le froid, si bien qu'il ne reste plus aucune apparence de cette force de ressort ». Dès lors la poudre fut condamnée, et tous les efforts du xvii<sup>e</sup> siècle se portèrent

1. TRESCA, loc. cit.

2. THURSTON, *Histoire de la machine à vapeur*, traduction Hirsch, tome I page 53.



sur la machine à vapeur, que Savery, Newcomen, Smeaton et tant d'autres illustres ingénieurs amenèrent rapidement à un haut degré de perfection.

Pendant une longue période d'années, les machines à explosion paraissent avoir été totalement oubliées, et Watt ne s'en est nullement occupé : le vaste génie de cet homme eût cependant pu tirer un parti merveilleux des idées de l'abbé Hautefeuille et de Huygens.

Ce n'est qu'en 1791 qu'un ingénieur anglais, John Barber, songea de nouveau à utiliser la puissance motrice de l'air dilaté; nous avons donc un siècle d'arrêt à enregistrer dans l'histoire de nos moteurs. Est-ce à dire qu'ils aient subi de ce chef un siècle de retard dans leur développement? Nullement. En effet, de même que la machine à vapeur avait bénéficié des premiers essais dont les machines à poudre avaient été l'objet, de même les moteurs à explosion devaient profiter des perfectionnements considérables réalisés par l'art de la construction dans les ateliers de Soho. Watt avait rencontré les plus grandes difficultés pour trouver des ouvriers capables d'ajuster les pièces d'un mécanisme et de les monter convenablement, et il s'estimait heureux d'avoir formé des tourneurs capables d'aléser un cylindre dont la section ne présentât qu'un ovale de  $\frac{3}{8}$  de pouce, c'est-à-dire de 9 millimètres. Dans ces conditions, il est très probable que la machine à vapeur n'eût pu être réalisée, alors même que Héron d'Alexandrie en aurait conçu le plan deux siècles avant Jésus-Christ : c'est l'opinion de M. Thurston, et je la partage.

En 1791, ces difficultés pratiques étaient vaincues, et John Barber n'avait d'autre problème à résoudre que celui de substituer l'air dilaté à la vapeur dans des engins parfaitement combinés et construits. Il échoua cependant, sans qu'il nous soit possible de découvrir la cause de cet insuccès, attendu que la spécification de sa patente, datée du 31 octobre, est singulièrement laconique; nous savons seulement qu'il mélangeait deux jets d'air et de gaz carburés, et qu'il les enflammait à l'entrée d'un vaisseau à explosion (*exploder*). Il semble qu'il ait eu l'idée première des machines à *combustion continue*.

Robert Street fit faire à la question un nouveau pas. Son brevet est du 7 mai 1794; il est relatif à la « *production d'une force de vapeur inflammable par le moyen de liquide, d'air, de feu et de flamme, pour mettre en mouvement les machines et les pompes* ».

Il n'emploie pas les gaz tout formés, dit Tresca, mais il fait tomber sur le fond d'un cylindre de l'huile de pétrole, de la térébenthine ou d'autres matières analogues pouvant se réduire en vapeur; un piston est soulevé et, dans sa course, il fait entrer de l'air dans le cylindre; ce piston se soulève encore, et une longue tige, à laquelle il est articulé, entraîne en même temps le piston d'une p mpe. L'action est alternative.

Pour le coup, voilà une machine complète, d'une réalisation peut-être difficile et d'un fonctionnement irrégulier; mais du moins le moteur est-il créé. Vienne maintenant l'inventeur de génie qui extraira de la houille un gaz combustible,



capable de former avec l'air un mélange détonant, et nous alimenterons ces machines en les reliant à la canalisation de l'éclairage public. L'industrie disposera d'un moteur commode, présentant de merveilleuses facilités d'emploi, ne dépensant que lorsqu'il produit, et n'exigeant aucune installation coûteuse de foyer ni de chaudière.

C'est le 6 vendémiaire, an VIII (28 septembre 1799), que Philippe Lebon d'Humbersin prit son premier brevet. Il lui fut délivré pour de *nouveaux moyens d'employer les combustibles plus utilement, soit pour la chaleur, soit pour la lumière, et d'en recueillir les différents produits.*

Constatons que les applications à l'éclairage ne sont mentionnées qu'en seconde ligne dans les projets de Lebon. Voici quelques extraits de son mémoire, qui témoignent de la largeur des vues du savant ingénieur. « Je ne parlerai pas, dit-il, des effets que l'on pourrait obtenir en appliquant encore la chaleur produite aux chaudières de nos machines à feu, ni des applications sans nombre de la force qui se déploie dans ces nouvelles machines. Tout ce qui est susceptible de se faire mécaniquement est l'objet de mon appareil, et, la simultanéité de tant d'effets précieux rendant la dépense proportionnellement très petite, le nombre possible d'applications économiques devient infini. Dans les foyers, on néglige et l'on perd tout le gaz inflammable, qui offre des effets de chaleur et de mouvement si précieux pour ces établissements. La quantité de combustible que l'on y consume est si énorme, que je suis persuadé qu'en le diminuant considérablement, on pourrait, en suivant les vues que j'indique, non seulement obtenir les mêmes effets de chaleur, mais même donner surabondamment la force que l'on emprunte aux cours d'eau, souvent éloignés des forêts et des mines, et dont la privation donne lieu, dans les sécheresses, à des chômages d'autant plus nuisibles qu'ils laissent sans travail une classe nombreuse d'ouvriers. En général, tous les établissements qui ont besoin de mouvement, de chaleur ou de lumière doivent retirer quelque avantage de cette méthode d'employer le combustible à ces effets (1). »

Un vaste horizon s'ouvrait devant les yeux de l'inventeur du *thermolampe*, et ce n'était pas seulement l'industrie de l'éclairage qui devait être transformée, mais *tout ce qui est susceptible de se faire mécaniquement*. Lebon pouvait, mieux que tout autre, tirer parti de sa découverte et en développer les conséquences : ingénieur au corps des ponts et chaussées, il avait obtenu, en 1792, une récompense nationale de 2.000 livres, pour des expériences qui avaient pour objet d'améliorer les machines à feu; ces premiers essais n'étaient pas sortis de sa mémoire. En 1801, dans une addition à son premier brevet, il exposait un projet de moteur à gaz en ces termes : « Je vais indiquer les moyens de recueillir cette force expansive (du gaz), d'en modérer l'énergie et de ne la déployer qu'à mesure et en proportion des besoins et de la solidité des machines qu'on pourra employer.

1 FIGUIER, *l'Art de l'éclairage*, page 90.



Dans le cylindre *a* s'opère la combustion du gaz inflammable qui est introduit par le tuyau *b*, tandis que l'air atmosphérique nécessaire pour la combustion y est refoulé par le tuyau *c*. Le cylindre *a* reçoit les vapeurs produites par cette combustion; son piston intercepte toute communication entre les parties *e* et *f* (1)... La tige du piston se partage en dehors du cylindre en trois autres tiges; l'une d'elles fait mouvoir le piston d'une pompe à air atmosphérique à double effet, une autre fait mouvoir le piston d'une semblable pompe à gaz inflammable; la troisième enfin est destinée à s'appliquer aux résistances que l'on se propose de vaincre... Quant à l'inflammation, on pourrait disposer une machine électrique, qui serait mue par celle du gaz, de manière à répéter les détonations dans des instants dont l'intermittence pourrait être réglée et déterminée. »

Ce document établit d'une façon indiscutable les titres de Lebon à l'invention des moteurs à gaz. Nous trouvons même dans les lignes qui précèdent l'idée du perfectionnement le plus notable qu'ait subi dans la suite la construction de ces machines, je veux dire l'idée de comprimer le mélange d'air et de gaz avant l'explosion. Si le malheureux ingénieur n'avait été assassiné le 22 décembre 1804, dans les Champs-Élysées, il est probable que l'industrie aurait été dotée, dès le commencement du siècle, de ces machines qui n'ont pu entrer dans le domaine de la pratique avant 1860. Constatons et enregistrons ce fait à l'honneur de la France et du génie français : nous pouvons revendiquer avec fierté pour Hautefeuille et Lebon l'invention d'un moteur qui s'est placé de pair avec le chef-d'œuvre de Watt.

Lebon eut de nombreux imitateurs; mais chose étrange, le gaz d'éclairage qui devait faire la fortune du nouveau moteur, ne l'alimentait pas toujours. Les uns lui préférèrent encore les poudres explosibles, et les frères Niepce font breveter, en 1806, un *pyroéolophore*, dans lequel ils lancent du lycopode à l'aide d'un soufflet; d'autres saturent l'air de certains hydrocarbures : c'est ainsi que procède Herskine Hazard. Enfin Galy-Cazalat et Dubain emploient l'hydrogène produit par la réaction de l'acide sulfurique sur le zinc, ignorant sans doute que le gaz d'éclairage donne, à volume égal, plus de chaleur que l'hydrogène.

En 1807, de Rivaz propose d'enflammer le mélange tonnant par une bulle d'hydrogène phosphoré; on est revenu à cette idée dans ces derniers temps. Cependant le procédé en usage est infiniment préférable à tous égards, car on ne saurait faire mieux et plus simplement que de loger un brûleur dans le distributeur. Cette disposition ingénieuse n'est pas née d'hier; elle fut imaginée par Samuel Brown, en 1824.

De 1830 à 1860, nous voyons éclore les types les plus divers; tous furent protégés par des brevets, mais aucun ne fit la fortune de son créateur. Il faut reconnaître cependant quelques innovations très heureuses.

1. Cette description peut être suivie facilement sans figure; les deux parties *e* et *f*, dont il est question dans le texte, sont les parties antérieure et postérieure du cylindre *a*.



Wellmann Wright, James Johnston et William Barnett se distinguent entre tous.

Le premier a employé le régulateur de vitesse à modifier la teneur du mélange explosif suivant la quantité de travail à produire; la richesse en gaz combustible diminuera pour peu que la marche de la machine s'accélère, et le travail moteur sera réduit toutes les fois qu'il tendra à devenir prépondérant et à accélérer la vitesse du mécanisme. Cette idée de proportionner à tout instant la force produite par l'explosion au travail qu'on demande nous paraît simple, aujourd'hui que nous sommes familiarisés avec les détentes variables dans les machines à vapeur; mais en 1833, alors que Wright prenait sa patente, il fallait une grande puissance d'invention pour concevoir un semblable dispositif et le réaliser. Deux petites pompes, gouvernées par le régulateur à boules de Watt, alimentaient le cylindre d'air et de gaz combustible, hydrogène ou carbure; on ne saurait faire mieux aujourd'hui. La machine à gaz de Wellmann Wright était du reste parfaitement entendue et fort bien construite : elle était verticale, à double effet, sans balancier, à action directe; l'inflammation était produite par la flamme d'un bec de gaz. Il serait difficile de dire pourquoi ce moteur ne réussit pas; peut-être ne faut-il chercher la cause de cet insuccès que dans l'indifférence des industriels contemporains pour tout moteur autre que la machine à vapeur.

Johnston ne fut pas moins ingénieux que Wright; il imagina une machine à gaz à condensation. Écoutons la description qu'il nous en a laissée lui-même.

« Ma machine fonctionne de la manière suivante. Supposons que le piston soit au bas du cylindre; de l'oxygène et de l'hydrogène sont introduits sous le piston; la soupape d'admission des gaz est alors fermée, et ceux-ci sont enflammés par l'un des moyens ordinaires. Aussitôt que l'explosion a lieu, le piston est chassé jusqu'au sommet du cylindre; mais, quand l'explosion a cessé, il s'est produit un vide au-dessous du piston, attendu que les deux gaz se sont combinés pour former de l'eau. Tout l'espace compris au-dessous du piston est donc vide, à l'exception de la petite quantité d'eau qu'il renferme. Ainsi le piston est chassé jusqu'au sommet du cylindre, par l'explosion des gaz, et un vide s'est formé au-dessous de lui pour la condensation de ces mêmes gaz. Le piston est ensuite chassé en sens inverse par les gaz qui sont introduits et enflammés au-dessus de lui : un vide se fait au-dessous, et de cette manière la machine continue à fonctionner tant que les gaz sont introduits et enflammés alternativement, chaque explosion faisant rétrograder le piston dans le vide formé par elle... Je me réserve d'utiliser la condensation dans les machines qui emploient l'explosion du gaz hydrogène. »

Le jour où les gaz hydrogène et oxygène seront fournis par une canalisation et à bas prix, le moteur Johnston sera peut-être apprécié à sa juste valeur; d'ici là, nous ne le considérons que comme une curiosité, mais nous rendrons



hommage au génie inventif de cet homme, qui méritait une mention spéciale dans l'histoire des moteurs à gaz.

William Barnett revint à l'idée de Lebon et il décrit dans son brevet du 18 avril 1838, un moteur à double effet et à compression; deux pompes spéciales comprimaient séparément l'une de l'air, l'autre du gaz, et alimentaient le cylindre moteur, dans lequel le mélange était enflammé par un inflammateur fort ingénieux.

Barnett réalisait la mise de feu à l'aide d'un boisseau de robinet creux, animé d'un mouvement de rotation continu et renfermant un bec de gaz; ce bec s'allumait à une veilleuse extérieure quand l'ouverture du boisseau était tournée au dehors, et il portait sa flamme dans le mélange, quand le boisseau avait fait un demi-tour et qu'il communiquait avec le cylindre. C'est l'idée du transport de flamme sous pression, qui a été appliquée plus tard par le plus grand nombre des constructeurs.

Bien nombreux encore furent les essais d'amélioration de la machine à gaz de 1850 à 1860; les ingénieurs avaient évidemment reconnu les avantages considérables qu'on pouvait retirer de l'emploi du gaz et, en neuf ans, 16 brevets furent pris en Angleterre et en France. Aucun d'eux ne put être exploité: cependant il en est dont on a reconnu plus tard la valeur et que nous ne saurions passer sous silence, sans injustice: je veux parler surtout des brevets de Barsanti et Matteucci et de Hugon.

Le premier date du 13 mai 1854; il porte le titre suivant: *Mode of applying the explosion of the gases as a motive power.*

Le second fut inscrit à Paris le 11 septembre 1858, sous la mention: *Machine utilisant la force explosible et le vide résultant de la combinaison de l'hydrogène pur ou des différents gaz de l'éclairage.*

Ces deux moteurs pouvaient être excellents, la suite le prouva bien; mais de fait ils ne donnèrent aucun résultat avant 1860.

Rendons justice aussi à Degrand, qui, dès 1858, faisait la compression du mélange gazeux, par le piston, dans le cylindre même de travail: l'idée ne lui appartenait pas, mais elle était tout aussi peu la propriété des heureux constructeurs qu'elle a enrichis depuis lors, et qui se sont bien gardés de reconnaître cette antériorité; il est vrai que Degrand ne put obtenir la compression préalable qu'en faisant une machine monstrueuse.

Sir Williams Siemens construisit enfin, en 1860, un moteur dont il a produit les dessins à la réunion du 4 avril 1882 des ingénieurs civils de Londres (1);

1. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, volume LXIX. Voici en quels termes s'est exprimé sir W. Siemens au sujet de son moteur: « *The engine promised to give very good results, but about the same time he began to give his attention to the production of intense heat furnaces, and having to make his choice between the two subjects, he selected the furnace and the metallurgic process leading out of it; and that was why the engine had remained where it was for so long a time.* » — Nous renonçons à donner la description de ce moteur; il n'est pas indigne du savant qui en a conçu l'idée et dessiné les plans. Nous retrouverons, du reste, dans la suite, une nouvelle expression du projet de sir William Siemens et nous nous y arrêterons plus longuement.



mais le savant ingénieur, qui alliait si harmonieusement le génie pratique anglais avec l'esprit méthodique allemand, ne trouva pas le temps nécessaire pour compléter son œuvre, et il fut devancé.

En somme, on peut affirmer en toute vérité qu'avant 1860 aucune machine à gaz n'avait pu être utilisée industriellement.

Le moteur était inventé; mais il s'agissait de le faire marcher.

Ce fut le mérite de Lenoir.

## II

### Période d'invention.

Le brevet de Lenoir porte la date du 24 janvier 1860; il était spécifié *Moteur à air dilaté par la combustion du gaz*.

Le dispositif de cette machine ne différait pas sensiblement du type des machines à vapeur horizontales à bielles articulées; ce modèle simple, compact et peu encombrant avait, en 1860, toutes les préférences des constructeurs, et on put l'appliquer facilement et sans grandes modifications à la production de la puissance motrice par l'explosion d'un mélange tonnant.

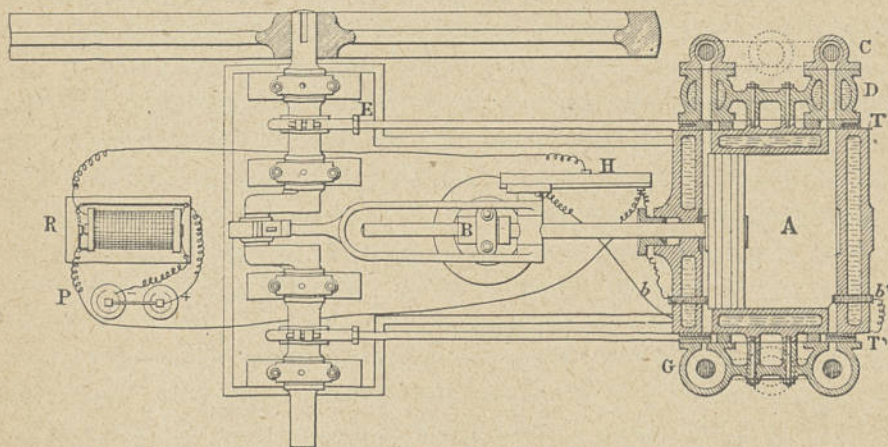


Fig. 1. — Moteur Lenoir primitif.

Le premier moteur Lenoir est le prototype des moteurs à explosion mettant en œuvre le mélange sans lui faire subir de compression préalable.

La figure 1 reproduit le modèle original breveté, tel qu'il fut donné dans la *Publication industrielle* d'Armengaud.

Le cylindre A est boulonné sur un bâti de fonte, à large assise, lequel soutient tout l'ensemble des organes de transmission et de modification de mou-



vement, glissière et crosse, attaquant par une bielle à fourche le coude du vilebrequin. Des excentriques, calés de chaque côté de l'arbre, commandent les tiroirs plans T et T' d'admission et d'échappement, qui admettent dans le cylindre le mélange tonnant et déchargent les gaz brûlés à l'atmosphère. L'allumage est effectué par une étincelle électrique. Le fonctionnement est à double effet.

Le gaz arrive par un tuyau à deux branches dans deux chapelles G, de forme cylindrique, munies d'un orifice rectangulaire du côté du tiroir; ce tiroir glisse entre deux surfaces dressées. Il présente sur toute sa hauteur des évidements rectangulaires qui livrent passage à l'air; ces évidements sont formés de tubes cylindriques de 2 millimètres de diamètre alternant avec des trous de 6 millimètres. Le gaz de la chapelle entre par les tubes, tandis que l'air appelé du dehors par le piston pénètre à travers les trous; de cette manière les veines du comburant et du combustible se mêlent intimement et forment un mélange tonnant, allumé par l'étincelle de la bobine de Ruhmkorff B, qui jaillit en *b* et *b'*.

C'est à mi-course du piston que le tiroir T' se ferme et que l'explosion a lieu : sous cette impulsion, le piston achève sa course; puis le tiroir de décharge T, placé en face, laisse échapper les gaz plus ou moins détendus. La pratique avait déjà indiqué qu'il convenait de produire l'inflammation avant fermeture complète du tiroir d'admission; quant au tiroir de décharge, il devait avoir une légère avance.

La même série de phénomènes, se déroulant derrière la face opposée du piston, détermine son mouvement alternatif : l'action à double effet du moteur résulte des deux jeux de tiroirs, disposés aux deux extrémités du cylindre. Un même excentrique commande chaque paire de tiroirs.

Les chapelles d'échappement sont symétriques des chapelles d'admission : elles conduisent les gaz brûlés dans un collecteur qui s'élève verticalement de manière à faire office de cheminée d'appel, ce qui diminue la contrepression.

Une circulation d'eau rafraîchit les parois du cylindre et les chapelles de décharge. L'eau entre d'abord dans ces chapelles et passe de l'une à l'autre par un tuyau horizontal de communication : puis elle parcourt l'enveloppe du cylindre et les fonds, et elle se déverse enfin dans un vaste réservoir disposé spécialement pour opérer son refroidissement. La même eau sert toujours.

Les inflammateurs *b* et *b'* se composent d'un boulon de cuivre taraudé, traversé par un petit crayon de porcelaine, dans lequel est engagé le fil conducteur. Ce fil est négatif, tandis que toute la masse métallique est positive; la figure permet de suivre les fils qui relient le distributeur H et les inflammateurs *b* et *b'* aux pôles de la bobine de Ruhmkorff.

Pour mettre le moteur en train, il suffisait d'actionner le volant, afin de faire avancer le piston, qui aspirait le mélange tonnant derrière lui : l'étincelle jaillissait alors et l'explosion achevait de pousser le piston à fond de course. Le volant triomphait du point mort par son inertie, et ramenait le piston en arrière : dès lors, la marche du moteur était assurée.



Tel était le chef-d'œuvre de Lenoir.

Rien de particulier, en somme, ni de bien original dans les dispositions adoptées par l'inventeur; cependant, ce moteur différait absolument de tous ceux que nous avons signalés dans la période précédente, en ce qu'il *marchait* et fournissait un travail régulier et continu.

A quoi fallait-il attribuer ce résultat si nouveau?

A un ensemble de perfectionnements sérieux dans les détails et surtout à une construction parfaite. Lenoir eut en effet la bonne fortune d'avoir pour constructeur Marinoni, auquel revenait assurément une part du succès.

L'émotion fut grande dans le monde industriel : on possédait enfin un moteur n'exigeant ni foyer, ni chaudière, ni chauffeur, ni approvisionnement de combustible, ne donnant point de fumée, pouvant être mis en train instantanément par la manœuvre d'un robinet et ne consommant rien pendant ses périodes d'inaction. La distribution de la force était donc résolue! Le moteur à gaz pouvait être installé dans les plus petits ateliers, à cause de son faible poids et de ses petites dimensions. Toutes les revues techniques exaltèrent à l'envi ces précieuses qualités et, la réclame aidant, la nouvelle machine conquit la vogue et se répandit très rapidement partout.

Quelques-uns crurent que les dernières heures de la machine à vapeur avaient déjà sonné, et l'étoile de Watt pâlit devant celle de Lenoir.

La *Publication Industrielle* d'Armengaud établissait (1) de la manière suivante le bilan comparatif d'une machine à vapeur et d'un moteur à gaz : au prix de 0 fr. 30 le mètre cube de gaz, le cheval annuel coûtait, amortissement et frais compris, 1.450 francs, tandis qu'il revenait à 1.900 francs par une machine à vapeur de la puissance d'un cheval. Pour des puissances plus considérables le gaz perdait ses avantages, il est vrai; ainsi la dépense annuelle de deux machines de 10 chevaux était évaluée à 10.700 francs pour le gaz et à 8.200 francs pour la vapeur : mais les frais de premier établissement étaient bien moins considérables pour un moteur Lenoir que pour une machine à vapeur. Le tableau ci-dessous en faisait foi.

PUISSANCE EN CHEVAUX	PRIX	PRIX
	D'UN MOTEUR LENOIR livré et posé à Paris	D'UNE MACHINE à vapeur
½	900 francs.	1.300 francs.
1	1.350 —	1.600 —
2	1.910 —	2.500 —
4	3.000 —	4.500 —
10	6.510 —	10.500 —

1. Tome XIII, page 217, 1861.



L'enthousiasme était au comble : il conduisit à une exagération manifeste. Marinoni estimait la consommation du moteur à environ 900 litres par cheval et par heure : il en dévorait 3.000, sinon plus, et coûtait trois fois plus cher d'entretien qu'une machine à vapeur de même puissance. On économisait, il fallait en convenir, le salaire d'un chauffeur; mais la conduite de la machine était délicate, et l'on ne pouvait se passer d'un surveillant qui, armé d'une burette, y versât des torrents d'huile, car le mouvement se ralentissait, si l'on négligeait de graisser abondamment tous les quarts d'heure; de ce chef, la dépense était d'au moins 10 centimes par heure. Enfin, la consommation d'eau était quatre fois plus considérable que pour une machine à vapeur sans condensation. Bref, il fallait en rabattre beaucoup des pompeuses réclames de la première heure.

D'un engouement irréfléchi, on passa bientôt au dénigrement le plus injuste. Un certain nombre de moteurs furent transformés en machines à vapeur; d'autres furent vendus au prix du fer. Plusieurs revues industrielles ouvrirent une campagne contre l'idole de la veille; et un certain Monsieur von Schwartz ne craignit pas d'intituler un article *Ein Humbug*, ce que je traduis par le mot de *fiasco* (1).

C'était une nouvelle exagération et une manifestation non équivoque de la jalousie allemande.

En réalité, le moteur Lenoir était un précieux auxiliaire de la petite industrie, dont on ne pouvait méconnaître les qualités.

Tresca le soumit à une série d'essais, en janvier 1861. Une machine de 180 millimètres de diamètre sur 100 de course fournit un travail de 0,57 cheval effectif par 130 tours à la minute, au prix de 3.476 litres de gaz par cheval et par heure. La durée de l'épreuve fut de trois heures et demie, durant lesquelles on n'observa que deux arrêts par défaut d'inflammation; la dépense d'huile fut d'environ 50 grammes par heure (2). Une autre expérience, pratiquée sur un moteur d'un cheval (diamètre = 240 millimètres; course = 0 m. 120; vitesse = 94 révolutions par minute), conduisit à une consommation de 2.698 litres par cheval-heure effectif, avec une dépense d'huile de 36 grammes par heure.

Le savant sous-directeur du Conservatoire rendit le témoignage le plus impartial aux mérites de l'œuvre de Lenoir; mais l'avenir de ces moteurs reposait d'après lui sur leur emploi exclusif aux petites puissances motrices.

Quelque temps après, il écrivait ce qui suit, au retour de l'Exposition de Londres de 1862 : « La machine à vapeur ne saurait être menacée par ces ingénieux moteurs qui, en gravitant autour d'elle, et en utilisant une partie des principes qu'elle met en œuvre, ne font que rehausser ses mérites sans parvenir à les égarer. » Ce jugement, que la suite a démenti, fut ratifié alors par tous les hommes compétents.

La machine Lenoir reçut quelques perfectionnements de construction et elle rendit de grands services à ceux qui surent l'utiliser; de fait, nous ne possédons

1. *Breslauer Gewerbeblatt*, 20 octobre 1860.

2. *Annales du Conservatoire impérial des arts et métiers*, tome I, page 849, 1861.



pas de moteur à gaz dont le mouvement soit plus doux, ni plus régulier, ni la marche plus sûre. D'après une brochure publiée en 1864, par M. G. Lefebvre, ingénieur, il y avait alors à Paris 127 moteurs Lenoir en fonctionnement, d'une puissance de  $\frac{1}{2}$  cheval à 4 chevaux, qui se prêtaient aux applications les plus diverses et rendaient d'incontestables services dans les petits ateliers.

Les jurys des Expositions de Londres en 1862, de Paris en 1867, de Vienne en 1873, reconnurent le mérite de Lenoir, et la Société d'Encouragement lui décerna, en 1886, le grand prix de 12.000 francs du marquis d'Argenteuil. On avait mis du temps pour apprécier son œuvre.

Le premier concurrent que rencontra Lenoir fut Hugon, directeur de la Compagnie parisienne. Nous avons déjà signalé son brevet, qui était antérieur à 1860; mais ce n'est guère qu'en 1862 que le moteur Hugon entra dans le domaine de la pratique.

Il différait en deux points du moteur Lenoir : et d'abord, le mélange explosif était enflammé par un brûleur : de plus, le cylindre était refroidi à l'intérieur en même temps que lubrifié par une injection d'eau pulvérisée qui, se transformant en vapeur, ajoutait sa force expansive à celle du gaz au moment de l'explosion. Il en résulta une légère amélioration du rendement. On est revenu maintes fois depuis lors à cette pratique qui est rationnelle. De fait, un moteur de deux chevaux, essayé par Tresca, ne consommait plus que 2.573 litres par heure, allumage compris. Les gaz brûlés s'échappaient du cylindre à la température de 186°, alors qu'on relevait au moins 280° dans les Lenoir. Il y avait un réel progrès, dû à l'injection de l'eau dans le cylindre (1).

Un moteur anglais vint aussi sur le continent disputer la palme aux machines Lenoir : inventé par Millon dès 1861, il présentait un cycle plus parfait. Lenoir introduisait dans le cylindre le mélange détonant à la pression atmosphérique, donc sans compression; Millon découvrit à nouveau la *compression préalable* déjà indiquée par Lebon, Barnett et Degrand. Je ne sais quel rendement il réalisa, mais il contribua au progrès en préparant la voie à Beau de Rochas (2).

C'est en 1862, le 7 janvier, que cet ingénieur distingué a pris son brevet fameux dont on a tant parlé depuis lors, les uns pour l'exalter outre mesure, les autres pour en diminuer la valeur au point de manquer à la justice. En réalité, de Rochas a écrit un mémoire scientifique remarquable, dans lequel il a fait preuve d'une grande perspicacité; ce mémoire a été déposé à titre de brevet, mais un excellent mémoire peut devenir une détestable spécification de patente, et, de fait, le texte légal a fourni une ample matière aux discussions des avocats. Le mémoire est intitulé : *Nouvelles recherches sur les conditions pratiques de l'utilisation de*

1. *Annales du Conservatoire impérial des arts et métiers*, tome VIII, page 69, 1867.

2. J'emprunte ce renseignement à M. Dugald Clerk, *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, tome LXIX.



*la chaleur et, en général, de la force motrice ; description sommaire de quelques perfectionnements à introduire dans les générateurs à vapeur ou les machines à gaz.* Dans ce travail, qui forme une brochure autographiée de 53 pages, l'auteur établit fort bien les véritables règles qu'on doit suivre pour faire le meilleur emploi de la force élastique des gaz. Il faut : 1° que le cylindre ait le plus grand volume possible sous la forme du minimum de surface périphérique ; 2° que le piston ait la plus grande vitesse possible de marche ; 3° que les gaz soient détendus, le plus qu'on le peut faire et, 4° qu'ils aient la plus grande pression initiale. Ces principes généraux sont très nettement exposés et parfaitement développés par Beau de Rochas. Pour les réaliser, il propose d'opérer de la manière suivante :

- 1° Aspiration du mélange tonnant pendant une course entière du piston ;
- 2° Compression de ce mélange pendant la course suivante ;
- 3° Inflammation au point mort et détente pendant la troisième course ;
- 4° Refoulement des gaz brûlés hors du cylindre au quatrième et dernier retour.

L'ensemble des opérations qui constitue le cycle de Beau de Rochas est par suite à *quatre temps* ; cet ingénieur est donc incontestablement l'inventeur de ce cycle, cela est indéniable. Mais il a plutôt tracé un programme de ce qu'il fallait essayer qu'il n'a indiqué le moyen de le réaliser ; il est resté plus théoricien qu'il n'est devenu praticien. En effet, s'il est vrai qu'il déclare nettement qu'on doit opérer dans un cylindre unique et que les soupapes sont préférables aux tiroirs, on ne saurait nier d'autre part qu'aucun dessin n'est annexé au brevet, et que ce document ne renferme que des indications vagues ou impraticables relativement à la distribution, à l'allumage et à l'évacuation. Aucun essai ne fut fait, à notre connaissance du moins, aucun moteur ne fut construit, et le défaut de paiement de la seconde annuité fit tomber le brevet dans le domaine public, où il dormit une dizaine d'années.

Désireuse de reconnaître l'initiative et le génie de l'illustre précurseur d'Otto, la Société d'Encouragement pour l'industrie nationale a décerné, en 1887, à Beau de Rochas, un de ses prix, aux applaudissements de tous ceux qui connaissent la part considérable qui revenait à cet ingénieur dans les progrès des moteurs à gaz ; cet hommage eût été rendu trente ans plus tôt au savoir et au génie de l'inventeur, s'il avait su tirer les conclusions des principes posés par lui. Il eût été plus que le devancier d'Otto : il ne lui aurait rien laissé à faire (1).

Telle était la situation de l'industrie dont nous étudions les développements successifs, lorsque s'ouvrirent les portes de l'Exposition de Paris en 1867. Parmi les machines qui captivèrent le plus vivement l'attention des visiteurs se trouva un moteur d'une physionomie étrange, peu coûteux, très économique, exposé

1. Beau de Rochas est mort en 1892.



par la maison Otto et Langen de Deutz, près Cologne (1). C'était une machine verticale, laide de formes, assez encombrante, à la marche bruyante; au ferraillement des engrenages se mêlaient des détonations d'armes à feu, qui fatiguaient l'oreille et épouvantaient même quelquefois les assistants; bref, c'était un véritable marteau-pilon, mais ce marteau-pilon ne demandait plus que 900 litres par heure en échange du cheval-vapeur!

Cette machine est du type dit *atmosphérique*, parce qu'il utilise la pression qu'exerce la pression de l'atmosphère sur le piston moteur. Le cylindre est vertical et très long. Le mélange d'air et de gaz combustible, qui est d'abord introduit sous le piston, le projette vivement de bas en haut au moment de l'inflammation, et le lance en l'air comme un véritable projectile. Mais la tension des produits de l'explosion diminue par détente et par refroidissement, le vide se produit sous le piston, qui retombe et entraîne le mouvement de l'arbre de couche dont il est alors devenu solidaire. Dans cette seconde phase, la pression atmosphérique est motrice.

Le concept théorique de cette machine est, en somme, très simple : mais la réalisation mécanique de l'invention était des plus difficiles et des plus compliquées. Barsanti et Matteuci avaient eu l'idée, mais ils ne surent pas la réaliser; Langen et Otto ont repris le projet de leurs devanciers, et ils l'ont exécuté; toutefois, la solution qu'ils ont trouvée était elle-même incomplète, et leur ingénieuse machine est depuis longtemps abandonnée; mais son importance est si grande dans l'histoire des moteurs à gaz, que ce serait une erreur de ne point en donner une brève description (2).

Cette curieuse machine (fig. 2) se compose d'un cylindre A, ouvert à son extrémité supérieure et parcouru par un piston P dont la tige B porte une crémaillère, qui règne à peu près sur toute sa longueur et commande un pignon C placé sur l'arbre du volant. Ce pignon est fou sur cet arbre, dans la rotation qui correspond à l'ascension du piston; il entraîne l'arbre au contraire dans sa rotation

1. Nicolas-Auguste Otto naquit à Holzhausen (Nassau), en 1832; il débuta dans le commerce, mais il avait fait dans sa jeunesse de sérieuses et fortes études mathématiques et physiques, qui le préparèrent au rôle qu'il devait jouer plus tard. Le succès du moteur à air dilaté de Lenoir lui révéla sa vocation d'ingénieur-mécanicien, et il abandonna une situation acquise pour se consacrer au développement de ces nouvelles machines dont il entrevit aussitôt le bel avenir. C'est à Cologne que fut construit, en 1863, son premier moteur : il marcha mal et l'inventeur découragé se serait rebuté s'il n'avait alors associé sa fortune à celle d'Eugène Langen, dont la science et le génie persévérant contribuèrent grandement à la réalisation des idées d'Otto. Leur collaboration date du 30 septembre 1864; leur première œuvre fut la machine atmosphérique, qu'ils exposèrent à Paris, en 1867, et pour laquelle ils obtinrent une médaille d'or. Leur petit atelier de la Servaesgasse, à Cologne, devint bientôt insuffisant et il fallut songer à l'agrandir : ils le transportèrent à Deutz et se mirent à l'étude dans le but de réaliser un moteur capable de rivaliser avec la machine à vapeur. On peut voir à Deutz la collection des types les plus divers qu'ils essayèrent : le succès ne vint qu'en 1876, date de leur premier brevet, qui fut complété dès 1877. Depuis lors, le moteur Otto s'est bien modifié; mais l'œuvre primitive était marquée au coin d'un grand sens pratique, il faut le reconnaître. En 1881, l'Association des ingénieurs allemands vint tenir une session à Cologne et elle rendit un solennel hommage au talent de l'inventeur; l'Université de Wurzburg crut s'honorer en lui envoyant un diplôme de docteur *honoris causa*. Le docteur Otto est mort le 26 janvier 1881. M. Slaby lui a consacré une notice biographique de laquelle nous avons extrait les détails qui précèdent.

2. *Le Portefeuille économique*, de M. Oppermann, a donné, en 1876, une description complète de ce moteur.



inverse. Ce résultat était obtenu d'abord par l'emploi d'une roue à rochet, fixée sur le même axe que le pignon; mais on y substitua bientôt un manchon de friction, assez compliqué, il est vrai, mais très ingénieusement conçu, dont je vais essayer d'expliquer en peu de mots le fonctionnement.

Cet embrayage (appelé en allemand *das Schaltwerk*) se compose d'un disque  $m$ , calé sur l'arbre de couche (fig. 2 et 3), dont le moyeu cylindrique  $m'$  porte deux plateaux  $x x'$ , qui tournent librement sur lui et comprennent entre eux la denture  $y$  du pignon, maintenue par les quatre boulons  $f$  de la figure 2. Cette denture est donc folle sur l'arbre de couche, puisque les plateaux  $x$  et  $x'$  sont indépendants de l'arbre; mais elle cessera de l'être aussitôt qu'elle deviendra solidaire du disque  $m$ . Or, dans l'intervalle compris entre la couronne dentée  $y$  et le disque  $m$ , se trouvent quatre coins, qui appuient sur la circonférence du disque, par l'intermédiaire d'une garniture de cuir; de plus, la couronne dentée porte à l'intérieur autant de plans inclinés; enfin, une série de rouleaux sont disposés entre les coins et les plans inclinés. Lorsque la couronne dentée se

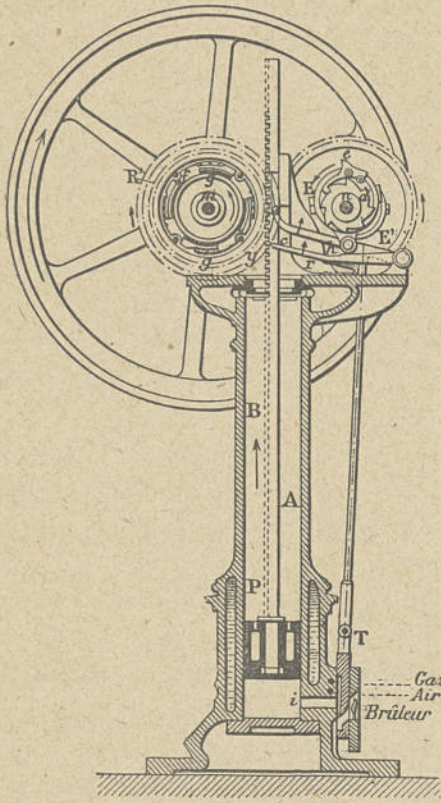


Fig. 2. — Moteur Langen et Otto.

meut dans le même sens que le disque, les rouleaux se logent dans le vide laissé entre les coins et les plans inclinés : il en est de même lorsque la couronne dentée se meut en sens contraire du disque avec une vitesse moindre; au contraire, dès que la roue dentée tend à prendre de l'avance sur le disque, les rouleaux remontent les plans inclinés et viennent exercer une pression par coincement sur les garnitures de cuir; l'énergique friction développée de la sorte entraîne le disque  $m$  et par suite l'arbre de couche. Ainsi s'explique la propriété de cet embrayage de n'agir que pour un sens déterminé de rotation, et seulement dans le cas où le piston retombe avec une vitesse suffisante.

Ce dispositif étant compris, il est aisé de se rendre compte de la marche de la machine, en observant la direction des flèches marquées sur la figure 2. Le volant tourne de gauche à

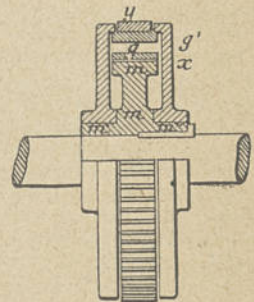


Fig. 3. — Embrayage Langen et Otto.



droite, par dessus; le piston, ayant reçu l'impulsion de la charge explosive, vole en l'air avec une rapidité extrême, en entraînant à contre-sens le pignon C, qui est alors fou sur l'arbre; en vertu de la force vive emmagasinée, les gaz brûlés se détendent jusqu'à une pression bien inférieure à celle de l'atmosphère, et il se fait un vide partiel dans le cylindre. Mais, à un moment donné, la pression contraire de l'atmosphère, jointe au poids de tout l'appareil mobile, détermine un mouvement rétrograde du piston : ce mouvement, rapide au début, provoque le jeu des coins de l'embrayage, et le piston, devenu solidaire de l'arbre moteur, effectue un travail utile. Mais il se développe alors sous le piston une contrepression qui ralentit sa marche; bien que le pignon continue de tourner dans le même sens que le volant, les coins se dégagent et la roue dentée devient libre; le piston achève sa course et expulse les gaz brûlés. Il faut qu'il remonte pour aspirer une charge nouvelle de gaz tonnant : ce mouvement est produit par un mécanisme spécial qui est figuré sur la droite de la figure 2.

Le tiroir T laisse pénétrer l'air et le gaz par deux ouvertures séparées; l'air est pris directement à l'atmosphère, le gaz arrive par un tuyau muni d'un robinet; ils sont appelés tous deux par le relevage automatique du levier *b*. L'allumage s'effectue par aspiration de la flamme d'un brûleur.

On règle la vitesse du moteur en ouvrant plus ou moins le robinet du gaz. Mais il importe de faire remarquer que l'on possède en outre le moyen de modérer la marche de la machine en réduisant la section de l'orifice d'échappement : dans ce cas, en effet, la descente du piston est ralentie et le nombre des coups de piston diminue par minute. C'est une particularité curieuse du moteur Langen et Otto, que le nombre des coups de piston soit indépendant de la vitesse du volant; le volant peut être assimilé à une toupie que l'on fait mouvoir par des coups de fouet; la vitesse de rotation dépend assurément du nombre de coups de fouet, cependant, en diminuant les résistances passives, on peut entretenir une vitesse égale avec un nombre moindre d'impulsions motrices. Il en résulte qu'un même moteur fournira un travail variable avec des vitesses fort différentes; ainsi, nous verrons, dans les essais qui seront exposés ci-dessous, le travail passer de 48 à 26 kilogrammètres, alors que la vitesse diminuait de 106 à 40 tours par minute et le nombre des coups de piston de 43 à 20; ces variations sont indépendantes les unes des autres dans une certaine mesure.

Le moteur Langen et Otto que nous venons de décrire, est, sans contredit, un des plus ingénieux qu'on ait réalisés; c'est pourquoi sa description appartient à l'histoire des moteurs à gaz. Il ne présente pas moins d'intérêt au point de vue théorique que pratique, attendu que son rendement remarquable fut très supérieur à ceux que l'on connaissait et révélateur d'actions thermiques internes, dont l'importance est considérable dans l'espèce, les actions de parois.

Tresca entreprit encore de déterminer exactement la consommation de ce singulier engin; il opéra sur celui qui marchait au Champ-de-Mars, d'une puis-



sance d'environ un demi-cheval. Son diamètre était de 150 millimètres; la course maximum du piston pouvait atteindre 980 millimètres, avec 103 millimètres d'aspiration du mélange; le volant mesurait 1 m. 260 de diamètre. Par 81 coups à la minute, la machine développa environ un demi-cheval et consomma 1.379 litres de gaz par cheval-heure effectif, allumage compris (1).

Les moteurs Lenoir et Hugon étaient donc fort distancés. Ce fut bien mieux encore lorsque, par une suite de perfectionnements heureux, les habiles constructeurs de Deutz eurent corrigé les défauts que la pratique leur signalait. Ils réussirent à abaisser la consommation totale jusqu'à 742 litres, ainsi qu'en témoignèrent les essais de Meidinger, poursuivis durant plusieurs semaines, dont les résultats sont consignés dans le tableau ci-dessous (2).

VITESSE	EXPLOSIONS	PUISSANCE AU FREIN	CONSOMMATION DE GAZ PAR cheval-heure effectif
Tours par minute	Coups par minute	Kgms	Litres
106	43	47,7	834
90	37	44,5	830
75	34	40,1	810
60	29	35,5	757
40	20	26,5	742

La vitesse ascensionnelle du piston libre était de 1 m. 11 par seconde; on calcula que l'ensemble des chaleurs perdues par la circulation de l'eau réfrigérante et la décharge des gaz n'atteignait pas 30 % de la chaleur totale mise en œuvre; ce résultat, remarquable à l'époque où il fut constaté, l'est encore aujourd'hui. D'autre part, la consommation de l'huile de graissage ne dépassait pas 10 grammes à l'heure.

Dans ces conditions, un moteur Langen et Otto était beaucoup plus économique qu'une machine à vapeur de mêmes dimensions; aussi le succès fut-il grand et une puissante Compagnie anonyme (Deutzer Gasmotoren Fabrik) fut créée pour exploiter le brevet des heureux inventeurs; elle eut peine à suffire aux commandes. En dix ans, elle en construisit plus de 5.000. Le succès fut moindre en France où l'on trouva peut-être que cette machine bruyante et disgracieuse manquait trop d'esthétique.

Quoi qu'il en soit, la petite industrie possédait une machine motrice qu'on pouvait brancher sans difficulté sur les canalisations de gaz, et qui s'accommodait fort bien de cet aliment.

Mais on ne disposait de ce gaz que dans les villes; il importait de créer un moteur qui pût fonctionner partout, et J. Hock de Vienne prit en 1873 une

1. *Annales du Conservatoire impérial des arts et métiers*, tome VIII, 1867.

2. *Badische Gewerbehalle*, cité par M. Schöttler, page 31.



patente pour des moteurs au pétrole. L'idée était ancienne, mais toujours pratique, et bien digne d'exciter de nouvelles recherches. On sait qu'un courant d'air traversant un hydrocarbure léger et suffisamment volatil pour donner des vapeurs abondantes à la température ordinaire, se trouve assez carburé par ce contact pour devenir inflammable; ce gaz est éminemment propre à la production de la puissance motrice. Hock combina une machine qui fonctionna très régulièrement; mais, par suite d'une combustion incomplète, le rendement fut médiocre et la dépense moyenne ne put être abaissée au-dessous de 750 centimètres cubes de pétrole léger par cheval et par heure : c'était beaucoup trop, bien que les carbures de mauvaise qualité qu'on utilisait de la sorte fussent relativement d'un prix minime (').

Vers le même temps, un ingénieur américain appliquait ses efforts à la résolution du même problème industriel. Sa patente remonte à 1872, mais ce n'est qu'en 1876 que le *Ready-Motor* de Brayton prit sa forme définitive, sous laquelle il est connu. Le moteur Hock était un moteur à essence; celui de Brayton se prêtait à l'emploi du *pétrole lampant*, pesant de 780 à 820 grammes au litre, que l'on trouve partout et qui est mis en vente dans les épiceries des moindres villages. Cette machine constituait donc le véritable moteur à pétrole. Le mode de carburation de l'air n'était plus aussi simple, il est vrai, que dans la machine Hock. L'air, comprimé par une pompe, pénètre dans le cylindre à travers une série de disques de bronze perforés entre lesquels se trouve une masse spongieuse, imprégnée d'huile lourde par le jeu continu d'une petite pompe alimentaire. C'est sous forme de rosée que le liquide est entraîné et projeté sur une toile métallique, derrière laquelle la combustion se maintient sans interruption et sans explosion. Pour mettre le moteur en train, il suffit d'introduire une allumette sur le trajet du gaz combustible : un regard spécial est disposé à cet effet au fond du cylindre régulateur.

Construit dans les ateliers d'Exeter (New Hampshire), le Ready-Motor acquit une certaine réputation : Brayton réussit, dit-on, à ne dépenser que 675 centimètres cubes d'huile lourde de pétrole par cheval-effectif et par heure, et ce résultat serait remarquable pour l'époque. Sa machine fut exposée à Philadelphie, en 1876, et elle reparut à Paris, en 1878, où elle fut l'objet d'une grande attention.

Brayton n'est pas seulement l'inventeur du moteur à pétrole; il est aussi le créateur des machines à combustion, dans lesquelles le gaz combustible n'est plus employé à former un mélange tonnant, qu'on fait exploser, mais où ce gaz brûle graduellement, au fur et à mesure de son introduction dans le cylindre moteur.

Le moteur Brayton a affecté diverses formes, dont la description présente aujourd'hui peu d'intérêt; mais il faut en signaler les grandes lignes. C'est le plus souvent un moteur horizontal à double effet; un cylindre de compression est adjoint au cylindre moteur. Il envoie à celui-ci de l'air, et cette admission

1. MUSIL, *Die Motoren für das Kleingewerbe*, page 37.



se prolonge jusqu'au tiers de la course du piston moteur. Cet air, réchauffé en utilisant les chaleurs perdues de la machine, traverse une sorte de tamis métallique D (fig. 4), renfermant une garniture spongieuse de feutre E, imprégnée d'huile de pétrole par le jeu d'une pompe d'injection, qui alimente le tuyau adducteur *d*. L'air se carbure en s'in-

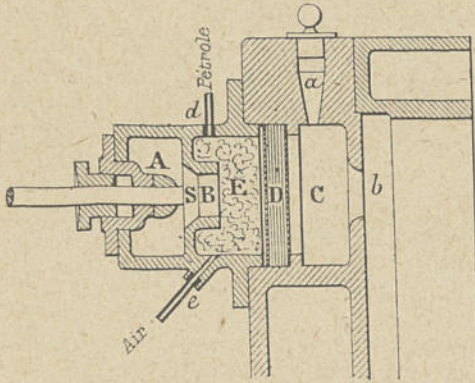


Fig. 4. — Carburateur Brayton.

filtrant à travers cet appareil; il est admis en A par la soupape S. L'ouverture *a* sert à allumer l'air carburé au fur et à mesure qu'il pénètre dans le cylindre. Il y a donc combustion graduelle et non pas explosion, ainsi que nous venons de le dire.

MM. Thomson, Sterne et C<sup>o</sup>, concessionnaires américains du brevet Brayton, ont eu l'idée d'accumuler de l'air à haute pression dans un tube en tôle de fer très résistant, de telle sorte qu'on soit dispensé de faire tourner le

volant à la main, quand on veut mettre la machine en mouvement; il suffit d'admettre cet air comprimé sur le piston moteur pour obtenir le premier tour du volant. La machine est par conséquent *self starting*. Prenons acte de l'invention, et notons que l'Amérique a vu naître le moteur à *pétrole*, à *combustion*, à *deux temps*, ainsi que les premiers appareils de mise en route automatique. Ses ingénieurs ont l'honneur de ces créations, et ses marchands d'huile y ont trouvé leur profit par surcroît.

Mais revenons en Europe où l'on réalisait encore d'incessants progrès.

Nous voyons apparaître à Cologne, en 1874, la machine Gilles, dans laquelle on s'est proposé surtout de corriger les défauts de l'inférieur moteur de Deutz. Il s'agissait de supprimer le ferraillement des roues dentées et ces coups formidables de piston qui le faisaient comparer à un marteau-pilon; pour atteindre ce but, Gilles eut recours à une combinaison de deux pistons adossés, entre lesquels détonait le mélange explosible: l'un deux (*Arbeits-Kolben*) était moteur, l'autre (*Flug-Kolben*) était libre et devait atténuer les chocs; le premier agissait sur la manivelle de haut en bas, le second était lancé de bas en haut et ne s'arrêtait qu'après que le travail résistant de la pression atmosphérique et celui de son poids avait absorbé sa force vive. Un arrêt ingénieux le maintenait au sommet de sa course, jusqu'à ce que le piston moteur eût achevé son mouvement et fût revenu à son point mort de départ, sous l'action de la pression de l'atmosphère; il redescendait alors et réoccupait sa position initiale.

Il est incontestable que l'idée de Gilles était heureuse et parfaitement applicable; elle fut réalisée d'une manière convenable par la maison Humboldt, de



Kalk, mais ce moteur fut beaucoup plus apprécié en Angleterre qu'en Allemagne; il resta inconnu chez nous.

La Compagnie des moteurs à gaz de Deutz aurait été gravement atteinte dans ses intérêts, si Gilles avait réussi; elle sentit le péril et fit les plus grands efforts pour améliorer son type; mais ce fut en vain. Il semblerait que les machines atmosphériques ne soient pas susceptibles d'une réalisation pratique, malgré les avantages que leur assigne la théorie. Aussi vit-on tout à coup les ingénieurs de Deutz renoncer au bénéfice de l'exploitation de leur premier modèle, qui avait fait leur fortune, et demander aux moteurs à transmission directe une solution complète du problème.

Ils dotèrent l'industrie d'une œuvre remarquable : le moteur Otto a été longtemps la perfection du genre.

Il fit son apparition en 1878 à l'Exposition de Paris, en même temps que les moteurs de Bisschop et L. Simon et fils de Nottingham. Nous allons décrire successivement ces machines; elles n'ont assurément pas la même valeur pratique, mais présentent toutes trois des dispositions ingénieuses et nouvelles, qui ont fait époque et dont il faut marquer la date dans l'histoire des moteurs.

La machine Otto est la mise en œuvre des idées de Beau de Rochas; elle est à compression préalable et cette fonction importante est remplie par le piston moteur lui-même dans son cylindre. Pour cela, le piston laisse derrière lui, à fond de course, un grand espace, dont la capacité est égale environ aux  $\frac{2}{3}$  du volume engendré dans un demi-tour de manivelle; ce serait dans une machine à vapeur un espace *nuisible*, c'est dans le moteur Otto un espace essentiellement *utile*, comme nous allons le voir.

Le cylindre fait double office, de pompe de compression et de moteur; le cycle, c'est-à-dire la suite des opérations préparant et réalisant une impulsion motrice, n'est fermé qu'après deux révolutions de l'arbre moteur, soit après quatre coups de piston, sur lesquels un seul transmet à l'arbre de couche une pression motrice. Le premier coup aspire le mélange explosible, le second le comprime; dans le troisième, l'explosion a lieu avec détente, et les gaz résiduels sont expulsés en partie au quatrième. C'est le cycle à *quatre temps*, le *Viertakt* en allemand, le *four cycles* en anglais.

Dans l'esprit des inventeurs, cette retenue des gaz brûlés, expressément revendiquée dans le premier brevet, était essentielle, attendu qu'elle devait avoir pour objet de diminuer la vitesse explosive, d'atténuer par conséquent les chocs, et d'opérer une combustion lente (*eine verlangsamte Verbrennung*) se poursuivant tout le long de la course du piston, dans les meilleures conditions de transformation de la chaleur en travail.

Nous nous réservons de discuter, dans un chapitre spécial, la justesse de ces vues; pour le moment nous voulons n'être qu'historien, et décrire les procédés mis en œuvre. Le mélange explosif est appelé dans la chambre de combus-



tion par aspiration et il se mêle aux résidus de l'opération précédente : c'est une première cause de retard dans la combustion. De plus, le mélange actif est composé d'une manière spéciale. On introduit dans le cylindre, non pas un mélange unique et homogène, mais deux mélanges de composition différente : le premier est formé de 10 à 12 parties d'air pour une partie de gaz, alors que

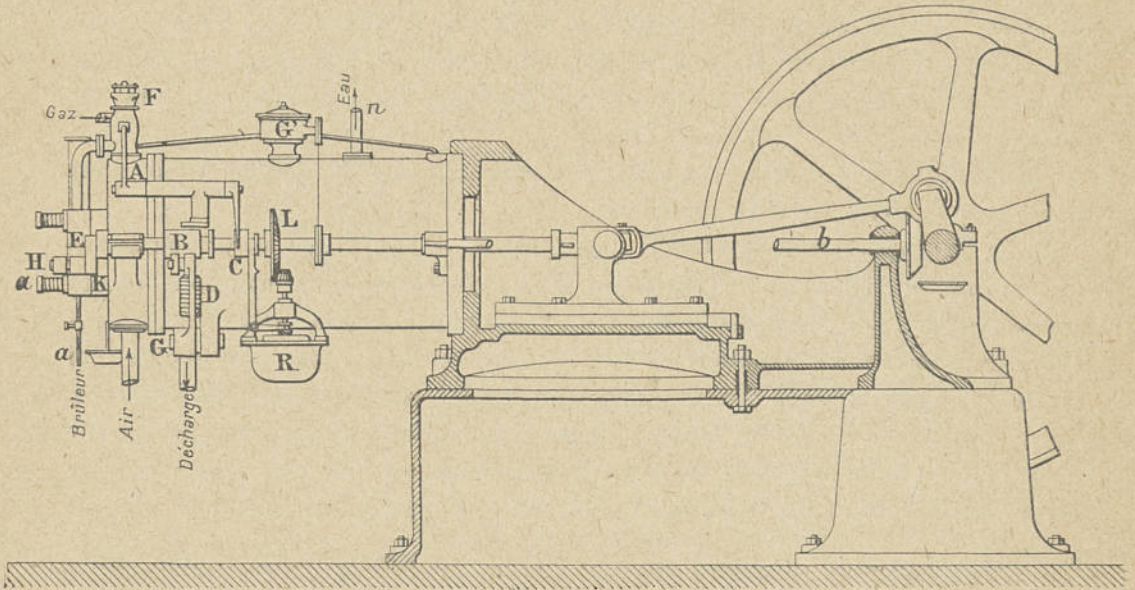


Fig. 5. — Moteur Otto à tiroir.

le second est plus riche en gaz. Il en résulte que les parties les plus inflammables sont voisines du point d'allumage, tandis que le mélange le moins explosif suit

le piston dans son mouvement

de progression : l'inflammabilité et l'activité du mélange

divisé en tranches décroissent donc à partir de la lumière.

C'était le système des *tranches* (*die schichtenweise Lagerung des Gemisches*, dit le brevet).

Le premier objectif d'Otto était de ralentir de la sorte la combustion explosive et d'amortir le choc sur le piston : il y a réussi.

Mais y a-t-il lieu d'attribuer

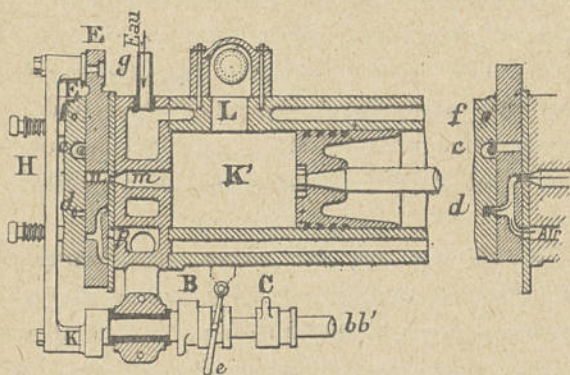


Fig. 6. — Cylindre et tiroir Otto.

à ce seul fait les qualités économiques de sa machine? La théorie que nous exposerons plus loin répondra à cette question qui a longtemps passionné les esprits. Contentons-nous de noter ici que les dispositions adoptées assuraient



tout au moins un excellent allumage du mélange, qui aurait risqué d'être compromis par sa dilution dans les gaz brûlés, résidus de l'opération antécédente. Le mélange le plus explosif était logé dans une cavité, ménagée dans la culasse, de telle sorte que la flamme fût projetée comme un dard de chalumeau dans le cylindre et sillonnât le mélange combustible : la forme du tiroir et du canal d'admission avait été choisie à cet effet avec une rare intelligence.

Les détails de construction de ce moteur étaient fort bien étudiés.

Les figures 5, 6 et 7 permettent de se rendre compte des ingénieux éléments dont il se compose; la première le fait voir en élévation longitudinale; le dessin de la figure 6 présente une coupe du cylindre et du tiroir; la figure 7 donne une vue d'arrière.

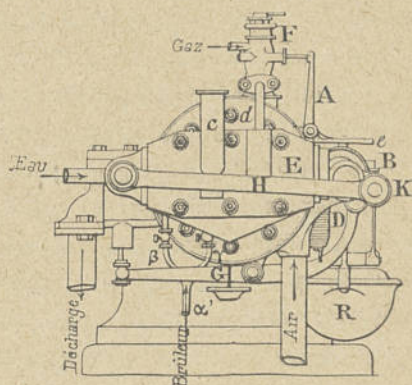


Fig. 7. — Vue d'arrière du moteur Otto.

Un même tiroir effectue l'admission et l'allumage; une soupape latérale laisse échapper les gaz brûlés. Tous les organes de distribution sont commandés par un arbre *bb'* qui reçoit le mouvement de l'arbre de couche par une paire de roues coniques : cet arbre *bb'* fait un tour pendant que le volant en fait deux. Son extrémité porte une manivelle *K*, qui donne un mouvement alternatif à la barre *H*, directement liée au tiroir *E*. L'arbre *bb'* porte encore deux cames : l'une *C*, qui peut se déplacer sous l'action du régulateur, commande la soupape d'admission *F* du gaz au tiroir de distribution; l'autre *B* actionne la soupape de décharge, par l'intermédiaire du levier *G*.

Pour faire bien comprendre le jeu de ces divers organes, il convient d'indiquer

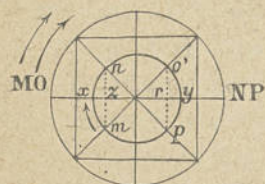


Fig. 8. — Schéma de distribution.

le mouvement relatif de la manivelle motrice et de la manivelle de distribution *K*, cette dernière ayant une vitesse angulaire moitié moindre que la précédente. L'épure de la figure 8 permet de suivre leur marche. La manivelle motrice part de *M* et suit le chemin *MNOP*; la manivelle *K* a le point *m* pour origine et parcourt la circonférence *mnop*; l'angle de calage est donc égal à  $45^\circ$ . Les positions *M, m, N, n, O, o, P* et *p*, se correspondent évidemment : *x, y, z* et *r* sont

les positions respectives du tiroir de distribution. On voit sans peine quels sont les chemins parcourus dans le même temps par les trois organes.

Manivelle motrice.	Manivelle K.	Tiroir E.	Phase.
Chemins MN	<i>mn</i>	<i>zaz</i>	Aspiration.
— NO	<i>no</i>	<i>zr</i>	Compression.
— OP	<i>op</i>	<i>ryr</i>	Explosion.
— PM	<i>pm</i>	<i>rz</i>	Décharge.



Pendant l'aspiration, la soupape F est ouverte ainsi que le tiroir E; le gaz entre en F et se rend au tiroir par le tuyau et par l'orifice *d*; d'autre part, l'air est appelé par *p* et mélangé au gaz par les orifices multiples d'un diffuseur. Le mélange tonnant pénètre dans le cylindre par le canal *m*, pratiqué dans l'épaisseur de la culasse. Pendant la compression, le tiroir se déplace de *zr* et vient fermer l'orifice *m*: cette position est représentée dans la figure 8.

Le tiroir reste fermé pendant les deux périodes qui suivent: mais la décharge s'opère par la lumière latérale L et par la soupape *s*.

*c* et *f* sont les deux brûleurs d'allumage: nous nous en occuperons plus loin.

Le régulateur R agit en déplaçant la came C sur l'arbre *bb'*; la vitesse augmentant, cette came cesse d'actionner le levier A qui commande la soupape d'admission E'; le réglage s'effectue donc par admission de *tout ou rien*, en effectuant des passages à vide, sans explosion.

Un levier *e* permet de déplacer à la main la came B de décharge: c'est un moyen de faciliter la mise en train en supprimant la compression; on y arrive en avançant la came B jusqu'à ce qu'une double saillie actionne le levier D et opère deux fois par cycle, au lieu d'une, l'ouverture de la soupape d'échappement.

Le tiroir E est emprisonné entre la culasse du cylindre et une contreplaque E', qui est maintenue par des ressorts *a*; on peut en serrer les écrous à volonté, mais il faut se garder de toute exagération, car on s'exposerait à des grippages.

C'est par-dessous, en *α*, que vient le gaz nécessaire au brûleur; le tube β conduit dans la chambre du tiroir le gaz nécessaire à la flamme qui produit l'inflammation; le tube γ, fixé à la contre-plaque, alimente le brûleur à cheminée *c*; ce brûleur constamment allumé met le feu, avant chaque explosion, au filet de gaz amené dans la chambre du tiroir par le tuyau voisin β. Des robinets permettent de régler à volonté le débit des tuyaux β et γ.

Je crois avoir décrit les organes principaux du moteur Otto.

J'ai insisté sur de nombreux détails que je supposerai connus désormais, car nous les retrouverons dans un grand nombre de moteurs à quatre temps.

Les résultats pratiques du moteur Otto ont été excellents dès le début, au double point de vue de la régularité de marche et de la consommation. Des essais effectués en Allemagne, en l'année 1878, par MM. Brauer et Slaby, ont fourni les résultats suivants (1):

Diamètre du cylindre.....	140 millimètres.	170 millimètres.
Course du piston.....	0 m. 180	0 m. 345
Révolutions par minute.....	180	159,4
Admissions — .....	77	79
Puissance indiquée en chevaux.....	3,20	4,49
— effective — .....	2,20	3,98
Rendement organique.....	0,65	0,695
Consommation de gaz par cheval-heure effectif.....	1.130 litres.	1.070 litres.

1. *Dingler's Journal*, fascicule 230, page 297. Il est regrettable que, dans ces expériences, ainsi que dans toutes celles des premières années, le pouvoir calorifique du gaz de ville utilisé n'ait pas été déterminé exactement; on l'estimait à 5.000 calories par mètre cube. Les évaluations du rendement thermique faites sur cette base précaire ont, par suite, peu de valeur.



De semblables résultats étaient inconnus jusque-là, et l'on a dit avec raison qu'avec notre compatriote Lenoir Otto est vraiment le créateur du moteur à gaz. Le succès étonnant qu'il a obtenu était mérité; en même temps qu'il recevait les distinctions les plus flatteuses, la fortune lui souriait et, de l'année 1877 au 1<sup>er</sup> janvier 1881, on vendit 5.425 moteurs, représentant un total de 16.189 chevaux.

L'expérience démontrait donc que le cycle à *quatre temps* et le moteur à cylindre unique de compression, d'explosion et de détente était le meilleur à tous égards; ces machines étaient du reste suffisamment robustes et leur marche très douce et silencieuse. Dès lors, tous les inventeurs empruntèrent à Otto son cycle, qu'on pouvait lui disputer, mais ils prirent soin de ne pas copier servilement les dispositifs qu'il avait créés, et ils lui laissèrent les tranches et la combustion lente, dont il était l'inventeur. Pour défendre son bien, Otto se vit obligé de recourir à la justice; des procès furent intentés aux premiers constructeurs qui osèrent faire cette sélection, et les tribunaux de Londres, de Leipzig, de Munich et de Paris eurent à décider si la marche à quatre temps était oui ou non la propriété des ingénieurs de Deutz. Le mémoire de Beau de Rochas constituait une antériorité sur l'examen de laquelle dut se concentrer toute l'attention des juges: la question était délicate, car il restait clair que, si Beau de Rochas avait imaginé le cycle, Otto avait seul pu le rendre pratique; en réalité, c'était bien Otto qu'on copiait, mais l'on s'en défendait et on ne parlait que de Beau de Rochas. Les divers tribunaux devant lesquels le litige fut porté jugèrent différemment: en Angleterre, Otto triompha, mais il fut battu ailleurs. Les brevets Otto de 1876 et 1877 devant expirer en 1891 et 1892, il en résulta un faible dommage pour la maison allemande. Bientôt, tous les constructeurs employèrent le cycle à quatre temps en rendant bruyamment hommage au génie de Beau de Rochas.

Le second moteur qui se fit remarquer à l'Exposition de 1878, était celui de M. de Bisschop: c'était par excellence un moteur de la petite industrie.

Au point de vue théorique, il ne marquait aucun progrès, puisque son cycle n'était pas à compression préalable et que, par suite, son rendement devait rester inférieur; mais une expérience de plusieurs années, en Allemagne, en avait démontré les précieuses qualités de simplicité, de robustesse et de facilités de conduite, qui faisaient oublier sa consommation un peu supérieure, pour ne retenir que ses avantages pratiques.

MM. Mignon et Rouart, qui en entreprirent l'exploitation, en France, en construisirent surtout deux modèles de 6 et de 25 kilogrammètres, dont on n'eut qu'à se louer, à tous égards.

On a cité de ces moteurs qui ont marché sans interruption deux ou même trois mois, jour et nuit, sans qu'on y touchât; aucune machine connue jusque-là n'eût pu réaliser cette merveille.

Non seulement on n'était pas obligé de refroidir le moteur par un courant



d'eau, grâce aux nervures dont le cylindre était garni, et qui augmentaient sa surface rayonnante, mais il fallait même le chauffer, au moment de la mise en train, pour empêcher la condensation des eaux produites par la combustion et faciliter les premières détonations.

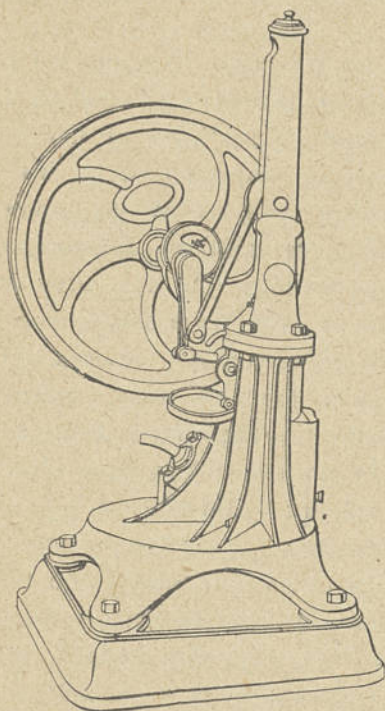


Fig. 9. — Moteur de Bisschop.

Cette machine appartenait à une classe mixte de moteurs semi-atmosphériques, dans lesquels l'explosion est utilisée d'abord pour produire la course-avant du piston, la course-arrière étant, d'autre part, déterminée par la pression de l'atmosphère et le poids des pièces mobiles soulevées pendant la première phase. Dans ces moteurs, la pression de l'air ne contribue donc au travail effectif que dans une proportion assez faible; aussi les avantages théoriques du cycle des machines du type atmosphérique sont-ils presque entièrement perdus; par contre, les mécanismes sont d'une extrême simplicité, ce qui rachète l'infériorité théorique de ces moteurs qui conviennent fort bien aux petits ateliers.

Dans un cylindre vertical se meut un piston dont la tige, glissant le long d'une rainure, entraîne une bielle en retour, semblable à celle qu'on emploie dans certaines machines marines; son extrémité s'articule sur une manivelle très rapprochée du piston. Cette disposition présente l'avantage de donner à la machine une grande stabilité, mais cela n'a que peu d'importance (fig. 9).

La position particulière de l'arbre moteur en dehors de la direction de la tige du piston a un effet bien plus considérable, qui est de rendre la course montante du piston plus longue que le diamètre de la circonférence décrite par le maneton de la manivelle : ainsi, une manivelle de 130 millimètres de rayon donne une course d'environ 310 millimètres de longueur. Au point de vue mécanique, l'avantage qui paraît résulter de cet arrangement est assurément discutable; mais on obtient, pour l'utilisation, le double et précieux bénéfice, de prolonger la détente et d'imprimer au piston, pendant la détente, une vitesse très grande. Ces deux conditions sont d'une grande portée, ainsi que je le démontrerai plus loin. Le retour du piston est ralenti et l'action de paroi s'exerce alors très utilement.

Le moteur de Bisschop a eu un grand succès en son temps dans l'industrie en chambre; la Société d'Encouragement lui a décerné, en 1880, un prix de 1.000 francs fondé pour le meilleur petit moteur applicable aux ateliers de



famille en faisant la déclaration suivante : « La Société décerne sans hésitation le prix qu'elle avait offert pour la solution de cet intéressant problème à M. Alexis de Bisschop, parce que sa machine lui semble absolument pratique et qu'il y a lieu d'en propager l'emploi, comme elle le mérite, dans les petits ateliers. »

Le troisième moteur à signaler à l'Exposition de 1878 était celui de MM. L. Simon et fils de Nottingham; l'intérêt qu'il offrait consistait en une mise au point de choses déjà vues, auxquelles s'ajoutait une ordonnance nouvelle. C'était un moteur à combustion, et non plus à explosion; à deux temps, et non plus à quatre temps, donnant par suite une impulsion par tour; c'était de plus un moteur mixte, à vapeur et à gaz, empruntant de la puissance motrice à de la vapeur d'eau, engendrée par l'utilisation de chaleurs que d'autres laissaient perdre.

La compression s'effectuait dans un cylindre séparé, d'où les gaz combustible et comburant passaient dans le cylindre de travail en s'enflammant progressivement au contact d'un brûleur. A une introduction de mélange suivie d'une explosion se trouvait donc substituée une inflammation continue et une dilatation à pression constante, qui poussait le piston en développant un travail moteur. Enfin, en s'échappant, les gaz chauffaient une petite chaudière tubulaire alimentée par l'eau circulant autour du cylindre; la vapeur produite pénétrait dans le cylindre avec une certaine tension, se surchauffait au moment de l'explosion et agissait sur le piston, comme dans le cylindre d'une machine à vapeur. Cette action auxiliaire était considérable, et les inventeurs se plaisaient à faire remarquer que leur moteur pouvait marcher plusieurs minutes après la fermeture du robinet à gaz, par le seul effet de la vapeur.

L'*Engineering* a publié, en 1878, des résultats d'expériences faites par l'ingénieur Beechy sur un moteur Simon de 2 chevaux : on releva une dépense de 597 litres par cheval-heure indiqué, ce qui correspondrait à 800 litres de gaz de ville par cheval-heure effectif, en admettant un rendement organique de 0,75. Ces chiffres étaient remarquables à l'époque, pour un moteur de faible puissance, dans lequel la compression ne dépassait pas 1 kg. 6, et ils sont encore intéressants aujourd'hui : ils montrent que les machines mixtes à gaz et à vapeur pourraient conduire à des rendements élevés. On ne s'en est peut-être point assez occupé. Nous aurons à revenir sur la question dans le corps de cet ouvrage.

Telle était l'industrie des moteurs à gaz en 1878.

Le moteur était créé. Otto avait montré ce qu'on pouvait attendre de cette machine, dont la marche douce, régulière et silencieuse dépassait toutes les espérances; il s'agissait de la perfectionner en la rendant plus économique. Pour cela, il fallait chercher à prolonger la détente, à réduire les pertes de calorique, à modifier quelques organes délicats et à diminuer les frais d'entretien. La brillante fortune de la maison de Deutz encouragea les chercheurs et de nombreux moteurs virent le jour : nous renonçons à les signaler tous, mais nous mention-



nerons du moins ceux dont le rendement a été le plus satisfaisant en caractérisant brièvement ce qu'ils présentaient d'original.

Un des plus remarquables est assurément celui de M. Dugald Clerk : il fut exposé pour la première fois à Londres, en 1879, par MM. Thompson, Sterne et C<sup>o</sup>. C'était un moteur à deux temps à deux cylindres, l'un de travail, l'autre de compression, celui-ci étant chargé en outre de balayer, par un courant d'air pur, les produits d'une explosion antérieure : à chaque tour de manivelle correspondait une impulsion motrice, de telle sorte que la puissance de la machine était double, à égalité des dimensions principales, et que sa marche était beaucoup plus régulière. Cet objectif, très simplement réalisé, devint alors la pierre philosophale des inventeurs : il en est toutefois un petit nombre qui aient réussi aussi bien d'emblée que M. Dugald Clerk dont nous retrouverons l'idée maintes fois sous des noms nouveaux, mais sous des formes presque identiques. Le savant ingénieur anglais a eu le mérite de rendre viables les essais de ceux qui l'ont précédé ; il est considéré par ses compatriotes comme le père des moteurs à deux temps, dont la fortune n'est pas encore épuisée à l'heure actuelle.

L'Allemagne donna en ce temps-là le jour à des types nouveaux, dont le souvenir mérite d'être conservé, alors même qu'ils aient disparu de la scène depuis des années : je veux parler des moteurs Wittig et Hees, Koerting-Lieckfeld et Funck : dans le cylindre horizontal de ce dernier étaient adossés deux pistons, moteurs tous deux, entre lesquels se produisait l'explosion. Ce dispositif ingénieux, repris de Gilles, a été reproduit récemment par des inventeurs qui croyaient l'avoir découvert ou qui, du moins, l'ont laissé croire.

Plusieurs moteurs vinrent solliciter l'attention des électriciens à l'Exposition internationale d'électricité de Paris de 1881 : on y vit paraître des moteurs de 50 chevaux ; dès lors, la machine à vapeur était déjà bien près d'être égalée par ses rivales de la veille.

C'était la première fois que, dans un concours international, le gaz osait se poser ouvertement en concurrent de la vapeur ; plus de 200 chevaux de puissance étaient empruntés à la canalisation de gaz destinée autrefois à éclairer le Palais des Champs-Élysées. Ce premier succès fut d'autant plus remarqué qu'il était moins attendu, car on avait fait une sorte d'axiome de l'impossibilité d'appliquer les moteurs à gaz à la production de la lumière électrique : un grand nombre de lampes à arc et à incandescence étaient entretenues par les moteurs. Un électricien réputé, Ayrton, donna une remarquable conférence au Congrès de l'Exposition sur le fonctionnement comparé des machines à vapeur et des moteurs à gaz, qu'il mettait résolument en parallèle, à la grande surprise de quelques-uns.

Tout le monde se lança pour lors dans la voie si brillamment ouverte, et constructeurs et inventeurs montèrent à l'assaut des positions occupées par les heureux concurrents dont le travail persévérant et la foi aux moteurs allaient enfin être récompensés. Chaque année, la liste des brevets accordés en France



s'enrichissait de nombreuses spécifications de moteurs nouveaux. G. Richard a décrit et reproduit, dans son important ouvrage, paru en 1885, le texte et les dessins des patentes prises en tous pays et surtout en Allemagne et en Angleterre (1).

Il faut renoncer à émettre un jugement sur la valeur des projets qui ont pu surgir de la sorte avec une telle abondance : la plupart de ces brevets n'ont jamais été exécutés et il en est un petit nombre qui ait survécu à une première épreuve industrielle.

Nous ne ferons que signaler les idées les plus rationnelles en même temps que les plus originales, en faisant ressortir les perfectionnements qui peuvent en résulter et qui ont reçu une application immédiate.

Sir William Siemens attendait une grande économie de l'emploi des régénérateurs dans les moteurs à gaz : sa théorie, énoncée dès 1852, ne prit corps qu'en 1883. Elle consistait à refouler les gaz brûlés à travers une masse conductrice de très grande surface, capable de dépouiller ces gaz de leur calorique et de le restituer au mélange tonnant admis au coup suivant. En principe, cette opération semble devoir être économique, puisqu'elle fait entrer dans le cycle de la chaleur qu'on laissait perdre ; mais analysons le jeu d'un moteur pourvu d'un réchauffeur. Que résulte-t-il de ce qu'on transporte sur le mélange admis la chaleur des gaz de la décharge ? Il est manifeste que la température explosive des gaz se trouve augmentée. Théoriquement, c'est un grand avantage ; pratiquement, cet avantage peut devenir nul, car il sera nécessaire de refroidir plus énergiquement la paroi du cylindre, pour empêcher la production de températures élevées, incompatibles avec un bon fonctionnement du moteur. Du reste, au point de vue de la construction, il est fort difficile de réaliser un régénérateur efficace : on le compose le plus souvent d'une série de toiles métalliques superposées ; mais on crée de la sorte une résistance sensible au passage des gaz, ce qui entraîne une contre-pression sur le piston, et l'on est bien loin d'obtenir un système conducteur, également apte à soustraire la chaleur aux gaz chauds et à la restituer instantanément à un gaz froid. L'équilibre de température ne s'établit point aussi rapidement dans une toile métallique. Le régénérateur que je viens de décrire est celui de Stirling : il présente un inconvénient spécialement grave, pour les moteurs, de rougir quelquefois et par suite de produire des explosions intempestives. En somme, l'innovation de sir William Siemens constituait un perfectionnement contestable : ceux qui y sont revenus dans la suite en ont fait comme lui la décevante constatation.

Le moteur de l'illustre ingénieur présentait par lui-même plus d'intérêt ; il reposait sur l'emploi d'un piston différentiel, qui comprimait le mélange tonnant par sa face de moindre section et emmagasinait le travail de l'explosion par l'autre ; les gaz étaient comprimés dans un réservoir intermédiaire. Chaque tour contribuait donc au travail moteur, et le fonctionnement était à deux temps,

1. *Les Moteurs à gaz*, par G. Richard, Paris ; veuve Ch. Dunod, 1885. Cet ouvrage a reçu trois compléments, en 1892, 1893 et 1895.



Enfin, en faisant agir l'étincelle électrique sur un liquide inflammable, débité goutte à goutte, Siemens cherchait à utiliser des gaz moins riches que le gaz d'éclairage. Nous ne croyons pas que le moteur Siemens ait été construit et l'invention du maître paraît encore attendre sa réalisation.

Lenoir n'avait pas à craindre que son nom vint à être oublié, mais son moteur l'était assurément; à peine s'en construisait-il encore un ou deux par an, lorsqu'en 1883 un nouveau brevet rajeunit l'idée du début. L'habile ingénieur chercha à profiter de tous les progrès réalisés en vingt-trois ans; son moteur était à quatre temps, comme le moteur Otto, mais il était caractérisé par une compression plus forte, que permettait l'emploi d'une soupape d'admission ('). C'était une importante innovation; toutefois il semble que la maison Crossley, qui avait acquis en Angleterre la concession des brevets Otto, ait devancé notre compatriote dans cette pratique, bientôt adoptée par la majorité des constructeurs.

En même temps que de nombreux moteurs cherchaient à conquérir une place au soleil, il en était d'autres qui renonçaient à la lutte et se retiraient de la scène; par contre, quelques-uns renaissaient à la vie.

En effet, à côté de ces moteurs élégants et économiques, mais coûteux de construction et assez délicats, compliqués par la compression préalable, se développait alors de nouveau une classe de moteurs moins parfaits, sans compression, recommandables surtout par la simplicité de leur construction, la compacité de leurs formes et leur bas prix; ils ont longtemps répondu à nos besoins spéciaux, et sont bien représentés par le moteur de Bisschop, dont nous avons déjà parlé. La clientèle pour laquelle on construisait ces machines se préoccupait avant tout de trouver des mécanismes robustes, des agencements peu compliqués et des machines moins coûteuses; la question de la consommation était remise au second plan, et cela se comprend, quand il ne s'agit que de produire quelques kilogrammètres ou une fraction de cheval. De nombreux types ont conquis momentanément une certaine vogue : citons en particulier les moteurs Bénier, Forest, Baker et François; l'Economic Motor, le Crown et le Parker, d'origine américaine, appartenaient au même genre. Nous ne les décrivons pas, attendu qu'ils ont disparu des ateliers depuis des années, mais ils avaient droit à un souvenir.

C'est en 1883 que parut le moteur Griffin. Nous devons un hommage spécial au génie de cet ingénieur qui est le créateur des moteurs à *six temps*. Ce cycle lui a permis de chasser complètement les produits de la combustion; en effet, après le quatrième temps, il consacre deux temps à une aspiration d'air et à une expulsion de cet air et des gaz brûlés restés dans le cylindre : l'idée dominante était donc le contre-pied de celle d'Otto. Chose étrange : ce moteur possé-

1. Étienne Lenoir, né en 1822, est mort en l'année 1900; en plus du moteur qui l'a rendu célèbre, il avait inventé un télégraphe automatique, la galvanoplastie en ronde bosse, un nouvel émail blanc sans étain, etc.



dait une régularité parfaite, ainsi qu'en a témoigné le concours ouvert, en 1888, entre les divers moteurs anglais, par la Société des Arts de Londres; le moteur Griffin emporta le premier prix de régularité et il reçut une médaille d'or. Sa consommation fut de 784 litres par cheval-heure, gaz d'allumage déduit.

L'Exposition d'Anvers était attendue avec curiosité; elle devait permettre d'apprécier les derniers progrès réalisés à la date de 1885.

C'est à Anvers que parut le moteur Benz; il excita à bon droit l'intérêt des ingénieurs compétents. L'inventeur de cette belle machine a résolu très simple-

ment le problème des deux temps sans recourir à l'emploi d'un compresseur d'air spécial, ce qui était une nouveauté. Voici de quelle manière il procédait : considérons le cycle à partir du moment où le piston, ayant atteint le point-mort arrière, revient sur lui-même et expulse les produits de la combustion précédente; la soupape de décharge est alors large-

ment ouverte. Or, une seconde soupape livre passage simultanément à un courant d'air forcé, qui vient balayer les gaz brûlés, et active si bien la décharge, qu'au milieu de la course rétrograde du piston, le cylindre ne contient plus que

de l'air pur : une demi-course a donc suffi pour effectuer la décharge. Les deux soupapes se ferment dès lors et la compression de l'air, confiné derrière le piston, commence aussitôt. Pour introduire le gaz nécessaire à la constitution du mélange tonnant, il faut recourir nécessairement à une pompe, qui est com-

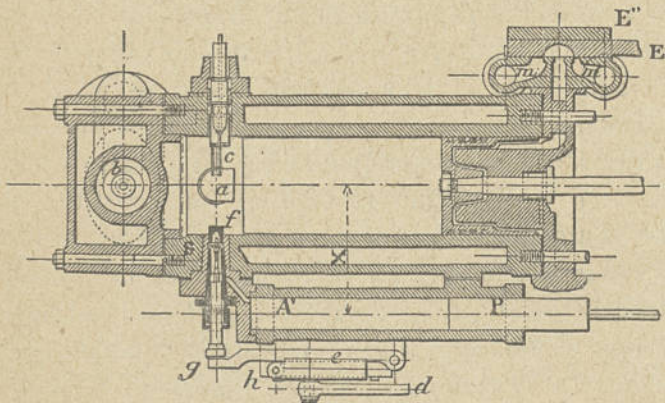


Fig. 11. — Coupé horizontale du moteur Benz.

mandée directement par la crosse de la tige du piston moteur et partage son mouvement. Le mélange est achevé quand le piston est à fond de course; une étincelle venant à jaillir, l'explosion aura lieu et donnera son impulsion

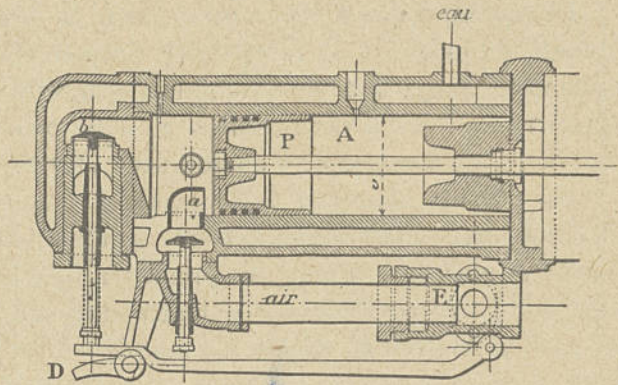


Fig. 10. — Moteur Benz.



motrice à l'arbre de couche. Le nombre de ces impulsions est ainsi très élégamment rendu égal au nombre de tours de la manivelle.

Les figures 10 et 11 permettent de se rendre compte des particularités de cette machine. L'air est comprimé dans la partie antérieure A du cylindre, et il passe derrière le piston P par le conduit E et l'orifice *a* ; le gaz comprimé dans le cylindre A' débouche par *f* ; la décharge s'effectue par la soupape *b*. L'allumage est opéré par la fusée *c*, entre les pointes de laquelle jaillit une étincelle fournie par une bobine d'induction, alimentée par une petite machine magnéto-électrique.

Le moteur Benz a été construit par la *Rheinische Gasmotoren Fabrik* de Mannheim, qui lui a dû sa célébrité. Sa marche était très silencieuse, et parfaitement régulière ; mais il consommait beaucoup de gaz, ainsi que la plupart des premiers moteurs à deux temps, et il ne pouvait soutenir la concurrence des moteurs à quatre temps, à compression élevée.

Un moteur manquait à l'Exposition d'Anvers ; cette absence devait être attribuée sans doute à son extrême jeunesse, car il était né en 1884, mais son mérite le plaça rapidement au premier rang : nous voulons parler du Simplex, créé par Édouard Delamare-Deboutteville et Léon Malandin et construit par les ateliers Powell, de Rouen. Ce moteur est du type à compression et du genre Otto ; mais en modifiant l'allumage, le mélange des gaz, le mode de régulation, la distribution et la mise en marche, ses inventeurs ont produit une œuvre personnelle, qui mérite tous les éloges. Poursuivis par la maison Otto pour contrefaçon, ils n'ont eu, pour gagner leur cause, qu'à s'abriter derrière l'antériorité de Beau de Rochas et à montrer aux experts et aux juges les dispositifs particuliers et les perfectionnements importants dont ceux-ci ont officiellement constaté la nouveauté.

Une description sommaire nous suffira pour caractériser la machine, en nous plaçant uniquement au point de vue historique et dans le but de marquer les évolutions successives du moteur à gaz. L'allumage est électrique et il est effectué par une étincelle jaillissant continuellement dans une chambre de combustion, placée à l'arrière du cylindre et communiquant avec lui à temps voulu par un orifice percé dans le tiroir de distribution. Ce tiroir est constitué de manière à permettre les fortes compressions que celui d'Otto ne tolérait pas et dont je venais de démontrer l'énorme influence sur les rendements ; on rompait avec la fameuse théorie des tranches, à laquelle les ingénieurs de Deutz restaient obstinément attachés. Le mélange de l'air avec le gaz combustible s'opérait dans un réservoir sphérique fixé contre le chapeau du tiroir. L'admission, effectuée d'après le principe du *tout ou rien*, était réglée par un régulateur-pendule d'un ingénieux modèle.

Je fus appelé à soumettre ce moteur à des essais, en novembre 1885, à Rouen, et j'obtins les remarquables résultats ci-dessous. Il s'agissait d'une machine de 200 millimètres d'alésage ; la course du piston était de 0 m. 400,



la vitesse normale de 160 tours à la minute. Le pouvoir calorifique du gaz de ville, déterminé à l'aide de ma bombe eudiométrique, fut trouvé égal à 5.400 calories, à 0 degré et 760 millimètres. Voici les chiffres relevés au cours de ces expériences :

Numéro	Durée	Charge effective du frein	Nombre de tours	Vitesse en tours par minute	Consommation de gaz	Consommation d'eau	Pression atmosphérique	Température du gaz	Température de l'eau à l'entrée	Température de l'eau à la sortie	Température des gaz à l'échappement	Pression moyenne	Puissance indiquée	Puissance effective	Eau par cheval-heure effectif	Consommation de gaz par cheval-heure effectif	Consommation réduite à 0 et 760 mm.
1	45	à vide	6846	152,1	1670	62	766	9°	10°3	57°	»	»	0	0	»	»	»
2	60	42,050	9258	154,3	4190	146	766	9	10 3	62	»	3,43	7,39	6,79	21,5	617	602
3	120	22,050	19342	161,2	10130	331	768	10	10 5	74	350°	4,05	9,10	8,79	19,9	577	562
4	60	57,050	9446	157,4	5580	183	769	10	10	78	»	»	»	9,41	19,6	593	579

EXPÉRIENCES DU 7 NOVEMBRE 1885, SUR LE GAZ DE VILLE

Le progrès était sensible sur les consommations de l'époque : c'est à la forte compression préalable du mélange qu'il fallait l'attribuer; elle atteignait 4 kg. 36, valeur considérable pour le moment.

Nos essais furent remarquables : nous les fîmes suivre d'une seconde série d'expériences, effectuées en desservant le moteur par un gazogène Dowson.

L'idée d'alimenter les moteurs par du gaz, produit à leurs côtés dans un gazogène, n'était pas nouvelle (elle remontait à l'année 1862), mais le succès n'avait pas répondu aux espérances des innovateurs, parce que le produit des gazofacteurs, du type Siemens, avait un pouvoir calorifique trop faible, qu'il ne présentait pas assez de constance dans sa composition et qu'il entraînait avec lui trop d'impuretés. M. Emerson Dowson reprit l'idée en 1877 : il injectait dans la cuve de son appareil un mélange d'air et de vapeur et donnait ainsi naissance à un gaz *mixte*, qu'il purifiait avec soin en lui faisant traverser un épurateur. Ce gaz était encore beaucoup moins riche que le gaz de ville fourni par les usines à gaz, et sa misère relative lui avait valu le nom de *gaz pauvre*, qu'il a conservé, mais les 1.250 calories, que donnait la combustion du mètre cube, suffisaient pour assurer une bonne marche des moteurs, et procuraient une belle économie sur l'emploi du gaz monopolisé des cornues de distillation; en effet, s'il était quatre fois moins riche, il coûtait à produire chez le consommateur huit fois moins cher, que le gaz apporté par les canalisations (1).

1. Voir sur ces questions : WITZ, *Les gazogènes et l'économie du combustible*; Paris, J.-B. Baillière et fils, 1921.



Dès 1879, MM. Crossley essayèrent d'alimenter leurs moteurs au gaz Dowson, et les résultats obtenus furent tels qu'en 1882 toute la puissance motrice de leurs grands ateliers d'Openshaw était développée par du gaz de gazogène.

Les ingénieurs de Deutz apprécièrent à sa juste valeur cet appareil nouveau, qui promettait de nouveaux débouchés à la construction des machines à gaz; ils placèrent un grand nombre de gazogènes Dowson et en construisirent eux-mêmes dans la suite.

En France, c'est au moteur Simplex que fut faite la première application du gazogène dans mes essais du 8 novembre, auxquels M. Dowson voulut bien assister en personne.

Ci-dessous les résultats que je relevai.

*Essai du moteur Simplex au gaz pauvre.*

5	120	42,050	19668	163,9	36360	376	767	9°	9°	62°	400°	3,54	8,10	7,22	26,1	2518	2459
6	30	22,050	4761	158,7	6040	»	766	10	»	»	»	»	»	3,66	»	3300	3208
7	30	57,050	4773	159,1	7498	»	766	10	»	»	»	»	»	5,33	»	2813	2734

Le moteur s'accommoda sans difficulté de ce nouveau régime d'alimentation, moyennant de légères modifications qui purent lui être apportées du jour au lendemain. La compression fut élevée à 6 kg. 8; le cheval-heure effectif (mesuré au frein), ressortait à 2.459 litres, produits par 600 grammes environ de bon anthracite anglais. Le rendement thermique et économique correspondant était remarquable : il était égal, à partir du combustible solide, à 13 %, et dépassait déjà celui des meilleures installations à vapeur de l'époque.

J'ai cru devoir insister sur ces expériences, qui ont jalonné un progrès indiscutable dans le développement des moteurs; ils étaient définitivement libérés désormais des usines municipales et de leur monopole. Le moteur à gaz pauvre se répandit dès lors rapidement et il reçut de nombreuses, brillantes et très économiques applications.

Mais nous avons déjà dit qu'il y avait d'autres moyens de remplacer le produit des usines à gaz des villes, notamment en chargeant l'air de vapeurs combustibles en le carburant par des essences de pétrole dans des appareils appelés *carburateurs*, adjoints aux moteurs, que la grande volatilité des produits utilisés permettait de faire fonctionner à froid, par barbotage ou par simple léchage. Lenoir, Mignon et Rouart, Durand, Daimler, Tenting, Delamare-Deboutteville et Malandin, Longuemare et nombre d'autres se donnèrent comme objectif cet emploi des huiles légères. Pas n'était besoin pour réussir d'apporter de grandes modifications à la machine servie d'air carburé : elle consommait environ 50 centilitres par cheval-heure d'un carbure de densité variable de 0,65 à 0,70. Cette nouvelle évolution des moteurs marquait une date dans leur histoire, qu'il importait de fixer, car elle devait leur ouvrir un champ d'applications merveilleuses.

Mais la manipulation des gazolines n'est pas sans inconvénient et l'on n'en trouvait alors point partout : le pétrole lampant se vendait au contraire dans



les épiceries des moindres bourgades. On chercha donc à réaliser des moteurs à pétrole lourd. Brayton avait ouvert la voie, ainsi que je l'ai déjà dit : on y revint en 1887, en appliquant les quatre temps. Brayton s'y remit, lui-même, des premiers, avec Priestman, Otto, Crossley, Capitaine, etc. L'huile (de densité égale à 0,80 et plus) devait être injectée dans un vaporisateur ou un pulvérisateur, faisant corps avec la machine, par une pompe, soumise au régulateur : c'était une complication. D'autre part, les huiles lourdes produisent fréquemment, à la suite de combustions incomplètes, des dépôts charbonneux, qui encrassent les organes et donnent lieu à des allumages prématurés. Il fallut du temps pour surmonter ces difficultés. Nous avons voulu prendre date pour le début de ces recherches, qui correspondent elles aussi à une phase du développement des moteurs : nous croyons en avoir dit assez pour la caractériser.

Mais il nous faut revenir aux moteurs à gaz.

Nous avons dit que la plupart des constructeurs se traînaient dans l'ornière d'Otto : il y eut néanmoins de notables exceptions et nous devons une mention spéciale à Rollason et Atkinson.

Le premier, dont la patente remonte à 1886, adopta la marche à six temps de Griffin : cet allongement du cycle fut utilisé pour expulser complètement les gaz brûlés, ce qui était en opposition avec les principes d'Otto et de son école ; de plus, il pratiqua la mise du feu au point où la charge est la moins riche, car il cherchait à former le mélange le plus riche contre le piston et non pas au fond de la culasse. Ces particularités donnent à ce moteur une certaine originalité et le sauveront de l'oubli.

Atkinson s'était fait depuis longtemps un nom parmi les spécialistes voués à l'étude des moteurs à gaz ; en 1881, il prenait une patente pour un moteur à deux pistons opposés dans un même cylindre ; enfin, le 12 mars 1886, il spécifiait son *cycle-engine* dont nous allons esquisser les grandes lignes.

La compression effectuée par le piston moteur dans le cylindre de travail lui-même, suivant le cycle de Beau de Rochas, ne détend pas suffisamment les gaz parce que la course de détente est trop courte : il faudrait l'allonger, car il en résulte une imperfection. Atkinson chercha à

corriger celle-ci en établissant une liaison particulière entre la tige du piston et l'arbre de couche, de telle sorte que le cycle soit composé de quatre temps inégaux ; la course d'admission n'est que la moitié environ de la course de travail, et le volume admis n'est par suite égal qu'à une demi-cylindrée.

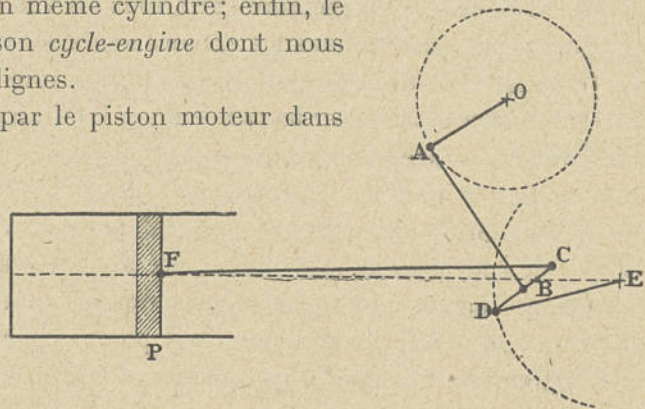


Fig. 12. — Commande Atkinson.



Mais ce volume se détend, après explosion, dans le volume total du cylindre.

Comment peut-on obtenir ce curieux résultat ?

C'est par l'aide d'un très ingénieux mécanisme de liaison entre la tige du piston et le bouton de manivelle. Nous le représentons sur la figure 12. L'arbre à actionner a son centre en O et OA est sa manivelle motrice : d'autre part, la bielle CF est articulée sur le piston P ; il ne reste donc qu'à décrire les pièces de jonction entre A et C. Elles sont multiples : AB est une bielle à fourche, fixée sur le milieu d'une pièce CD, dont l'extrémité D est astreinte à décrire un arc de cercle autour du centre E ; l'extrémité C est l'articulation de la bielle.

La cinématique de ces organes compliqués et enchevêtrés est fort simple, quand on se borne à vouloir se rendre compte des courses variables du piston P pour un mouvement continu de rotation de la manivelle A ; le meilleur moyen d'étude consiste à faire l'épure des positions successives de P pour quatre positions à angle droit du point A.

Les organes de la machine Atkinson devaient évidemment être ajustés avec le plus grand soin, sinon ce système de leviers, de bielles et de manivelles eût été rapidement disloqué. Dans ces conditions, le rendement organique n'était pas inférieur à 85 %. La pression moyenne au diagramme oscillait encore entre 4,5 et 5 kilogrammes, malgré la longue détente. Le rendement thermique était intéressant et la consommation réduite : ainsi, M. Unwin a relevé, en alimentant ce moteur de gaz pauvre, une dépense de 774 grammes de charbon par cheval *en eau montée* dans une installation d'élévation d'eau.

Malgré ces succès, le *cycle-engine* Atkinson fut rapidement abandonné.

Les mérites relatifs de ces divers moteurs ont été mis en lumière par le concours ouvert à Londres, en septembre 1888, sous les auspices de la *Société des Arts* ; ce concours a fait époque dans les annales anglaises des moteurs à gaz. Une circulaire fut adressée, dès le mois de février 1886, à tous les constructeurs de moteurs, pour les inviter à présenter leurs machines à un jury et les soumettre à des essais comparatifs : treize concurrents se mirent sur les rangs ; mais il n'en resta que trois en lice le jour de l'épreuve définitive : ce furent les moteurs Atkinson, Crossley et Griffin. Le gaz employé fut analysé à chaque épreuve et l'on tint compte de son pouvoir calorifique : c'était nécessaire, car on ne peut juger un moteur que par le nombre de kilogrammètres fournis par calorie. La machine Atkinson fut placée au premier rang pour sa régularité et l'économie de son fonctionnement. Les machines Crossley et Griffin furent *ex-æquo* au second rang et ces deux machines reçurent aussi une médaille d'or, celle de Crossley pour son rendement, celle de Griffin pour sa remarquable régularité de marche : la marche à six temps se trouvait réhabilitée par ce succès inattendu qui n'eut pas de lendemain.

En 1885, Gardie mettait au jour, à Nantes, une machine à laquelle ses concitoyens prêtèrent une valeur extraordinaire, qu'elle ne méritait pas, mais il serait



injuste de ne pas mentionner cette œuvre, car son principe était digne d'attention et si cette invention était tombée en de bonnes mains, elle aurait conduit à des résultats appréciables.

La caractéristique du moteur Gardie était d'être à combustion, et à régénération; le gaz produit par un gazogène sous haute pression était consommé par les cylindres moteurs au fur et à mesure de sa production, sans qu'il fût nécessaire d'interposer de gazomètre entre les cylindres et le gazogène, ce qui diminuait considérablement l'encombrement. La pression élevée de l'air d'injection avait d'ailleurs le curieux et fort remarquable résultat de permettre de supprimer aussi les épurateurs habituellement en usage. Ce fait, auquel l'inventeur lui-même ne s'attendait peut-être point, est vraiment étonnant, mais il est indéniable, car j'ai pu le constater au cours des expériences que j'ai faites sur cette machine.

Le gaz arrivait aux cylindres tout comprimé, et il s'y rencontrait avec l'air nécessaire à sa combustion : il brûlait graduellement en passant sur un inflammateur en métal, chauffé au rouge par un courant électrique, lors de la mise en route et maintenu ensuite au rouge par la combustion même du gaz. La pression d'admission aux cylindres était celle du compresseur; après s'être détendus et avoir épuisé leur énergie, les gaz brûlés étaient évacués à travers les régénérateurs, qui transmettaient leur calorique à l'air les traversant d'autre part. La récupération ainsi obtenue devait améliorer le rendement : mais il restait faible par suite du grand travail absorbé par les compresseurs. Le rendement organique du moteur, que j'ai vu fonctionner à Nantes, ne dépassait pas 68 %.

On retrouve quelques idées de Gardie dans des machines à pétrole, qui jouissent aujourd'hui d'une grande vogue, et lui en sont redevables dans une mesure, qu'il ne faudrait pas exagérer, mais qu'on peut reconnaître.

Nous arrivons à la veille de l'Exposition de Paris de 1889 : c'était une occasion solennelle de montrer au public à quel degré de perfectionnement étaient parvenus les moteurs à gaz; aussi se mit-on à l'étude de toutes parts et de nombreux constructeurs se préparèrent de longue main à ce tournoi industriel international. Nous avons essayé alors de caractériser le mouvement de progression très marquée, qu'on a pu constater au Champ de Mars (1).

Cette exposition marqua le triomphe définitif de la compression; sur 53 machines exposées, il n'y avait plus que quatre moteurs du type sans compression : tous les autres appartenaient au second type à compression, à deux et surtout à quatre temps.

La Société des moteurs Otto avait un stand superbe et elle se plaisait à mettre le public au courant de ses succès en annonçant qu'elle avait placé 12.800 moteurs en Angleterre, 6.800 en Allemagne, 3.450 en France, 2.900 en Amérique, 900 en Italie, 800 en Belgique et en Hollande, etc.; la puissance

1. A. WITZ, « Les moteurs à gaz », dans *le Bulletin technique de l'Exposition universelle de 1889*. (E. Bernard et C<sup>ie</sup>, Paris.)



totale des machines vendues dépassait 110.000 chevaux. Mais les Crossley, concessionnaires anglais des brevets Otto, y avaient contribué pour la plus large part en substituant au tiroir la soupape d'admission indispensable aux fortes compressions, ainsi que nous l'avons déjà dit. Leurs collaborateurs allemands mirent du temps à suivre leur exemple.

Tous les moteurs qui avaient émergé de la foule étaient largement représentés : 31 exposants avaient présenté 53 moteurs à gaz de types différents, dont la puissance totale dépassait 1.000 chevaux; or il n'y avait eu que six moteurs à l'Exposition de 1878. Cette rapide et étonnante progression frappa vivement le public et fit aux moteurs à gaz riche et pauvre une réclame qui contribua à leur vulgarisation plus que les diplômes d'honneur et les médailles de tout métal, que le jury leur décerna d'ailleurs avec parcimonie et sans faire preuve d'une grande clairvoyance.

Parmi les moteurs nouveaux nous citerons ceux de Charon, Niel et Lalbin.

Charon n'avait point péché par excès de modestie en s'octroyant le nom d'*incomparable* : c'était prétentieux, quel que fut le mérite incontesté de cette machine. Mais la plupart de ses concurrents auraient eu tort de lui reprocher cet excès d'euphémisme, car à les entendre et à lire leurs prospectus, chacun d'eux avait inventé une merveille. Cette frivolité de la réclame nuisait aux intérêts de l'industrie des moteurs à gaz, car elle témoignait d'un charlatanisme dont les constructeurs de machines à vapeur se gardaient avec soin. Le moteur à gaz n'avait plus besoin de ces éloges hyperboliques, ni de ces coups de grosse caisse, qu'il faut laisser aux fabricants de savon et de chocolat; il se recommandait bien assez de lui-même. Le moteur Charon réalisait jusqu'à un certain point un *desideratum* que le sens pratique d'Atkinson avait reconnu et dont notre théorie avait souligné l'importance : le cycle Beau de Rochas, adopté par Otto, prête le flanc à une grave objection. Le volume invariable admis, toujours égal à la cylindrée, ne permet pas de détendre suffisamment les produits de l'explosion; il en résulte une perte de travail, puisqu'on n'utilise pas toute l'énergie actualisée dans la déflagration; par suite les gaz s'échappent du cylindre à une température trop élevée, au détriment du rendement. Charon, qui n'avait point de théorie, se rendit compte de cette imperfection, par intuition, et il chercha à la corriger. Il y réussit, tout en gardant le cycle à quatre temps, grâce à une disposition ingénieuse permettant de laisser fuir, par une soupape *ad hoc*, une partie du mélange tonnant comprimé laquelle est remise provisoirement dans un tuyau ouvert à l'air libre, à travers lequel se fait l'aspiration d'air au coup suivant : le procédé était moins compliqué que celui d'Atkinson et par le fait plus élégant.

Dans le premier dispositif adopté par Charon, le régulateur commande une double came à gradins, dont une moitié actionne la soupape d'admission du gaz combustible, tandis que l'autre moitié manœuvre une sorte de soupape de retenue, placée contre la culasse du cylindre. Celle-ci est ouverte pendant le premier temps du cycle (phase d'appel par le piston) et elle livre passage au mélange



tonnant; quand le piston revient sur ses pas pour opérer la compression du second temps, elle ne se referme pas aussitôt et elle laisse échapper une partie du mélange explosif; la compression est donc plus faible et conséquemment la détente est plus complète. La quantité du mélange explosif retenue dans le cylindre est déterminée par le régulateur : le moteur est par suite à détente variable par le régulateur.

Le mélange refoulé hors du cylindre n'est point perdu, il est simplement logé en réserve dans un long tuyau enroulé en serpentín, formant un spacieux magasin, par lequel se fait l'appel d'air au moment de l'aspiration par le piston, dans le premier temps. Ce mélange est réintroduit dans le cylindre au coup suivant.

On pourrait craindre que du gaz ne se répande à l'air; il n'en est rien, car la longueur du tuyau est suffisamment grande et son diamètre est assez petit

pour que la stratification du gaz s'opère de telle sorte qu'il ne puisse s'échapper.

Le moteur Charon, que nous venons de décrire et qu'on voit en coupe sur notre dessin (fig. 13) était plus remarquable par l'originalité de son cycle que par les détails de sa construction et l'agencement de ses organes, car à cet égard la critique trouvait à s'exercer assez facilement. Mais ce moteur donna dès le début des résultats qu'on ne connaissait pas jusque-là, ainsi qu'en ont témoigné mes essais du 13 avril 1889 : un moteur de 180 millimètres de diamètre et 0m.360 de course, consomma par heure et par cheval-effectif 510 litres de gaz de ville à 5.980 calories par mètre cube, soit près de 600 litres de gaz à 5.250 calories; les gaz de la décharge étaient d'ailleurs à une température relativement basse, qui suffisait pour expliquer le remarquable rendement constaté.

La médaille était brillante, mais elle avait un revers.

Par suite même du mode de fonctionnement du moteur, la pression moyenne des diagrammes était plus faible que dans les Otto, de telle sorte que les diamètres des cylindres devenaient forcément plus grands, à égalité de puissance, et les poids des machines plus lourds. Un autre reproche, adressé au moteur Charon par ses concurrents, plus ou moins jaloux, reposait sur l'excès de con-

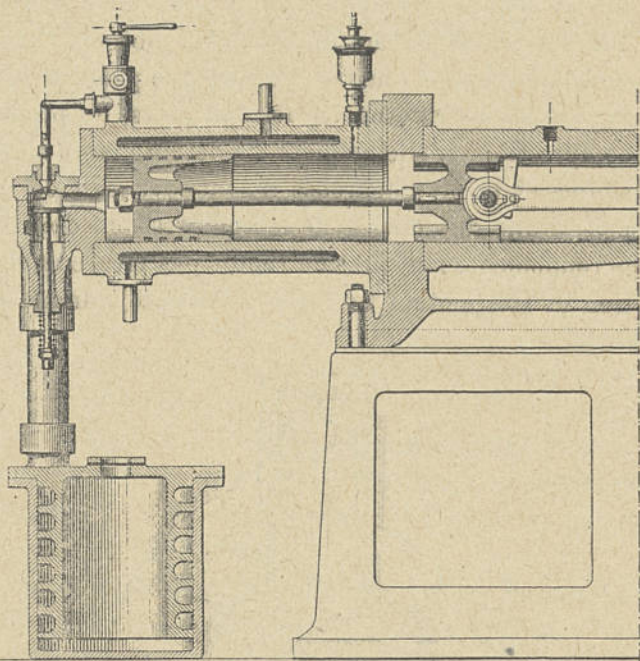


Fig. 13. — Moteur Charon.



sommatation que l'on constatait à demi-charge : le fait était indéniable et il imposa d'augmenter la compression normale pour obtenir une compression moyenne plus grande.

Niel s'était déjà fait connaître par divers brevets de moteurs et notamment par un dispositif compound, qui n'avait pas répondu à ses espérances. Il fut mieux inspiré en s'appliquant à son tour à lutter contre la détente incomplète, qui constituait la tare du cycle des moteurs Otto. A cet effet, il n'admettait de mélange tonnant dans le cylindre que pendant les  $\frac{2}{3}$  de la course d'aspiration : le robinet distributeur se fermait alors, en produisant une dépression avant la compression. L'allongement de détente était ainsi obtenu de la manière la plus simple et la plus heureuse du monde, mais cet avantage était aussi acheté au prix d'une diminution de la compression, dont les effets étaient sensibles sur le rendement. Niel ne s'en rendit pas bien compte, semble-t-il, et la consommation de son moteur ne fut pas abaissée, comme elle aurait pu l'être.

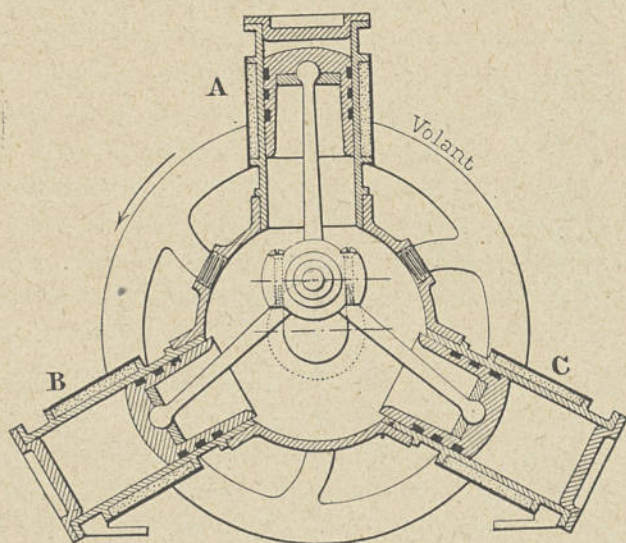


Fig. 14. — Moteur Lalbin.

Son moteur était à quatre temps, polycylindrique, composé de trois cylindres moteurs, groupés radialement autour de l'arbre à manivelle : l'action motrice était presque constante sur la manivelle unique, à laquelle chaque piston est relié par une bielle. Le volant a dès lors pu être réduit au minimum de sa masse (fig. 14).

La distribution avait été réglée de manière à ce que les cylindres donnent leur explosion tour à tour et qu'il y eût trois poussées motrices par révolution de l'arbre moteur. Ainsi, quand la manivelle passe devant A, l'explosion exerce sa poussée, tandis que B est en décharge et que C achève l'aspiration pour commencer la compression. Les interruptions de travail ne sont par suite que

Lalbin de Nantes s'était préoccupé surtout de créer l'analogue de la machine à vapeur Brotherhood et Westinghouse, c'est-à-dire de réaliser un moteur de grande puissance, mais de petit volume et de faible poids, et d'augmenter, comme il le disait, la densité dynamique du moteur à gaz. Il y avait réussi, puisqu'il a construit des machines d'un demi-cheval, pesant 40 kilogrammes, et de 8 chevaux pesant 350 kilogrammes; ces chiffres étaient remarquables à ce moment.



de  $\frac{1}{6}$  de tour entre les deux explosions. Chaque cylindre porte une soupape d'introduction automatique et une soupape d'évacuation commandée. Grâce à la symétrie des organes, on obtenait un renversement de marche par un simple culbutage du plateau de distribution, monté sur l'arbre, coïncidant avec un allumage prématuré, qu'il était aisé de produire.

Des tendances nouvelles se manifestèrent à l'Exposition de 1889 dans la construction des moteurs.

Notons en particulier les points suivants.

Et d'abord, c'est le moteur à quatre temps qui prévaut dès lors sur les autres types : l'expiration des brevets Otto, de 1876 et de 1877, a mis dans le domaine public le cycle à quatre périodes, réalisées dans un seul cylindre, d'un seul côté du piston moteur, avec conservation d'une partie notable des produits de la combustion de l'explosion précédente.

On ne s'occupe plus de la formation de couches hétérogènes, de l'allumage au point mort, etc. : l'ingénieux tiroir Otto, qui permettait d'équilibrer peu à peu les différences de tension dans le cylindre et dans les canaux servant à l'inflammation, est abandonné et remplacé par des soupapes; on attache beaucoup moins d'importance à faire pénétrer la flamme d'un mélange explosif plus énergique dans un espace rempli d'un mélange pauvre, parce que les fortes compressions facilitent beaucoup les mises de feu.

Les compressions sont devenues tellement considérables et les vitesses de piston si grandes que l'on se garde bien plus contre les allumages prématurés et intempestifs que contre les ratés d'allumage. En définitive, le type à quatre temps a permis de construire des moteurs robustes, fort condensés, de plus en plus économiques : la concurrence achèvera de les rendre peu coûteux en amenant une baisse notable des prix. Voilà où en est dès ce moment le moteur à gaz.

L'allumage des moteurs s'effectue le plus souvent par des tubes incandescents : on est bien près d'avoir trouvé le moyen de construire des tubes rougissant facilement, ne s'oxydant pas et durant par suite longtemps, sans coûter trop cher; en attendant, le tube de fer constitue déjà une bonne solution du problème.

Plusieurs constructeurs s'en tiennent de préférence à l'allumage électrique, à l'aide de bobines de Ruhmkorf, alimentées par des piles ou des dynamos; les piles imposent dans les ateliers une sujétion gênante, et l'emploi des génératrices mécaniques entraîne des complications; mais l'électricité présente le précieux avantage de permettre un réglage mathématique du moment de l'explosion et de se prêter aisément aux mises en route automatiques.

La régularisation du mouvement des moteurs a fait des progrès : le principe du *tout ou rien* prévaut généralement, car il conduit aux consommations les plus réduites, mais il impose des volants plus lourds, pour effacer l'accéléra-



tion produite par l'impulsion motrice. Quelques constructeurs règlent la vitesse en maintenant l'échappement ouvert, l'admission étant supprimée; on évite ainsi le refroidissement de la paroi par l'admission d'une cylindrée d'air froid et l'on allège le moteur en supprimant le travail de la compression; dans ce cas, en effet, une même masse de gaz subit alternativement la compression et restitue dans sa détente le travail emmagasiné.

Pour ce qui est des organes de la distribution, on tend de plus en plus à séparer les diverses fonctions d'admission, de préparation du mélange, d'allumage et de décharge; la même évolution s'était produite autrefois dans la construction des machines à vapeur et avait fait prévaloir les quatre obturateurs Corliss ou Sulzer.

Très nombreuses sont les formes et les dénominations sous lesquelles se présente le moteur à quatre temps : nous en aurions une centaine à spécifier et à décrire, sans pouvoir signaler bien souvent un organe spécial qui les caractérise. Ils diffèrent si peu les uns des autres qu'il est difficile quelquefois de trouver, en dehors de l'habileté et de l'honnêteté du constructeur, un argument en faveur de l'un ou de l'autre. Ce sont plutôt des marques de constructeurs que des brevets d'inventeurs qu'il faut prendre en considération pour les distinguer les uns des autres : le plus souvent, il y aura lieu de tenir compte surtout de quelques accessoires, plus ou moins originaux.

En somme, l'Exposition de 1889 témoignait de réels progrès dans l'établissement et la construction des moteurs, dont la consommation était réduite maintenant à 600 litres par cheval-heure effectif, avec un gaz de ville possédant un pouvoir moyen de 5.250 calories : c'était le résultat des hautes compressions préconisées par la théorie et pratiquées avec succès par les meilleurs constructeurs.

En charbon, la dépense garantie était d'environ 500 grammes de charbon anthraciteux : aucune machine à vapeur n'avait jamais procuré un tel rendement.

Et le moteur avait grandi : deux moteurs de 100 chevaux étaient exposés, un Otto et un Simplex; le premier était à quatre cylindres, opposés et jumelés deux à deux, le second développait au contraire cette puissance par un seul cylindre. On eût donc pu faire un moteur de 400 chevaux.

Dans ces conditions, toutes les industries pouvaient employer le moteur à gaz.

Les ouvriers en chambre de tout genre, les joailliers, les imprimeurs, les serruriers, les couteliers, les menuisiers et les charcutiers n'étaient plus ses seuls clients; on voyait ces machines, devenues plus puissantes, actionner des moulins, des tissages, des filatures, de vastes ateliers de construction, de considérables stations centrales d'électricité; mes pronostics formulés antérieurement étaient confirmés et se réalisaient au delà de toutes nos espérances : les moteurs de 100 chevaux existaient et marchaient.



A quand le moteur de 500 et de 1.000, disait-on.

Cela ne devait pas tarder.

A partir de ce moment, le moteur à gaz avec son gazogène appartenait à la catégorie des moteurs de la grande industrie,

Il allait dès lors entrer dans une nouvelle phase de son évolution.

Il y a en effet trois périodes distinctes dans l'histoire du moteur à gaz : la première, qui est la période de tâtonnement, s'étend jusqu'en 1860; le moteur existait, mais il ne marchait pas. Lenoir a eu le mérite d'en tirer un travail régulier et continu et nous saluons en lui le créateur du moteur industriel; mais c'est à Otto que revient la gloire d'avoir perfectionné l'œuvre de ses prédécesseurs en créant pratiquement le moteur à compression à quatre temps, dont les qualités et le rendement dépassaient tout ce qui avait été réalisé jusque-là. Une pléiade d'inventeurs et de constructeurs développent alors ce genre de moteurs en y apportant la contribution efficace de leur activité et de leur ingéniosité. C'était la seconde période, la période d'invention, qui s'est prolongée jusqu'en 1889.

Le moteur est maintenant sur pied; il n'y a plus qu'à l'adapter aux exigences diverses de ses multiples emplois : il est arrivé à sa période d'expansion.

Nous allons le voir élargir son domaine, et imposer ses services dans toutes les branches de l'industrie dont il devient le moteur le plus économique.

### III

#### Période d'expansion.

A la suite de l'Exposition de 1889, le moteur à gaz grandit rapidement : Delamare-Deboutteville et Malandin abordèrent résolument le diamètre de 870 millimètres, le plus grand qui ait été fait jusque-là en cylindres de moteurs à gaz, et ils installèrent chez M. Abel Leblanc, à Pantin, près de Paris, un moteur monocylindrique de 300 chevaux, qui devint un but de pèlerinage pour les ingénieurs qui voulaient voir de leurs yeux et se rendre compte. C'était aller un peu vite en besogne, on s'en aperçut bientôt, mais le succès relatif obtenu était une révélation. Les autres constructeurs suivirent le mouvement; toutefois ils avancèrent avec plus de prudence, et résolurent généralement le problème des grandes puissances par les cylindres multiples.

Otto fit un 200 chevaux à quatre cylindres, placés deux à deux en face l'un de l'autre, ce qui forme un groupement compliqué, mais assure une régularité parfaite. A Godalming, en Angleterre, les ateliers Stockport atteignirent 400 chevaux par deux cylindres en tandem de 648 millimètres de diamètre; il fallait



relier par un cadre les deux têtes de piston, ce qui n'est pas une disposition parfaite.

La mise en train des moteurs à gaz, extrêmement aisée au début, alors que la compression préalable était faible et que la puissance des moteurs ne dépassait pas une vingtaine de chevaux, devint de plus en plus difficile à mesure que les fortes compressions se généralisaient et que la puissance des moteurs augmentait. Otto chercha le premier à rendre la mise en route moins laborieuse en supprimant temporairement la compression pendant le temps qu'on tournait au volant : pour cela, il remplaçait la came de commande de l'échappement par une autre came, soulevant la soupape de décharge tous les tours. Ces deux cames étaient d'une pièce qu'il suffisait de faire glisser sur l'arbre pour supprimer la compression. Ce dispositif, excellent et fort simple pour les moteurs à quatre temps, a été copié par tous les inventeurs de second ordre qui ont perfectionné l'œuvre d'Otto, et il a suffi pendant quelques années aux besoins de l'industrie.

Pour les moteurs à deux temps, on disposait un robinet sur le cylindre de compression, de manière à ce qu'une partie du mélange se perdît dans l'atmosphère; cela n'a pas d'inconvénient sérieux et réduit considérablement l'action à exercer sur le volant.

Malgré tous ces dispositifs, la mise en route restait pénible pour des moteurs de plus de 20 chevaux; elle était impossible pour des machines de 100 chevaux.

L'intervention d'un appareil de secours (*self starting gear*) s'est donc imposée assez vite.

Plusieurs tentatives avaient déjà été faites par Brayton (1878), Dugald Clerk (1883) et Holt-Crossley (1884). Le procédé consistait à emmagasiner un certain volume de gaz dans un réservoir spécial, dont on utilisait la pression pour opérer une première poussée sur le piston moteur. Clerk n'hésitait pas à y comprimer un mélange tonnant : il y parvenait simplement en supprimant l'allumage à la fin du travail et en mettant le réservoir en communication avec le cylindre. Pour mettre en train, il n'y avait qu'à manœuvrer un robinet faisant communiquer le cylindre avec le réservoir, et une première explosion entraînait le volant. Mais ce réservoir, chargé de gaz tonnants, constituait un dangereux obus, que l'on n'acceptait pas sans appréhension; aussi Holt et Crossley préférèrent-ils comprimer dans ce réservoir des gaz brûlés. Pour la mise en marche, il fallait alors arrêter le piston dans la position correspondante au début de la course motrice, sous un angle d'environ 35°, et mettre le cylindre en communication avec la réserve comprimée; la pression chassait le piston assez vivement pour qu'un cycle complet succédât à cette impulsion.

En 1884, Prentice avait pris un brevet pour revenir à l'utilisation d'une charge explosive en supprimant tout danger, attendu qu'il introduisait le mélange dans le cylindre même du moteur, en le faisant aspirer par le piston : il y mettait le feu par un appel de flamme.

De nombreux brevets furent enregistrés à cette époque, que nous ne pouvons



qu'indiquer : contentons-nous de caractériser le progrès des idées dans ces diverses patentes.

Rollason revient à l'idée du moteur auxiliaire, auquel la maison Otto et les ingénieurs allemands sont restés fidèles; un levier à main permet d'interposer et de serrer un galet entre le volant du moteur et la poulie-volant du moteur de secours. C'est une solution sûre, mais assez coûteuse du problème.

Fielding emploie une réserve d'air comprimé, refoulé dans un récipient par les derniers mouvements du piston moteur, au moment de l'arrêt. Au moment de la remise en marche, on commence par amener le piston au début de sa course motrice, et l'on ouvre une prise de gaz, par laquelle on remplit le fond du cylindre; ce gaz expulse l'air resté dans la chambre et vient s'allumer au bout d'un tuyau de faible diamètre : il se produit une flamme qu'on laisse brûler un instant. Tout à coup et d'un même mouvement, l'on ferme la prise de gaz et l'on ouvre un clapet reliant le récipient d'air comprimé au cylindre. Il se forme ainsi un mélange tonnant, la flamme reflue au cylindre, l'explosion se produit et entraîne le piston. La mise en train est faite. Ce procédé a conduit à l'emploi de l'air comprimé; c'est la méthode classique aujourd'hui : la compression de l'air est telle maintenant, qu'il est inutile de faire appel à l'énergie d'une charge tonnante.

En utilisant la force vive du volant pour comprimer un mélange d'air et de gaz brûlés, on se passe de compresseur spécial.

Tels sont les procédés généraux de mise en route automatique; nous décrivons avec plus de détails quelques-uns de ces appareils dans le cours de l'ouvrage.

Complétons cet exposé en disant que, dans les stations centrales d'électricité, on emploie l'énergie accumulée dans les batteries d'accumulateurs pour la mise en marche des moteurs. Il suffit de lancer dans la dynamo un courant égal au dixième de son courant de régime, à l'aide d'un commutateur disposé *ad hoc*, et muni des résistances voulues, pour que le moteur soit entraîné.

Les gazogènes se perfectionnaient entre-temps d'une façon remarquable. Les appareils Dowson étaient pourvus d'une chaudière séparée, qui fournissait de la vapeur à un injecteur du genre Giffard; on insufflait ainsi à la base de la cuve un mélange intime d'air et de vapeur. Ce procédé présentait un inconvénient : il ne laissait pas une entière liberté au conducteur pour doser à sa volonté la quantité relative de vapeur qu'il veut admettre, puisque c'est le jet de vapeur qui entraîne l'air et que la quantité d'air est fonction de la quantité de vapeur. On augmenta l'élasticité du fonctionnement en insufflant de l'air par un ventilateur : dans ce cas, la vapeur est fournie soit par une chaudière, faisant corps avec la cuve du gazogène, utilisant sa chaleur perdue, soit par un pulvérisateur d'eau, dont on règle le débit suivant le besoin. L'emploi d'un compresseur cause, il est vrai, une autre sujétion; à moins de disposer d'une transmission de mouvement ou d'une commande électrique indépendante, on se voit obligé d'installer un moteur spécial de mise en route. Par contre, le



ventilateur permet d'atteindre des pressions de 400 à 500 millimètres d'eau, qui viennent bien à point, quelquefois, surtout quand on gazéifie des combustibles occasionnant de grandes pertes de charge, par leur mauvaise tenue au feu, ou bien encore par le développement exagéré qu'on est obligé de donner aux appareils de lavage et d'épuration.

Tous les gazogènes, injectés ou soufflés, comportaient un gazomètre assurément encombrant, mais qui constituait à la fois une réserve de gaz, un mélangeur de produits de qualité variable et un régulateur de pression dont les effets étaient heureux à tous égards. Malgré cela, on cherchait le moyen de réaliser une autoalimentation par le moteur lui-même, et de supprimer injecteurs, souffleurs et cloche à gaz.

C'est l'objectif que se proposèrent les frères Bénier, qui s'étaient fait connaître

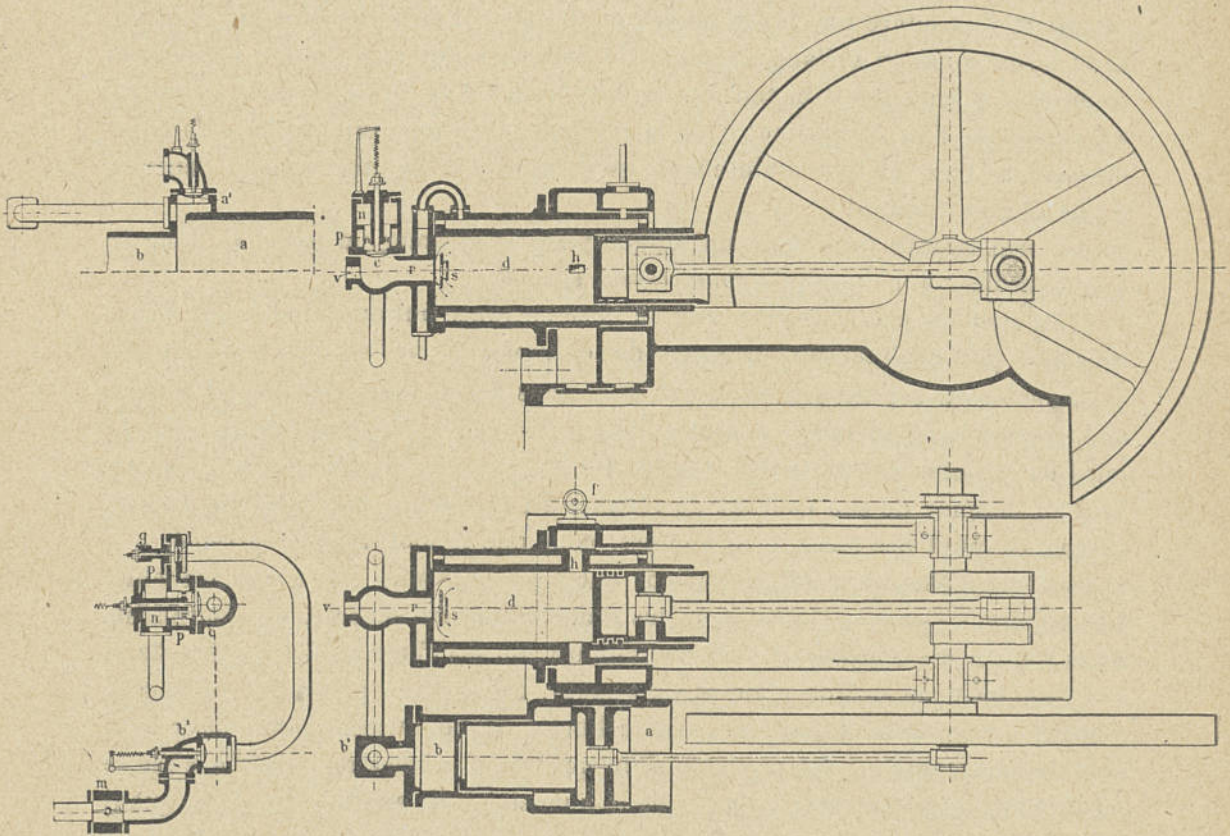


Fig. 15. — Moteur Bénier.

déjà par l'invention d'un remarquable moteur à air chaud. Ils constituèrent un ensemble, qu'ils appelèrent *moteur-gazogène*, en accolant à un moteur à deux temps un gazogène dans lequel il puisait son gaz, au fur et à mesure de sa consommation.

Le moteur Bénier fonctionnait suivant le type Dugald Clerk : il donnait



un coup par tour, grâce à l'emploi de deux cylindres, l'un de compression, l'autre moteur, dont les axes sont disposés parallèlement et les manivelles calées à 90° (fig. 15).

La pompe de compression était double, étant formée de deux cylindres *a* et *b*, disposés en tandem; l'un d'eux recevait de l'air, l'autre puisait le gaz dans le gazogène. La proportion convenable pour composer un bon mélange tonnant était établie par la section utile des deux pompes *a* et *b*. Dans cette machine, air et gaz sont donc aspirés à chaque tour par les deux pistons à travers les soupapes *a*<sub>1</sub> et *b*<sub>1</sub> : ils sont conduits par des voies différentes à une boîte de mélange *r* placée à l'arrière du cylindre moteur et munie d'une soupape *c*. Le cylindre *d* est pourvu d'orifices d'échappement *h* pratiqués dans la paroi, qui sont découverts par le piston, quand il a effectué les  $\frac{5}{6}$  de sa course en avant.

Ils restent ouverts pendant le dernier sixième de la course en avant et le premier sixième de la course en arrière.

Dès le début de la course-arrière, le piston des deux pompes a chassé dans le cylindre moteur l'air et le gaz qui avaient été aspirés. Ce mélange entre dans le cylindre par la soupape du fond, mais une série de petites plaques perforées *S* forcent le jet gazeux à s'étaler et à remplir tout l'espace compris derrière le piston moteur. Dans son retour, ce piston, ayant recouvert et obturé les orifices de décharge *h*, comprime ce mélange jusqu'à fond de course-arrière : l'explosion se produit à ce moment et les gaz dilatés poussent le piston en avant, en agissant sur lui par leur pression explosive et leur détente, jusqu'au moment où les orifices d'échappement seront de nouveau découverts.

Pour éviter que le gaz tonnant ne s'échappe au dehors par les orifices de décharge, découverts par le piston, on a combiné les choses de façon à ce que les premières portions refoulées dans le cylindre par les pompes ne contiennent pas de gaz, mais seulement de l'air pur, lequel prend contact avec les gaz brûlés pour les refouler devant lui. Comme les deux pompes fonctionnent ensemble, la pompe à gaz doit donc commencer à refouler de l'air pur avant de débiter du gaz et en même temps que la pompe à air commence son service. Ce résultat s'obtient ainsi : les deux pompes sont en communication constante par leurs tuyaux de refoulement, par l'intérieur même de la boîte de mélange; mais une soupape *l* est placée sur le tuyau de refoulement du gaz, pour empêcher la pompe à gaz de se remplir d'air au début de l'aspiration, l'air entrant plus facilement que le gaz qui est appelé à travers le combustible du gazogène.

Il s'ensuit qu'il n'entre d'abord que de l'air dans le cylindre moteur, lorsque le piston des pompes commence le refoulement; il arrive ensuite du gaz et de l'air dans la chambre de mélange.

La pompe à gaz puise donc à chaque coup dans le gazogène un certain volume de gaz pour le refouler directement dans le cylindre moteur. Cette aspiration provoque la rentrée d'une quantité équivalente d'air et de vapeur d'eau dans le



gazogène; il se forme ainsi du gaz combustible au fur et à mesure de la consommation. La quantité de gaz aspirée à chaque coup est variable par le régulateur; celui-ci est placé en *f* sur le côté du cylindre. Il commande un papillon *m* qui ne laisse entrer dans la pompe, à chaque coup, que le gaz nécessaire à la production d'un travail moteur égal au travail résistant. On obtient des explosions plus ou moins fortes, sans qu'il soit requis de les supprimer même pour la marche à vide. L'allumage se fait par l'électricité.

J'ai été appelé à faire des essais officiels de ce moteur en décembre 1894 : la puissance nominale de la machine était de 15 chevaux pour un diamètre de 300 millimètres du piston moteur et une course de 0 m. 439; les pompes à air et à gaz mesuraient respectivement 400 et 290 millimètres de diamètre, pour une course de 0 m. 209; vitesse de régime de 150 tours.

La puissance indiquée fut de 27,6 chevaux, la puissance effective de 14,6 chevaux, d'où ressortait un rendement organique égal à 0,53 : c'était le point faible de la machine, qui consuma 714 grammes d'antracite par cheval-heure effectif. En alimentant le gazogène au coke, je relevai une dépense de 752 grammes.

Les frères Bénier sont les créateurs des gazogènes fonctionnant par aspiration : mais ils ne bénéficièrent pas de leur invention; on leur découvrit une vague antériorité dans un brevet Arbos, qui n'avait jamais été mis au point, et ils furent dépossédés du fruit de leur travail. La concurrence s'empara du procédé et l'appliqua aux moteurs à quatre temps; il y fit merveille et détrôna rapidement les gazogènes soufflés, sur lesquels il avait de nombreux avantages, et particulièrement celui de se passer de cloche à gaz.

Les Expositions, universelles de nom, régionales de fait, qui se multiplièrent à cette époque consacrèrent les progrès de détail réalisés par les moteurs à gaz, mais présentèrent assez peu d'intérêt, parce qu'on n'y vit paraître que les moteurs dont les noms couvraient depuis longtemps nos murs de France et dont les dessins illustraient les dernières pages de toutes nos revues techniques : il n'y avait guère de nouveautés et beaucoup de plagiats.

Signalons toutefois à l'Exposition de Bruxelles de 1897 l'apparition du moteur Letombe, dont la valeur et l'originalité furent reconnues par l'octroi d'un grand prix.

Letombe était revenu au double effet; autrefois Lenoir, Beau de Rochas et beaucoup d'autres avaient déjà essayé d'agir sur les deux faces du piston; on y gagnait évidemment de la puissance et de l'espace, mais on compliquait le cylindre par un stuffingbox à l'avant, et l'on pouvait redouter cet organe dans des cylindres soumis à des températures élevées, qui brûlent les bourrages et exposent à des grippements dangereux. Grâce à une longue détente, Letombe surmonta cette difficulté et son moteur fut remarquablement réduit de dimensions et ramassé dans ses formes. Il devait d'ailleurs réaliser bientôt un perfectionnement que je me reprocherais de ne pas indiquer ici.



Quelques mots d'explication s'imposent d'abord. La plupart des moteurs réglaient alors leur vitesse par le système de l'admission du tout ou rien : c'était une solution imparfaite à certains égards. Mieux valait faire fonctionner les moteurs à gaz comme fonctionnent les machines à vapeur, en admettant une charge tonnante de richesse constante, mais de volume variable, sous la dépendance du régulateur, suivant les besoins du travail et du réglage. De la sorte, le volume admis serait indépendant de la course du piston; la détente pourrait être allongée à volonté, et elle serait maximum alors que le moteur travaillerait à moindre charge. La vitesse se réglerait donc sans supprimer aucune explosion, et chaque cycle de quatre temps aurait son impulsion motrice, sans qu'on soit exposé à avoir des ratés.

La maison Ganz avait exposé à Buda-Pesth un moteur conçu dans cet ordre d'idées. Il admettait un mélange de composition invariable, mais il en introduisait un volume variable, suivant la vitesse acquise et la position du régulateur.

Letombe trouva une solution équivalente en créant son moteur nouveau à admission de gaz variable sous l'action du régulateur. Mais on arrivait ainsi à avoir un mélange de teneur variable et l'on se trouvait exposé à introduire dans le cylindre des mélanges trop pauvres pour pouvoir exploser; c'eût été une grave imperfection que Letombe a corrigée en augmentant la compression au fur et à mesure que la richesse en gaz du mélange diminue. Par ce moyen, le rendement thermique reste constant, et la marche à demi-charge continue d'être économique.

Cette époque a été marquée par d'importants concours.

De bons esprits s'étaient dit que des tournois de ce genre auraient plus d'intérêt et d'utilité que des expositions à grand orchestre : c'est la pensée qui avait inspiré, en 1895, à la Société technique de l'Industrie du gaz en France, le projet de préparer à Paris une exhibition toute spéciale de moteurs, devant être soumis à l'examen d'une commission d'ingénieurs compétents, qui n'auraient prononcé entre les concurrents qu'après une série d'expériences variées. On m'avait fait l'honneur de me demander d'organiser les travaux de la commission d'essais; mais un concours aussi sérieux n'était pas de nature à plaire à des gens d'affaires, qui veulent tous faire croire au public que leur machine est la meilleure, la plus parfaite et la plus économique de toutes. Le projet échoua donc faute d'adhérents!

L'idée était pourtant fort louable, et elle avait déjà abouti pour les moteurs à pétrole : on avait donc le droit d'espérer un meilleur accueil de la part des intéressés.

Trois concours remarquables avaient, en effet, précédemment été organisés dans le but de mettre en relief les progrès réalisés par les constructeurs de moteurs à pétrole : ils eurent lieu à Meaux, à Cambridge et à Berlin.

Les journaux et les revues publièrent les résultats relevés, qui furent à



l'honneur des constructeurs de ces machines. Je rappellerai seulement qu'à Cambridge le moteur qui a consommé le moins de pétrole, allumage compris, a été un moteur de 7 chevaux de Crossley, dont la dépense n'a point dépassé 372 grammes par cheval-heure; la locomobile des mêmes constructeurs a encore été la plus économique avec une consommation de 400 grammes pour un moteur d'une puissance de 10 chevaux. Pour éprouver l'endurance des machines, on les soumettait à la rude épreuve de trois journées de marche continue de dix heures, sans aucun nettoyage; dans ce cas, la consommation moyenne était évidemment un peu supérieure à celle de l'essai ordinaire; mais elle restait satisfaisante. J'ai tenu à consigner ici cette consommation, car elle montre que certains résultats plus récents, dont on a fait grand étalage, étaient déjà bien près d'être atteints il y a vingt-cinq ans.

Les moteurs à pétrole lourd devaient du reste prendre un développement extraordinaire à la suite d'un ingénieur dont le nom est aujourd'hui dans toutes les bouches, alors même que son génie soit discuté.

Rudolph Diesel, ingénieur à Munich, avait déjà publié, en 1893, une étude sur la théorie et la construction d'un moteur *thermique rationnel* destiné à supplanter les machines à feu connues à ce jour. L'auteur de cet intéressant travail y présentait une théorie, qu'il disait nouvelle, de la combustion, à la lumière de laquelle il se proposait d'énoncer les conditions qu'il faut remplir pour tirer d'une quantité de chaleur donnée la plus grande somme possible de travail. Passant de la théorie à la pratique, l'ingénieur bavarois établissait le projet d'une machine, analogue assurément aux moteurs à air et à gaz, mais qui en différait essentiellement, d'après lui, par le principe même qui l'avait inspirée. Il se faisait fort, assez témérairement, de démontrer que les moteurs mis en service précédemment étaient établis sur des bases fausses (*dass sowohl Feuerluft als Gasmotoren principiell falsch arbeiten*), et qu'il fallait renoncer à en tirer de meilleurs résultats aussi longtemps qu'on persévérerait dans l'erreur originelle de leur concept.

C'était à l'entendre une évolution de la théorie; sur ce point, il s'illusionnait, attendu que sa nouvelle machine était simplement un moteur à combustion, à quatre temps, dont on avait bien avant lui démontré les qualités théoriques et le remarquable rendement, pourvu qu'on pratiquât une compression préalable suffisante (1).

Mais il faut reconnaître que nul avant lui n'avait osé envisager des compressions assez élevées pour réaliser les promesses de la théorie; d'autre part, Diesel et les collaborateurs qu'il s'adjoignit surent donner une physionomie nouvelle à ces machines, que Brayton, Simon et Gardie n'avaient pas réussi

1. Qu'on me permette de renvoyer le lecteur à mes *Études sur les moteurs à gaz tonnant*, de 1884, et à la première édition de mon *Traité théorique et pratique des moteurs à gaz* (1886), pages 141 et suivantes. Voir de plus ma note présentée à l'Académie des sciences, en 1898, insérée au tome CXXXVI des comptes rendus.



à mettre en bonne forme. Leurs efforts devaient conduire à des résultats qui ont dépassé toutes les espérances.

Un premier essai de construction fut tenté dès l'année 1893 (1); mais le nouveau moteur opérait des compressions si énormes, ils réalisait de si grandes vitesses et il s'y développait des températures si élevées, que l'exécution des idées du maître se heurta à des difficultés pratiques insurmontables; on voulut d'ailleurs employer d'abord comme combustible du charbon pulvérisé, ce qui était une conception théoriquement justifiée, mais d'une réalisation presque impossible. On rencontrait donc de nombreux écueils qu'il fallait franchir; on les tourna prudemment. Et d'abord, on sacrifia de la pression, puis on abandonna d'autres prétentions; on aboutit, somme toute, en 1895, à un moteur de 12 chevaux, qui ne marcha pas trop mal, en l'alimentant à l'huile de pétrole lampante. Enfin, en 1897, on put mettre sur pied un moteur de 20 chevaux, que nous décrirons longuement, et qui donna de beaux résultats, officiellement constatés par un essai du professeur Schröter.

Ces expériences furent faites en présence d'ingénieurs délégués par des maisons de construction de tous pays, désireuses de s'assurer le privilège d'exploitation de ce merveilleux moteur; on y vit aussi une commission française composée de MM. Sauvage, professeur à l'École des Mines de Paris, Carié, ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Merceras et Dyckhoff, constructeurs à Bar-le-Duc.

Les résultats furent remarquables; la consommation de pétrole par cheval-heure effectif, en pleine charge, fut de 238 grammes et de 276 grammes à demi-charge; or, les meilleures machines dépensaient généralement alors de 350 à 400 grammes, si ce n'est plus.

On cria la merveille dans toutes les revues techniques, et le moteur Diesel fut l'objet de l'attention générale : il la méritait bien.

Toutefois, toutes les tentatives faites pour utiliser les gaz riches ou pauvres, dans ces machines, devaient échouer; elles ne se sont prêtées en définitive qu'à l'emploi du combustible liquide, mais elles ont pu s'accommoder des huiles les plus diverses, des mazouts et des huiles de goudron et, à cet égard, elles ont conquis une situation hors de pair et sont demeurées sans rivales.

Le moteur Diesel est donc resté un moteur à pétrole, à combustion et à quatre temps, grandement amélioré théoriquement par la haute compression préalable et, pratiquement, par la combinaison d'une marche à quatre temps avec la combustion.

L'année 1894 a été marquée par une application nouvelle du moteur à gaz qui lui a ouvert de non moins vastes horizons et contribuera plus que toute autre à son expansion : je veux parler de l'emploi direct des gaz de hauts fourneaux.

1. *Diesel's Rationeller Waermemotor; Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Berlin, 1897.



Les moteurs de grande puissance étaient réalisés; où allait-on trouver des gazogènes assez grands pour fournir les 1.800 mètres cubes de gaz qu'absorbe par heure un moteur de 600 chevaux?

C'est ici qu'est intervenu le bon sens de tout le monde.

C'était un axiome indiscuté parmi les chimistes et les métallurgistes que les hauts fourneaux constituaient les meilleurs des gazogènes (1); on savait qu'un haut fourneau de 100 tonnes consomme au moins 100 tonnes de coke et fournit en vingt-quatre heures environ 400.000 mètres cubes d'un gaz dont le pouvoir calorifique est compris entre 900 et 1.000 calories; on utilisait ces gaz du mieux qu'on le pouvait, pour chauffer des appareils à air chaud du système Cowper-Whitwell et pour produire la vapeur nécessaire aux machines soufflantes, aux pompes, aux monte-charges et aux concasseurs de minerais; quelquefois, les gaz chauds étaient employés au grillage des minerais. En somme, on gaspillait beaucoup de mètres cubes de gaz, parce qu'on n'avait pas grand bénéfice à les capter, et l'on perdait beaucoup de calories, parce qu'on les utilisait mal. En effet, on a trouvé dans certaines installations nouvelles, parfaitement étudiées, que le cheval-heure effectif produit par machine à vapeur coûte 8 mètres cubes de gaz; M. Lürmann, qui connaît parfaitement cette question, estime même cette dépense à 12 m<sup>3</sup> 6 et je suis porté à croire, à la suite d'expériences que j'ai faites, que ce chiffre est souvent dépassé. Dans un intéressant travail, publié dans *Stahl und Eisen*, en 1890, M. Gredt estimait à 50.374.372 les calories utilisées par les chaudières adjointes à un haut fourneau de 100 tonnes, et à 339.633.147 les calories emportées par les gaz non recueillis. Quelqu'un a donc dû se dire un jour que le haut fourneau pourrait servir de gazogène à de puissants moteurs à gaz, qui tireraient un meilleur parti des calories des gaz et permettraient de les employer en totalité : cet ingénieur était dans le vrai.

Est-ce M. Thwaite, M. Lürmann, M. von Oechelhaeuser ou M. Greiner qui ont émis l'idée et l'ont lancée dans le public? Je ne sais. Mais l'idée a fait rapidement son chemin.

De petits moteurs de tout système furent essayés à Frondingham et à Wishaw, en Angleterre, en 1894, à Hörde, en Westphalie, le 12 octobre 1895, et à Seraing, en Belgique, le 20 décembre de la même année; ces dates montrent que ces essais ont été faits presque simultanément de divers côtés; les résultats furent encourageants partout et les études commencèrent aussitôt en vue de la généralisation et de l'extension du procédé.

Il s'agissait d'abord de s'assurer que le gaz de haut fourneau était *toujours* assez riche pour permettre une marche continue et régulière des moteurs. Le calcul assigne au gaz du haut fourneau un pouvoir qui oscille de 850 à 1.100 calories, suivant la proportion relative d'oxyde de carbone et d'anhydride

1. C'est ainsi que s'exprimait, en 1878, Lencauchez, dans son *Etude sur les combustibles en général*. Paris, Lacroix, page 58.



carbonique (1); mais il fallait faire de nombreux essais pour contrôler ces résultats et ce calcul.

Je fus amené à effectuer, en 1895, un grand nombre de déterminations de pouvoir à l'aide de ma bombe eudiométrique, qui permet une opération rapide et exacte; mes essais démontrèrent que, malgré des variations considérables, le pouvoir calorifique des gaz de hauts fourneaux est généralement suffisant pour entretenir une marche continue et régulière des moteurs.

Restait l'objection des poussières entraînées hors des fourneaux par le courant qui les emporte dans les canalisations : M. Lürmann craignait que ce ne fût un obstacle à l'utilisation directe des gaz et ses craintes étaient partagées par la plupart des maîtres de forges. Ces poussières étaient, en effet, redoutables, car on estime qu'un mètre cube emporte avec lui 125 grammes de poussières; 100 grammes se séparent d'eux-mêmes dans les premières conduites, et on les repasse généralement aux fourneaux; 23 grammes qui accompagnent le gaz à grande distance, peuvent toutefois être retenus assez facilement encore dans les épurateurs; mais 2 grammes sont à un état de ténuité et de sublimation tel qu'on ne peut les arrêter par aucun moyen de lavage et d'épuration, et ils traversent les lames d'eau qu'on leur fait rencontrer sans se mouiller et, par suite, sans abandonner le gaz qui les entraîne avec lui dans le moteur.

La question était de savoir si ces poussières s'y arrêteraient. Des précautions minutieuses furent prises à Seraing, à Differdange, à Hœrde et ailleurs, et l'on multiplia les scrubbers et les appareils laveurs; la précaution était bonne mais insuffisante, car on eut partout des ennuis par obstruction de soupapes. Toutefois des tours de main permirent bientôt de réduire l'importance de ces auxiliaires encombrants en augmentant leur efficacité. On eut le plus souvent recours à des chambres à chicanes avec rupture de courant contre une nappe d'eau ou munies de pulvérisateurs, qui suffirent du moment qu'ils refroidissent bien les gaz : cette dernière condition est plus importante qu'on ne l'avait cru d'abord. On découvrit ensuite que les poussières très fines qui ne sont pas fixées par ces épurateurs sont entièrement retenues par des ventilateurs à injection d'eau, qui brassent mécaniquement les gaz, malaxent dans l'eau les produits étrangers et les rejettent sous forme de boues. Cette invention si simple paraît due à un contremaître de Dudelange; mais de nombreux ingénieurs s'approprièrent l'idée et la développèrent. Les poussières, qui pourraient encore accompagner les gaz au taux de 1 à 2 décigrammes par mètre cube, ne sont dès lors plus retenues par le cylindre des moteurs, et l'on constate que les gaz de l'échappement forment à la sortie du cylindre le même brouillard blanc qu'on voit apparaître au sommet des cheminées des fourneaux.

On redoutait aussi les variations de pression qui se produisent lors de la charge des fourneaux, mais ces oscillations n'ont pas l'étendue qu'on leur

1. Nous empruntons les chiffres qui suivent au savant et remarquable rapport présenté par M. Greiner, directeur général de la Société Cockerill, à l'*Iron and Steel Institute*, en mai 1898.



supposait, ainsi que j'ai pu le constater à Differdange, où j'ai placé un anémomètre, un thermomètre et un manomètre sur la conduite verticale de 1 m. 70 de diamètre desservant les chaudières. La vitesse du gaz a varié de 2 m. 75 à 9 mètres; leur température de 60° à 90°, et leur pression a subi une modification totale de 40 millimètres d'eau durant un essai de plus de six heures, correspondant à toutes les phases de la marche d'un fourneau et à ses allures les plus différentes. Or, pendant cette expérience, un moteur du genre Otto de 50 chevaux a fourni un fonctionnement d'une régularité parfaite. On avait, d'ailleurs, fait déjà à Seraing une constatation fort rassurante : un petit moteur Simplex avait marché quelque temps sous une dépression de 200 millimètres, résultant du calage accidentel du compteur placé sur la conduite.

La pratique devait faire évanouir toutes ces craintes, et les résultats obtenus finalement ont dépassé les espérances des plus optimistes.

La Société Cockerill de Seraing et la Société de Deutz s'engagèrent les premières dans la voie nouvelle; les ingénieurs belges, sur les conseils de Delamare-Deboutteville, donnèrent la préférence aux machines monocylindriques, tandis que les ingénieurs allemands, fidèles à leurs précédents, crurent plus sage de construire des machines à quatre cylindres. Ils s'épargnèrent ainsi bien des déboires !

M. von Oechelhaeuser estima que le moteur à explosion, à quatre temps, ne répondait pas aux conditions du problème, et il créa un moteur à deux temps, caractérisé par l'emploi de deux pistons opposés marchant en sens contraire dans un seul cylindre; l'inventeur de cette machine contribua grandement en Allemagne à l'utilisation directe des gaz de hauts fourneaux et il en fit d'importantes applications en Westphalie; il créa aussi une soufflante débitant 500 mètres cubes d'air par minute.

Toutes les grandes maisons de construction de l'ancien ou du nouveau Monde acquirent des licences ou s'efforcèrent de créer des modèles originaux de moteurs, destinés à fonctionner aux pieds des hauts fourneaux. C'était la question à l'ordre du jour de la mécanique, mais ce n'était pas la seule ni la plus actuelle.

En effet, pendant que les puissants moteurs prenaient place dans la sidérurgie, les petites machines à essence s'installaient sur les châssis des voitures *sans chevaux*, tricycles et quadricycles, dont les amateurs de sport poursuivaient la réalisation avec ardeur depuis plusieurs années.

Amédée Bollée, du Mans, avait été l'initiateur dans cette voie nouvelle : son break à vapeur, à six places, actionné à la vapeur et muni d'un différentiel, avait fait du 53 kilomètres sur route, dès 1881; Serpollet, en créant son remarquable générateur instantané, semblait avoir résolu définitivement le problème en faveur de la vapeur. Mais les moteurs légers à essence ne devaient pas tarder à prendre la prééminence. On peut faire remonter l'origine des automobiles à essence au brevet pris par Daimler, en 1887; MM. Panhard et Levassor, conces-



sionnaires français de la nouvelle voiture, la présentèrent à l'Exposition de 1889; MM. Peugeot entreprenaient, la même année, ce genre de construction. Le concours du *Petit Journal* de 1894 consacra les avantages des moteurs à essence. De ce jour date une véritable révolution dans l'industrie des transports : le moteur à combustion interne en a été le facteur prépondérant.

Vers le même temps, MM. Renard et Krebs remplaçaient sur leur dirigeable *La France* le propulseur à pile électrique par un moteur à essence; les frères Wright, en Amérique, et Santos Dumont, en France, allaient bientôt actionner de même leurs aéroplanes. Les automobiles et les aérônats de toute espèce doivent donc leurs succès à ces merveilleux moteurs, sans lesquels ils n'existeraient pas. On a dit que l'automobilisme et la navigation aérienne sont les plus beaux fleurons de leur couronne : je n'y contredirai pas.

L'Exposition de 1900 s'ouvrit sur les brillants succès des moteurs à gaz que nous venons de signaler.

Alors qu'en 1889 31 exposants présentaient 53 moteurs, de types différents, dont la puissance totale ne dépassait guère 1.000 chevaux, on vit, au Champ de Mars et à l'annexe de Vincennes, plus de 200 moteurs pour lesquels 56 constructeurs ou inventeurs sollicitaient l'attention des visiteurs, les préférences des acheteurs et les faveurs du jury. Leur puissance totale avait pour le moins quintuplé; en 1889, une machine unique était annoncée pour 50 et deux moteurs seulement atteignaient 100 chevaux, par deux ou quatre cylindres; l'Exposition de 1900 en comptait un bon nombre de 50, 75 et 100 chevaux, un de 250, un de 500 et enfin un autre de 700 chevaux, à un seul cylindre. Voilà le progrès réalisé en onze ans (1).

Et pourtant l'Exposition reflétait mal l'état présent de cette branche de la construction mécanique; les moteurs à gaz étaient loin d'occuper la place et de jouer le rôle que nous avons rêvé pour eux et qu'ils devaient remplir. Nous avions alors l'espoir fondé et la légitime ambition de les voir contribuer pour une large part, concurremment avec les machines à vapeur, à la production et au transport de la puissance motrice et à l'éclairage électrique des jardins et galeries; nous nous attendions à trouver, en face des batteries de chaudières à vapeur, des batteries de gazogènes, alimentant de puissants moteurs; nous nous flattions de mettre en parallèle avec les admirables groupes électrogènes à vapeur de non moins admirables groupes électrogènes à gaz, dont l'élégance, la régularité, l'élasticité, l'allure rapide, l'ingéniosité mécanique et l'impeccable construction auraient pu conquérir également les suffrages de tous.

Il eût été d'un intérêt suprême de pouvoir compter les tonnes de charbon consommées, d'une part, pour le service des machines à vapeur, d'autre part, pour l'alimentation de moteurs à gaz développant le même nombre de che-

1. Les considérations qui suivent sont empruntées à mon étude sur « Les moteurs à gaz et à pétrole et les gazogènes à l'Exposition universelle de 1900 », parue dans la *Revue technique de l'Exposition de 1900*. E. Bernard et C<sup>ie</sup>, Paris.



vaux-heures effectifs : nos gaz pauvres, qui transportent l'énergie au loin avec une perte insignifiante, auraient fait valoir par des chiffres significatifs et incontestables leur supériorité sur la vapeur dont les condensations grèvent d'une perte considérable le bilan de la puissance motrice. Les gazogènes et les moteurs au rendement thermique élevé auraient, d'autre part, complété ce triomphe. Au point de vue de l'encombrement et de l'espace occupé, le générateur de gaz aurait lutté avantageusement avec les générateurs de vapeur les plus puissants et les plus actifs : il se passe de cheminées et n'a plus besoin de cloche de gazomètre, en fonctionnant par aspiration.

Puisque nous exposons ici les espérances que nous avons caressées et les déceptions que nous avons éprouvées, pourquoi ne les dirions-nous pas toutes avec franchise? Nous pensions que les moteurs à gaz et les gazogènes auraient l'honneur d'une classe distincte et d'un jury composé uniquement de spécialistes; nous supposions qu'on pourrait grouper ces machines dans une halle qui leur serait réservée et qui aurait permis des études et des comparaisons fructueuses et fécondes. Nous espérions aussi que, répudiant des procédés qui ne conviennent plus à leur situation acquise, les moteurs à gaz renonceraient aux enseignes voyantes, aux réclames tapageuses, aux boniments hyperboliques, et que, laissant au public et au jury la tâche ardue de reconnaître et de signaler les meilleurs, aucun d'eux ne se déclarerait lui-même le plus parfait, le plus économique et le premier de tous. Ces revendications ont le grand tort d'être peu modestes, sans compter qu'elles sont déplaisantes pour les voisins; de plus, l'affirmation audacieuse de qualités exceptionnelles qu'on ne réalise pas toujours, et de consommations qu'on dépasse le plus souvent, fait naître des exigences qu'il serait préférable de ne pas éveiller.

Tout cela ne s'était pas réalisé, mais c'étaient, à vrai dire, de légères ombres dans un lumineux tableau : en somme, l'Exposition de 1900 des moteurs à gaz a consacré les brillants progrès accomplis.

C'était presque uniquement vers les quatre temps de Beau de Rochas que tous les constructeurs dirigeaient leurs efforts; les petits moteurs sans compression à explosion et à combustion et les moteurs atmosphériques n'étaient plus représentés, et il n'y avait en tout que deux moteurs à deux temps. On marchait sur les brisées d'Otto, en s'efforçant d'améliorer la construction, de perfectionner la distribution, de réduire les actions de parois par les détentes rapides et longues et les fortes compressions, que nous avions préconisées depuis le début de nos travaux; la consommation avait été considérablement réduite grâce à un rendement thermique et organique élevé. Le résultat était remarquable : plusieurs moteurs étaient déjà descendus à moins de 500 litres de gaz à 5.250 calories, par cheval-heure effectif, et à près de 400 grammes d'antracite; et l'on était en droit d'espérer des dépenses moindres encore, à bref délai.

L'allumage se faisait encore beaucoup par incandescence, et l'on avait réussi à prolonger la durée des tubes et à mieux régler le moment précis de la



mise de feu, grâce à une soupape spéciale. Mais l'allumage électrique était déjà préféré par plusieurs constructeurs et l'emploi des magnétos se généralisait : pour les puissants moteurs, on ne saurait guère admettre une autre solution.

L'emploi de l'air carburé par des pétroles légers, auquel l'automobilisme devait son remarquable essor, paraissait se restreindre beaucoup pour les moteurs fixes; d'autre part, l'utilisation de l'alcool, tant désirée par nos agriculteurs français, n'était pas encore mise au point et c'est à peine si deux ou trois exposants de l'annexe de Vincennes inscrivaient sur leurs voyantes enseignes cette alléchante réclame. Un seul exposant marchait réellement à l'alcool; c'était un Allemand. Une fiscalité, plus intelligente que la nôtre, favorisait dans les pays d'Outre-Rhin l'emploi de ce succédané des essences, qui a longtemps été paralysé chez nous.

Par contre, l'utilisation des pétroles lampants avait progressé vivement, et le Champ de Mars aussi bien que Vincennes présentait une belle collection de moteurs à huile de pétrole. Le but à poursuivre était connu depuis longtemps : former un mélange gazeux homogène, pouvant brûler complètement dans le cylindre et ne produisant aucun encrassage. A cet égard, le moteur Diesel est parfait : il le doit, comme nous l'avons dit ci-dessus, à sa haute compression et au mode d'injection du pétrole, et il est hors de pair.

Mais il est de construction délicate et son prix est élevé. Les petits moteurs Priestman, Niel et autres trouvaient encore des clients : l'injection d'eau, avec le pétrole, pratiquée par la maison Crossley et par M. Banki, permettait d'aborder de fortes compressions sans s'exposer à des allumages anticipés; les moteurs, qu'on appelle semi-Diesel aujourd'hui, sont le développement de ces idées.

Le perfectionnement des gazogènes avait conduit, d'autre part, à la création de puissantes installations aux gaz pauvres, en Amérique, en Angleterre et en Allemagne, et il avait donné naissance à une pratique nouvelle qui est appelée au plus grand développement, je veux dire la récupération des sous-produits. A Northwich, MM. Brunner, Mond et C<sup>te</sup> traitaient des charbons bitumineux, pris sous forme de menus, en tiraient de bons gaz pour leurs moteurs et récupéraient par surcroît 31 kilogrammes de sulfate d'ammoniaque par tonne de combustible. En France, nous avons marché d'un pas plus lent dans la voie du progrès, mais MM. Fichet et Heurtey, Lencauchez, Letombe, Pierson, Piat, etc., auraient aussi pu montrer de belles stations aux gaz pauvres.

Tout cela n'apparaissait pas à l'Exposition de Paris et huit types seulement de gazogènes étaient présentés au public. Les Expositions de Dusseldorf (1902), de Liège (1905), de Londres (1908) et de Bruxelles (1910), qui suivirent de trop près peut-être celle de Paris, furent néanmoins plus caractéristiques de la situation réelle des moteurs à gaz et à pétrole.

Les Expositions sont de lumineux jalons, placés sur la route du progrès; elles marquent les étapes franchies au cours des années; leurs comptes-rendus constituent les documents de l'histoire.



On ne s'étonnera donc pas de l'attention que nous leur accordons dans cette revue des progrès successifs des moteurs.

L'Allemagne leur fit une large place à Dusseldorf. C'est à cette exposition que le moteur à deux temps entra effectivement en conflit avec le moteur à quatre temps : la question qui se posait alors était de savoir si les puissantes machines, destinées à l'utilisation directe des gaz de hauts fourneaux, seraient de l'un ou l'autre système ; elles avaient toutes deux leurs partisans convaincus et leurs éloquents défenseurs. Les machines Kœrting et von Oechelhaeuser firent grande impression sur les visiteurs de la brillante Exposition rhénane par leur marche silencieuse et douce et par leur régularité : des brochures et prospectus distribués abondamment et des tableaux synoptiques, savamment et habilement dressés, apprenaient que l'on pouvait voir en service, dans l'ancien et le nouveau Monde, 58 moteurs Kœrting, d'une puissance totale de 63.400 chevaux et 31 Oechelhaeuser, développant au total 18.250 chevaux, la puissance individuelle de ces machines étant comprise entre 250 et 2.000 chevaux. Les ateliers de Nuremberg et ceux de Deutz, qui venaient d'inaugurer la construction des quatre temps à double effet, avec cylindres jumelés ou en tandem, ne pouvaient encore citer l'un et l'autre en tout qu'une dizaine de mille chevaux, qui n'avaient pas reçu la consécration d'un long service. Le souvenir des inconvénients présentés par les gros moteurs Delamare-Deboutteville, à simple effet, était d'autre part encore trop cuisant, et les métallurgistes n'étaient que trop disposés à ne plus accorder une confiance aveugle à ces énormes machines à quatre temps, dont le cylindre mesurait 1 m. 300 de diamètre, le tourillon 480 millimètres, et qui pesaient 127 tonnes, soit plus de 210 kilos par cheval. C'était en vain qu'on répondait à ces critiques en faisant voir que le quatre temps à double effet était déjà conditionné tout autrement : le fait que les ingénieurs de la maison Kœrting, qui avaient créé un beau modèle à quatre temps en même temps que leur type à deux temps, donnaient la préférence au second, semblait constituer un argument décisif en faveur de ce dernier.

Depuis lors, les esprits se sont ressaisis et la faveur est revenue aux moteurs à quatre temps à double effet : voici les considérations qui tendent à prévaloir maintenant. Et d'abord, pour ce qui est de la douceur du fonctionnement, de la régularité de marche, de la sécurité d'emploi, les deux types sont *ex æquo* ; en opérant avec des mélanges très atténués, les pressions explosives des quatre temps sont grandement réduites ; le réglage par qualité ou quantité de mélange permet d'égaliser à tout moment le couple moteur et le couple résistant ; les organes ont été rendus facilement accessibles et leur surveillance est au moins aussi aisée que pour les deux temps. En refroidissant méthodiquement le cylindre, les culasses, les pistons et leur tige, les boîtes à soupape et tout particulièrement l'intérieur même des soupapes d'échappement, on a écarté le risque des allumages prématurés qui était le point faible des moteurs à simple effet avec réglage par tout ou rien des grosses machines de Delamare. C'est ainsi que le double effet



est devenu possible. Avec deux cylindres en tandem à double effet on a, comme pour les deux temps et comme pour la machine à vapeur, deux explosions par tour de volant; le moteur Cockerill de 1.600 chevaux n'avait que 1 mètre de diamètre de cylindre et les dimensions de ses organes n'offraient plus rien d'anormal. Contrairement à ce que pensent quelques-uns, un moteur à deux temps est plus lourd et plus encombrant qu'une machine d'égale puissance à quatre temps et double effet; il est facile de le démontrer. Le cylindre d'un Kœrting à deux temps est beaucoup plus long par suite de l'épaisseur très grande de son piston; il est aussi d'un plus fort diamètre, parce que la compression est moins élevée, le remplissage moins complet (on ne peut admettre que les  $\frac{4}{5}$  de la cylindrée) et le rendement organique du moteur moins considérable; celui-ci n'atteint guère que 72 %, alors que, pour le quatre temps, on obtient aisément 84 et même plus. Enfin, la vitesse de rotation des deux temps est forcément moindre. Pour toutes ces causes, le cylindre du deux temps est au moins une fois et demie plus volumineux que celui d'un quatre temps à double effet. Une machine à quatre temps, à double effet, avec deux cylindres en tandem, est donc moins lourde qu'une Kœrting à deux temps, d'égale puissance, et elle peut coûter moins cher de premier établissement. Terminons ce parallèle en rappelant que la consommation en calories du quatre temps est généralement inférieure d'au moins 20 % à celle du meilleur deux temps.

Nous nous reprocherions d'insister outre mesure sur ce parallèle de crainte de sortir du rôle d'historien, qui est le nôtre dans ce chapitre : qu'il nous suffise de constater que l'engouement exagéré de quelques ingénieurs pour les moteurs à deux temps s'est bientôt calmé, en présence des remarquables perfectionnements apportés aux moteurs à quatre temps. Nous en trouvons la preuve dans le relevé ci-dessous fait par le professeur Hubert, de Liège, en 1906 (1). D'après notre distingué collègue, la situation était alors la suivante pour l'Allemagne :

Moteurs à deux temps.			
Moteurs actionnant des soufflantes.....	51	pour	57.900 chevaux.
— dynamos.....	41	—	35.700 —
— laminoirs.....	3	—	5.200 —
TOTAL.....	95	pour	98.800 chevaux.
Moteurs à quatre temps.			
Moteurs actionnant des soufflantes.....	84	pour	112.400 chevaux.
— dynamos.....	127	—	163.750 —
— laminoirs.....	7	—	10.900 —
TOTAL.....	218	pour	287.050 chevaux.

A cette date, il ne restait plus que 67 moteurs à simple effet, développant

1. *Revue universelle des mines*, tome XVI, 4<sup>e</sup> série, 1906.



au total 35.300 chevaux : ils étaient condamnés à disparaître pour les grandes puissances.

L'Exposition de Liège, et le Congrès de Mécanique qui l'accompagna, apportèrent une ample constatation d'idées nouvelles et de faits, qui devaient contribuer aux progrès des moteurs à gaz de toute espèce.

Il appartenait surtout à la Société John Cockerill de faire ressortir la grande part qu'avait prise la Belgique aux progrès des puissants moteurs à gaz : pour cela, elle n'avait qu'à exposer ses diverses créations. A côté du petit moteur de 8 chevaux, par lequel elle avait débuté, en 1895, dans l'utilisation directe des gaz de hauts fourneaux, elle présentait son moteur horizontal de 1.600 chevaux à deux cylindres à double effet en tandem, destiné à marcher au gaz de ses fourneaux, et un groupe électrogène à courant continu de 500 kilowatts, composé de deux machines horizontales à double effet, jumelées sur un arbre commun portant la dynamo génératrice.

Le type auquel les ingénieurs de Seraing paraissaient alors donner la préférence est caractérisé par la disposition symétrique des soupapes d'admission et d'échappement au-dessus et au-dessous du cylindre, actionnées par cames et bielles obliques, analogues à celles des machines à vapeur Sulzer ou Van den Kerchove; le réglage s'opère par modification de la qualité du mélange et maintien d'une compression constante. Ce résultat est obtenu de la manière qui suit : l'air est admis dans le cylindre durant toute la course d'aspiration, le gaz au contraire n'est appelé que pendant une fraction de cette course avec un retard dépendant de la position du régulateur. De la sorte, le mélange reste toujours suffisamment riche au voisinage de la bougie d'allumage logée au fond de la culasse, et l'on n'est pas exposé à faire de faux allumages à charge réduite du moteur. Cette manière de faire réalise pleinement son objet, et procure un fonctionnement régulier et économique, ainsi que l'ont prouvé les expériences que j'ai faites sur ce moteur, en collaboration avec le professeur Hubert, en janvier 1906.

Les grands moteurs Cockerill donnaient lieu à une intéressante comparaison avec les moteurs à deux temps et double effet, du type Kœrting, exposés par la Société de Saint-Léonard, et le moteur à deux temps, du système von Oechelhaeuser, présenté par la Fabrique nationale d'armes de guerre de Herstal, concessionnaire de la licence de cette machine. Les partisans de ces divers types, qui se partageaient encore les préférences des sidérurgistes allemands, en concurrence avec le double effet à quatre temps, trouvaient à l'Exposition de Liège, mieux encore qu'à Dusseldorf, l'occasion de fructueuses études, dont l'industrie des puissants moteurs a retiré un réel profit.

La Société des moteurs Otto (*Gasmotoren-Fabrik Deutz*) exposait les dessins d'une machine de 2.000 chevaux qui ne différait pas grandement dans son aspect extérieur du moteur Cockerill; l'arbre de distribution y commande aussi par bielles et cames les soupapes d'admission et de décharge, placées sur le cylindre



et en dessous; mais on admet dans cette machine un volume variable d'un mélange à teneur constante. La soupape d'admission de gaz conserve une levée invariable; au contraire, la levée de la soupape de mélange, qui est à double siège, pour l'air et le gaz, varie sous la dépendance du régulateur. Ce mode de réglage assure, lui aussi, une grande régularité de marche et un beau rendement : c'est le réglage *quantitatif*. Le réglage *qualitatif*, décrit ci-dessus, a sur lui l'avantage réel d'une compression constante, racheté, il est vrai, par des inconvénients que nous discuterons plus tard.

Un moteur de 250 chevaux de la Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Union, d'Essen, monocylindrique, à quatre temps et double effet, à réglage qualitatif, offrait quelques curieuses nouveautés, si toutefois il est encore possible de faire du neuf en cette matière; nous signalerons le mode d'action du régulateur, qui détermine le volume de gaz à admettre et le volume du mélange par un papillon, en même temps qu'il fait varier l'avance à l'allumage; une avance croissante à faible charge peut éviter la production de ratés, ou atténuer l'effet des longs feux, qui ont lieu dans les mélanges pauvres.

Les ateliers de construction mécanique de Denain (anciens établissements Cail) avaient produit un modèle réduit des puissants moteurs dont ils avaient entrepris la construction pour de grands hauts fourneaux de l'Est : cette belle machine, formée de deux cylindres en tandem, présentait la particularité d'une disposition latérale des boîtes à soupapes, avec communication vers la partie inférieure du cylindre. Cette disposition rend les soupapes facilement accessibles, mais elle complique légèrement l'ensemble du moteur, et les établissements Cail y ont renoncé plus tard, pour construire un type commun avec Cockerill, Le Creusot et la Société Alsacienne.

De nombreuses firmes exposaient des moteurs de moindre importance, à simple effet, qui étaient pour la plupart à admission variable : l'Exposition de Liège a donc témoigné de la défaveur dans laquelle est tombé alors le système du tout ou rien. Le plus généralement, le régulateur intervient en agissant sur un déclic porté par la soupape de mélange; la teneur du mélange, déterminée à la main par le conducteur de la machine, reste indépendante de la charge; c'est donc à l'initiative de ce conducteur qu'est dévolu le soin de produire toujours le mélange le plus favorable. D'autres fois, le régulateur modifie la longueur relative des bras des leviers de commande des soupapes de gaz et de mélange, en déplaçant un galet mobile entre un levier interappuyant et un autre qui est interpuissant : quelquefois enfin, on règle les quantités admises par le jeu d'un papillon. Tous ces dispositifs, à teneur invariable, ont l'inconvénient de faire décroître la compression avec la charge et par suite de diminuer le rendement; pour les petits moteurs, dont le tout ou rien ne présente aucun inconvénient, on achète ainsi quelquefois assez cher un avantage, réclamé plus vivement par la mode que par la raison; jusqu'à 25 ou 30 chevaux, ces dispositifs compliqués ne nous paraissent guère indiqués.



Les ateliers de Deutz exposaient au vieux Liège une petite locomotive de mine, à essence de pétrole ou à alcool, d'une puissance de 5 à 25 chevaux, pouvant marcher à des vitesses variables, dont il a été fourni un grand nombre en Allemagne. Ce tracteur a pu être introduit sans inconvénient dans les galeries grisouteuses, attendu que d'ingénieuses dispositions ont été prises pour empêcher toute production extérieure de flamme ou d'étincelle. Le petit modèle ne mesure que 2 m. 75 de long, 0 m. 80 de large et environ 1 m. 50 de haut. La dépense par tonne-kilomètre est minime. Deutz a trouvé depuis lors des imitateurs : les tracteurs pétroléo-électriques atteignent aujourd'hui une remarquable perfection.

Le moteur Diesel, construit par la maison Carels, de Gand, représentait brillamment l'espèce des moteurs à pétrole lourd. Cette machine, à trois cylindres verticaux rangés sur une même ligne, commandait une dynamo par accouplement direct, et développait 550 chevaux effectifs par 150 révolutions à la minute. Elle occupait une surface horizontale d'environ 21 mètres carrés, sa hauteur était de 4 m. 50; alimentée de pétrole brut, elle consommait 175 grammes par cheval-heure effectif. Le type exposé ne différait guère du modèle connu, qui paraît de ce moment établi *ne varietur*, en attendant qu'on aborde les deux temps.

Les constructeurs anglais présentaient encore de nombreux types de moteurs à pétrole à explosion Crossley, Dudbridge, Horsnby-Akroyd, Campbell, etc., étudiés avec soin, qui possédaient une grande robustesse et des consommations réduites.

La plupart des moteurs marchaient au gaz pauvre, produit sur place par des gazogènes, fonctionnant tous par aspiration, à l'exception de celui de MM. Fichet et Heurtey. Celui-ci reproduisait les dispositions anciennement connues sous le nom de Taylor, judicieusement modifiées par M. Fichet. La cuve du producteur se faisait remarquer par un agencement spécial, permettant l'emploi facile des combustibles demi-gras : à cet effet, une cuve de moindre diamètre est superposée à la cuve principale et elle reçoit les charges de charbon frais, lesquelles descendent à l'état de coke dans la cuve inférieure. Une zone de combustion se forme à mi-hauteur de l'appareil et la prise de gaz s'effectue à ce niveau; l'air pénètre par le haut et par le bas; mais la combustion la plus vive s'effectue au pied du producteur, sur la grille de la sole tournante où se forment le mâchefer, les scories et les cendres. En somme, M. Fichet a voulu réaliser, dans le haut du gazogène, le tirage renversé, qui a été le rêve de tant d'inventeurs; les carbures fournis par la distillation du combustible frais subissent une transformation au contact de la zone moyenne de combustion, qu'ils sont obligés de traverser. Le bas du gazogène est, au contraire, à flamme droite; il est alimenté par le charbon cokifié descendant de la partie supérieure.

M. Boutillier, d'Orléans, la Gasmotoren Fabrik de Deutz et d'autres encore avaient aussi entrepris de réaliser le tirage renversé par des moyens non moins



ingénieux. La Société de Winterthur avait créé un excellent type de gazogène, caractérisé par l'adjonction d'un doseur d'eau, faisant croître la quantité d'eau injectée avec la charge du moteur.

L'Exposition de Londres, de 1908 (Franco-British Exhibition), avait confié la production de presque toute sa puissance motrice à la Société du gaz Mond, qui avait fait une belle installation de 2.000 chevaux (!), en participation avec la British Westinghouse Electric and Manufacturing Co : celle-ci exposait notamment un moteur vertical en tandem de 500 kilowatts, pouvant marcher en parallèle avec une turbine Parsons, pour l'éclairage des locaux.

Le producteur Mond, alimenté de charbon bitumineux, était composé de deux cuves de gazogène de plus de 2 mètres de diamètre, disposées côte à côte; le chargement du charbon était effectué par un élévateur automatique et l'extraction des scories et cendres s'opérait aussi mécaniquement. L'installation comportait, à la suite des deux cuves, une véritable usine d'épuration. Le public pouvait constater qu'il suffisait de trente minutes pour mettre les producteurs en plein débit et que la récupération des sous-produits les plus variés était réalisable dans les meilleures conditions.

Les maisons Crossley, Mather et Platt, Davey et Paxman, etc., devaient à leur réputation de faire une belle exposition, et elles n'y manquèrent pas, mais ne montrèrent aux visiteurs que des moteurs de petite industrie; la construction anglaise ne suivait que de loin le mouvement, qui avait porté à des milliers de chevaux de puissance les machines de la métallurgie. Cette exhibition franco-anglaise ne fut donc pas l'importante et fructueuse leçon de choses qu'elle aurait pu être. On eût dit une exposition rétrospective, dont le programme avait été conçu il y avait plus de dix ans !

En 1910, à Bruxelles, M. Greiner, l'éminent directeur de la Société Cockerill fit monter, en face l'une de l'autre, deux machines dont la comparaison devait frapper les esprits : d'une part, la machine soufflante verticale à vapeur, du modèle de 1852, tournant à 12 tours par minute et débitant 160 mètres cubes d'air par minute; de l'autre, un compresseur actionné par un moteur à gaz, fournissait 650 mètres cubes par minute, sous 2,5 atmosphères de pression. C'était une des plus brillantes applications des moteurs à gaz de hauts fourneaux, une de celles à laquelle était réservé le plus bel avenir. Les ateliers de Seraing exposaient, d'autre part, les dessins d'un moteur, installé par eux aux Aciéries d'Ougrée, d'une puissance de 3.000 chevaux.

La *Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg*, entrée depuis une dizaine d'années seulement dans la construction de moteurs à gaz, qui sortait maintenant 400.000 chevaux annuellement de ses deux maisons d'Augsbourg et de Nuremberg, s'était contentée de présenter au public des plans, des coupes et des photographies de ses machines; ces documents permettaient de juger des remar-

1. *Gas and Oil Power*, mai 1908, quatre articles.



quables progrès réalisés par les mécaniciens allemands. Les Anglais en étaient toujours aux moteurs de la petite et moyenne industrie. La construction française s'était abstenue, comme si elle n'existait pas.

Un fait caractéristique s'était produit; M. Bollinckx, de Bruxelles, dont les machines à vapeur jouissaient d'une légitime réputation, entreprenait lui-même d'établir un type de gazogène et de moteur, reconnaissant ainsi que la combustion interne constituait une concurrence redoutable aux meilleures machines motrices alimentées par des chaudières et des surchauffeurs.

Une nouveauté avait surgi : une pompe à mélange tonnant, à action directe, dont le piston est constitué par une colonne d'eau. La pompe Humphrey sera décrite en son lieu.

De nombreux gazogènes, dont la prétention dominante était de s'accommoder de toute espèce de combustibles, témoignaient de la vogue acquise par les moteurs à gaz pauvre.

L'Exposition de Bruxelles devait être la dernière, pour un bon nombre d'années au moins.

Les constructeurs de tous pays se sont lassés du reste de ces exhibitions, trop multipliées, qui les engagent dans des frais disproportionnés avec les résultats qu'elles produisent, et ils n'y voient plus guère qu'un instrument de réclame. Or, une médaille d'or ou un diplôme d'honneur n'exerce plus de séduction sur des maisons qui en ont reçu des centaines; leur construction est connue partout et leur nom est dans toutes les bouches. Les maisons Otto, Crossley, Tangye, Campbell, Kœrting, Japy, la Société de Winterthur et tant d'autres, qui annoncent des centaines de mille moteurs et des millions de chevaux, ne viennent aux expositions que par condescendance pour leurs organisateurs et ils s'en dispensent, lorsqu'ils le peuvent, ou n'exposent du reste que des machines de puissance relativement faible; or, ce n'est plus ce genre de moteurs qui présente de l'intérêt pour les visiteurs compétents.

C'est dans les journaux techniques et dans les revues que ceux-ci doivent chercher les moyens de suivre les progrès réalisés chaque jour; c'est par les statistiques publiées dans ces organes de publicité qu'on peut se rendre compte de l'extension incessante de cette grande industrie des moteurs à gaz.

Le chroniqueur de la *Zeitschrift* <sup>(1)</sup> a ouvert une enquête sur la construction des puissants moteurs d'au moins 1.000 chevaux effectifs, au 15 août 1908 : nous reproduisons l'intéressant tableau qu'il a dressé en le complétant sur quelques points.

1. *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 12 décembre 1908.



FIRMES	ADRESSES	TYPE DE Moteurs	NOMBRE	PUISSANCE TOTALE en chevaux	PUISSANCE			
					ALIMENTATION		ACTIONNANT	
					Gaz de h <sup>ts</sup> four- neaux	Gaz de fours de coke	Dynam.	Souf- flantes
<b>ALLEMAGNE</b>								
Ascherslebener M. A. G....	Aschersleben	2 temps double effet	12	17.600	16.500	"	12.800	3.500
Deutsch - Luxemburgische H. A. G.....	Mülheim Zabrze	4 temps double effet	11	14.100	12.100	2.000	11.700	2.400
Donnersmarckhütte.....		2 temps double effet	2	2.000	2.000	2.000	"	2.000
Ehrhardt et Sehmer.....	Schleifmühle	4 temps double effet	39	59.300	48.650	10.650	48.650	10.650
Gasmotoren-Fabrik Deutz.	Deutz	4 temps simple et double effet	15	20.800	67.000	3.800	17.000	3.800
Gutehoffnungshütte.....	Oberhausen	2 temps double effet	27	24.400	8.900	13.500	8.900	15.500
Haniel et Lueg.....	Dusseldorf	4 temps double effet	32	45.000	32.000	13.000	32.000	13.000
Markische A. G.....	Wetter a. Ruhr	2 temps double effet	8	10.600	3.000	4.600	3.000	4.600
Maschinenbau Dahlbruch.	Dahlbruch	2 temps double effet	24	39.000	39.000	"	2.028	29.510
Maschinenbau Riga.....	Riga	2 temps double effet	4	5.326	5.326	"	"	4.104
Pokorny et Wittekind.....	Francfort - sur - le-Mein.	2 temps double effet	4	2.200	1.000	"	600	1.000
Schuchtermann et Kremer.	Dortmund	4 temps double effet	3	3.600	3.600	"	3.600	"
Siegener M. A. G.....	Siegen	2 temps double effet	29	41.410	41.410	"	1.320	33.030
Borsig.....	Tegel	2 temps double effet	1	1.000	"	"	"	"
Thyssen.....	Mülheim	4 temps double effet	43	86.000	80.400	5.600	38.300	47.700
Augsbourg et Nuremberg.	Nuremberg	4 temps double effet	12	203.870	161.570	29.100	128.870	73.300
Société Alsacienne.....	Mulhouse (1)	4 temps double effet	29	38.000	36.000	1.000	17.800	20.200
<b>FRANCE</b>								
Le Creusot (Schneider et C <sup>ie</sup> )	Creusot	4 temps simple et double effet	9	16.800	16.800	"	"	"
Société française de cons- tructions (Cail).....	Denain	4 temps	3	3.600	3.600	"	15.600	1.200
<b>BELGIQUE</b>								
John Cockerill.....	Seraing	4 temps simple et double effet	33	42.164	40.164	2.000	"	"
Le Thiriau.....	Le Thiriau	4 temps simple et double effet	1	1.000	"	"	"	"
<b>AUTRICHE</b>								
Skodawerke.....	Pilsen	4 temps double effet	10	13.650	13.650	"	7.500	3.750
<b>ANGLETERRE</b>								
British Westinghouse.....	Manchester	4 temps simple effet	1	1.000	"	"	1.000	"
The Lilleshall C <sup>o</sup> .....	Oakengates	4 temps double effet	2	2.100	2.100	"	"	2.100
Mather et Platt.....	Manchester	2 temps double effet	2	2.400	"	"	1.000	"
Richardson Westgarth....	Middlesbrough	4 temps double effet	6	6.900	4.700	"	4.700	2.200
<b>AMÉRIQUE</b>								
Allis Chalmers.....	Milwaukee	4 temps double effet	46	128.230	121.930	"	98.230	30.000
Snow Steam Pump.....	Buffalo	4 temps double effet	60	111.260	35.720	"	47.720	17.000
William Tod.....	Yongstown	4 temps double effet	5	16.000	16.000	"	1.700	14.300
De la Vergne.....	New-York	2 temps double effet	26	42.200	40.000	"	8.000	32.000
Westinghouse Machine C <sup>o</sup> .	Pittsbourg	4 temps double effet	17	39.800	33.000	3.600	7.600	32.200

1. Il eût été plus exact de dire Mulhouse et Belfort. Mulhouse était encore sous le joug allemand; es ateliers de Belfort exécutaient les commandes françaises.



Ce tableau, qui n'avait pas la prétention d'être rigoureusement exact, ne mentionnait que les moteurs d'au moins 1.000 chevaux; il ne signalait donc pas les maisons qui n'avaient pas encore atteint cette puissance et demandait par conséquent à être rectifié, si l'on voulait en déduire des conclusions relatives à l'état de la construction dans les divers pays. Des moteurs de 300 chevaux peuvent être considérés déjà comme de grands moteurs; cette puissance se réalise, soit par deux ou quatre cylindres à simple effet jumelés, opposés ou bien en tandem, soit par un cylindre unique à double effet; on peut monter à 500, à 1.000, voire même à 2.500 chevaux par un seul cylindre à double effet. Les firmes suivantes paraissaient s'être engagées plus ou moins résolument dans la voie des puissants moteurs en plus de celles qui sont mentionnées dans le tableau : Dingersche Maschinenfabrik, Hallesche Maschinenfabrik, Güldner Motoren-Gesellschaft, MM. Soëst, Engelhardt, Sociétés Union et Berlin-Anhalt, etc., en Allemagne; Compagnie de Fives-Lille, Société de Mécanique d'Anzin, les ateliers du Creusot, MM. Garnier et Faure-Beaulieu, en France; MM. Carels, la Société Cockerill, les ateliers de Boussu et de Haine-Saint-Pierre, en Belgique; MM. Crossley, Hornsby, Stockport, Kynoch, Wellmann-Seaver-Morgan, en Angleterre; la Société Suisse pour la construction de locomotives à Winterthur, en Suisse; les Maisons Thornykroft, Sargent, Rathbum, etc., en Amérique. Nous omettons évidemment quelques noms, et peut-être des meilleurs : qu'on nous le pardonne.

En somme, en 1908, sur 1.033.509 chevaux effectifs développés par les gaz tonnants dans les très puissants moteurs, l'Allemagne en possédait 480.428, l'Amérique 337.490, la France 55.050, la Belgique 46.714 et l'Angleterre 24.986 seulement. La proportion relative ne changeait guère, si l'on tenait compte des machines de moyenne grandeur.

L'Allemagne occupait manifestement la tête du mouvement et elle l'occupe encore, en quantité sinon en qualité; elle dépasse l'Amérique et laisse l'Angleterre et la France loin derrière elle. Signalons toutefois que la maison Cockerill détient le record de la puissance avec son nouveau moteur de 8.000 chevaux et que les machines de la Société Alsacienne et du Creusot ont obtenu des rendements que les mécaniciens allemands ont rarement atteints et jamais dépassés.

L'utilisation des gaz de hauts fourneaux est en tous pays plus importante que celle des fours à coke. L'alimentation des moteurs par gazogènes est à l'arrière-plan : sur les 650.000 chevaux développés en Allemagne par les gaz, il en revient à peine 18.000 aux gaz pauvres. La commande des soufflantes par moteurs à gaz gagne du terrain et plusieurs constructeurs se sont spécialisés dans cette application si rationnelle. Les deux temps gardent quelques partisans, en Allemagne surtout : 132.000 chevaux environ appartiennent à ce type. Le double effet triomphe sur toute la ligne et c'est à peine si de loin en loin on s'adresse encore au simple effet, pour les moteurs de quelques centaines de chevaux. Le type vertical n'est guère adopté que par la *British Westinghouse Electric and Manufacturing Co*, qui fait des huit cylindres à 1.000 chevaux, tournant à



200 tours. Les autres constructeurs de machines verticales, les Crossley, les Tangye, les Guldner, les Butler, les Bachtold, les Gardner, etc., se sont cantonnés dans les faibles puissances et ne paraissent pas vouloir en sortir.

Nous avons constaté l'avance prise par l'Allemagne, grâce à la situation florissante de sa métallurgie, en moteurs à gaz de grande puissance : elle existe aussi pour les moteurs de moindre puissance pour lesquels elle a réalisé des conditions très pratiques, et qu'elle sait produire à bas prix.

A quelle cause est dû ce succès des mécaniciens allemands, et comment faut-il expliquer l'effacement des maisons anglaises et surtout des ingénieurs français, qui ont si longtemps et si brillamment ouvert la marche et conduit le mouvement en matière de moteurs à gaz ? Pourquoi les Anglais, qui ont répandu par milliers dans le monde entier les moteurs Crossley, Stockport, Hornsby, Robey, Tangye, Dudbridge, etc., etc., ont-ils cédé le pas aux Allemands dans la fabrication des moteurs ? La France peut être considérée comme le pays d'origine des inventions les plus sensationnelles et les plus fructueuses, car c'est elle qui a produit Lebon, Lenoir, Hugon, Beau de Rochas, Niel, Delamare-Deboutteville et Malandin, Charon, Bénier, Gardie, Letombe, Lencauchez, etc. ; pourquoi n'a-t-elle pas su tirer profit des travaux de ses fils, au point d'être dépassée aujourd'hui par la Belgique et la Suisse ?

La question présente un intérêt sur lequel nous sommes obligés d'insister : elle relève de la philosophie scientifique, industrielle et commerciale ; on peut y répondre en peu de mots. L'Anglais a peut-être été trop commerçant et le Français certainement trop théoricien ; l'Allemand a fait preuve d'un grand esprit industriel et d'un admirable sens pratique, en même temps que d'un admirable sans-gêne pour s'assimiler les bonnes idées d'autrui.

Développons ces considérations.

C'est en Angleterre que la belle création d'Otto a été mise au point par les frères Crossley, qui ont eu la remarquable intuition et la ferme initiative d'abandonner, quand il l'a fallu, la fiction des tranches et l'organe défectueux qu'était le tiroir, inconciliable avec les fortes compressions, pour adopter la soupape. C'est cette maison qui a établi le type de ce moteur simple et robuste à quatre temps, réglable par tout ou rien (*hit and miss*), dont le dessin patiemment et longuement étudié et la parfaite construction ont fait la fortune : les Crossley ont de beaucoup dépassé la maison Otto et ses succursales pour le nombre de moteurs fournis dans le monde. Tous les constructeurs anglais ont adopté ce type, ils se sont attachés à l'améliorer, sans en abandonner l'idée maîtresse ; ils l'ont construit par série et en ont expédié, dans leurs colonies et partout, plusieurs centaines de mille. Bien construits, sans compression exagérée, livrés à des prix relativement peu élevés, possédant des garanties de longue durée et de bon fonctionnement, ces moteurs se vendaient à merveille ; on pouvait faire des moteurs plus économiques, mais les eût-on mieux vendus ? Il était possible aussi de perfectionner leur forme et leurs dispositions, mais la clientèle ne le



demandait pas. Elle ne commandait pas souvent des moteurs de plus de 200 chevaux; pourquoi chercher à dépasser cette limite? Ce raisonnement de commerçant était excellent; on s'y est tenu, au risque de se voir dépassé. C'est ce qui est arrivé; voilà pourquoi nous avons dit que les Anglais ont été trop commerçants.

Les Français ont eu un objectif plus élevé : épris de progrès, ils se sont voués à l'amélioration du cycle et à la poursuite des beaux rendements; leur esprit primesautier et inventif a imaginé des dispositifs ingénieux, d'une variété remarquable, mais souvent aussi fort complexes et quelquefois trop délicats. On ne se copiait pas, tous faisaient du neuf; la concurrence était vive, chacun voulait dépasser son voisin; on dépensait d'énormes capitaux en essais et en recherches dispendieuses, qui n'aboutissaient pas toujours. Ce n'était pas le moyen de faire fortune : on s'y ruina. Les Français ont été trop théoriciens : ils n'ont pas entendu l'aphorisme que Güldner murmurait à l'oreille de ses compatriotes d'Outre-Rhin, *weniger erfinden, mehr konstruieren*, et ils ont perdu l'avantage que leur donnaient les qualités de leur race. Les droits de douane n'ont pas empêché les agents des maisons anglaises d'inonder la France de leurs petits moteurs au détriment de l'industrie nationale, qui a périclité rapidement.

Que faisaient les Allemands pendant ce temps? Ils observaient ce qui se passait à l'étranger, et opéraient patiemment une sage sélection entre les meilleures idées, en les développant et en les améliorant; puis, ayant réuni les capitaux nécessaires pour mener leurs entreprises à bon terme, ils se lancèrent dans la construction des grands moteurs, qui était à l'ordre du jour.

Écoutez avec quelle précision M. Riedler a formulé les *desiderata* que les constructeurs doivent poursuivre dans l'établissement des puissants moteurs (!).

« De même que, dans la machine à vapeur, les distributions les plus raffinées (*die schlausten Steuerungen*) sont inutiles, tant qu'un fonctionnement irréprochable n'est pas réalisé; de même que, dans ces machines, un bon piston bien étanche a plus de valeur que la plus géniale invention de détail; de même, dans le moteur à gaz, il faut s'attacher surtout à satisfaire aux exigences d'une bonne marche. Au regard de ces exigences, les perfectionnements de quelques détails, répondant à des objectifs spéciaux, ont peu d'importance, d'autant plus que les hautes pressions explosives exposent les moteurs à des troubles fonctionnels que ne connaît pas la machine à vapeur. »

Notre confrère allemand traçait, en ce peu de lignes, le programme qui devait conduire la mécanique allemande au succès. C'est elle qui a su la première surmonter les difficultés de construction que présentent les grands moteurs, fêlures de cylindres par dilatation inégale, ruptures de culasses, refroidissement insuffisant des parties exposées à chauffer, allumages intempestifs ou mauvaises combustions, graissages défectueux, etc. On n'y a pas réussi le premier jour, et



les plus habiles ont passé par de rudes épreuves; mais la ténacité et le sens pratique des Allemands en sont venus à bout, et aujourd'hui les constructeurs anglais et français achètent des licences aux ateliers de Nuremberg, à la Société Koerting, à la Gasmotorenfabrik de Deutz, à la maison Thyssen, à MM. von Oechelhaeuser, Güldner, Diesel et autres.

Les petits moteurs allemands ont aussi bénéficié de l'esprit méthodique dont nous venons de faire l'éloge et de constater les brillants résultats : ils sont caractérisés par la forme de leur bâti, à large base, supportant entièrement le cylindre, par l'agencement des cames et des leviers de distribution, par le régulateur et son mode d'action, par l'accessibilité de tous les organes; le réglage par tout ou rien a été généralement abandonné et remplacé par une admission variable, sous la dépendance du régulateur, qui agit sur la qualité ou la quantité. Le rendement de ces moteurs n'est pas meilleur, mais leur fonctionnement est plus régulier et leur surveillance plus facile. Les constructeurs anglais, français, belges et autres modifient aujourd'hui leurs modèles pour se rapprocher de ce type allemand, dont ils apprécient les nouvelles formes et quelques avantages spéciaux : la mode existe en moteurs à gaz, comme en autre chose, et il faut se plier à ses exigences pour gagner des clients. C'est la mode allemande qui a conquis la faveur.

L'Amérique est restée assez longtemps en retard dans la construction des moteurs; elle achetait ses machines en Angleterre ou acquérait des licences européennes. Mais les Américains ont des besoins spéciaux et des goûts particuliers et leur mécanique diffère de la nôtre.

L'industriel de ces pays neufs est excessivement pratique et le conducteur auquel il confie ses machines ne l'est pas moins. Le premier se préoccupe peu d'une petite économie sur la consommation de gaz naturel, de pétrole lourd ou léger ou même de charbon; absorbé par ses affaires, il désire surtout n'avoir aucun ennui ni avec sa machine, ni avec celui qui en a la charge. Celui-ci, qui est quelqu'un dans la maison et dont il faut s'assurer le concours, s'intéresse bien moins encore à une réduction des calories dépensées, dont il ne bénéficie pas du reste, et demande surtout à avoir le moins de travail et le moins de responsabilité possible; il voit d'un mauvais œil les pièces polies, dont l'entretien lui sera imposé. Aussi, voyez le moteur américain. Il est, par-dessus tout, simple et robuste : on ne dresse, on ne tourne, on ne polit que ce qui doit l'être; la couleur recouvre les parties restées brutes; on ne recherche pas les fortes compressions qui sont économiques, mais exposent à des coups durs et à des allumages prématurés et demandent une surveillance attentive du mélange; le graissage doit se faire automatiquement. L'argent est rare là-bas, du moins aux époques de crise : on regarde donc au prix d'achat des machines et l'on accepte les très grandes vitesses; le moteur s'usera plus vite, mais on l'amortira plus dement.

Dans ces conditions, il devait se créer une construction américaine : c'est



fait aujourd'hui et une des dernières statistiques d'avant-guerre a fait savoir que 37 maisons avaient produit près de 400.000 moteurs, correspondant à plus de trois millions de chevaux. Les principaux constructeurs sont Allis Chalmers, The Bessemer Gas Engine Co., Olds Gas Power, Snow Steam Pump Co., Westinghouse, Muenzel, etc. Ils ont établi récemment un type, qui s'est inspiré d'idées diverses; avec des réminiscences allemandes, on trouve la suppression du coudé et son remplacement par la manivelle latérale, qui avait déjà été essayée par des ingénieurs français.

La clientèle la plus considérable des moteurs est, comme en Europe, celle des métallurgistes.

Pour ce qui est de la puissance, nos grands constructeurs du continent ne sont point restés en arrière des Américains : à la veille de la guerre, on avait abordé les groupes électrogènes de 6.000 kilowatts; aujourd'hui on est venu à des puissances de 8.000 et 10.000 kilowatts, que l'on aura peine à dépasser.

De telles machines ne peuvent être alimentées que par des hauts fourneaux, les rois des gazogènes. Elles constituent l'élément principal des grandes Centrales sidérurgiques, et elles leur permettent de développer le kilowatt-heure dans des conditions économiques remarquables; lorsque leur facteur de charge est élevé et qu'on attribue aux moteurs le service des charges constantes, aucune machine ne peut lutter avec eux. Ces stations apporteront leurs excédents aux réseaux électriques, dont les usines hydroélectriques seront longtemps encore impuissantes à couvrir les besoins.

La position du moteur à gaz est moins prépondérante dans les Centrales minières, où l'on utilise le gaz de four à coke, mais elle est encore brillante. Le moteur à gaz présente sur la machine à vapeur, dont les chaudières sont chauffées par ce gaz, l'avantage incontesté de produire, avec la même quantité de gaz, une puissance double. Pour ce qui est du prix de revient du kilowatt-heure, il y a parité; en effet, toutes charges d'intérêt et d'amortissement comptées, et le prix du mètre cube étant estimé d'après sa valeur calorifique, l'unité de travail ressort au même prix de revient pour une Centrale de 5.000 kilowatts, qu'elle soit composée de 2 turbines à vapeur ou bien de 3 moteurs à gaz. La moindre puissance unitaire de ces derniers ne constitue pas pour eux une condition d'infériorité, attendu que le rendement thermique est à peu près indépendant de cette puissance; c'est un des privilèges du moteur.

Pour ce qui est des stations thermiques proprement dites, qu'il faudrait actionner par des machines alimentées au gaz pauvre de gazogène, le moteur à gaz subit la concurrence des turbines et des machines à vapeur surchauffée, et il succombe. Sa consommation spécifique à charge réduite pourrait être la cause de cet échec, en même temps que ses frais d'entretien et de réparation.

Dans la grande industrie, bien que le moteur à gaz pauvre procure généralement encore des avantages, en des cas déterminés, il n'a point pris ici l'essor qu'on avait rêvé pour lui. Il est bien vrai que le gaz pauvre de gazogène produit



moyennement le cheval-heure effectif par 3.200 calories, alors que la meilleure machine à vapeur à piston en consomme 5.250; mais celle-ci permet d'utiliser des charbons inférieurs que le gazogène tolère difficilement, de sorte que le prix du cheval-heure, estimé en centimes, ne diffère guère d'une machine à l'autre, quand on fait entrer en compte le prix de la calorie. D'autre part, la machine à vapeur est d'une robustesse, d'une maniabilité et d'une élasticité incomparables (1).

Descendons encore l'échelle des grandeurs. En moyenne et petite industrie, le moteur à gaz riche ou pauvre entre maintenant en concurrence avec le moteur électrique alimenté par les distributions de courant; il luttera difficilement contre les puissantes organisations qui couvriront le pays d'un large réseau de canalisations aux mailles de plus en plus serrées, sur lesquelles se brancheront avec profit de nombreux établissements de la ville et de la campagne. L'issue du conflit dépendra des prix relatifs du combustible et du kilowatt-heure, lequel sera fonction de la participation des stations à houille blanche à la production de l'énergie.

Mais voici que de nouveaux et vastes projets ont été conçus, dans lesquels les moteurs à gaz sont de nouveau appelés à jouer un rôle; je veux parler du traitement méthodique des charbons, dont on s'est tant occupé depuis la conclusion de la paix, et qui semble devoir constituer une réforme radicale de procédés de combustion déclarés barbares et archaïques, donc surannés; toute notre houille devrait passer, dit-on, d'abord par des cornues de distillation et par des gazogènes, de manière à procurer une utilisation rationnelle et complète de tout ce qu'ils renferment. M. Métivier s'est complu à établir le bilan de cette opération : une tonne de houille donnerait 300 mètres cubes de gaz de distillation, 2.800 mètres de gaz de gazéification, du benzol, des huiles lourdes, du goudron et du brai, et, en plus, des produits ammoniacaux. Tout compte fait, en utilisant les produits combustibles en moteurs, on gagnerait finalement 32,5 % de puissance, grâce au rendement thermique supérieur des moteurs (2). On peut adopter ces conclusions, sous bénéfice d'une confirmation industrielle, qui corrigera peut-être quelques conclusions trop optimistes, mais démontrera la légitimité des vues générales et consacra un nouveau succès des moteurs à gaz à combustion interne.

Le moteur Diesel en est un autre : il ne lui faut plus que 1.900 calories pour développer un cheval-heure effectif. Malgré le prix des huiles qu'il consomme, il s'est fait sa place dans maintes industries et, quand il est bien construit et intelligemment conduit, il y rend de grands services.

Sa puissance unitaire par cylindre s'est considérablement accrue, et l'on dispose maintenant de machines de plusieurs milliers de chevaux, que l'on installe dans des usines d'élévation d'eaux, dans de grandes Centrales d'élec-

1. WITZ, « La crise de la machine à vapeur », *Bulletin de la Société industrielle du Nord de la France*, 1913.

2. MÉTIVIER, Rapport présenté au Comité général du pétrole, le 27 juin 1919.



tricité et à bord des navires du plus fort tonnage. On a équipé en moteurs à deux temps un cargo-boat de 12.500 tonnes, ayant un rayon d'action de 80 jours, et l'on a projeté d'armer un navire de guerre de 26.000 tonnes, disposant d'une puissance de 36.000 chevaux.

La crise des transports, dont nous souffrirons longtemps encore, contribue à la faveur dont jouit le moteur Diesel : une usine de Chelsea, qui brûlait annuellement 6.000 tonnes de houille sur les grilles de ses chaudières, ne consomme que 700 tonnes d'huile : le tonnage à déplacer est donc plus de huit fois moins considérable.

L'Allemagne a fait une part plus large encore que l'Angleterre aux moteurs à huiles lourdes ; en 1914, elle développait un million de chevaux par des moteurs Diesel, et 60 de ses meilleurs ateliers s'étaient consacrés à sa construction ; nous avons alors, en France, au plus 75.000 chevaux en Diesel et semi-Diesel, et le nombre de nos constructeurs ne dépassait pas une demi-douzaine, qui exploitaient surtout des licences étrangères. Resterons-nous dans cette situation inférieure? (1)

La mécanique française a mieux soutenu sa réputation dans la création des moteurs légers et ultra-légers de la locomotion sur routes et de la navigation aérienne ; en ce domaine, le triomphe de la combustion interne est incontesté. Sans moteurs à essence, l'aviation n'existerait pas ; aucune autre machine n'a réalisé une aussi grande puissance massique allée à un fonctionnement aussi sûr et aussi régulier.

Nos inventeurs s'étaient placés à la tête du mouvement, qui ouvrait à ces admirables machines les vastes champs de l'espace. Mais les Américains en ont développé la construction avec une résolution énergique et une puissance de moyens contre lesquels nous luttons péniblement aujourd'hui. En particulier, en automobilisme, ils ont donné à leur production une intensité extraordinaire, dont témoignent les chiffres suivants, empruntés aux statistiques les plus récentes. Au cours de l'année 1920, ils ont mis sur roues 2.205.197 moteurs (2), dont ils ont exporté 170.765 : en cette année, la France n'en a vendu à l'étranger que 26.849. En dehors de l'Amérique, on n'en avait du reste pas construit 300.000. Voici comment se décompose la production américaine :

Camions automobiles.....	322.039
Voitures.....	1.883.158

La valeur des voitures exportées de toute espèce dépassait 300 millions de dollars ; la même année, l'exportation du coton n'était que de 238 millions de dollars.

La consommation d'essence est devenue formidable aux États-Unis : elle a atteint, en 1920, 437.580.000 barils de 152 litres, soit plus de 665 millions d'hectolitres.

1. Nous disposions, en 1921, de 130.000 chevaux.

2. En 1911, les Américains n'avaient encore fabriqué que 210.000 moteurs de voitures.



Le chiffre suivant permet d'apprécier l'importance qu'a prise en ce pays la traction automobile : dans l'État de Rhode-Island, on a calculé que si tous les autos étaient simultanément mis sur les routes, ils se suivraient à 27 mètres de distance !

La navigation aérienne, pour laquelle le moteur à essence s'impose, à l'exclusion de tout autre, et qui est appelée à se développer dans une mesure que nul ne pouvait soupçonner il y a vingt ans, exigera bientôt pour ses flottilles un nombre de moteurs extrêmement considérable, dont la puissance unitaire ne s'estimera plus qu'en centaines de chevaux. C'est sans doute dans ce domaine que les moteurs à combustion interne, de toute nature, remporteront le triomphe le plus incontesté.

Le moteur à gaz est-il arrivé à son apogée ?

On pourrait le croire.

Il ne manque à sa gloire que de réaliser la machine à impulsion continue : la multiplication des cylindres, en multipliant la fréquence des coups de poing, qu'il assène sur les organes résistants, approche de la régularité cyclique réalisée dans le fonctionnement du moteur électrique et de la turbine à vapeur, mais ne l'égale pas encore. La turbine à gaz est le rêve poursuivi depuis l'année 1893 : de nombreux dispositifs ont été préconisés ; les brevets se sont succédés ; on n'a néanmoins obtenu jusqu'ici que de discutables résultats. Malgré tous les efforts, le turbomoteur, à combustion aussi bien qu'à explosion, est encore au berceau et il ne paraît pas qu'aucune fée bienfaisante y ait déposé un talisman. Pour quelques-uns, ce n'est qu'une éblouissante chimère.

Les propulseurs à réaction en sont peut-être une autre : leur avenir est fondé sur l'emploi de matières, portant en elles-mêmes le combustible et le comburant, donc des explosifs. Ces appareils ne prennent pas leur point d'appui sur l'atmosphère, ils fonctionneraient même dans le vide : leur théorie est basée sur le théorème des quantités de mouvement ; leur type est la fusée. On a démontré qu'ils permettraient d'atteindre la Lune.

Mais nous sortons du domaine des réalités, et nous nous livrons à des extrapolations audacieuses.

Il est plus sage, au lieu de scruter un avenir incertain, de jeter les regards en arrière et de mesurer le chemin parcouru en soixante ans ; qu'il y a loin entre le moteur Lenoir et les admirables machines dont nous disposons aujourd'hui ! Quelle rapide évolution !

J'ai essayé d'en écrire l'histoire ; je me suis cru autorisé à le faire, car je l'ai vécue en grande partie, cette histoire ; j'ai rendu compte de ce que j'ai vu, en qualité de témoin ; je l'ai fait de bonne foi, avec la plus grande sincérité, en reportant à chacun le mérite de ses œuvres.

*Amicus Plato, sed magis amica veritas !*

---



## CHAPITRE DEUXIÈME

---

### CLASSIFICATION DES MOTEURS A GAZ

---

#### I

#### Définition des divers types de moteurs.

L'histoire des moteurs à gaz, que nous venons d'écrire, nous a permis de suivre les développements successifs qu'a reçus l'idée primitive des premiers inventeurs, avant d'atteindre à la perfection relative que nous constatons aujourd'hui. Une longue et laborieuse période d'invention a précédé la période d'application et de remarquable expansion dans laquelle les moteurs sont entrés depuis quelques années.

L'accord de la théorie et de la pratique a été nécessaire pour réaliser ces progrès étonnants en un si court laps de temps.

Il s'agissait de corriger les cycles des imperfections qu'ils présentaient, d'améliorer la disposition des organes et des mécanismes, de les construire avec une perfection plus grande, et d'assurer leur conservation; il fallait d'autre part adapter le moteur aux combustibles les plus divers, gaz riches et pauvres, pétroles légers et pétroles lourds, alcool, etc. Tout cela a été fait sans perte de temps, avec suite et avec méthode, et le succès a dépassé les espérances des plus optimistes.

Innombrables sont les types qui ont été proposés et essayés; beaucoup moins nombreux sont, il est vrai, ceux qui ont survécu aux premiers essais; mais notre Traité serait incomplet s'il n'envisageait que les machines qui ont conquis le premier rang, et nous devons à un certain nombre d'autres une mention de leurs succès plus ou moins éphémères et une discussion de leurs imperfections.

Une première base de classification repose sur la nature des opérations qui constituent le cycle des opérations (1); mais on peut aussi considérer la forme

1. Le mot *cycle*, qui veut dire cercle, n'est applicable qu'aux séries d'opérations fermées; mais on est convenu de l'étendre même aux machines réelles, bien qu'il n'y en ait aucune pour laquelle le cercle des transformations soit rigoureusement fermé; jamais, en effet, le gaz ou la vapeur n'est ramené à son état initial.



des mécanismes par lesquels s'opère cette suite d'opérations. Enfin, les moteurs diffèrent par l'espèce du combustible employé pour produire un mélange tonnant.

Occupons-nous d'abord des cycles.

Toutes les combinaisons possibles paraissent avoir été épuisées.

Leur nombre n'est du reste pas illimité, et j'ai déjà fait voir que les brevets les plus nouveaux en apparence reproduisaient presque toujours d'anciens essais, souvent à l'insu des inventeurs. Philippe Lebon n'est-il pas l'auteur de la compression préalable? Otto n'a-t-il pas repris et développé les idées de Barnett, Degrand et surtout de Beau de Rochas? Les inventeurs des quinze dernières années n'ont-ils pas fait de nombreux et flagrants emprunts à l'œuvre de Lenoir et d'Otto, aux inventions de Hugon, de Simon, de Dugald Clerk, de Brayton, etc.? Je ne cite que les initiateurs.

Les chercheurs se meuvent dans un cercle fermé et ils marchent fatalement sur les traces de ceux qui les ont précédés dans la carrière.

En réalité, il n'y a que quatre types spécifiquement distincts : je les classe de la manière suivante :

I<sup>er</sup> type. — Moteurs à explosion sans compression.

II<sup>e</sup> type. — Moteurs à explosion avec compression.

III<sup>e</sup> type. — Moteurs à combustion avec compression.

IV<sup>e</sup> type. — Moteurs atmosphériques et mixtes.

L'ancien moteur Lenoir est du premier type. Une certaine quantité d'air et de gaz est aspirée dans le cylindre, sous la pression atmosphérique; à mi-course du piston environ, la communication avec l'extérieur est interrompue, et une étincelle vient provoquer la détonation du mélange; il en résulte une expansion subite qui pousse le piston en avant, et les gaz se détendent jusqu'à fond de course. Le mouvement de retour du piston rejette les gaz dans l'atmosphère. L'ensemble de ces opérations se reproduit périodiquement.

Cessant d'aspirer le mélange et de l'enflammer aussitôt, sous la pression de l'atmosphère, on a eu l'idée meilleure de le comprimer d'abord et de le faire détoner sous le volume réduit qu'il occupe : c'est ce qui se pratique dans les moteurs du deuxième type, à explosion avec compression préalable.

Mais au lieu de faire détoner instantanément le mélange à volume constant, on peut le faire brûler graduellement à pression constante : Brayton et Simon ont opéré de la sorte. Ils ont créé le troisième type, caractérisé par la combustion du gaz et non plus par son explosion. Le reste des opérations est d'ailleurs identique aux transformations des types précédents.

Il reste le quatrième type, dit *atmosphérique*, parce que l'on y utilise la pression de l'atmosphère : l'énergie du mélange tonnant est employée à déplacer avec une grande vitesse un piston, et à créer un certain vide derrière lui sous l'action de sa vitesse acquise et de la condensation partielle des gaz brûlés, chargés de vapeur d'eau; par l'effet de ce vide, le piston est sollicité par la pres-



sion de l'air à revenir en arrière. Cette course de retour est seule motrice. Langen et Otto, qui ont appliqué ce type, ne pratiquaient pas de compression, mais on pourrait en faire.

Le tableau ci-dessous retrace la suite des opérations qui se succèdent derrière le piston des divers types : il est dressé par colonnes parallèles, de manière à présenter synoptiquement aux yeux du lecteur les transformations correspondantes subies par les gaz, avant et après leur combustion.

PREMIER TYPE	DEUXIÈME TYPE	TROISIÈME TYPE	QUATRIÈME TYPE
1. Aspiration du mélange sous la pression atmosphérique.	1. Aspiration du mélange sous la pression atmosphérique.	1. Aspiration du mélange sous la pression atmosphérique.	1. Aspiration du mélange sous la pression atmosphérique.
	2. Compression du mélange.	2. Compression du mélange.	
2. Explosion à volume constant.	3. Explosion à volume constant.	3. Combustion à pression constante.	2. Explosion à volume constant en course libre.
3. Détente.	4. Détente.	4. Détente.	3. Détente.
			4. Refoulement du piston par l'atmosphère en course motrice.
4. Refoulement et échappement des produits de la combustion.	5. Refoulement et échappement des produits de la combustion.	5. Refoulement et échappement des produits de la combustion.	5. Refoulement et échappement des produits de la combustion.

Cette classification n'est pas absolue, car on peut imaginer des types mixtes. Dans le moteur de Bisschop, l'explosion agit comme force motrice pendant la montée du piston, et la pression atmosphérique, pendant sa descente. Ce sont des moteurs à double action, dans lesquels, il est vrai, l'action atmosphérique est la moins puissante. Dans la pratique des moteurs à explosion, la déflagration du mélange est fréquemment suivie d'une combustion plus ou moins prolongée.

La discrimination des cycles doit être complétée par l'examen des dispositifs par lesquels les cycles sont réalisés.

Pratiquement, il y a lieu de subdiviser les moteurs du deuxième type en trois classes, suivant que le cycle s'accomplit en deux, quatre ou six temps : le moteur Otto appartient à la première classe, le moteur Clerk est le modèle le plus connu de la seconde et Griffin a créé la troisième. Théoriquement, cette distinction n'a pas raison d'être, car la série des opérations s'effectue dans le même ordre et dans des conditions spécifiquement les mêmes, dans un ou deux cylindres et quel que soit le nombre des temps morts. Ainsi la compression peut être opérée dans un cylindre spécial ou dans le cylindre moteur, qu'il suffit de pourvoir d'une chambre de compression. Les deux temps de l'origine se



déroulaient dans deux ou trois cylindres, sous l'action d'autant de pistons, alors qu'aujourd'hui la plupart de ces machines n'ont plus qu'un seul piston; dans les six temps de Griffin, le cinquième aspire une chasse d'air, qui est refoulée dans le sixième, sans qu'il y ait lieu d'en faire état dans l'étude du cycle.

Un autre élément de différenciation résulte de certaines conditions spéciales qui affectent une opération ou l'autre du cycle : ainsi, il y a des moteurs à compression constante, à compression variable et à surcompression, créés par Otto, Charon et Letombe; la détente est complète ou incomplète, la course de compression étant égale à la course de détente ou plus courte suivant les idées d'Otto ou de Niel et d'Atkinson; le mélange a une composition constante ou une composition variable, la vitesse se réglant dans le premier cas par admission de *tout ou rien* ou par la formation d'un mélange plus ou moins riche, dans le second cas; l'admission est variable en volume, ou bien elle est constante.

La classification perdrait de sa limpide simplicité si l'on s'imposait d'entrer dans ces considérations de détail et nous nous voyons obligé de ne pas faire de séries aussi complexes et aussi multipliées, qui intéressent davantage la théorie expérimentale que la théorie générique, et dont l'examen passe ainsi au second plan.

Les combinaisons qu'on peut effectuer sont d'ailleurs fort nombreuses; ainsi le moteur Diesel est à combustion et généralement à quatre temps, mais il se fait aussi à deux temps; comme le moteur Banki, il est souvent mixte, attendu qu'il pulvérise de l'eau en même temps qu'il injecte de l'hydrocarbure et qu'il détend de la vapeur d'eau et des gaz brûlés; le moteur Still, cette création des dernières années, est mixte aussi (comme l'était le moteur Simon), mais d'une manière différente, attendu qu'il fait agir sur une des faces du piston la vapeur d'eau engendrée par l'utilisation des chaleurs perdues.

On peut encore classer les moteurs d'après la nature de l'élément combustible introduit dans le cycle : le combustible est du gaz de ville, du gaz à l'eau, du gaz pauvre, du gaz de haut fourneau ou de four à coke, de l'air carburé par du pétrole léger ou par du pétrole lourd, par de l'alcool pur ou carburé, par de l'acétylène, voire même par du poussier de charbon, comme l'avait tenté Diesel.

Il y a des moteurs à un, deux, trois ou quatre cylindres jumelés ou compoundés, ces derniers fonctionnant en expansion multiple.

Une catégorie à part pourrait être constituée par les moteurs rotatifs ou par les turbo-moteurs, qu'il ne faut pas confondre avec les premiers.

La pompe Humphrey, sans piston, à colonne d'eau de course variable, est un type hors cadre, qui trouve difficilement place dans les catégories précédentes, mais qu'on peut néanmoins y rattacher.

On aurait non moins de peine à y faire entrer certaines machines hybrides, telles que, par exemple, les moteurs Schweizer et Siemens : dans le premier, la force explosive du gaz est employée à comprimer un volume d'air consi-



dérable, que l'on utilise ensuite à faire mouvoir une machine à air comprimé; dans le second, le gaz chauffe une certaine masse d'air qui alimente un moteur à air chaud. Mais l'étude de ces machines présente moins d'intérêt.

Bref : on serait amené à établir d'innombrables catégories, si l'on voulait tenir compte de toutes les opérations subies par les gaz.

Mais c'est inutile, car la grande majorité des machines actuellement en service trouve place théoriquement dans les quatre types définis plus haut, et l'on peut même y faire entrer les turbo-moteurs, ainsi que nous le démontrons en son temps.



## CHAPITRE TROISIÈME

### CONSIDÉRATIONS THÉORIQUES SUR LES MACHINES THERMIQUES (1)

#### I

#### La chaleur, source d'énergie.

L'observation montre que la chaleur, en dilatant les corps, engendre un travail qui peut être recueilli : une source de chaleur devient donc ainsi une source d'énergie mécanique.

Réciproquement, en dépensant de l'énergie pour comprimer un corps, on produit de la chaleur; le travail absorbé fait donc naître de la chaleur.

Ces deux phénomènes réciproques ont montré qu'il y a une corrélation intime entre la chaleur et le travail : la chaleur se transforme en travail et le travail produit de la chaleur. C'est la loi d'équivalence formulée par Mayer : elle constitue le premier principe de la Thermodynamique et s'énonce ainsi qu'il suit :

*Toutes les fois qu'un corps produit ou subit un travail, il disparaît de la chaleur ou bien il en apparaît; et il existe un rapport unique et constant entre les quantités de travail et de chaleur qui dépendent les unes des autres dans ces phénomènes.*

Pour que cette proposition soit exacte, il est nécessaire que le corps revienne à son état initial et que la suite des phénomènes constitue une série fermée d'opérations, c'est-à-dire un cycle fermé.

Le rapport unique et constant dont il est question se détermine par une expérience répondant à cette condition; sa valeur dépend des unités de chaleur et de travail adoptées. Si l'on choisit la calorie et le kilogrammètre, il est égal à 425, et l'on dira, par exemple, que le travail de 425 kilogrammètres correspond à la quantité de chaleur nécessaire pour élever de zéro à un degré centigrade la température d'un kilogramme d'eau.

1. Ce chapitre est un résumé sommaire des notions de thermodynamique absolument indispensables à quiconque veut se rendre compte du fonctionnement des machines à gaz. Pour mieux étudier ces questions, le lecteur pourra lire notre *Thermodynamique à l'usage des ingénieurs* (3<sup>e</sup> édition, 1908) et les *Machines thermiques à vapeur, à air et à gaz* (Gauthier-Villars, Paris, 2<sup>e</sup> édition, 1911); nous l'invitons aussi à consulter notre ouvrage, *Les moteurs à combustion interne* (Doin, Paris, 1913).



Il n'y aurait aucun intérêt actuellement à dépenser de l'énergie mécanique pour produire de la chaleur; mais les opérations qui ont pour but de créer du travail par la transformation de la chaleur obtenue en brûlant un combustible sont éminemment utiles et pratiques.

Toutes les machines motrices utilisées par l'industrie tirent leur puissance de la chaleur : les moteurs hydrauliques ou électriques et les moteurs animés eux-mêmes ne font point exception à cette loi générale; mais nous ne nous occuperons ici que des machines à feu. Dans ces moteurs, un combustible est brûlé; la chaleur, qui résulte de cette réaction chimique, dilate un gaz ou une vapeur et lui fait acquérir une tension déterminée, laquelle vient s'exercer sur le piston mobile d'un cylindre et le pousse en avant.

C'est la *course-avant* du piston. Or, pour produire un mouvement continu, il faut nécessairement lui faire succéder une *course-arrière* : ce résultat s'obtient en diminuant la pression du fluide, de telle sorte que ce soit maintenant le piston qui recule et refoule le fluide qui l'avait fait avancer; cette diminution de la pression du fluide sera le résultat de la soustraction d'une quantité déterminée de calorique.

Pour produire une évolution complète, il faut donc alternativement échauffer le fluide au contact d'une *source* de chaleur (d'un *foyer*), et le refroidir au contact d'un *réfrigérant*. Admettons que la source ait cédé  $Q$  calories et que le réfrigérant en ait repris  $q$ ; une quantité de chaleur  $Q - q$  a disparu dans l'opération et nous savons qu'elle s'est transformée en un travail  $\varepsilon$ . D'après le premier principe, nous devons avoir :

$$425(Q - q) = \varepsilon \quad \text{ou} \quad Q - q = \frac{1}{425} \varepsilon.$$

On écrit ces équations sous la forme suivante :

$$J(Q - q) = \varepsilon \quad \text{et} \quad Q - q = A\varepsilon :$$

$J$  est l'équivalent mécanique de la chaleur et  $A$  (l'inverse de  $J$ ) l'équivalent calorifique du travail.

Mais la thermodynamique va plus loin; elle nous apprend que le rapport des quantités de chaleur  $Q$  et  $q$ , reçue et cédée, dépend uniquement des températures  $T$  et  $t$  de la source qui fournit et du réfrigérant qui reprend le calorique, quand ces sources opèrent toutes deux à température constante et que, d'autre part, le corps en évoluant entre les sources ne perd, ni ne reçoit de chaleur.

En comptant les températures  $T$  et  $t$ , non pas à partir du zéro de l'échelle centigrade, correspondant à la température de la glace fondante, mais à partir de  $-273^\circ$ , *zéro absolu*, que nous définirons, plus loin, on peut écrire :

$$\frac{Q}{q} = \frac{T}{t}$$

C'est le second principe de la Thermodynamique : comme le premier, c'est un principe expérimental, démontré par l'observation.



Voici son énoncé :

*Lorsqu'un corps est mis successivement en communication avec une source de chaleur faisant office de foyer et une autre jouant le rôle de réfrigérant, et que les échanges de chaleur se font à température constante, le rapport de la quantité de chaleur fournie par le foyer à celle qui est reprise par le réfrigérant est indépendant de la nature du corps, et il ne dépend que de la température absolue des sources.*

Ce principe a été formulé par Sadi Carnot, en 1824; il porte son nom, ainsi que le cycle d'opérations auquel il se réfère. Il a adjoint dans la science la notion de la qualité de la chaleur à celle de sa quantité.

En effet, il peut encore être énoncé sous la forme qui suit :

*Il est impossible de transformer entièrement en travail toute la chaleur prise à une source.*

Ce fait résulte de ce que la température  $t$  du réfrigérant est celle du milieu ambiant, toujours supérieure au zéro absolu; une portion de la chaleur prise au foyer est dès lors reportée au réfrigérant, sans avoir été transformée en travail par le mécanisme du cycle.

Le calorique, qui ne peut être converti en travail dans sa totalité, nous apparaît par conséquent comme une forme d'énergie inférieure à l'énergie mécanique, laquelle est susceptible d'être transformée complètement en chaleur.

La fraction de la chaleur du foyer devenue du travail définit le *rendement* du cycle : il est toujours plus petit que l'unité.

Toute la théorie des machines à feu, généralement appelées *machines thermiques*, est fondée sur les deux principes que nous venons d'énoncer et sur les considérations qui en découlent.

Nous allons exposer succinctement cette théorie; mais il convient de rappeler d'abord les données que la physique nous fournit sur les gaz, et nous commencerons par étudier les variations qu'ils subissent sous l'action de la chaleur.

## II

### Variations thermiques des gaz.

Les lois de Mariotte et de Gay-Lussac, bien qu'elles ne soient vérifiées rigoureusement que pour les gaz parfaits, peuvent être appliquées avec une approximation largement suffisante en pratique à tous les fluides que nous aurons à considérer dans ce travail.

Ces deux lois sont exprimées par les formules connues :

$$(1) \quad pv = p_0 v_0$$

$$(2) \quad v_0 = \frac{v}{1 + \alpha t} = \frac{v'}{1 + \alpha t'}$$



d'où l'on tire :

$$(3) \quad p_0 v_0 = \frac{pv}{1 + \alpha t}$$

Dans ces relations,  $p_0$  et  $p$  représentent les pressions initiale et finale,  $v_0$  et  $v$  les volumes correspondants, rapportés à l'unité de poids;  $v'$  est le volume de la même masse à température  $t'$  et  $v_0$  est son volume à zéro. Enfin  $\alpha$  est le coefficient de dilatation des gaz permanents, égal à  $\frac{1}{273}$  environ.

Faisons observer aussitôt que les pressions s'expriment en kilogrammes par mètre carré; on prendra donc, pour la pression atmosphérique initiale  $p_0$ , 10.333 kilogrammes; les volumes énoncés en mètres cubes sont les volumes spécifiques du kilogramme, c'est-à-dire l'inverse des poids spécifiques.

L'équation (3) peut s'écrire :

$$pv = p_0 v_0 (1 + \alpha t)$$

ou

$$(4) \quad pv = p_0 v_0 \frac{1}{273} (273 + t).$$

Or,  $\frac{p_0 v_0}{273}$  est une constante spécifique pour chaque gaz, puisque les volumes sont ceux de l'unité de poids; on représente généralement cette constante par la lettre R. Voici quelques valeurs de R :

	R
Hydrogène.....	422,68
Oxygène.....	26,475
Acide carbonique.....	19,143
Air.....	29,272

Pour un gaz de densité  $d$ , on aura approximativement  $R = \frac{29,272}{d}$

Le facteur  $(273 + t)$  peut être remplacé par T, si nous convenons de désigner de la sorte la température absolue, qui est la température centigrade augmentée de 273°. Son zéro correspond d'après cela à — 273°, car nous avons alors  $T = (273 - 273) = 0$ .

La formule (4) est donc devenue :

$$(5) \quad pv = RT.$$

Remarquons aussitôt que la dénomination de température absolue donnée à T est justifiée, car, à — 273° centigrades, alors que T est égal à zéro, la pression tombe à zéro. Il semblerait dès lors que — 273° centigrades soit une limite inférieure qui ne saurait être dépassée : le nom de zéro absolu lui convient donc bien.

Ce minimum existe certainement; est-il exactement confondu avec la température — 273° centigrades? On l'admet généralement (1).

1. Je prends la liberté de signaler l'étude que j'ai faite de cette question dans la *Revue des questions scientifiques*, juillet 1904, intitulée « Les températures thermodynamiques et le zéro absolu. »



Nous ferons constamment usage de ces températures absolues.

Pour déterminer la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un gaz pour élever sa température de 0 à 1 degré, on compare d'ordinaire en physique cette quantité à celle qui est nécessaire pour élever de la même quantité la température de l'unité de poids de l'eau. On détermine de la sorte les capacités calorifiques *en poids* du gaz : nous ne nous occuperons que de celles-ci.

On ne peut point parler de la capacité calorifique ou de la chaleur spécifique d'un gaz, sans autre définition, attendu qu'elle varie avec la manière dont la chaleur lui est communiquée. Elle se rapporte à un changement d'état nettement déterminé. Il n'y a pas de chaleur spécifique absolue d'un gaz; cette expression n'a pas de sens; il y a autant de chaleurs spécifiques qu'il y a de modes d'opération. Leur nombre est infini.

Il y a donc lieu de préciser.

On distingue utilement deux espèces de chaleurs spécifiques.

Supposons d'abord qu'on échauffe une masse gazeuse en lui permettant de se dilater librement, sans changer de pression : la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 0 à 1 degré, dans ces conditions, la température de 1 kilogramme de gaz est la capacité calorifique de ce gaz à *pression constante* : nous l'écrirons C.

Si le gaz était renfermé dans une enceinte inextensible, son volume resterait invariable, mais sa pression augmenterait, et sa capacité calorifique serait dite à *volume constant* ; on la distingue de la précédente en la notant *c*.

De fait, elles sont différentes.

En effet, quand on fournit du calorique à un corps, on tend à le faire dilater : dans ce cas, le corps surmonte une pression extérieure; il produit donc un travail extérieur, dont il faut donner au corps l'équivalent en chaleur. La capacité calorifique d'un corps qui se dilate est par suite nécessairement plus grande que celle d'un corps qui ne se dilate pas. C est donc plus grand que *c*.

La première seule des capacités a pu être déterminée exactement par l'expérience; mais les physiciens ont d'excellentes méthodes pour mesurer le rapport  $\frac{C}{c}$  des deux valeurs; c'est ce rapport que nous appellerons  $\gamma$ .

Voici, d'après Regnault, les chaleurs spécifiques des principaux gaz, sous pression constante et sous volume constant, entre 0 et 100°.

	C	c		C	c
H <sup>2</sup> .....	3,4090	2,4177	CO.....	0,2479	0,1738
O.....	0,2438	0,1543	CO <sup>2</sup> .....	0,2169	0,157
Az.....	0,2175	0,1729	CH <sup>4</sup> .....	0,5929	
Air.....	0,2374	0,1684	C <sup>2</sup> H <sup>4</sup> .....	0,4040	0,320
Vapeur d'eau.....	0,4805	0,3585			



La valeur de  $\gamma$  est la suivante, à la température 0 et sous la pression de l'atmosphère :

Gaz.....	H <sup>2</sup>	O	Az	Air	H <sup>2</sup> O	CO	CO <sup>2</sup>	C <sup>2</sup> H <sup>4</sup>
$\gamma$ .....	1,41	1,41	1,41	1,41	1,34	1,41	1,29	1,26

La valeur du rapport  $\gamma$  décroît à mesure que les gaz s'éloignent de l'état parfait; nous verrons par la suite que, dans la pratique, elle subit des influences de diverse nature.

Les chaleurs spécifiques à pression constante augmentent avec la pression; d'après M. Lussana (1), leurs valeurs seraient données par des formules de la forme  $C = a + b(p - 1)$ ,  $a$  et  $b$  étant des paramètres variables pour chaque gaz et  $p$  la pression en kilos par centimètre carré. Pour l'air à 20 kilos de pression, on aurait  $C = 0,2371 + 0,001498 (20 - 1) = 0,2656$ ; l'augmentation est sensible.

L'influence de la pression est généralement admise aujourd'hui. MM. Joly et Witkowski l'ont mise hors de doute, et M. Amagat a calculé les variations de  $c$  à la température de 50°, sous des pressions de 50 à 100 atmosphères, pour l'anhydride carbonique. Il donne  $C$  égal à 0,3271 et  $c$  à 0,1918 à 50 atmosphères; sous la pression atmosphérique, on admet les valeurs de 0,195 et 0,150, qui leur sont notablement inférieures.

L'accroissement des chaleurs spécifiques des gaz est plus marqué encore avec les accroissements de température; ce fait a été démontré par MM. Mallard et Le Chatelier (2). Ils ont donné les valeurs suivantes des chaleurs spécifiques moléculaires à volume constant, rapportées au poids de gaz occupant un volume de 22,32 litres.

$$\begin{aligned} &\text{Vapeur d'eau (H}^2\text{O} = 18) \\ &c = 5,61 + 3,28. t. 10^{-3} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{Acide carbonique (CO}^2 = 44) \\ &c = 6,3 + 6,0. t. 10^{-3} - 1,18. t.^2 10^{-6} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{Azote (Az} = 28) \\ &c = 4,8 + 6,0 t. 10^{-4}. \end{aligned}$$

A 2.000° centigrades, ces chaleurs spécifiques deviennent égales à 12, 17, 23,58 et 6,0; si nous les rapportons au kilogramme, nous trouvons :

H <sup>2</sup> O.....	$c = 0,677$
CO <sup>2</sup> .....	$= 0,308$
Az.....	$= 0,215$

Ces nombres ne concordent pas fort bien avec ceux qui ont été indiqués par

1. *Journal de physique*, 3<sup>e</sup> série, tome V, page 47, 1896.  
 2. MALLARD et LE CHATELIER, « Recherches sur la combustion des mélanges gazeux explosifs », *Annales des mines*, 1883.



d'autres physiciens; nous les prendrons néanmoins pour base de nos calculs ultérieurs (1).

En effet, ce sont les chiffres de MM. Mallard et Le Chatelier qui sont le plus généralement admis. M. Schöttler a dressé, d'après ces savants, le tableau ci-dessous des valeurs des chaleurs spécifiques en fonction de leur température : nous le reproduisons, parce qu'il est d'un emploi très commode.

CO <sup>2</sup> .....	{	C = 0,187 + 0,000167 t
	{	c = 0,142 + 0,000167 t
H <sup>2</sup> O.....	{	C = 0,421 + 0,000364 t
	{	c = 0,312 + 0,000364 t
Air.....	{	C = 0,234 + 0,000042 t
	{	c = 0,166 + 0,000042 t
O.....	{	C = 0,211 + 0,000038 t
	{	c = 0,150 + 0,000038 t
Az.....	{	C = 0,241 + 0,000043 t
	{	c = 0,171 + 0,000043 t

D'après ces chiffres, la valeur du rapport  $\gamma$  décroît sensiblement quand la température s'élève, cette décroissance étant plus marquée pour l'acide carbonique que pour l'air. Toutefois, les chiffres qui précèdent demanderaient à être confirmés par de nouvelles recherches, car des doutes sérieux se sont élevés sur leur rigoureuse exactitude. MM. Mallard et Le Chatelier ont autorisé eux-mêmes la discussion des capacités indiquées par eux, à la suite de leurs remarquables, mais très difficiles expériences. Ainsi ils ont donné trois formules différentes pour l'anhydride carbonique : quelle est la plus exacte et laquelle faut-il appliquer?

On croit généralement que les variations indiquées par ces éminents maîtres sont trop considérables; M. Holborn (2) a trouvé des valeurs notablement moindres, et M. Langen (3) a confirmé ces résultats surtout pour les gaz composés. Ce dernier estime à 9 % l'augmentation de la chaleur spécifique de la vapeur d'eau de 1.300° à 1.700°, alors que la formule de MM. Mallard et Le Chatelier indique 13 %. Pour l'anhydride carbonique, l'écart ne serait que de 2,5 %, contre 8 % ressortant de la deuxième formule Mallard et Le Chatelier. Dans ces conditions, toute application des formules données par les uns et les autres reste contestable. Cette remarque n'est pas inopportune et nous aurons à y revenir.

Appliquons maintenant le premier principe aux transformations des gaz.

1. M. Berthelot a donné les formules ci-dessous :

$$\begin{aligned} & \text{Vapeur d'eau :} \\ & c = 16,2 + 0,0019 (t - 2.000). \\ & \text{Acide carbonique :} \\ & c = 19,1 + 0,0015 (t - 2.000). \end{aligned}$$

M. Wiedeman a proposé, pour l'acide carbonique :

$$c = 6,4 + 0,3106. t.$$

2. Les recherches de M. Holborn ont été entreprises et poursuivies dans l'Institut impérial de physique technique (*Physikalische Technische Reichsanstalt*).

3. *Mitteilungen über Forschungsarbeiten*, Berlin, tome VIII.



Quand on fournit une quantité de chaleur  $dQ$  à une masse de gaz, l'effet de cet apport est complexe; la chaleur chauffe le gaz, et elle élève d'abord sa température; en même temps, il se produit un travail intérieur, employé à vaincre des forces provenant des actions mutuelles des molécules; enfin, il se développe un travail externe dû à ce que le gaz, en se dilatant, surmonte des résistances extérieures : appelons  $dU$  la quantité de chaleur employée à produire l'échauffement et le travail moléculaire; nous aurons :

$$dQ = dU + Apdv$$

$p dv$  est le travail extérieur et  $Ap dv$  son équivalent en chaleur.

Quand le corps revient à son état initial  $\int dU$  est nul, et on a simplement  $dQ = Apdv$  : c'est pourquoi, pour déterminer  $A$ , il est nécessaire de recourir à une série fermée d'opérations, ramenant le corps à son état initial.

La fonction  $U$  s'appelle la chaleur interne du gaz; c'est une fonction du volume, de la pression et de la température :

$$U = f(v, p, t).$$

Mais, comme  $t$  est déterminé par  $p$  et  $v$ , on ne considère en pratique  $U$  que comme une fonction de  $v$  et de  $p$ ; on écrit donc :

$$U = f(v, p).$$

L'accroissement de la chaleur interne pour une variation de volume  $dv$  et de pression  $dp$  est par suite la différentielle totale de la fonction  $f$ , et nous avons :

$$(6) \quad dU = \frac{dU}{dv} dv + \frac{dU}{dp} dp.$$

Il viendra donc, pour représenter l'état thermique du gaz :

$$dQ = \frac{dU}{dv} dv + \frac{dU}{dp} dp + Apdv$$

ou :

$$(7) \quad dQ = \frac{dU}{dp} dp + \left( \frac{dU}{dv} + Ap \right) dv.$$

Remarquons incidemment que cette équation n'est pas intégrable; donc  $Q$  ne peut être exprimé en fonction des valeurs initiale et finale des volumes et des pressions du gaz, ce qui démontre que la dépense de chaleur nécessaire pour faire passer un gaz d'un état à un autre ne peut être déduite de la connaissance des états extrêmes, si l'on ne connaît pas en outre la suite des états intermédiaires. En d'autres termes, la quantité de chaleur nécessaire pour faire passer 1 kilogramme de gaz de l'état  $p, v, t$ . à l'état  $p', v', t'$  dépend de la manière dont s'est opéré le passage du premier état au second. Nous devons donc étudier les différents modes de transformations possibles.

Mais avant d'aborder cette question, dont l'importance est capitale pour



nous, il convient d'introduire dans l'équation (7) les capacités calorifiques qui n'y figurent qu'implicitement.

Que signifie la différentielle  $\frac{dU}{dp}$  ?

Pour le savoir, imaginons que le gaz ait été chauffé de  $t$  à  $(t + dt)$  en conservant son même volume; dans ce cas  $dv = 0$  et nous avons dans l'équation (7)  $dQ = \frac{dU}{dp} dp$ . Mais nous venons d'opérer une transformation à volume constant donc  $dQ = c dt$ ; d'où enfin :

$$(8) \quad c \frac{dt}{dp} = \frac{dU}{dp}.$$

De même, cherchons à trouver la signification physique de  $\left(\frac{dU}{dv} + Ap\right)$ . On voit sans peine que, si le corps varie de  $t$  à pression constante, il faudra faire, dans l'équation (7),  $dp = 0$ , ce qui nous donnera  $dQ = \left(\frac{dU}{dv} + Ap\right) dv$ . La transformation s'étant effectuée à pression constante, la chaleur fournie sera  $C dt$ , d'où nous déduirons comme ci-dessus :

$$(9) \quad C \frac{dt}{dv} = \left(\frac{dU}{dv} + Ap\right).$$

Les équations (8) et (9) portées dans l'équation (7) fournissent enfin une expression de  $dQ$ , en fonction des deux capacités calorifiques.

$$(10) \quad dQ = c \frac{dt}{dp} dp + C \frac{dt}{dv} dv.$$

Mais l'équation  $pv = RT$ , établie ci-dessus, donne encore :

$$\frac{dT}{dp} \text{ ou } \frac{dt}{dp} = \frac{v}{R}$$

et :

$$\frac{dT}{dp} \text{ ou } \frac{dt}{dv} = \frac{p}{R}$$

Ce qui nous conduit finalement à cette dernière expression de  $dQ$ ,

$$(11) \quad dQ = \frac{1}{R} (cv.dp + Cp.dv).$$

Nous possédons maintenant le moyen de calculer la quantité de chaleur nécessaire pour faire passer un gaz d'un état initial  $p_0 v_0 t_0$  à un état final  $pvt$  quelconque, lorsque nous connaissons le mode de transformation suivi dans l'opération.



III

Lignes de transformation des gaz.

Les modes de transformation des gaz sont divers : ils dépendent uniquement de la relation  $f(p, v)$  qui lie les volumes aux pressions, laquelle peut varier à l'infini : la température  $t$  du gaz est déterminée par  $v$  et  $p$ .

L'opération subie par le gaz peut toujours être représentée graphiquement par un procédé dû à Clapeyron. Ainsi supposons que, sur deux axes rectangu-

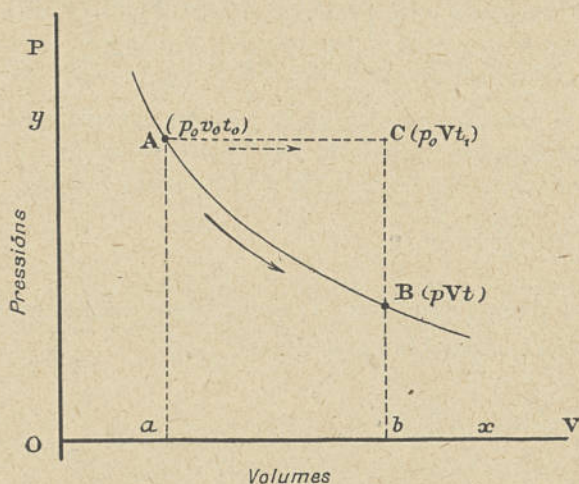


Fig. 16. — Transformations.

laires  $ox$  et  $oy$  (fig. 16), nous portons l'abscisse  $oa$  égale à  $v_0$  et l'ordonnée  $Aa$  égale à  $p_0$  : le sommet  $A$  de cette ordonnée répond à l'état  $p_0 v_0$  du fluide : de même  $B$  figure l'état  $p v$ . Si le corps éprouve une transformation de  $p_0 v_0$  à  $p v$  son changement d'état sera représenté par une ligne telle que  $AB$ , qui marque toutes les phases intermédiaires de la transformation et peint aux yeux la variation de la fonction  $f(p, v)$ . La forme de  $AB$  peut varier à l'infini comme la fonction.

La courbe  $AB$  est la ligne de transformation du gaz en coordonnées pression et volume, donc en diagramme  $p$  et  $v$ .

Faisons observer tout de suite que la surface comprise entre l'élément de courbe  $AB$  et l'axe des volumes représente le travail effectué par le gaz durant ce changement d'état. En effet, cette aire est égale, à un infiniment petit du second ordre près, au produit  $p dv = p s dc$ , dans lequel  $ps$  est un effort et  $dc$  (la course du piston) un déplacement.

Un très petit nombre de cas présentent de l'intérêt pour nous ; nous ne nous occuperons que de ceux-là.

Le mode le plus simple de transformation est celui dans lequel on ne fait varier que le volume ou la pression, l'autre élément restant constant. Tel serait, par exemple, le cas du chemin  $ACB$  de la figure 16 ; le gaz à l'état  $p_0 v_0$ , devant être amené à l'état  $p v$ , y est conduit par deux séries d'opérations. Dans la



première série, le gaz est distendu sous pression constante, le long de la droite AC, parallèle à l'axe des volumes : le volume croît de  $v_0$  à  $v$ , la température de  $T_0$  à  $T_1$  (en valeurs absolues) et l'on a  $\frac{v_0}{v} = \frac{T_0}{T_1}$  (1). La quantité de chaleur nécessaire à la transformation est  $C(T_0 - T_1)$ . Puis, il faut soustraire du calcul au gaz, de manière à abaisser sa pression de  $p_0$  à  $p$ , sous volume constant, le long de CB : la température baissera de  $T_1$  à  $T$ , ces deux valeurs étant liées aux pressions par la formule (12)  $\frac{p_0}{p} = \frac{T}{T_1}$ ; d'où résulte une variation thermique égale à  $-c(T_1 - T)$ . La dépense totale de chaleur est par conséquent égale à  $C(T_0 - T_1) - c(T_1 - T)$ .

La détente d'un gaz sans variation de température est une des plus importantes que nous puissions considérer. C'est le cas auquel s'applique spécialement la loi de Mariotte : revenons donc à l'équation (5) :

$$pv = RT = \text{constante.}$$

Elle définit la série continue des états par lesquels passe une masse gazeuse qui se détend en gardant sa température :  $T$  étant donné, nous déduisons à chaque instant  $v$  de  $p$ , ou réciproquement.

La courbe de cette transformation est une hyperbole équilatère, ayant les axes pour asymptotes, puisque nous avons  $pv = \text{constante}$ . Il importe de faire observer que cette constante  $RT$  est entièrement déterminée par la température absolue  $T$ ; la courbe peut donc se tracer sans qu'on ait besoin de connaître le produit initial  $p_0 v_0$ .

Cette courbe est connue en théorie mécanique sous le nom de *courbe isothermique*.

Pour construire graphiquement cette courbe, il suffit d'en connaître un point, tel que A (fig. 17).

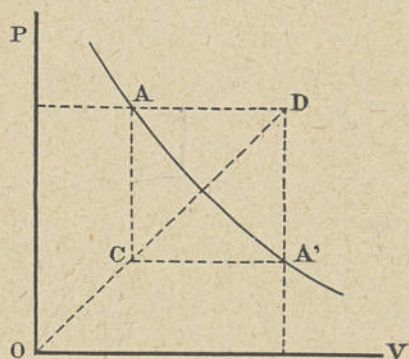


Fig. 17. — Construction d'une isothermique.

Par ce point, menons deux parallèles aux axes, et puis une droite quelconque; passant par l'origine : elle coupe en C et en D les parallèles susdites. Or, il suffit de conduire par ces points deux nouvelles parallèles aux axes pour déterminer par leur rencontre un second point A' de la courbe cherchée.

Quand un gaz se détend suivant une isothermique, toute la chaleur qu'on lui

1. Cette relation est pour ainsi dire évidente, d'après ce qui précède : nous avons, en effet, en marquant par  $\tau_0$  et  $\tau_1$  les températures centigrades et  $T_0$  et  $T_1$  les températures absolues,

$$\frac{v_0}{v} = \frac{1 + \alpha \tau_0}{1 + \alpha \tau_1} = \frac{273 + \tau_0}{273 + \tau_1} = \frac{T_0}{T_1}.$$

Nous aurions une relation identique pour les pressions :  $\frac{p_0}{p} = \frac{T_0}{T_1}$ .



fournit est transformée en travail. Il est aisé de calculer le travail  $\tau$  développé pendant que le gaz se détend du volume initial  $v_0$  à un volume  $v$  quelconque. Ce travail est représenté par l'aire comprise entre la courbe hyperbolique, les deux ordonnées extrêmes et l'axe des volumes. Son expression analytique est :

$$\begin{aligned} \tau &= \int_{v_0}^v p dv = p_0 v_0 \int_{v_0}^v \frac{v_0}{v} \frac{dv}{v_0} \\ &= p_0 v_0 \log' \frac{v}{v_0} \\ (12) \quad &= RT \log' \frac{v}{v_0}. \quad (1) \end{aligned}$$

A cette production de travail correspond une disparition de calorique : la quantité de chaleur transformée est égale à  $ART \log' \frac{v}{v_0}$  (13).

Remarquons que la température du gaz varierait fatalement, si les corps environnants et surtout les parois de l'enceinte ne lui fournissaient à chaque instant le calorique nécessaire pour maintenir sa température. L'hypothèse du changement d'état, sans variation de température, entraîne donc en pratique celle d'une enceinte indéfiniment conductrice, qui cède au fluide toute la chaleur transformée en travail dans sa détente.

Au lieu d'une détente, nous aurions pu étudier une compression à température constante : elle se ferait suivant la même ligne isothermique et d'après les mêmes lois : la paroi absorberait la chaleur produite par le fait de la transformation du travail.

Il y a une autre transformation possible : c'est celle qui s'effectue sans perte ni gain de chaleur, le long d'une courbe *adiabatique* (2), dans une enceinte absolument imperméable à la chaleur.

Dans ce cas, la chaleur fournie étant nulle, nous devons poser  $dQ = 0$ .

Il vient donc, en vertu de l'équation (11) :

$$cvdp + Cp dv = 0;$$

d'où, en remplaçant  $\frac{C}{v}$  par  $\gamma$  et en divisant par  $pv$  :||

$$\frac{dp}{p} + \gamma \frac{dv}{v} = 0.$$

L'intégrale de cette équation, prise entre les limites  $p_0 v_0$  et  $pv$ , est :

$$\log' \frac{p_0}{p} + \gamma \log' \frac{v_0}{v} = 0.$$

1. Le symbole  $\log'$  se rapporte aux logarithmes népériens, alors que nous écrivons  $\log$  (sans accentuation) pour les logarithmes ordinaires à base décimale.

2. Du grec *ἀδιαβάτος*, impénétrable; ce mot a été choisi par Rankine et il est devenu d'un usage courant.



On en tire :

$$\log' \frac{p}{p_0} = \log' \left( \frac{v_0}{v} \right)^\gamma$$

et enfin :

$$(14) \quad p_0 v_0^\gamma = p v^\gamma = \text{constante.}$$

Cette formule est connue sous le nom de formule de Poisson.

Elle nous fait connaître la série continue des états par lesquels passe une masse gazeuse qui se détend dans une enceinte imperméable à la chaleur.

La courbe correspondante est une hyperbole, ayant les axes pour asymptotes, mais non symétrique par rapport à ces axes : c'est en quoi elle diffère de la courbe isothermique.

Pour construire l'adiabatique, on détermine d'abord par le calcul la position de deux de ses points, A et B par exemple.

De ces points, on mène des parallèles aux axes, jusqu'à leur rencontre avec deux droites OC et OD arbitrairement tracées par l'origine. Construisons ensuite bE parallèle à aD et GH parallèle à b'F. E et H sont les coordonnées du point M de l'adiabatique (fig. 18).

Comparons les formules des évolutions isothermiques et adiabatiques : comme  $\gamma$  est plus grand que l'unité, on reconnaît sans peine que l'adiabatique se rapproche plus de l'axe des abscisses que l'isothermique.

Ces deux courbes se coupent donc nécessairement en un point, ainsi que le fait voir la figure 19, sur laquelle AB est une adiabatique et A'B' une isothermique.

Ces courbes donnent lieu à une précieuse remarque. Dans le cas d'une production de travail extérieur, avec détente à partir de M, l'adiabatique se trouve en dessous de l'isothermique; au contraire, dans une compression, c'est l'isothermique qui se tient en dessous; dans cette transformation, on ne peut en effet maintenir la constance de la température que par une soustraction de chaleur, qui diminue la pression.

Il peut paraître inutile, après ce qui précède, de dire que par un point on ne

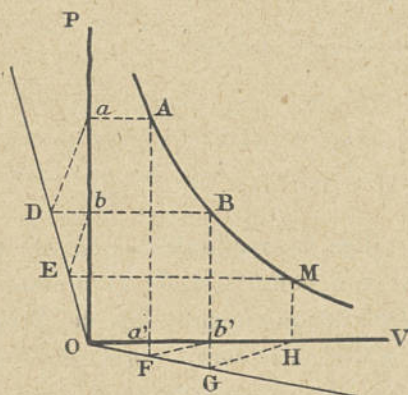


Fig. 18. — Construction d'une adiabatique.

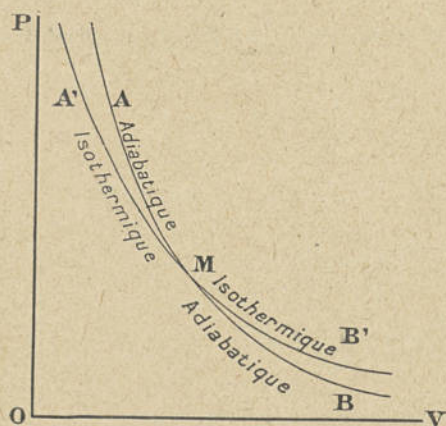


Fig. 19. — Adiabatique et isothermique.



peut faire passer qu'une adiabatique et que deux adiabatiques représentant les états d'un même gaz, en partant d'états différents, ne peuvent se couper. Il en est de même pour les lignes isothermiques.

Dans une détente adiabatique, toute la chaleur convertie en travail est empruntée à la masse gazeuse elle-même, dont la température décroît suivant une loi définie, qu'il est facile de découvrir :

En effet, nous pouvons écrire :

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{v_0}{v}\right)^\gamma = \frac{T v_0}{T_0 v}$$

d'où

$$(15) \quad \frac{T}{T_0} = \left(\frac{v_0}{v}\right)^{\gamma-1}$$

ou encore, puisque

$$\frac{v_0}{v} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}},$$

$$(16) \quad \frac{T}{T_0} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}.$$

Les deux équations (15) et (16) donnent la température du gaz en fonction de son volume et de sa pression : une augmentation de volume entraîne une diminution considérable de température, et la pression finale est bien moindre qu'elle ne le serait après une détente isothermique. Ainsi, une détente adiabatique au dixième produit, dans un gaz parfait, un abaissement de température de 177° et la pression finale n'est que le  $\frac{1}{25}$  de la pression initiale; une détente au quinzième aboutit à une chute de 195° et à une pression égale au  $\frac{1}{48}$ .

Quel est le travail développé en détente adiabatique? Il a pour expression :

$$\int_{v_0}^v p dv = \int_{v_0}^v p_0 v_0^\gamma \frac{dv}{v^{\gamma+1}},$$

dont l'intégrale est :

$$\begin{aligned} \bar{e} &= \frac{p_0 v_0^\gamma}{\gamma-1} \left( \frac{1}{v_0^{\gamma-1}} - \frac{1}{v^{\gamma-1}} \right), \\ &= \frac{R T}{\gamma-1} \left( 1 - \left(\frac{v_0}{v}\right)^{\gamma-1} \right) = \frac{R T}{\gamma-1} \left( 1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right). \end{aligned}$$

Voici enfin un dernier calcul qui conduit à un théorème important.

On a, pour une variation adiabatique :

$$dQ = 0 = Cdt + A p dv.$$



Intégrant entre les températures  $t_0$  et  $t$  et les volumes  $v$  et  $v_0$ , il vient :

$$C(t_0 - t) + A \int_{v_0}^v p dv = 0$$

et

$$\int_{v_0}^v p dv = \frac{C}{A} (t_0 - t).$$

Le travail produit par une transformation adiabatique entre deux points déterminés ne dépend que de la chute de température du gaz entre ces points; il en résulte qu'on produit le même travail extérieur en passant d'une isothermique à une autre par une adiabatique quelconque.

Ces relations nous seront d'une grande utilité et nous en ferons constamment usage quand nous étudierons les phénomènes qui se succèdent dans le cylindre des moteurs à gaz.

L'exemple suivant montrera de quelle manière on doit manier ces formules (1).

Admettons qu'on fasse détendre 1 mètre cube d'air de 10 atmosphères à une, à la température constante de 20°; on propose de calculer le travail disponible dans cette opération isothermique.

Nous avons, pour une variation de volume de  $v_0$  à  $v$  ou de pression de  $p$  à  $p_0$  :

$$\bar{e} = R T \log' \frac{v}{v_0} = R T \log' \frac{p_0}{p}.$$

Mais cette formule est relative à 1 kilogramme de gaz; or, nous considérons 1 mètre cube à 10 atmosphères et 20° centigrades, qui pèse :

$$\frac{1,293 \times 10}{1 + 0,0012 \times 20} = \frac{1,293 \times 10 \times 273}{273 + 20}.$$

Nous avons d'ailleurs :

$$R = \frac{p_0 v_0}{273} = \frac{10,333}{273 \times 1,293} \quad \text{et} \quad T = 273 + 20.$$

Il vient donc :

$$\begin{aligned} \bar{e} &= \frac{1,293 \times 10 \times 273}{(273 + 20)} \frac{10,333}{(273 \times 1,293)} (273 + 20) \log' 10 \\ &= 10,333 \times 10 \log' 10 = 237,928 \text{ kilogrammètres.} \end{aligned}$$

1. Nous empruntons cet exemple à nos *Exercices de physique et applications*. (Paris, Gauthier-Villars et fils.) Le lecteur y trouvera de nombreux exemples de calculs du même genre qu'il nous semble inutile de reproduire ici, malgré l'intérêt qu'ils présentent.



IV

**Du cycle des machines thermiques et de leur rendement.**

Lorsqu'à la suite d'une série de transformations, les corps qui composent le système reprennent la température, le volume, la pression, et toutes les propriétés physiques et chimiques qu'ils possédaient au début des transformations, nous avons dit que les corps ont parcouru un *cycle fermé*.

Si nous représentons graphiquement la suite des états du corps en volume et pression, nous obtenons une courbe fermée, telle que la courbe ABCD (fig. 20).

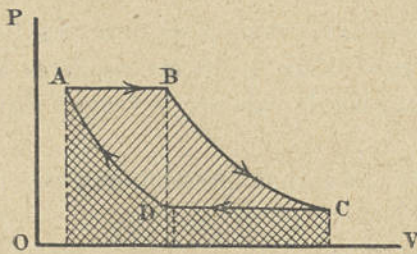


Fig. 20. — Cycle fermé.

On peut dire que tout cycle d'opérations fermé est représenté en coordonnées  $p$  et  $v$  par une courbe fermée.

La réciproque n'est évidemment pas vraie, car les coordonnées ne représentent que la pression et le volume, et un corps peut repasser par mêmes pressions et volumes sans revenir à son état initial, si, par exemple, il a changé de composition dans le cours du cycle. Tel sera le cas du mélange tonnant,

composé d'hydrogène, oxyde de carbone, méthane, acide carbonique, azote, etc., dont nous chargeons le cylindre des moteurs, lequel ne renferme plus, après combustion, que de la vapeur d'eau, de l'acide carbonique et de l'azote. Toutefois, remarquons que la masse de ces gaz est restée la même; d'autre part, on pourrait admettre l'exactitude dans l'espèce de la loi de Woestyne, d'après laquelle les corps simples conserveraient dans les combinaisons la chaleur spécifique qu'ils possèdent à l'état libre.

Au demeurant, ce n'est qu'au titre de première approximation que nous admettons la fermeture de ce genre de cycles.

Cette considération, que nous développerons plus loin, nous autorise à traiter comme des cycles les séries d'opérations périodiquement subies par les fluides intermédiaires (gaz ou vapeur) dans les machines thermiques, alors même que les cycles ne seraient pas rigoureusement fermés : la répétition et la périodicité même des phénomènes nous invite à accepter cette hypothèse, d'après laquelle les gaz repassent à chaque tour par un état initial à partir duquel se reproduisent tous les phénomènes de la phase précédente.

Un travail  $\bar{\tau}$  est produit dans le cycle; il est équivalent à l'aire ABCD de la courbe fermée qui le représente.

L'aire ABCD est la différence des aires  $aABCca$  et  $aADCca$ , qui figurent



d'abord le travail produit, puis le travail dépensé, dans la seconde phase du cycle.

Ce travail est le prix d'une certaine dépense de chaleur.

La machine serait une machine thermique parfaite, si toute la chaleur disponible était transformée en travail; mais la pratique démontre, ainsi que la théorie permettait de le prévoir, que l'utilisation ne peut en aucun cas être entière et qu'il faut nécessairement dépenser  $Q$  calories pour ne recueillir en kilogrammètres que l'équivalent d'un nombre de calories égal à  $Q - q$ , ainsi que nous l'avons déjà fait observer.

On a paru croire autrefois que le sacrifice de  $q$  pouvait être évité et l'on cherchait un moteur qui transformât en travail tout le calorique disponible au foyer : autant valait chercher la pierre philosophale, car, pour fermer le cycle, il faut absolument l'action alternative d'un foyer et d'un réfrigérant; la perte de  $q$  est donc un fait naturel et nécessaire. Or,  $q$  ne peut jamais être nul, parce que nous ne disposons d'aucun réfrigérant qui soit à  $-273^{\circ}$  centigrades, c'est-à-dire au zéro absolu.

Il est aussi impossible de transformer en travail tout le calorique disponible qu'il l'est d'actualiser tout le travail potentiel d'une chute d'eau, en comptant comme hauteur de chute la distance du bief d'amont au centre de la terre, vers lequel la gravitation tend à faire converger sa masse. Refroidir un gaz au zéro absolu est aussi impossible, mais ce serait tout aussi nécessaire que d'atteindre le centre de notre globe.

Le premier perfectionnement qu'il faut chercher est de rendre  $q$  aussi petit que possible, de manière à ce que  $Q - q$  devienne maximum relativement au calorique disponible  $Q$ .

C'est donc le rapport de  $Q - q$  à  $Q$  qui définit la perfection plus ou moins grande d'une machine thermique. Verdet a appelé ce rapport le *coefficient économique* de la machine; sa valeur est donnée par la fraction

$$(17) \quad \frac{Q - q}{Q}$$

Cette fraction mesure le *rendement* du cycle.

Il est du plus grand intérêt pratique de savoir déterminer la valeur de ce rendement pour une machine donnée : mais nous devons établir d'abord quelle est la valeur la plus grande qu'il peut atteindre.

Parmi tous les cycles que l'on peut concevoir, il en est un très remarquable connu sous le nom de cycle de Carnot : il est formé de deux isothermiques et de deux adiabatiques.

Le fluide évolue entre deux températures limites, l'une  $T$  supérieure, qui est celle du foyer, l'autre  $t$  inférieure, correspondante au réfrigérant, en subissant alternativement deux détentes et deux compressions, qui le ramènent à l'état initial.



Voici dans leur ordre, et d'après la figure 21, les opérations qui constituent le cycle de Carnot.

1° Une masse de fluide à l'état  $p_0 v_0$ , à la température  $T$ , est mise en contact avec le foyer qui entretient sa température  $T$  pendant qu'elle se détend et passe du volume  $v_0$  au volume  $v_1$ , suivant l'isothermique AB.

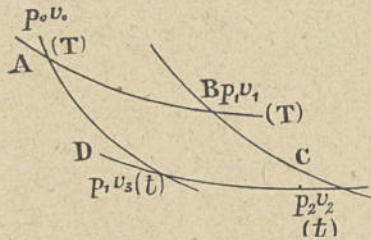


Fig. 21. — Cycle de Carnot.

2° On laisse alors le gaz se détendre de  $v_1$  à  $v_2$ . Supposons qu'il ne perde ni reçoive de chaleur ; cette détente se fera suivant l'adiabatique BC et la température du fluide baissera de  $T$  à la température  $t$  du réfrigérant.

Dans la première phase, le fluide a reçu du foyer une quantité de chaleur  $Q = ART \log' \frac{v_1}{v_0}$ , d'après l'équation (13) ; dans la seconde phase, il n'y a eu ni perte ni gain de chaleur, mais les volumes sont liés par l'équation (15).

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{T}{t}.$$

3° Mettons, à ce moment, le fluide en communication avec le réfrigérant et comprimons-le, en lui soustrayant du calorique, de manière à réduire son volume de  $v_2$  à  $v_3$ , à température constante, suivant l'isothermique CD.

4° Enfin, continuons la compression sans soustraire de chaleur au fluide : la chaleur, équivalente au travail développé, élèvera la température du fluide. Le volume  $v_3$  ayant été convenablement choisi, le gaz reviendra à son état primitif, le long de l'adiabatique DA.

Nous aurons comme ci-dessus :

$$q = ARt \log' \frac{v_2}{v_3}$$

$$\left(\frac{v_3}{v_0}\right)^{\gamma-1} = \frac{T}{t}.$$

Le cycle que nous venons de décrire est rigoureusement fermé.

Les quantités de chaleur  $Q$  et  $q$  ayant été cédées à température constante, nous savons par le deuxième principe que :

$$\frac{Q}{q} = \frac{T}{t}.$$

Le travail produit est représenté par l'aire ABCD.

Le rendement du cycle est :

$$(18) \quad \frac{Q - q}{Q} = \frac{T - t}{T} = 1 - \frac{t}{T}.$$



Il est égal au rapport de la chute de température à la température du foyer.

Ce rendement est donc proportionnel à l'écart des températures du foyer et du réfrigérant et en raison inverse de la température absolue du foyer; il sera maximum pour la machine thermique qui utilisera la plus grande chute de température.

Le rendement sera maximum, pour une chute de température déterminée, quand la température du réfrigérant sera la plus faible possible.

En réalité, on ne dispose pas entièrement de la température inférieure du réfrigérant, car on ne peut opérer pratiquement au-dessous de la température ambiante (<sup>1</sup>); limité de ce côté, le constructeur se voit obligé de rechercher les valeurs élevées de  $T$  pour augmenter la chute  $T - t$  et par suite améliorer le rendement.

Entre des limites données de température, le rendement du cycle de Carnot est maximum. Ce théorème si important pour la théorie des moteurs, se démontre sans peine, mais un peu longuement. Nous préférons emprunter à Hirn les considérations par lesquelles il justifie ce maximum *a posteriori*. « Il est en quelque sorte évident par soi-même, dit cet illustre maître, que ce cycle fermé a été décrit de manière à donner un travail maximum. La chaleur cédée par la source a été employée uniquement à produire du travail : celui-ci est donc un maximum. La chaleur envoyée à la source de froid a été développée aussi économiquement que possible, puisque le travail n'a donné aucune variation de température. Les deux autres opérations n'ont eu pour but que de faire tomber et puis de faire remonter la température et la pression (<sup>2</sup>). »

On pourrait dire encore qu'il ne peut exister de meilleur mode d'utiliser la chaleur fournie par un foyer qu'en lui empruntant cette chaleur à température constante, et en cédant aussi au réfrigérant l'excès de chaleur non transformée à température constante, puisqu'ainsi toute la chaleur tombe du niveau le plus élevé au niveau le plus bas, étant donné qu'il n'y a d'autre mouvement de la chaleur en dehors des sources.

Le rendement du cycle de Carnot est donc une limite supérieure : mais hâtons-nous de constater que, si ce rendement ne peut être dépassé par celui d'aucun autre cycle, il peut du moins être atteint par un certain nombre d'entre eux; il suffit qu'ils répondent aux deux conditions suivantes :

1° Il faut que les échanges de chaleur des sources aient lieu, comme dans le cycle de Carnot, à température constante;

1. Le fluide, véhicule de la chaleur, ne peut être abandonné au réfrigérant à une température ou à une pression inférieure à celle du milieu ambiant, sans l'intervention d'appareils auxiliaires, qui empruntent de l'énergie au moteur lui-même ou au dehors; telles sont les pompes des machines à vapeur à condensation. Mais, la dépense résultant de l'intervention de ces appareils peut être largement compensée et, tous comptes faits, il reste souvent un bénéfice; c'est ainsi que la marche à condensation est économique; les avantages résultant de l'emploi des liquides volatils pour la condensation s'expliquent de même.

2. *Exposition analytique et expérimentale de la théorie mécanique de la chaleur*, par G.-A. Hirn, tome I, page 202, 3<sup>e</sup> édition, 1875.



2° Il est nécessaire que les deux opérations, par lesquelles s'effectue le passage d'une source à l'autre, soient telles que la quantité de chaleur fournie par l'une suffise à l'accomplissement de l'autre.

La courbe fermée représentative d'un tel cycle est donc composée de deux isothermiques et deux *isodiabatiques* : c'est le nom qu'on a donné aux lignes d'égal transmission qui remplacent les lignes de nulle transmission.

Ce genre de cycle présente, avec celui de Carnot, une analogie manifeste, qu'il est important de faire ressortir. Dans le cycle de Carnot, le travail extérieur effectué, suivant l'adiabatique de détente, est égal au travail extérieur dépensé suivant l'adiabatique de compression, de telle sorte que toute la transformation utile de chaleur en énergie s'effectue suivant l'isothermique supérieure; il en est de même dans les cycles considérés, puisque les quantités de chaleur absorbées et dégagées sur les isodiabatiques sont égales, et que c'est encore sur les isothermiques que se produit utilement la conversion de la chaleur en travail. Il est dès lors évident qu'on aura, comme pour le cycle de Carnot,  $\frac{Q-q}{Q} = \frac{T-t}{T}$ .

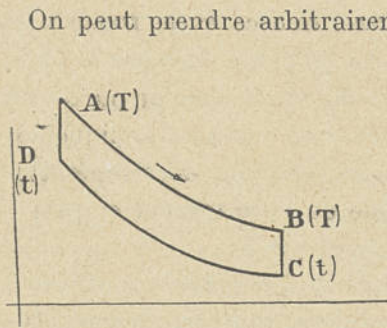


Fig. 22. — Cycle de Stirling.

On peut prendre arbitrairement une des lignes de transformation : l'autre est nécessairement déterminée par la condition imposée. La théorie démontre que les deux lignes répondent à une équation de même nature. En particulier, si l'une des isodiabatiques est parallèle à l'axe des pressions, l'autre le sera aussi, comme on le voit dans la figure 22 qui représente un cycle célèbre, connu sous le nom de Stirling : AB et CD sont les isothermiques. Les deux isodiabatiques pourraient être parallèles à l'axe

des volumes : nous sommes conduits alors au cycle de la figure 23, lequel a été imaginé par Ericsson : comme dans la figure précédente, les isothermiques sont encore les lignes AB et CD.

En somme, il est possible d'égaliser, mais on ne saurait dépasser le rendement du cycle de Carnot. L'effet maximum qu'on peut donc tirer d'un moteur thermique quelconque, fonctionnant entre des températures T et t, et transformant en travail une quantité de chaleur égale à Q, est égal à :

$$J Q \left( \frac{T-t}{T} \right) = J Q \left( 1 - \frac{t}{T} \right).$$

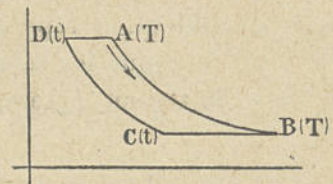


Fig. 23. — Cycle d'Ericsson.

Pour juger de la valeur théorique d'un cycle, il convient de calculer d'abord le coefficient économique du moteur parcourant le cycle proposé, puis de le comparer au coefficient économique de Carnot entre les mêmes limites de température.



Le rapport des deux coefficients économiques donne le *rendement générique* du moteur. C'est ce rendement générique qui caractérise la machine; c'est par lui qu'on peut juger de la valeur relative de deux cycles ou de divers types de moteurs.

Nous désignerons le rendement théorique par la lettre  $\rho$  et le rendement générique par la lettre  $\rho_1$ .

La connaissance du rendement générique d'un moteur n'est pas encore suffisante, car la note qui en résulte est incomplète à certains égards. En effet, on ne recueille pas tout le travail brut appliqué sur le piston du moteur : par suite du frottement, des chocs, de l'inertie et de toutes les résistances passives des organes mécaniques, il se perd une portion du travail fourni par la transformation de la chaleur et on ne trouve sur l'arbre de couche qu'une fraction du travail brut emmagasiné sur le piston. Le travail disponible sur l'arbre de couche se mesure au frein de Prony : il est immédiatement utilisable et porte le nom de *travail effectif*; le travail disponible sur le piston s'évalue par l'indicateur de Watt, et il s'appelle le travail *indiqué*. Le rapport entre le travail indiqué et le travail réellement utilisable sur l'arbre moteur constitue le *rendement organique* de la machine. C'est ce rendement qui frappe le plus vivement les esprits des praticiens, parce que sa notion, facilement accessible, semble moins théorique et par là même plus industrielle. En réalité, le rendement organique ne dépend que de la construction plus ou moins parfaite des organes. Ce rendement n'est pas caractéristique d'une espèce de machines à feu; il dépend des conditions particulières d'agencement des mécanismes de tel type spécialement considéré, de la masse des pièces à mouvoir, de l'intensité des frottements à surmonter, du travail développé, de la vitesse de rotation, etc., etc.

## V

### Diagrammes entropiques.

Gibbs avait introduit en thermodynamique l'emploi d'un diagramme différent du diagramme classique de Clapeyron; au lieu de prendre pour coordonnées le volume spécifique  $v$  et la pression  $p$ , il prenait l'entropie  $S$ , rapportée à l'unité de masse, et la température absolue  $T$ . Belpaire a montré l'avantage qui résulterait de cette méthode nouvelle pour l'étude des machines thermiques et Boulvin a développé ces idées dans plusieurs publications, qui ont trouvé de l'écho dans le monde des techniciens (<sup>1</sup>). Nous allons résumer rapidement la théorie de ces maîtres.

1. BOULVIN, *Cours de mécanique appliqué aux machines*, 3<sup>e</sup> fascicule, page 45, 1893; *Revue de mécanique appliquée*, tome I, page 22, 1897. Consulter aussi : R. MOLLIER, *Das Waermediagramm*, Berlin, 1893.



Faisons ressortir d'abord l'utilité de considérations nouvelles, en marge de celles que nous venons d'exposer.

La valeur des quantités de chaleur échangées au cours d'une transformation dépend de sa nature, et il faut connaître toute la série des états antérieurs traversés pour déterminer ce qu'il a fallu mettre en œuvre de calorique pour passer d'un de ces états à un autre. Le calcul basé sur la considération de cette série d'états est d'ailleurs complexe, puisqu'il repose sur l'intégration de la relation (10) :

$$dq = c \frac{dt}{dp} dp + C \frac{dt}{dv} dv,$$

dans laquelle  $p$  et  $v$  sont reliés par la formule  $f(p, v) = 0$ . Comme la relation, entre  $p$  et  $v$  est généralement donnée par une courbe, l'intégration n'est possible que par approximation et elle est par le fait toujours laborieuse. Or, l'entropie est une fonction facile à calculer de la chaleur échangée.

Qu'est-ce donc que l'entropie?

Reprenons l'équation (11) et divisons son premier membre par  $T$  et son second par la valeur égale  $\frac{pv}{R}$ .

On aura :

$$\frac{dq}{T} = c \frac{dp}{p} + C \frac{dv}{v}$$

et l'on en tire, par intégration entre les limites  $p_0$  et  $p$ ,  $v_0$  et  $v$  :

$$\int \frac{dQ}{T} = c \log' \frac{p}{p_0} + C \log' \frac{v}{v_0}.$$

Mais, pour un cycle fermé, il y a retour de  $p$  et  $v$  aux valeurs initiales  $p_0$  et  $v_0$ ; la valeur de l'intégrale est donc nulle, puisque le  $\log'$  de l'unité est égal à 0.

Il vient dès lors  $\int \frac{dQ}{T} = 0$ .

Ce quotient  $\int \frac{dQ}{T}$ , que l'on écrit  $S$ , est ce qu'on nomme entropie. Sa variation est nulle pour un cycle fermé.

L'entropie est, pour un état quelconque du corps qui suit le cycle, une fonction des variables qui le définissent; il existe donc, pour tout état, une valeur déterminée de  $S$ . Mais on ne peut calculer que les variations de cette grandeur, entre deux états déterminés; ces variations sont indépendantes des états intermédiaires.

Dans le cas d'un gaz parfait, la variation de l'entropie, pour une transformation finie  $AB$  quelconque, entre deux états  $p'v'$  et  $p''v''$ , sera donnée par l'équation :

$$S' - S'' = \int_B^A \frac{dQ}{T} = C \log' \frac{v''}{v'} + c \log' \frac{p'}{p''}$$

ou :

$$S' - S'' = \log' v''^C p'^c - \log' p''^c v'^C.$$



Avant d'aller plus loin, insistons sur le sens profond qu'a l'entropie. On voit que chaque élément de cette fonction est le quotient d'une chaleur introduite dans le corps, pendant une évolution infiniment petite, par la température de ce corps. C'est donc une quantité de chaleur par degré de température : d'où le nom de *contenu de transformation* que Clausius lui avait donné avant de s'arrêter au mot d'entropie, qui signifie transformation.

Le produit de cette quantité de chaleur unitaire par le nombre de degrés est la chaleur totale; en effet :

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

Il y a une analogie entre le produit de cette chaleur unitaire par le nombre de degrés, et le produit du poids d'un corps qui tombe par le nombre de mètres mesurant sa chute, qui est aussi de l'énergie; cette comparaison a valu à l'entropie le nom de *poids thermique*, auquel certains thermodynamistes se sont arrêtés (1).

L'entropie d'un corps augmente de toutes les quantités unitaires de chaleur introduites dans le corps, et elle diminue de celles qu'on lui soustrait : sur une adiabatique, l'entropie ne varie pas, puisque  $dQ = 0$ .

L'entropie et la température déterminent l'état du corps, attendu que l'entropie donne l'adiabatique de l'état du corps et que la température marque un point sur l'adiabatique. On peut donc représenter la suite des états du corps par un graphique, en prenant deux axes coordonnés, et en convenant de porter les valeurs de l'entropie en abscisse et les températures en ordonnée. Pour toute transformation, le diagramme entropique donnera une courbe continue, comme le diagramme en  $pv$ .

Il y a dans ce système des lignes remarquables, que nous devons étudier.

Voici comment Boulvin a présenté la chose :

Construisons le diagramme entropique de l'unité de poids d'un gaz, dont la loi de détente adiabatique serait, en théorie :

$$pv^\gamma = p_1 v_1^\gamma,$$

mais qui se détend réellement suivant la loi :

$$pv^K = p_1 v_1^K,$$

1. Rankine a démontré que l'énergie peut toujours être représentée, quelle que soit sa forme, par le produit de deux facteurs, l'un de la nature d'une intensité, l'autre de la nature d'une capacité. Pour les énergies calorifique, mécanique, électrique ou chimique, le facteur d'intensité est la température, la pression, la tension électrique et le potentiel chimique; le facteur correspondant de capacité est l'entropie, le volume, la quantité d'électricité et la proportion de substance chimiquement définie. C'est ce qu'expriment les équations :

$$dQ = TdS$$

et

$$dW = pdv = Vdq = V'dq'.$$

Toujours l'énergie tend à passer des endroits où elle a le plus d'intensité en ceux où elle en possède e moins; de même que la chaleur ne peut produire de travail que lorsqu'il existe des différences de température entre deux sources, aucune transformation n'est possible que lorsqu'il y a des différences de pression et de potentiel.



K ayant une valeur plus grande, égale ou plus petite que  $\gamma$ .

Nous avons, outre la première équation que nous avons écrite :

$$(pv^K = p_1v_1^K)$$

cette autre :

$$\frac{dQ}{T} = c \frac{dT}{T} + (C - c) \frac{dv}{v}.$$

Nous cherchons :

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

Pour cela, trouvons à exprimer  $\frac{dv}{v}$  en fonction de  $\frac{dT}{T}$ , ce qui est aisé :

$$pv = RT$$

$$RTv^{K-1} = p_1v_1^K$$

$$\frac{dv}{v} = -\frac{1}{K-1} \frac{dT}{T}.$$

Par substitution, il vient :

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{T} &= c \frac{dT}{T} - \frac{C-c}{K-1} \frac{dT}{T} \\ &= \frac{dT}{T} \left( \frac{c(K-1) - (C-c)}{K-1} \right) \\ &= \frac{dT}{T} \left( \frac{cK - C}{K-1} \right) \\ &= c \frac{K - \gamma}{K-1} \frac{dT}{T}. \end{aligned}$$

L'intégration donne :

$$s - s' = \int_{T'}^T \frac{dQ}{T} = c \frac{K - \gamma}{K-1} \log' \frac{T}{T'}.$$

On prend comme valeurs initiales les valeurs  $S'$  et  $T'$ , arbitrairement choisies, permettant de calculer  $S - S'$  : il est dès lors aisé de construire le diagramme entropique.

On aura les trois solutions suivantes :

$$\begin{aligned} 1^\circ \quad & K = \gamma \\ & S - S' = 0. \end{aligned}$$

La détente est adiabatique.

La courbe est une droite parallèle aux ordonnées, c'est-à-dire parallèle aux T.

$$2^\circ \quad K > \gamma$$

-  $S'$  est positif, quand  $T > T'$ .



Si  $K$  est très grand, on aura :

$$p^{\frac{1}{K}} v = \text{const.}$$

$$S - S' = c \log' \frac{T}{T'}$$

C'est une transformation à *volume constant*.

3°  $K > 1$ , mais  $< \gamma$ .

La ligne de détente est comprise entre l'adiabatique et l'isothermique, ce qui est le cas le plus ordinaire des détentes de gaz chauds dans un cylindre. L'entropie diminue quand la température augmente, car  $K - \gamma$  est négatif.

4°  $K = 1$ .

Alors  $T = T'$ ; la ligne est isothermique.

Pour trouver l'accroissement d'entropie, il faut faire  $dt = 0$  dans l'équation différentielle.

On trouve :

$$S - S' = (C - c) \log' \frac{v}{v'}$$

5°  $K = 0$ .

Dans ce cas,  $p = \text{const.}$

$$S - S' = C \log' \frac{T'}{T}$$

En résumé, l'isothermique est donc représentée par une droite parallèle à l'axe des  $x$  et l'adiabatique par une droite parallèle à l'axe des  $y$ ; dans le premier cas,  $T$  est invariable; dans le second, c'est  $S$  qui ne varie pas. Par contre, les transformations à volume constant et à pression constante sont représentées par des courbes que l'on est obligé de tracer par points.

Le diagramme entropique présente un caractère pratique.

Nous avons fait usage jusqu'ici de deux axes coordonnés de volume et de pression pour représenter graphiquement une transformation quelconque; le diagramme obtenu a la propriété de fournir, pour une variation déterminée, l'intégrale  $\int p dv$ , c'est-à-dire le travail produit dans le cycle.

Mais ce diagramme des  $p$  et des  $v$  ne dit rien relativement aux variations de l'énergie intérieure.

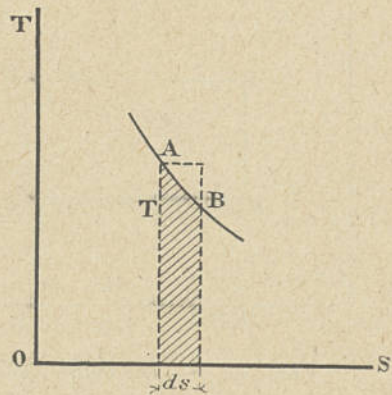


Fig. 24. — Graphique entropique.



Au contraire, un diagramme construit sur les coordonnées  $S$  et  $T$ , nous fournit une donnée nouvelle; son aire représente la chaleur transformée en travail.

En effet, considérons un élément de courbe, infiniment petit  $AB$ ; la surface couverte de hachures a pour valeur  $T \frac{dQ}{T} = dQ$ ; elle représente donc la chaleur absorbée sur le chemin considéré. Il en est de même pour une transformation finie.

D'un diagramme entropique, on peut donc déduire la chaleur mise en œuvre dans l'opération qu'il représente.

La chaleur est, par conséquent, représentée graphiquement dans ces diagrammes  $ST$ , comme l'était le travail dans les diagrammes  $pv$ , par une aire.

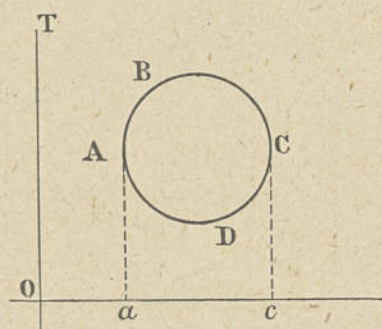


Fig. 25. — Cycle entropique.

Pour un cycle entropique  $ABCD$ , le rectangle curviligne  $ABCcaA$  donne par son aire la chaleur disponible; l'aire  $ADCcaA$  représente la chaleur portée au réfrigérant; par suite, la surface  $ABCD$  fait connaître la quantité de chaleur utilisée, c'est-à-dire transformée en travail (fig. 25).

Le rendement est donc figuré par le rapport de l'aire de la courbe  $ABCD$  à l'aire totale  $AECcaA$ .

On peut construire aisément ce diagramme.

Les isothermiques deviennent des lignes droites parallèles à  $OS$ .

Les adiabatiques sont des parallèles à  $OT$ .

Le cycle de Carnot se traduit donc par le rectangle  $ABCD$  (fig. 26).

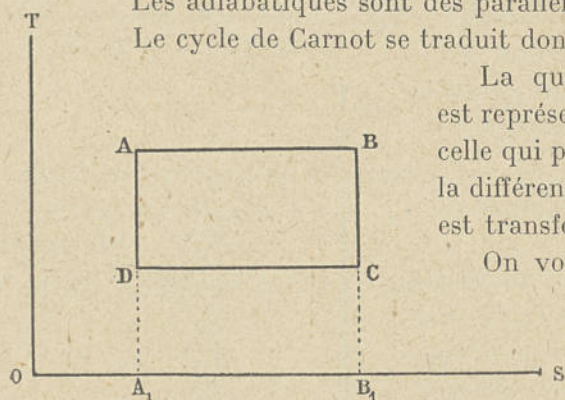


Fig. 26. — Cycle entropique de Carnot.

La quantité de chaleur prise au foyer est représentée par le rectangle  $A_1 ABB_1 A_1$ ; celle qui passe au réfrigérant est  $A_1 DCB_1 A_1$ ; la différence, donnée par le rectangle  $ABCD$ , est transformée en travail.

On voit que tout cycle inscrit dans ce cycle rectangulaire, donc compris entre les mêmes limites de température, donne un rendement moindre; le cycle de Carnot possède un rendement maximum limite.

Le diagramme entropique offre sur le diagramme en  $pv$  certains avantages; celui-ci donnait, par son aire, la mesure du travail engendré, mais il ne mettait pas en évidence la chaleur dépensée, ce que fait le premier. Il se prête donc à des



considérations nouvelles. Mais il est d'une moindre utilité pour l'étude des machines thermiques que le graphique en coordonnées pression-volume, lequel correspond aux relevés effectués sur les machines à l'aide de l'indicateur de Watt, et permet de comparer les cycles réels avec les cycles théoriques.

La méthode des diagrammes entropiques a été condamnée par quelques théoriciens qui se sont donné la tâche de passer au crible d'une critique rigoureuse, quelquefois trop sévère, les travaux de ceux qui les ont précédés dans la carrière. Non content de condamner la théorie des cycles, et son application à des suites d'opérations qui ne sont pas réversibles, on a argué de ce fait pour prétendre que l'entropie ne peut être calculée; on a fait observer que les pressions et les températures ne pourraient être définies que si elles avaient une même valeur en tous les points du mélange évoluant, ce qui n'est pas; on a démontré que toute la différence entre la chaleur de combustion et la chaleur reprise par les gaz brûlés, ou cédée à la paroi, n'est pas nécessairement transformée en travail extérieur, car il est survenu des variations de nature du mélange gazeux dans lesquelles de la chaleur a pu être absorbée par un travail interne; on a reproché aux maîtres qui ont tiré un si heureux parti des diagrammes entropiques de négliger le travail de la viscosité et du frottement des gaz, etc.

B. Brunhes a discuté ces critiques dans une note substantielle <sup>(1)</sup> dont les considérants sont marqués au coin d'un grand sens pratique; faisant la part de ce qu'il y a de fondé dans l'objection, il a relevé ce qu'elle avait d'exagéré et il a mis en lumière les avantages de cette méthode qui « permet de voir d'une façon plus intuitive et plus simple, bien des choses qui se trouvent vraies ». M. le professeur Stodola, de Zurich, et M. Eddy, de Minneapolis, ont rendu le même témoignage à l'utilité pratique des diagrammes entropiques <sup>(2)</sup>. Nous partageons l'avis de nos distingués collègues et nous réservons de démontrer plus loin qu'il est justifié.

## VI

### Parallèle entre les diverses machines thermiques.

Le problème pratique de la transformation du calorique en travail a été résolu de différentes manières, avec plus ou moins de succès. La machine à vapeur l'a emporté longtemps sur les autres machines thermiques, dans ce concours

1. B. BRUNHES, « Quelques propriétés des moteurs à gaz étudiées par le diagramme entropique; sur l'entropie d'un mélange gazeux en combustion », *Journal de physique*, mai 1901.

2. STODOLA, *Die Kreisproceesse der Gasmaschine*; *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, tome XLII, 1898. Eddy. — *A new graphical Method of constructing the entropy temperature diagram of a gas Engine*; *American society of mechanical Engineers*, décembre 1899.



engagé il y a près d'un siècle : les machines à air chaud parurent un moment vouloir lui disputer la palme; elles n'eurent cependant qu'un succès théorique, j'allais dire un succès d'estime, et elles n'ont point pénétré dans les ateliers.

Nous devons rechercher les causes de cet échec.

Théoriquement, la machine à vapeur n'est point parfaite; mais, au point de vue utilitaire, elle jouit d'une prééminence indiscutable, parce que sa marche est sûre et régulière et son rendement satisfaisant. Objet d'une étude assidue et de recherches continuelles depuis que Watt l'a créée, elle a réalisé successivement tous les perfectionnements possibles : elle paraît être arrivée à son point culminant et ne semble plus guère perfectible.

La création des turbines l'a du reste mise hors de pair pour le développement des grandes puissances.

Les machines à air chaud, au contraire, répondent à un type qui est théoriquement supérieur à celui de la machine à vapeur; mais si leur cycle promet un rendement élevé, il faut reconnaître que sa réalisation offre des difficultés qui n'ont pas été résolues et qu'il n'y a même plus aucun intérêt à résoudre, maintenant que le moteur à gaz tonnant est si brillamment entré dans la voie des grandes applications industrielles. Celui-ci, qui dérive directement du moteur à air chaud à foyer intérieur et réalise vraiment la combustion interne, n'a point encore tenu toutes les promesses de la théorie, mais il a atteint déjà le rendement le plus élevé et il n'est pas dit qu'il ne progressera plus.

Pour mettre en parallèle ces diverses sources de puissance motrice, nous supposerons d'abord que les machines thermiques à vapeur ou à gaz que nous voulons comparer réalisent également bien les conditions fondamentales des cycles parfaits de Carnot ou de Stirling; leur rendement serait donc égal à  $\frac{T-t}{T}$ .

Or, prenons  $t$  égal à  $0^{\circ}$  centigrade, ou bien à  $273^{\circ}$  absolus; nous aurons pour les diverses valeurs de la température  $T$  du foyer les valeurs suivantes du rendement  $\rho$  :

$T$	$\rho$
$373^{\circ}$ absolus .....	0,268
$473^{\circ}$ — .....	0,423
$573^{\circ}$ — .....	0,522
$673^{\circ}$ — .....	0,594

Cette température de  $673^{\circ}$  absolus ne peut être dépassée, si elle est partagée par la paroi, car elle est voisine du rouge; cette impossibilité provient de la nature même de la paroi, qui est nécessairement métallique. Il faut donc renoncer à obtenir dans ce genre de moteurs un rendement égal à 60 % (1).

Pratiquement, on est obligé de se tenir bien au-dessous de  $673^{\circ}$ ; il a été difficile d'opérer jusqu'ici même à  $573^{\circ}$  absolus ( $300^{\circ}$  centigrades), car à cette

1. Les cylindres de porcelaine, avec pistons non jointifs, ont été essayés par des inventeurs audacieux, mais il a fallu renoncer à leur emploi, qui ne présente aucune chance de succès.



température les graisses destinées à adoucir les frottements se décomposent et perdent leurs propriétés lubrifiantes : dans l'air, elles s'oxydent bien avant et elles forment, en se solidifiant, d'épais cambouis.

L'absence de tout moyen de graissage limite donc le rendement à 0,522, et, tant qu'on n'aura pas trouvé une substance pouvant remplacer les graisses dans les cylindres à haute température, il faudra renoncer à le dépasser. On a essayé un grand nombre de lubrifiants, parmi lesquels nous citerons le talc, le graphite et la plombagine; mais les ingénieurs n'ont obtenu jusqu'à présent aucun succès dans cette voie.

Cette difficulté peut être surmontée, si l'on opère un refroidissement énergique de la paroi du cylindre; c'est ce qu'on fait dans les moteurs à gaz tonnant dans lesquels la température explosive instantanée peut atteindre momentanément 1.800° absolus dans une enceinte maintenue à 345°. Le graissage reste alors possible : la température  $t$  du gaz explosif pouvant être abaissée à 350° centigrades (623° absolus) par une détente prolongée, on voit que la chute  $T - t$  devient égale à près de 1.450°. Les moteurs à gaz tonnant ont seuls un écart aussi considérable entre le foyer et le réfrigérant.

Dans les machines à vapeur d'eau saturée, le graissage ne cause plus aucune difficulté, car cette vapeur, voisine de son point de liquéfaction, lubrifie la paroi par le fait même de sa condensation; mais nous rencontrons ici un écueil d'un autre genre. La tension des vapeurs saturées croît en effet rapidement avec la température; l'eau possède déjà une force élastique de plus de 14 atmosphères à 200° centigrades (473° absolus) et cette valeur est la limite supérieure de  $T$  : pour une valeur de  $t$  égale à 35° centigrades (308° absolus),  $T - t = 165°$  seulement. Le coefficient  $\rho$  ne saurait être supérieur à 0,423, et l'infériorité théorique de la machine à vapeur ressort de ce chiffre, sans qu'il soit besoin de commentaire. Il est vrai que la surchauffe permet de relever  $T$  sans faire monter la pression, mais alors se retrouvent les difficultés de graissage, signalées ci-dessus, pour peu que la surchauffe soit grande : en pratique, on ne fait qu'une surchauffe modérée de 130° au plus, qui peut porter  $T$  à 600° absolus et donner à  $T - t$  une valeur de 295°.

Mais il est évident qu'il existe des liquides pour lesquels on pourra écarter davantage les limites du fonctionnement et, par suite, augmenter le rendement avec la hauteur de chute. La machine à vapeur pourrait devenir la plus parfaite des machines thermiques, même en théorie, si l'on trouvait un liquide à bas prix, de nature stable, sans action corrosive, qui, à 673° absolus, possédât une tension modérée. Certaines huiles moins volatiles que l'eau répondent à ce desideratum, mais il se fait une compensation par le fait même de leur constitution et de leur faible volatilité, qui a pour effet de relever  $t$  en même temps que  $T$ ; la chute  $T - t$  n'augmente donc pas autant qu'on pourrait le croire (1).

1. MM. Yarrow, de Londres, et Escher et Wyss, de Zurich, ont réalisé des machines à vapeur d'huile dont le fonctionnement a été économique et satisfaisant.



Si nous résumons ce qui vient d'être dit, nous voyons que la machine à vapeur surchauffée a pour limites de température  $600^{\circ}$  et  $308^{\circ}$ , ce qui correspond à une chute de  $295^{\circ}$  et à un rendement de 0,49; le moteur à gaz évolue entre  $1.800^{\circ}$  et  $623^{\circ}$ , avec un rendement de 0,65.

Le rendement *théorique* du moteur à gaz est donc meilleur que celui de la machine à vapeur, même à haute surchauffe; le moteur à gaz doit sa supériorité aux limites de température entre lesquelles son cycle s'effectue; attribuer cette supériorité au fait que les gaz n'ont pas de chaleur latente est une erreur qui a été commise autrefois, mais qui témoigne d'un oubli complet des principes de la thermodynamique, ainsi que Hirn l'a éloquemment démontré il y a soixante ans.

Cette supériorité est du reste toute théorique; sa démonstration repose sur des considérations générales, qu'il était bon d'examiner, mais qui ne sont pas les seules à envisager.

Passons en effet à l'examen comparatif des cycles des divers moteurs que nous considérons.

Nous nous sommes tenu jusqu'ici dans une hypothèse fictive, en admettant qu'on pût réaliser rigoureusement un cycle de Carnot. Et d'abord, ce cycle, composé de deux paires d'isothermiques et d'adiabatiques, est une impossibilité physique; il s'agirait en effet de faire détendre d'abord un gaz à température constante, ce qui suppose une paroi d'une conductibilité parfaite; puis, la détente devrait se faire dans la même enceinte, sans perte ni gain de chaleur, c'est-à-dire au contact d'une paroi absolument dénuée de conductibilité. Ces deux conditions sont évidemment contradictoires. Le cycle dans lequel deux isothermiques remplacent les adiabatiques est aussi irréalisable, pour les mêmes causes.

Du reste, j'ai démontré il y a bon nombre d'années (1) qu'il est impossible d'observer un changement d'état effectué suivant une adiabatique, attendu que l'action de paroi est encore considérable sur un gaz relativement dénué de conductibilité, alors même que la durée du phénomène ne dépasse pas  $\frac{1}{500}$  de seconde. Il serait plus facile de réaliser une isothermique; une détente lente dans une paroi chauffée très perméable pourrait dans certaines conditions se faire sans refroidissement; d'ailleurs la vapeur saturée admise dans le cylindre d'une machine à vapeur garde la même température durant toute l'admission et l'échappement au condenseur est aussi une opération isothermique; mais ce ne sont que des phases de cycle. Le cycle complet de Carnot, formé d'isothermiques et d'adiabatiques, est impossible à réaliser et ce n'est qu'une fiction théorique.

'Le cycle réel des machines employées dans l'industrie n'est donc point le

1. WITZ, *Les machines thermiques*, aide-mémoire de la collection Leauté, 2<sup>e</sup> édition. Paris, Gauthier-Villars et fils.



cycle parfait que nous avons étudié ci-dessus : leur rendement est moindre par conséquent. On le calcule dans chaque cas, pour chaque genre de machines en particulier, d'après le cycle des opérations effectuées, en évaluant tour à tour les quantités de chaleur  $Q$  et  $q$  et en faisant le quotient  $\frac{Q - q}{Q}$ .

Ces calculs s'effectuent aisément dans certains cas, fort difficilement dans d'autres; ils reposent généralement sur des hypothèses plus ou moins exactes, s'appliquent à des conditions plus ou moins idéales et ne comportent par suite qu'une approximation assez large. Toutefois cette manière de procéder permet d'analyser le fonctionnement des moteurs, de comparer les cycles entre eux, d'en discuter la valeur par les résultats promis, sinon obtenus : nous exposerons les conclusions de ces calculs dans le chapitre consacré à la *Théorie générale* des moteurs.

Mais cette étude est encore bien incomplète, parce qu'elle envisage les cycles tels qu'ils doivent être, et non pas tels qu'ils sont, et qu'elle ne tient nul compte de nombreux phénomènes de perturbation, dont la théorie générale ne se préoccupe pas. Ainsi, dans le cylindre de la machine à vapeur, il se produit des condensations de vapeur sur la paroi de métal, aussi bien que dans la masse de la vapeur, et des revaporisations ultérieures d'eau qui échappent aux équations des théoriciens.

Dans les machines à air chaud, de Stirling et d'Ericsson, on suppose l'intervention efficace de *régénérateurs de chaleur*, qui emmagasinent tour à tour et restituent sans perte le calorique, et réalisent les deux phases isothermiques du cycle théorique : ce double rôle des régénérateurs n'est jamais rempli, et les calculs qui le supposent sont donc sujets à caution. Enfin, nous avons dit ci-dessus que c'est grâce à une réfrigération énergique des parois des cylindres des moteurs à gaz que les hautes températures de l'explosion restent compatibles avec un fonctionnement prolongé et continu de la machine; or, il en résulte une grande déperdition de calorique, lequel n'est pas transformé en travail et ne peut être récupéré utilement; le calcul du rendement du cycle n'en fait pas état et il est par suite incomplet et inexact. Les valeurs calculées des rendements des diverses machines thermiques ne sont dès lors que des approximations et les mathématiciens qui consacrent leur talent à ces spéculations ne devraient nourrir aucune illusion relativement à la rigueur des chiffres auxquels ils sont conduits par ce procédé. Seule une *théorie expérimentale* solidement basée sur l'observation des faits pourra aboutir à des résultats pratiques; la théorie générale ne devra être établie qu'en vue de comparer entre elles les différentes machines à feu.

Hâtons-nous de dire qu'on peut déterminer bien plus sûrement le rendement des machines par les expériences que l'on effectue en vue de mesurer leur consommation; si l'on évalue d'une part le pouvoir calorifique du combustible employé et de l'autre la quantité consommée, on aboutit à une estimation



correcte et indiscutable du rendement réel de la machine, sur laquelle nous devons expressément attirer l'attention du lecteur dès maintenant.

Voici comment on évalue ce rendement.

Prenons une machine thermique quelconque, consommant par exemple du charbon, dont la puissance calorifique soit de 8.000 calories par kilogramme. L'objet de toute machine thermique est de transformer les calories en kilogrammètres; le taux de cette transformation définit le rendement de la machine. Le rendement sera d'autant plus beau qu'il faudra moins de calories pour produire une quantité déterminée de kilogrammètres. Rapportons la consommation aux 270.000 kilogrammètres auxquels correspond le travail du cheval-heure (1). Si la machine dépense 400 grammes par cheval-heure, elle dispose de  $0,400 \times 8.000 = 3.200$  calories. Or, si toute la chaleur disponible était transformée en travail, les 270.000 kilogrammètres correspondraient à  $\frac{270.000}{425} = 635,29$  calories. Le rapport de 635,29 à 3,200, lequel est égal à 0,198, définit quelque chose de réel, puisqu'il fait entrer en compte le calorique dépensé. La chaleur transformée en travail  $Q - q$  est égale dans ce cas à 635,29; la chaleur mise en œuvre est d'autre part égale à 3.200.

Ce rendement est généralement désigné sous le nom de *rendement thermique*.

Suivant que le travail mesuré est indiqué ou effectif, on l'appellera le rendement thermique indiqué ou effectif.

Cette manière d'estimer ce que réalise un moteur prête le flanc à une critique que je m'empresse de formuler : on semble oublier que l'énergie calorifique est une forme d'énergie de moindre valeur que l'énergie mécanique, et l'on feint de croire qu'une calorie mise en état d'engendrer des kilogrammètres puisse en fournir 425. Cette observation est très juste, mais elle perd de sa valeur si l'on s'en réfère à l'usage que nous faisons de ce coefficient, que nous appelons rendement thermique : ce n'est pas autre chose qu'un instrument de comparaison. A ce titre, on ne peut méconnaître sa valeur; c'est en effet par sa détermination qu'il nous a été possible de faire ressortir le mieux la valeur relative et les progrès des machines à vapeur, à air, à pétrole, à benzine, à gaz de ville, à gaz de gazogène et de hauts fourneaux, et à démontrer l'excellence indéniable des moteurs à gaz tonnant. Il y a quarante ans, on se déclarait satisfait, en machine à vapeur, d'une dépense de 8 kilogrammes de vapeur saturée sous 7 kilogrammes de pression et, en moteur à gaz, d'une consommation de 800 litres de gaz de ville à 5.000 calories, par cheval-heure effectif; les rendements effectifs correspondants étaient de 12 et 16 %. La différence était grande entre ces chiffres et ceux que la théorie promettait pour la machine à vapeur, mais elle était énorme pour le moteur à gaz : en d'autres termes, la machine à vapeur avait

1. L'heure renfermant 3.600 secondes, on a pour le cheval-heure  $75 \times 3.600 = 270.000$  kilogrammètres.



un rendement générique très supérieur à celui du moteur à gaz, mais le moteur à gaz exigeait déjà moins de calories que la machine à vapeur.

Or, nous disions alors, dans nos *Etudes sur les Moteurs à gaz tonnant*, que les moteurs dont le rendement théorique est considérable sont les moteurs de l'avenir; au contraire, ceux pour lesquels le rendement générique est le plus voisin de l'unité sont les moteurs qui, approchant de la perfection dont leur espèce est susceptible, ne feront plus que de lents et faibles progrès.

L'événement a justifié cette appréciation.

Aujourd'hui, certaines machines à vapeur, alimentées de vapeur surchauffée dans des conditions absolument exceptionnelles, ont pu ne consommer que 5 kilogrammes de vapeur par cheval-heure effectif au cours d'essais qui ne répondent pas toujours à la réalité d'une marche industrielle pratique, mais dont on ne peut récuser la haute valeur documentaire; leur rendement a atteint de la sorte 17,5 %. Or, il est des moteurs à gaz qui ont abaissé leur consommation à 368 litres de gaz possédant un pouvoir de 5.784 calories; le rendement correspondant était de 29,8 % (1). Mais voici qui est mieux encore; un moteur à alcool de 16 chevaux a réalisé officiellement un rendement thermique effectif de 33,90 % et un moteur à pétrole Diesel a atteint le record de 35 %. Il est donc incontestable que les moteurs à gaz tonnant ou à vapeurs carburées rendent beaucoup plus que les meilleures machines à vapeur, et nous constatons que leur rendement a plus que doublé, alors que celui des appareils à vapeur n'a pas augmenté de moitié.

C'est ce qu'il fallait démontrer pour mettre en lumière la prééminence des moteurs à combustion interne.

---

1. Wirtz. « Rendement comparé des machines à vapeur et des moteurs à gaz » dans *l'Eclairage électrique*, numéros des 4 et 11 janvier 1902.



## CHAPITRE QUATRIÈME

---

### L'ALIMENT DES MOTEURS

---

#### I

#### Gaz d'éclairage dit « Gaz de Ville ».

Le gaz d'éclairage, qui a donné naissance aux moteurs à gaz et a déterminé leur essor, n'était fabriqué d'abord qu'en vue de la production de la lumière, bien que Lebon ait prévu et signalé son emploi dans des moteurs.

C'est un gaz de distillation, obtenu en chargeant un charbon gras dans des cornues closes, chauffées à haute température : les houilles qu'on emploie renferment de 25 à 40 % de matières volatiles; on les additionne quelquefois de *boghead* ou de *cannel coal*, charbons anglais plus riches encore en gaz.

La composition du gaz de la houille est aussi variable que complexe; M. Commines de Marsilly a démontré (1) que les gaz extraits par distillation de diverses qualités de charbon peuvent contenir un volume de 3 à 56 % d'hydrogène et de 29 à 89 de gaz des marais. La température des cornues, l'allure des fours ainsi que les procédés fort divers d'épuration physique et chimique viennent encore modifier le produit final de la fabrication, de telle sorte qu'il paraît difficile de définir spécifiquement le gaz combustible connu sous le nom de gaz d'éclairage. C'est un mélange en proportions variables d'hydrogène, de formène, d'éthylène, de propylène, de vapeurs de benzine, de naphthaline et d'autres carbures, d'oxyde et de sulfure de carbone avec une faible proportion d'azote et des traces d'hydrogène sulfuré et d'acétylène.

Il semble donc qu'on ne puisse établir une constitution moyenne du gaz des usines : et pourtant l'expérience démontre qu'en rapprochant les résultats d'un grand nombre d'analyses et en les discutant, on peut formuler, avec une approximation suffisante, la teneur de ce mélange dans ce qu'elle présente d'essentiel. C'est que le gaz, dont le pouvoir éclairant est réglé par les conditions strictes d'un cahier des charges, ne peut s'écarter beaucoup d'un type déterminé, que

1. *Annales de chimie et de physique*, 3<sup>e</sup> série, tome LXIX, page 297. « Mémoire sur les gaz que produisent les diverses qualités de houille sous l'action de la chaleur. »



l'on s'efforce de reproduire uniformément par un choix judicieux des matières premières, et en dirigeant habilement la fabrication en vue du produit définitif à livrer à la consommation.

Donnons d'abord le résultat d'un certain nombre d'analyses de gaz de villes diverses.

Dans son *Dictionnaire de Chimie pure et appliquée*, Wurtz signalait la composition suivante, en volume, de trois gaz très différents dont le premier est mal épuré, alors que le troisième l'est très bien :

	I	II	III
Hydrogène (H <sup>2</sup> ).....	0	50,2	45,6
Oxyde de carbone (CO).....	13	12,9	6,6
Azote (Az).....	0	0	2,7
Formène (CH <sup>4</sup> ).....	72	32,8	34,9
Éthylène (C <sup>2</sup> H <sup>4</sup> ).....	8	3,8	6,6
Acide carbonique (CO <sup>2</sup> ).....	4	0,3	3,6
— sulfhydrique (H <sup>2</sup> S).....	3	0	0
	100	100,0	100,00

L'écart énorme de ces trois analyses montre bien quelles différences on peut constater entre divers gaz : le type n° 1 ne renferme pas d'hydrogène alors que le n° 2 en contient 50 % ! Mais hâtons-nous de déclarer que Wurtz s'est plu à choisir les types qui présentaient le plus de divergence dans leur constitution.

Les éléments prépondérants du gaz de ville sont donc l'hydrogène, l'oxyde de carbone, le formène et l'éthylène; il contient toujours en outre quelques millièmes d'acétylène, de la benzine et des carbures divers, qu'on n'indiqué pas le plus souvent dans les analyses industrielles, parce qu'on ne les distingue pas de l'éthylène; ce sont le propylène, l'allylène, le butylène, le crotonylène et le térébène.

Dans son *Gas and Petroleum Engines* (1), M. W. Robinson indique les compositions de quelques gaz fabriqués dans les principales villes du Royaume-Uni; nous en extrayons les chiffres suivants :

	H <sup>2</sup>	CO	Az	CH <sup>4</sup>	C <sup>2</sup> H <sup>4</sup>	CO <sup>2</sup>	O
Londres.....	53.14	4.11	3.19	36.55	2.92	0.09	0
Liverpool (cannel).....	36.44	3.39	6.10	44.28	7.90	1.70	0.19
Birmingham.....	40.23	4.05	10.10	39.00	4.76	1.50	0.36
Édimbourg (cannel).....	33.24	6.61	3.64	42.93	12.23	0.35	1.00
Glasgow (cannel).....	39.18	7.14	3.07	40.26	10.00	0.29	0.06

1. Voir page 366.



Un certain nombre d'analyses ont conduit M. Hudelo (1) à attribuer la composition suivante au gaz des différentes usines de la Compagnie parisienne :

	En volume	En poids
H <sup>2</sup> .....	50,1	8,8
CO.....	6,3	15,6
Az.....	2,7	6,7
CH <sup>4</sup> .....	33,1	47,3
C <sup>2</sup> H <sup>4</sup> .....	5,8	14,5
CO <sup>2</sup> .....	1,5	5,8
O.....	0,5	1,4
	100,0	100,0

Lors des essais des moteurs faits à Londres, sous les auspices de la Société des Arts, le gaz employé fut recueilli et analysé par M. Ch. Wilson qui a fait connaître les résultats suivants :

	19 septembre	21 septembre	27 septembre
H <sup>2</sup> .....	50,44	48,56	50,94
CO.....	3,96	4,19	4,58
Az.....	3,98	4,93	3,94
CH <sup>4</sup> .....	37,34	37,73	36,14
C <sup>2</sup> H <sup>4</sup> et carbures lourds.....	3,77	4,07	4,04
CO <sup>2</sup> et O.....	0,51	0,52	0,36
	100,00	100,00	100,00

On le voit, la composition du gaz fourni par une même usine à quelques jours d'intervalle diffère sensiblement.

Dans les diverses expériences du *Gas-Engine Committee*, faites avec du gaz de Manchester, trois analyses ont donné les résultats suivants (2) :

Éléments.	Premier échantillon.	Second échantillon.	Troisième échantillon.
H <sup>2</sup> .....	46,7 volumes.	45,8 volumes.	43,40 volumes.
CO.....	4,8 —	7,0 —	9,46 —
CH <sup>4</sup> .....	36,2 —	34,4 —	33,67 —
Carbures divers.....	4,4 —	4,7 —	4,48 —
CO <sup>2</sup> .....	0,0 —	0,0 —	0,16 —
O.....	0,2 —	1,2 —	0,13 —
Az.....	7,7 —	6,9 —	8,70 —
	100,0 volumes.	100,0 volumes.	100,0 volumes.

Le troisième échantillon pesait 600 grammes par mètre cube à 15° et 760 millimètres de pression ; sa densité était donc égale à 0,47 ; il exigeait théoriquement 5,49 volumes d'air pour sa combustion complète.

1. *Traité de la chaleur*, par Pécelet, 4<sup>e</sup> édition, publiée par M. Hudelo, tome I, page 116.

2. « *First Report to the Gas-Engine Research Committee* », by professor Bursill; in the *proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 27 avril 1898, page 224; « *Second Report...* », 18 octobre 1901, page 27.



Voici, d'après Bryan Donkin, la composition du gaz d'éclairage de plusieurs villes de la Grande-Bretagne, d'Amérique et d'Allemagne (1) :

	Londres	Manchester	Kilmar-nock	Dresde	Hanovre	New-York
H <sup>2</sup> .....	47,99	45,58	43,60	48,70	46,27	39,50
CO.....	3,75	6,64	4,30	8,00	11,19	4,30
CH <sup>4</sup> .....	37,64	34,90	42,80	33,40	37,55	37,30
Carbures divers.....	4,41	6,46	5,55	3,00	3,17	6,60
CO <sup>2</sup> .....	»	3,67	»	1,50	0,81	2,70
Az.....	5,95	2,46	2,70	4,00	1,01	8,20
O.....	0,26	»	1,05	1,40	»	1,40
H <sup>2</sup> S.....	»	0,29	»	»	»	»
TOTAL.....	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

J'emprunte enfin les chiffres suivants à M. Schöttler (2) :

	Koenigsberg.	Heidelberg.	Berlin.
H <sup>2</sup> .....	47,06	41,43	49,75
CO.....	5,20	4,57	9,54
CH <sup>4</sup> .....	38,23	39,49	32,70
Carbures divers.....	6,87	7,77	4,61
CO <sup>2</sup> .....	0,68	0,24	2,50
Az.....	1,96	5,10	0,68
O.....	»	»	0,22
TOTAL.....	100,00	100,00	100,00

Les variations de composition de ces divers gaz de ville sont considérables; l'hydrogène passe de 27,7 volumes à 53,14, alors que l'oxyde de carbone tombe de 13 à 3,39 et le formène de 50 à 33.

Dans ces conditions, est-il vraiment possible de dire quelle est la composition moyenne d'un bon gaz d'usine, répondant aux conditions ordinaires des cahiers des charges, c'est-à-dire donnant un carcel avec une dépense de 105 litres dans un bec Bengel, dans les conditions définies habituellement?

Mes études (3) et de nombreuses analyses m'autorisent à répondre négativement, mais comme il faut pourtant savoir de quoi l'on parle, afin de se donner un sujet concret de raisonnement, je proposerai d'admettre la composition moyenne ci-dessous, sous bénéfice d'inventaire.

ÉLÉMENTS	POIDS SPÉCIFIQUES	TENEUR	
		EN POIDS	EN VOLUME
		Grammes.	Litres.
H <sup>2</sup> .....	0,089	100	1.116,0
CO.....	1,254	150	119,6
CO <sup>2</sup> .....	1,970	4	2,0
Az.....	1,256	120	95,2
CH <sup>4</sup> .....	0,716	440	611,1
C <sup>2</sup> H <sup>4</sup> et analogues.....	1,254	110	88,0
Carbures divers.....	2,5 (?)	76	30,4
TOTAL.....		1.000	2.062,3

1. DONKIN, *A Text-book gas, oil and air engines*, 3<sup>e</sup> édition, page 250; London, 1900.
2. R. SCHÖTTLER, *Die Gasmaschine*, 3<sup>e</sup> édition, page 185; Braunschweig, 1899.
3. « Études sur les moteurs à gaz tonnant », *Annales de chimie et de physique*, 5<sup>e</sup> série, tome XX, 1883.



Le poids du mètre cube de ce gaz serait en conséquence de 488 grammes, ce qui correspond à une densité égale à 0,37 par rapport à l'air.

Le tableau suivant donne les quantités de chaleur dégagées par la combustion des divers éléments, en supposant que la vapeur d'eau produite soit condensée. J'ai pris comme base des calculs les chiffres de Berthelot, et j'ai évalué les pouvoirs calorifiques des gaz par gramme et par litre sur les bases ci-dessous.

*Calories dégagées dans la combustion (vapeur d'eau condensée) :*

	Par gramme.	Par litre.
H <sup>2</sup> .....	34,462	3,09
CO.....	2,439	3,05
CH <sup>4</sup> .....	13,344	9,55
C <sup>2</sup> H <sup>4</sup> .....	12,193	15,29
Autres carbures.....	5,000	12,50

Voici dès lors comment s'établit le pouvoir calorifique de notre gaz :

ÉLÉMENTS	H <sup>2</sup>	CO	CH <sup>4</sup>	C <sup>2</sup> H <sup>4</sup>	CARBURES DIVERS
Volume du combustible.....	1.116 lit. 0	119 lit. 6	611 lit. 1	88 lit. 0	30 lit. 4
— du comburant (oxygène).....	558 lit. 0	59 lit. 8	1.222 lit. 2	264 lit. 0	182 lit. 4
Chaleur dégagée.....	3.446 cal. 0	365 cal. 2	5.836 cal. 0	1.346 cal. 4	380 cal. 0
Produits de la combustion en volumes.....	1.116 lit. 0	»	1.222 lit. 2	176 lit. 0	121 lit. 6
	H <sup>2</sup> O				
	CO <sup>2</sup> .	119,6	611,1	176,0	121,6

Le volume d'oxygène strictement exigé pour la combustion d'un kilogramme de ce gaz d'éclairage est donc de 2.286 litres : le cube d'air équivalent est égal à 10.881 litres; c'est 5,3 fois le volume du gaz employé.

Le nombre total de calories dégagé par la combustion d'un kilogramme de ce gaz est égal à 11.373; cela fait par mètre cube de gaz 5.515 calories, à 0° et 760 millimètres

Tous ces calculs sont relatifs à une combustion sous pression constante, et supposent la vapeur d'eau condensée.

Les chiffres que je viens de produire sont théoriques; ils avaient besoin d'être confirmés par l'expérience. Cette constatation était autrefois d'autant plus nécessaire qu'il existait la plus grande divergence entre les opinions de ceux qui se sont occupés de la question. Grashof estimait le pouvoir calorifique du gaz à 6.000 calories par mètre cube; Rühlmann, à 6.390; Devillez, à 6.100; Schöttler, à 6.000; Ayrton et Perry, à 6.083; Slaby, à 4.875; Richard, à 8.000; Dugald Clerk, à 5.372 et 5.640 pour les gaz de Londres et de Manchester; enfin Steward et Brooks ont conclu à 5.495.

Ces estimations, qui remontent toutes à un grand nombre d'années, nous étonnent aujourd'hui; d'une part, par les divergences d'appréciation qu'elles nous révèlent, d'autre part, surtout par les chiffres élevés qu'elles mentionnent.



Nous sommes loin, à l'heure présente, de pouvoirs calorifiques égaux à .500 calories.

Le pouvoir calorifique du gaz d'éclairage a en effet grandement baissé dans un grand nombre de villes, par suite de l'autorisation accordée aux usines de mêler au gaz de distillation de la houille du gaz à l'eau, produit en faisant passer un mélange d'air et de vapeur d'eau sur du coke incandescent maintenu au rouge-blanc. Cette autorisation, donnée depuis plusieurs années dans les grandes villes américaines; à Londres, Manchester, Édimbourg, Birmingham, Belfast, etc., en Angleterre; dans plusieurs villes allemandes, hollandaises et belges, notamment à Berlin, Amsterdam, Venloo, Bruxelles, etc.; à Cadix, en Espagne; à Marseille, Nice, Chartres, Lyon, Nantes, Roubaix, etc., en France, se généralise et bientôt elle deviendra la loi commune de toutes les grandes cités. Nombreux sont en effet les arguments qui militent en faveur de cette modification aux cahiers des charges imposés par les municipalités aux compagnies gazières. Et d'abord, le coke, qui est le principal sous-produit des usines, et dont la vente est quelquefois difficile, trouve un nouvel emploi dans les usines mêmes, qui deviennent premiers consommateurs de ce résidu important de leur fabrication; d'autre part, la surface des usines et leurs frais d'installation et d'établissement peuvent être réduits dans de notables proportions (1), quand on produit du gaz à l'eau concurremment avec la distillation; les producteurs de ce gaz sont plus élastiques, d'une conduite plus facile, d'un entretien moins dispendieux que les cornues. Bref : le procédé procure un écoulement du coke, une économie de terrain, une diminution des frais d'établissement, une réduction du personnel, une mise en marche facile et rapide, et finalement une production de gaz à meilleur compte (2).

Mais le gaz à l'eau n'a pas de pouvoir éclairant et son pouvoir calorifique est la moitié de celui du gaz de houille. Pour l'emploi aux becs, on se voyait donc obligé de carburer, soit par la décomposition de certaines huiles lourdes, soit par l'addition de vapeurs de benzol; ce dernier procédé était celui qui tendait à prévaloir, parce qu'il était le plus simple et le plus avantageux; les vapeurs de benzol ont d'ailleurs l'avantage de retenir la naphtaline dans le gaz par dissolution et de rendre inutile l'introduction de l'anthracène qui ne laissait pas d'être onéreuse. On maintenait ainsi le titre lumineux du gaz, défini par 130 litres par Carcel au bec papillon et 105 litres au Bengel. Mais la multiplication des manchons Auer a introduit un fait nouveau dans l'industrie gazière; les  $\frac{85}{100}$  du gaz consommé pour faire de la lumière sont aujourd'hui brûlés dans des manchons. Or, on a constaté que la luminosité d'un manchon n'est pas fonction

1. Dans une usine très resserrée et disposant de peu de place pour se développer, on a pu construire des producteurs de gaz à l'eau de 4.500 mètres cubes par vingt-quatre heures, sur l'emplacement d'un vieux gazomètre de 500 mètres cubes, mis hors de service.

2. A Amsterdam, les 1.000 mètres cubes de gaz à l'eau revenaient, en 1905, à 49 francs, carburation comprise, alors que le même volume de gaz de houille coûtait 76 francs.



du pouvoir éclairant intrinsèque d'un gaz et qu'elle est parfaite avec du gaz mixte de distillation et d'eau, même non carburé. Le résultat est certain : dans les comptes rendus des ingénieurs gaziers allemands de 1905, M. Schmidt a démontré qu'un gaz de houille pur de 5.605 calories au mètre cube donnait à un bon manchon Auer un pouvoir lumineux de 74 bougies, alors qu'un gaz mixte, à 40 % de gaz à l'eau, d'un pouvoir calorifique de 5.225 calories, élevait le pouvoir lumineux à 90 bougies : cela tient à ce que la température de combustion de ce mélange est légèrement supérieure à celle du gaz pur, du fait de la moindre quantité d'air comburant dont il a besoin pour une combustion complète. Le manchon Auer a donc fourni un nouvel argument en faveur du mélange de gaz à l'eau dans le gaz de distillation.

Puis ont été découverts les nouveaux procédés connus sous le nom d'auto-carburation, qui consistent à faire passer le gaz à l'eau à travers les cornues de distillation : nous en parlerons ultérieurement.

La pratique des mélanges de gaz à l'eau est, en somme, fort recommandable, et elle se serait généralisée rapidement, si les commissions d'hygiène n'avaient protesté contre l'élévation de la teneur en oxyde de carbone toxique, qui en est la conséquence inévitable (1). Mais cet argument, qu'il ne faut assurément pas traiter par le mépris, puisqu'il s'agit de la santé publique, perd de sa valeur quand on limite le mélange à une proportion déterminée, qui n'augmente pas sensiblement la teneur en oxyde de carbone; le gaz de houille pur en contient de 4 à 8 %, en général, mais cette proportion peut aller à 12 et Wurtz cite dans son *Dictionnaire* une analyse à 13; il n'y a pas d'inconvénient majeur à monter à 18 ou 20. Dans les villes américaines, où le gaz mixte est en usage depuis plusieurs années, on n'a pas constaté que les accidents d'intoxication soient plus nombreux qu'ailleurs.

Le gaz mixte est donc appelé à se répandre de plus en plus, et le pouvoir du gaz de ville est exposé à se tenir dans le voisinage de 5.000 calories. Mais on aurait tort de croire que cet abaissement de pouvoir soit une conséquence forcée de l'auto-carburation; en effet, des essais effectués au mois de mai 1906, à Zevenbergen (Hollande), et dont il a été rendu compte au Congrès de la Société Technique de l'Industrie du gaz en France, ont démontré qu'on peut obtenir du gaz mixte à 5.543 calories en introduisant 20 % de gaz à l'eau Kramer et Aarts dans le gaz de distillation. Ce gaz renfermait 3,8 % de  $C^2H^4$ , 27,8 de  $CH^4$ , 50 de  $H^2$ , 13,9 de  $CO$  : il convenait excellemment à l'alimentation des moteurs. Mais il faut reconnaître que ces résultats étaient exceptionnels et dus à une qualité remarquable de charbon à gaz.

1. Le Conseil d'hygiène et de salubrité du département de la Seine a adopté à l'unanimité, le 2 septembre 1904, la proposition suivante : « Il y a lieu d'inscrire, sur la nomenclature des établissements classés en deuxième classe, la fabrication pour l'usage public et, en troisième classe, la fabrication pour l'usage particulier des combustibles gazeux autres que le gaz de houille et l'acétylène, lorsqu'ils sont employés dans les habitations. » Le classement des fabriques de gaz à l'eau ne dépend donc plus que de l'accomplissement de certaines formalités administratives.



Le pouvoir calorifique du gaz d'éclairage tend aujourd'hui à diminuer pour une autre raison, sur laquelle nous devons insister avant d'aller plus loin : nous voulons parler de la pratique du débenzolage, qui se répandra de plus en plus, parce qu'elle est pleinement justifiée !

Nous manquons, en France, de charbon, et ne sommes pas les seuls au monde qui souffrons de cette misère ; mais on manque plus encore partout de combustibles liquides, notamment d'essences et de benzols. Il nous faudrait, pour les besoins du pays, annuellement quelques centaines de mille tonnes de ces divers produits ; or, nos cokeries et nos usines réunies nous en donnent au plus 30.000 tonnes. Si ces dernières dépouillaient mieux leur gaz du benzol qu'il renferme, il en résulterait une économie d'argent et de charbon, et nous posséderions un produit dont nous avons besoin. Toutes ces considérations militent en faveur du débenzolage.

Voici en quoi consiste cette opération. Les citernes, dans lesquelles on recueille les sous-produits condensables du gaz, renferment du goudron et une grande variété d'huiles légères, desquels on extrayait par distillation du benzol, du toluène, du xylène et autres carbures de la série aromatique, en quantités assez considérables. Ne nous occupons que du benzol : jadis, on ne cherchait pas à s'en procurer plus que n'en donnait l'opération susdite, et le gaz livré à la consommation retenait 94 % de ce que fournissait la distillation de la houille. On y laissait cet important pourcentage, parce qu'il contribuait grandement à son pouvoir éclairant. Aujourd'hui, on en dépouille le gaz par condensation ou autrement. Il en résulte à la fois une diminution de pouvoir éclairant et de pouvoir calorifique. Seul ce dernier point nous intéresse ici : le pouvoir tombe souvent à 4.250 calories (pouvoir supérieur) par l'effet du débenzolage presque complet. Un projet de loi, présenté à la Chambre française, autoriserait nos usines à pousser l'opération jusqu'à 4.700 calories. Ce n'est pas assez : en Belgique, une loi, promulguée le 1<sup>er</sup> décembre 1920, va à 4.250, ce qui est assurément plus logique.

Les avantages qui ressortent de cette nouvelle manière de faire sont multiples : le travail est rémunérateur et l'on peut employer une plus grande quantité de nos houilles indigènes ; on peut pousser la distillation plus loin ; on récupère plus de benzol, et nos seules usines à gaz en produiront 50.000 tonnes par an ; le fonctionnement des moteurs à gaz de ville n'en souffrira pas, au contraire. Enfin, ce pouvoir de 4.250 calories est celui-là même du gaz que fournissent les cokeries de la métallurgie : par suite, gaziers et cokiers seront à même d'unir leurs efforts et de raccorder leurs canalisations de distribution pour les emplois urbains, domestiques et industriels du gaz.

Il résulte de ce qui vient d'être dit que le gaz de ville, d'un pouvoir de plus en plus réduit, différera de plus en plus d'un endroit à l'autre dans sa composition et son pouvoir calorifique, et qu'il devient absolument impossible maintenant de lui attribuer une valeur spécifique moyenne. Une détermination exacte de ce pouvoir s'imposait depuis longtemps dans chaque cas particulier ;



elle est absolument nécessaire maintenant, et la garantie de consommation d'un moteur en gaz de ville, sans dire plus, n'a plus aucun sens.

Abordons la technique de la détermination du pouvoir calorifique du gaz.

Mais il importe d'abord de définir nettement les conditions auxquelles se rapportent les pouvoirs calorifiques des gaz : il doit être entendu qu'ils énoncent le nombre de calories-kilogrammes fournis par la combustion complète et totale d'un mètre cube de gaz pris à 0° et à 760 millimètres de pression, les produits de la combustion étant ramenés à cette même température zéro et à la pression atmosphérique. S'il en est ainsi, il faut logiquement supposer que la vapeur d'eau engendrée est condensée : c'est ce qu'on fait en France. En Angleterre et surtout en Allemagne, l'usage a prévalu de se placer dans l'hypothèse contraire et de considérer que la vapeur n'est pas condensée; cette convention n'est pas indifférente, attendu qu'elle a pour résultat de diminuer notablement le pouvoir. On appelle pouvoir *supérieur* celui qui répond à la condensation, pouvoir *inférieur* celui qui suppose la vapeur non condensée; la différence entre les deux pouvoirs varie avec la composition du gaz. Elle sera d'autant plus grande, que celui-ci renfermera plus d'hydrogène et de carbures d'hydrogène, dont la combustion donne de l'eau. Nous discuterons plus loin les arguments qui nous font envisager de préférence le pouvoir supérieur.

Mais il y a une autre distinction à faire : le pouvoir sera-t-il déterminé à volume constant ou bien à pression constante?

Ce sont encore deux pouvoirs différents, toutefois il est peu de personnes qui se rendent compte des causes de cette différence.

Nous essaierons de les exposer brièvement et avec netteté.

Quand un combustible gazeux brûle, il se contracte généralement et les produits de la combustion, ramenés à la température initiale du mélange du gaz combustible et de son comburant, ont un volume moindre que celui qu'ils avaient avant la réaction, donc une tension moindre. Pour les évacuer dans l'atmosphère, il y a nécessité de développer un travail; l'équivalent en chaleur de l'énergie nécessaire vient par suite en décompte de la chaleur disponible. Voilà pourquoi et en quoi le pouvoir à volume constant  $Q_v$  est plus faible que le pouvoir à pression constante  $Q_p$ .

On pourrait dire encore, que pour ramener les gaz à leur volume initial, il faut les dilater, en leur fournissant du calorique : c'est ce calorique qui est égal à  $Q_p - Q_v$ .

Cette différence entre les deux pouvoirs peut se calculer : elle a une valeur déterminée pour chaque gaz. Prenons le travail comme base du calcul.

Soit  $\tau$  ce travail nécessaire pour évacuer les gaz brûlés dans l'atmosphère et les faire passer du volume  $v_1$  qu'ils occupent à leur volume initial  $v_0$ ;

$$Q_p - Q_v = A\tau,$$

$$\tau = \int_{v_1}^{v_0} p dv = p (v_0 - v_1),$$

puisque  $p$  est constant dans l'opération.



Observons que  $v_1$  est le volume du composé, et  $v_0$  celui des composants.

Or, si nous appelons  $n$  et  $n'$  le nombre d'unités de volume (égaux à 22 l. 32, à 0° et 760 millimètres) du composé et des composants, nous aurons :

$$\begin{aligned} v_0 &= n \times 22,32 (1 + \alpha T) \\ v_1 &= n' \times 22,32 (1 + \alpha T). \end{aligned}$$

Il vient donc :

$$\begin{aligned} Q_p - Q_v &= A\alpha = \frac{1,0333}{1,000} \frac{1}{425} 22,32 (n - n') (1 + \alpha T), \\ &= 0,5424 (n - n') + 0,002 (n - n') T. \end{aligned}$$

Pour la combinaison de l'hydrogène et de l'oxygène, formant de l'eau, la différence des nombres  $n$  et  $n'$  égale  $\frac{1}{2}$ , ce qui donne  $Q_p - Q_v = 0,286$  calories; l'expérience confirme le calcul, attendu que  $Q_p = 34,500$  et  $Q_v = 34,214$  d'après Berthelot, à qui nous empruntons les considérations qui précèdent (1). Pour le formène et l'éthylène,  $n$  est égal à  $n'$  et les deux pouvoirs sont égaux; pour les vapeurs de benzine, le phénomène est interverti. En somme, la différence des deux pouvoirs est assez faible pour le gaz d'éclairage et elle ne dépasse certainement pas 50 calories sur 5.500.

Ces préliminaires posés, voyons comment on peut mesurer expérimentalement le pouvoir d'un gaz donné.

De nombreux savants ont étudié la question.

Et d'abord, rappelons les essais de Favre et Silbermann; ces habiles physiiciens avaient construit un calorimètre, devenu classique, dans lequel ils brûlaient les gaz combustibles en présence de l'oxygène; la chambre de combustion, faite en laiton doré, était disposée dans un récipient de grande dimension, renfermant l'eau dont on mesurait l'élévation de température. Cet ensemble était isolé de l'extérieur par une caisse à double enveloppe d'eau et de substances calorifuges. L'oxygène pénétrait dans la boîte de combustion par un tube, qui débouchait en face d'un second tube amenant le gaz à brûler, de manière à assurer une combustion complète : les produits de la combustion s'échappaient par un troisième tube, qui les conduisait à un serpentin enroulé autour de la boîte à combustion au sein même du liquide du calorimètre. Ces gaz ne s'échappaient qu'après avoir pris la température de l'eau de ce calorimètre. Le poids de combustible brûlé se déterminait par l'analyse et par le dosage des produits de la combustion.

Cet appareil ne paraît pas avoir été employé par Favre et Silbermann pour mesurer le pouvoir calorifique du gaz d'éclairage, mais il convenait de le mentionner, car c'est un instrument original, duquel dérivent tous les autres de ce genre.

1. BERTHELOT, *Essai de mécanique chimique fondée sur la thermochimie*, page 114, Paris, 1879. Les volumes  $n$  et  $n'$  sont rapportés à 2 volumes d'hydrogène, soit au volume de 2 grammes d'hydrogène.



Le calorimètre de Hartley appartient à cette classe de calorimètres et il a été spécialement étudié en vue de la mesure de la chaleur développée par la combustion des gaz. Il se compose d'un réservoir d'eau, muni d'un robinet et alimenté n'importe comment; l'écoulement de l'eau se fait à la sortie du réservoir, par un tube de verre fort large, dans lequel est immergé un thermomètre donnant à tout instant la température du liquide. Cette eau se rend d'abord dans un cône métallique creux, entourant un brûleur Bunsen, qui est disposé en dessous d'un calorimètre; du cône, elle passe à ce calorimètre et elle s'écoule enfin dans un réservoir placé à côté. Ce calorimètre est pourvu de larges ailettes se prêtant à une meilleure absorption de la chaleur; il est surmonté d'une cheminée en cuivre qui évacue les gaz brûlés. Le gaz d'éclairage est débité par un compteur donnant un litre et demi par tour; avant d'arriver au bec brûleur, il traverse encore un régulateur de pression très sensible. Des thermomètres de précision sont disposés à l'entrée et à la sortie de l'eau dans le calorimètre, à l'arrivée du gaz et dans la cheminée de dégagement des produits de la combustion.

On brûle généralement 42 litres de gaz à l'heure; mais un essai de dix minutes suffit et l'on ne dépense donc que 7 litres chaque fois. Le courant d'eau et le débit du gaz sont réglés de façon à ce que l'élévation de température ne dépasse pas 3 à 4 degrés centigrades : cette condition étant réalisée, on procède aux expériences. Pour cela, on note l'indication du compteur et l'on ouvre le robinet d'évacuation de l'eau.

Pendant toute la durée de l'épreuve, il faut relever les températures à intervalles réguliers de temps, de manière à avoir le plus grand nombre possible de chiffres. Lorsque le compteur marque une consommation de 7 litres, on arrête l'essai, et l'on recueille l'eau mise en œuvre, pour la peser ou la jauger. Le poids de cette eau, multiplié par l'élévation de température et divisé par 7, donne le pouvoir calorifique du gaz en calories par litre.

Mais un certain nombre de corrections s'imposent :

1° Le corps du calorimètre rayonne de la chaleur quand la température est supérieure à celle du milieu ambiant : M. Hartley évalue cette perte à 0,00252 calorie par minute et par degré Fahrenheit, soit 0,0014 calorie par minute et par degré centigrade;

2° Quelquefois il peut arriver que le corps du calorimètre reste à une température inférieure à celle de l'air extérieur; dans ce cas, il y a un gain de 0,0035 calorie par minute et par degré centigrade de différence;

3° La perte de chaleur pour l'air fourni au brûleur est négligeable;

4° Le brûleur Bunsen est si bien entouré, qu'il n'y a qu'une perte négligeable par rayonnement.

Cet instrument a une valeur réelle, si nous nous en rapportons à ce que M. Love en a dit à une réunion de l'*American Gas Light Association* ;



cette conférence a été reproduite par le *Journal du Gaz et de l'Electricité* (1).

M. Hugo Junkers en a établi un autre, qui n'en diffère pas grandement, mais qui impose moins de corrections.

Dans cet appareil, un bec de gaz, à combustion aussi complète que possible, dont la consommation est déterminée par un gazomètre très exact, brûle au milieu d'une enceinte dont la paroi est traversée par un courant d'eau, coulant continuellement et à une vitesse constante; on règle la dépense du bec et le débit du liquide de manière à ce que la température de l'eau demeure stationnaire. Les produits de la combustion traversent, à leur sortie de la chambre de combustion, une série de tubes métalliques entourés par l'eau du calorimètre et présentant une surface de refroidissement suffisante pour que les gaz ne s'échappent du calorimètre qu'après avoir pris sensiblement la température de la pièce dans laquelle on opère.

Pour obtenir un écoulement constant de l'eau, le liquide traverse d'abord un petit récipient à déversoir avec réglage de niveau par un trop-plein : la différence de niveau, qui provoque le mouvement de l'eau, ne varie donc pas au cours de l'expérience et la vitesse s'établit et reste uniforme. Sur le parcours du liquide, se trouve un robinet par lequel on introduit une résistance permettant de modifier le débit à volonté : la masse d'eau en circulation varie donc au gré de l'expérimentateur.

De plus, pour assurer un parfait mélange de l'eau du calorimètre, on lui fait traverser quelques chicanes constituées par des plaques perforées.

Le calorimètre est protégé contre les déperditions par une enveloppe nickelée polie, qui ménage un coussin d'air entre les deux surfaces métalliques en présence.

Deux thermomètres très sensibles et parfaitement d'accord sont disposés à l'entrée de l'eau, à sa sortie et dans le tuyau d'échappement des gaz brûlés. On détermine le poids d'eau qui a passé en la recueillant dans un réservoir dont la tare a été soigneusement faite avant l'essai et qu'on pèse, après qu'il s'y est amassée une masse d'eau suffisante.

Il importe d'assurer un écoulement régulier de l'eau et de mesurer très exactement l'élévation de température qu'elle subit à la traversée du calorimètre; d'autre part, le volume de gaz brûlé, sa pression et sa température à l'entrée du compteur doivent faire l'objet d'une détermination précise.

On recueille l'eau condensée dans la combustion dans une éprouvette disposée sous le calorimètre. Cette donnée est très utile, car elle permet d'apprécier la richesse du gaz en hydrogène et en carbures, et de faire intervenir dans le calcul du pouvoir calorifique la chaleur de vaporisation de l'eau. Toutefois c'est le pouvoir du gaz à vapeur d'eau condensée qui est celui dont on doit tenir compte dans l'établissement des bilans des moteurs.



Pour faire une observation, il faut d'abord régler les débits d'eau et de gaz, s'assurer que la charge reste constante, qu'il n'y a pas de perte de chaleur, et, en un mot, que l'opération ne nécessite aucune correction : on lit alors les index du compteur, on relève les températures, puis on commence l'essai en manœuvrant le robinet à deux voies. Il faut déterminer le volume du gaz écoulé, le poids d'eau débité et les températures initiale et finale de l'essai : le pouvoir se déduit de ces données par une formule dont les paramètres ont été établis par le constructeur.

Nous croyons utile de donner un exemple des calculs à faire.

Consommation de gaz.....	10 litres.
Pression du gaz en centimètres d'eau.....	24
— barométrique.....	750 mm. 16
Température du compteur.....	11°,75
Poids d'eau de circulation.....	5.750 grammes.
Température moyenne de l'eau } à l'entrée.....	12°,4
} à la sortie.....	21°,9
Différence.....	9°,5
Température des gaz brûlés à la sortie.....	16°,7
Poids d'eau condensée.....	7,78 grammes.

*Calculs :*

1° Sans tenir compte de l'eau condensée (pouvoir supérieur) :

Calories par 10 litres.....	5,750 × 9,5 = 54,62
— par mètre cube à 11°,75 et 750 millimètres.....	= 5462
— par mètre cube à 0° et 760 millimètres....	5462 $\frac{760}{750}$ (1 + α 11°,75)
	= 5462 × 1,0569
	= 5783

2° En tenant compte de l'eau condensée (pouvoir inférieur) :

Eau condensée par litre de gaz.....	0 gr. 778
— mètre cube.....	0 kg. 778
Calories par kilogramme de vapeur à 16°7 = 606,5 + 0,305 × 16,7 = 611,6	
— du gaz par mètre cube à 11°,75 et 750 mm. = 5783 — 611,6 × 0,778	
	= 5307

La différence entre les deux pouvoirs supérieur et inférieur de ce gaz atteint donc 476 calories.

Le calorimètre Junkers possède l'avantage de bien se prêter aussi à la mesure du pouvoir calorifique des pétroles.

Nous compléterons donc cette description du procédé en donnant les chiffres relevés dans un essai de pétrole; nous les empruntons au mémoire de M. Schöttler publié à la suite de ses remarquables expériences sur le moteur Diesel.

Poids du pétrole brûlé dans le calorimètre.....	15 grammes.
— d'eau de circulation.....	9.600 —
Eau condensée.....	21 —
Température de l'air extérieur.....	19°,6
— des gaz à la sortie du calorimètre.....	17°,5
Température de l'eau de circulation. <i>i</i> à l'entrée.....	9°,584
<i>i</i> à la sortie.....	26°,758
Élévation de température.....	17°,174
Pouvoir calorifique supérieur en calories par kilog....	10.991,36
Chaleur latente de l'eau condensée.....	866,60
Pouvoir calorifique inférieur.....	10.124,76



Le calorimètre Junkers possède de sérieuses qualités qui expliquent la faveur dont il a été l'objet, surtout dans son pays d'origine (1).

Toutefois qu'il nous soit permis de constater que l'appareil de notre collègue allemand ne possède pas toujours la rigueur que quelques-uns lui prêtent; il ne la réalise sûrement qu'au prix de précautions multiples, que l'on néglige trop souvent et qui diminuent la simplicité de son application. Nous voudrions mettre ce point en lumière.

De nombreux essais, et notamment ceux que M. Slaby a poursuivis dans le laboratoire de Charlottenbourg, ont démontré que le calorimètre Junkers peut donner, pour le gaz de ville, des pouvoirs calorifiques supérieurs (vapeur d'eau condensée) exacts à 0.4 %, lorsqu'on s'entoure de toutes les précautions requises : il fournit les pouvoirs inférieurs avec une approximation moindre, attendu que la mesure de la quantité d'eau condensée présente des difficultés spéciales et se trouve exposée à certains aléas; mais en redoublant de soins, cette donnée peut elle-même être obtenue dans de bonnes conditions. L'instrument, manié par des mains expertes, peut donc conduire à des résultats précis : mais c'est alors un instrument de laboratoire dont la manipulation doit être faite comme en laboratoire. Or, le plus souvent, le calorimètre Junkers est installé dans le voisinage des gazogènes et des moteurs, au milieu de grandes salles, dans les courants d'air chaud produits par les volants et d'air froid venus de l'extérieur; on l'alimente d'eau, dont la température n'est pas toujours uniforme, ni constante; sa température est quelquefois assez inférieure à celle de l'air ambiant et cet air est souvent assez humide pour qu'il y ait lieu de craindre que la condensation de la vapeur de l'atmosphère ne s'ajoute à celle de la vapeur produite par la combustion. Bref : les conditions de l'opération industrielle ne répondent plus à celles qui sont requises pour assurer l'exactitude rigoureuse des chiffres relevés. C'est ainsi que s'expliquent les divergences observées quelquefois entre les pouvoirs déterminés à la bombe et aux calorimètres Junkers, Hartley et autres du même genre : il ne faut pas en accuser les calorimètres, ni les opérateurs, mais la responsabilité en incombe aux modes d'emploi des appareils et aux difficultés qu'ont rencontrées ceux qui en ont fait usage. Il n'est donc pas étonnant que des cahiers des charges aient imposé de déterminer à la bombe les pouvoirs des gaz, lors des essais de puissance, de consommation et de rendement des moteurs; les installations de fortune des calorimètres à côté des machines ne sont pas de nature à donner des résultats précis, qu'on puisse faire figurer dans un procès-verbal officiel.

C'est pour les gaz très pauvres, et en particulier pour les gaz de hauts fourneaux, que les écarts entre bombes et calorimètres sont les plus marqués : en effet, dans ce cas, les calorimètres réalisent assez difficilement les combustions complètes, qui sont nécessaires pour fournir un pouvoir exact. Il est aisé de

1. Les calorimètres analogues, Simmance, Keller, Lecomte, etc., sans doute moins habilement présentés au public, ont eu moins de succès.



s'en assurer, en constatant, à l'aide d'un papier imprégné de chlorure de palladium, la présence d'oxyde de carbone dans les gaz brûlés : ce papier, placé dans la cheminée d'échappement du calorimètre, noircit alors rapidement. Je l'ai constaté plusieurs fois.

On corrigerait aisément cet inconvénient, disent les partisans des calorimètres, en surveillant avec plus de soin le réglage de la flamme du brûleur Bunsen, et en poursuivant des tâtonnements méthodiques en vue d'obtenir un régime de combustion parfaite. Rien n'est plus difficile. On allume le brûleur avant de l'introduire dans l'appareil : en agissant habilement sur l'arrivée de gaz et d'air, on obtient enfin au cœur de la flamme ce cône obscur, teinté de violet, qui caractérise les bonnes combustions des becs Bunsen ; on a le droit de croire que le réglage est alors opéré et qu'on fera de bonnes lectures. Mais le régime de combustion peut se modifier complètement, lorsque la flamme brûlera à l'intérieur du calorimètre, et, de fait, cela arrive, ainsi qu'on le constate par le chlorure de palladium ; il ne noircissait plus sensiblement au-dessus de la flamme à l'air libre, il noircit davantage quand on l'introduit dans la cheminée de l'appareil. Il faut donc opérer un nouveau réglage du brûleur, lorsqu'il est dans le calorimètre, et c'est particulièrement ingrat, attendu qu'on ne voit plus directement le cône intérieur ; on y parvient plus ou moins bien ; on peut d'ailleurs y réussir parfaitement à un moment donné pour une valeur déterminée de la pression et de la richesse du gaz, sans être certain d'avoir encore une combustion complète un instant après, lorsque les conditions du gaz auront changé.

Il existe, il est vrai, des tours de main qui peuvent être utilisés : ainsi, M. Wagener (1) a observé qu'il faut admettre le minimum de gaz, soit au plus 3 à 3,5 litres par minute ; la flamme brûlant à l'air libre, cet ingénieur ferme entièrement les trous d'air du Bunsen, et il les ouvre légèrement après introduction dans le calorimètre. Cette pratique est justifiée par des faits et elle peut être recommandée : elle expose à des extinctions brusques, qui obligent de recommencer une expérience, mais n'ont pas d'autre inconvénient.

Malgré toutes les précautions prises, j'ai constaté que les pouvoirs déterminés au Junkers sont un peu moindres que ceux que me donne la bombe, lorsque j'opère avec adjonction d'un léger excès d'oxygène comburant ; de la sorte je suis sûr d'obtenir une combustion complète, avec les gaz les plus pauvres.

Je n'ai pas été seul à observer ces écarts, qui ont été étudiés par M. Naegel à l'occasion de ses belles expériences sur un moteur Kœrting (2) : cet habile ingénieur, qui opérait à  $\frac{1}{2}$  % près, à l'aide du calorimètre Junkers, donc dans de très bonnes conditions, a relevé des différences de 10 à 15 % entre les résultats de l'analyse et du calorimètre. Il a attribué comme moi ces divergences à

1. WAGENER, *Beiträge zur Frage der Kraftgasverwertung ; Zeitschrift des Vereins*, 10 novembre 1900.  
2. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, tome LI, page 1411, 7 septembre 1907.



une combustion incomplète de certains gaz et surtout du méthane, lorsqu'il est en faible proportion.

Les appareils Hartley et Junkers donnent directement le pouvoir calorifique du gaz à pression constante et non pas à volume constant : nous avons dit que ce dernier est un peu plus faible.

Les bombes fournissent au contraire les pouvoirs à volume constant ; c'est le pouvoir qu'il faut connaître pour calculer le rendement des moteurs à explosion.

Ce procédé de la bombe calorimétrique a été inauguré par Andrews en 1848 et appliqué maintes fois par Berthelot. En faisant détoner dans une bombe un mélange tonnant d'air et de gaz, effectué dans des proportions connues, et en mesurant au calorimètre la chaleur dégagée dans la réaction explosive, on détermine sûrement le pouvoir calorifique du gaz proposé.

J'ai modifié ce procédé de manière à le rendre aussi simple que possible : ma bombe eudiométrique est plus facile à manier, elle se prête au remplissage sur la cuve à mercure et supprime l'emploi d'une pompe pour l'introduction et l'extraction du gaz (1).

La figure 27 représente cette bombe en demi-grandeur d'exécution ; elle est formée d'un cylindre d'acier A de 60 millimètres de diamètre intérieur, sur environ 2 millimètres d'épaisseur ; sa hauteur est de 90 millimètres, ce qui lui donne une capacité d'environ 255 centimètres cubes. Deux couvercles CC sont vissés sur le cylindre et en effectuent la fermeture hermétique, par simple interposition d'un papier huilé. Le couvercle supérieur porte l'excitateur d'étincelle *e* ; le couvercle est muni d'une soupape auto-clave D, qui débouche dans un ajutage cylindrique de 27 millimètres de diamètre. Ce second couvercle présente une déclivité de la circonférence au centre, de manière à faciliter l'écoulement complet du mercure par l'ouverture centrale. Toutes les surfaces sont nickelées ; les poids de l'acier et du nickel ont été relevés par le constructeur, de manière à permettre l'évaluation par le calcul du *poids en eau* de l'appareil.

Cette bombe étant complètement remplie de mercure, est renversée sur ce liquide à la façon d'une éprouvette ; le mélange tonnant y est introduit, en le transvasant d'une cloche, dans laquelle il a été préparé à l'avance, par l'intermédiaire d'un tuyau de caoutchouc ; le gaz passe, grâce à une pression déter-

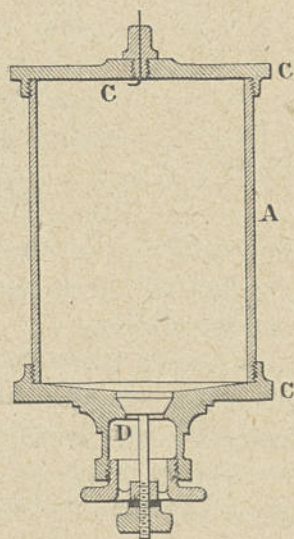


Fig. 27. — Bombe Witz.

1. J'ai décrit mon procédé dans les *Annales de chimie et de physique*, 6<sup>e</sup> série, tome VI, octobre 1885 ; Scheurer-Kestner l'a mentionné dans son ouvrage sur le *Pouvoir calorifique des combustibles* (Paris, 1896), et il est décrit dans *The Caloric Power of fuels* de Herman Poole (New-York, 1898).



minée, dans la cloche. La forme conique du fond permet à la bombe de se vider complètement et de se remplir entièrement de gaz tonnant, à une pression légèrement supérieure à celle de l'atmosphère; on rétablit l'égalité en desserrant un peu la soupape D, pendant un instant très court, de manière à livrer issue à l'excès de gaz; il faut que cette opération se fasse en tenant la bombe verticalement dans la position de la figure. On lit au baromètre la pression atmosphérique, au  $\frac{1}{10}$  de millimètre, et l'on prend pour température du gaz celle de la cuve à mercure.



Fig. 28.  
Ampoule Witz.

Le mélange tonnant est préparé sur la cuve à eau, en se servant de l'ampoule de verre figurée ci-contre. Cette ampoule, fermée par un robinet R à la partie supérieure, se termine à la partie inférieure par un bout effilé; le gaz ou l'air arrive par le haut, à travers un tuyau de caoutchouc, et il se substitue lentement à l'eau qui s'écoule par le bout. Mes ampoules jaugent de 200 à 500 centimètres cubes et l'erreur commise à chaque remplissage est certainement inférieure à 15 millimètres cubes. On vide ensuite le contenu dans une cloche, en glissant l'ampoule en dessous, dans l'eau, et en ouvrant le robinet R. Si l'on mêle 7 ampoules d'air et 1 ampoule de gaz, on a un mélange tonnant au  $\frac{1}{8}$ : c'est la proportion que j'emploie habituellement pour les gaz de ville; pour les gaz pauvres, je forme de préférence un mélange de un pour un, l'air étant souvent additionné d'oxygène, pour assurer une combustion complète.

La bombe étant chargée, je l'introduis dans un calorimètre renfermant près d'un litre d'eau, de manière à l'y noyer, et je fais passer l'étincelle: l'explosion a lieu sans aucun bruit, la température s'élève d'une quantité  $\delta$  et il est aisé d'en déduire la quantité de chaleur dégagée. Chaque division de mon thermomètre équivaut à  $0^{\circ},01502$ ; je l'observe au viseur, à distance, et en divisant chaque intervalle au  $\frac{1}{10}$  j'apprécie le millième et demi de degré.

Il est à noter que le mélange formé sur la cuve à eau est saturé de vapeur d'eau à la température de cette cuve; il en résulte que la vapeur d'eau formée dans l'explosion se condense nécessairement dans la bombe, si toutefois la température finale du calorimètre est la même que celle de la cuve à eau; au cas où la température serait légèrement différente, il y aurait lieu à correction, mais elle est négligeable pour un écart de 2 à 3°, qu'on n'atteint jamais quand l'opération est faite dans de bonnes conditions (').

Voici un exemple des calculs à faire pour une opération calorimétrique :

1. Avec les gaz de la pile, la température de la cuve étant de  $13^{\circ},97$  et celle du calorimètre  $14^{\circ},40$ , le pouvoir de l'hydrogène trouvé par l'expérience devrait être augmenté de 2 calories sur 34,500.



*Mélange de 1 gaz de ville et 6 d'air.*

Poids d'eau : 999 gr. 865.

Poids en eau du calorimètre, de la bombe et du thermomètre : 120 gr. 994.

Poids total d'eau : 1.120 gr. 859.

Élévation de température : 0°,1627.

Température initiale du gaz : 15°.

Pression atmosphérique : 776 mm. 2.

Chaleur dégagée : 0 calorie 1824.

Telle est la chaleur développée par la combustion d'un volume de gaz égal au  $\frac{1}{7}$  du volume de la bombe, lequel est exactement en litre 0,2568; quelle serait la chaleur donnée par 1 mètre cube de gaz, à 0° et 760 millimètres de pression?

Le calcul est aisé :

$$P = \frac{760}{776,2} \frac{(1 + \alpha \cdot 15) 7 \times 1000}{1} \frac{0,1824}{0,2568} = 5136 \text{ calories.}$$

Le pouvoir de ce gaz est donc de 5.136 calories à volume constant, vapeur d'eau condensée à 15°.

Il ne m'appartient pas de dire du bien de cet appareil que j'ai créé; qu'il me soit permis toutefois de faire observer qu'il n'exige aucune manœuvre de pompe; la pression du mélange se lit au baromètre avec la précision que comporte cet instrument; la bombe est entièrement immergée dans l'eau du calorimètre et j'évite ainsi des corrections d'une exactitude discutable. Les dimensions de la bombe que j'ai décrite sont, je le reconnais, un peu trop restreintes, mais cet inconvénient pourrait être corrigé aisément; il est d'ailleurs racheté par la précision de la méthode, qui ne comporte qu'une très faible correction de température. On peut opérer avec de l'air ou avec de l'oxygène; j'ai fréquemment recours à un mélange d'air et d'oxygène.

Le prix élevé des bombes Berthelot a amené M. Mahler à substituer au vase de platine un récipient en acier, émaillé à l'intérieur, beaucoup moins coûteux; cet instrument qui a eu grand succès est parfaitement approprié à la détermination des pouvoirs des combustibles solides, mais il perd une partie de ses avantages, quand on l'applique à la combustion des gaz.

Voici comment fonctionne la bombe Mahler : le combustible est brûlé dans l'oxygène pur, sous une pression considérable, dans une bombe de 654 centimètres cubes de capacité, pouvant résister à une pression de 5.500 kilogrammes par centimètre carré. La combustion est instantanée et tout le calorique développé est absorbé par le métal de la bombe et par l'eau du calorimètre dans lequel il est immergé.

Cette bombe est faite en acier supérieur demi-doux, forgé sur mandrin; elle est nickelée extérieurement et émaillée à l'intérieur. L'obturation est opérée



par un bouchon à vis, serrant une rondelle de plomb : le bouchon porte un robinet à vis conique, par lequel on introduit l'oxygène comburant. Il est traversé par une électrode bien isolée, prolongée à l'intérieur par une tige de platine terminée par un petit fil de fer jouant le rôle d'amorce.

Le comburant est emprunté à un tube d'oxygène : on l'emploie sous une pression de 25 atmosphères (1).

Quand on opère sur un combustible solide, on le broie finement et l'on en introduit 1 gramme dans une capsule de platine suspendue dans la chambre de combustion : la mise de feu est opérée par une spirale de fil de fer fin, portée à l'incandescence par un courant de 2 ampères environ.

La détermination du pouvoir calorifique d'un combustible liquide se fait de même, ce liquide étant renfermé dans une ampoule de verre mince à pointes effilées, par où passe l'amorce électrique.

Pour les gaz, on fait le vide dans l'obus, puis on y introduit le gaz; on y refait le vide une seconde fois, et on le remplit définitivement de gaz sous la pression atmosphérique : l'oxygène est ajouté ensuite, sous cinq atmosphères de pression pour le gaz de ville, une demi-atmosphère pour un gaz pauvre de gazogène.

Quand on ne dispose pas d'une machine pneumatique, on se contente de remplir d'abord l'obus d'eau, pour chasser l'air avant d'y laisser pénétrer le gaz combustible.

M. Mahler a fait des expériences à l'usine de la Compagnie parisienne de La Villette, et nous croyons intéressant de faire connaître les résultats qu'il a obtenus; nous les rapprocherons de ceux qui ont été relevés par lui sur le gaz de Commentry et sur du gaz obtenu avec du *Cannel coal*.

	GAZ de Cannel	GAZ de Commentry	GAZ de La Villette
Vapeur de benzol.....	1,53	1,11	1,09
Autres carbures absorbables par le brôme.....	14,03	3,88	3,28
CH <sup>4</sup> et Az.....	38,00	33,56	33,09
H <sup>2</sup> .....	30,41	49,44	50,88
CO.....	11,09	9,15	8,86
CO <sup>2</sup> .....	3,85	1,87	1,80
O.....	1,09	0,99	1,00
TOTAL.....	100,00	100,00	100,00
Densité.....	0,6367	0,4040	0,4033
Poids spécifique.....	0,8232	0,5223	0,5215
<i>Pouvoir supérieur à volume constant.</i>			
Au kilogramme.....	7.735 c.	11.111 c.	10.744 c.
Au mètre cube à 0° et 760 millimètres.....	6.365	5.804	5.602

1. Dans les comptes rendus de l'Académie des sciences (17 novembre 1902), Berthelot avait fait observer que l'oxygène du commerce peut renfermer de l'hydrogène et autres combustibles résultant de sa préparation ou de la manutention qu'il a subie; on l'en débarrasse en le faisant passer à travers un tube de cuivre chauffé au rouge. L'hydrogène est l'impureté habituelle de l'oxygène obtenu par électrolyse; Berthelot estime qu'un litre en contient environ 0,06 milligramme, pouvant dégager au plus 2 à 3 calories. Dans une détermination à la bombe Berthelot, la chaleur ainsi gagnée ne dépasse pas 17 calories, en donnant lieu à une erreur de 2 à 3 millièmes dans les cas ordinaires. L'erreur est donc négligeable.



M. Mahler avait conclu de ces essais qu'on pouvait, dans les calculs, adopter 5.600 calories pour la chaleur de combustion d'un gaz de pouvoir éclairant normal; ce chiffre était un peu fort à l'époque, et il l'est bien plus aujourd'hui.

Les essais à la bombe doivent être préférés à tous autres dans les essais de précision.

Ils se font nécessairement dans le calme du laboratoire, sur des échantillons prélevés en bouteille; ces flacons doivent être hermétiquement fermés par d'excellents bouchons de liège paraffinés à l'avance, pour devenir imperméables; on recouvre du reste le goulot d'une épaisse couche de paraffine, comme on le fait pour du vin cacheté. Il n'est pas inutile d'effectuer le prélèvement sur de l'eau salée, dont le pouvoir dissolvant est moindre pour les gaz. Quant au peu de liquide renfermé dans la bouteille, il est en quantité trop faible pour produire une absorption appréciable et il assure l'étanchéité de la fermeture, la bouteille étant maintenue goulot en bas.

Une longue pratique de cette opération et une comparaison souvent répétée des pouvoirs déterminés à la bombe avec ceux que fournit l'analyse chimique m'a permis de constater entre eux un accord extrêmement satisfaisant; ainsi la différence du pouvoir moyen d'une centaine de prises, effectuées aux Aciéries de Longwy et traitées contradictoirement par une bombe eudiométrique et par l'analyse, n'a pas atteint 6 calories sur 980; cette différence était encore positive et elle devait l'être, car les procédés d'absorption employés par les chimistes les exposent toujours à laisser échapper quelques éléments combustibles.

Les méthodes que nous venons de décrire sont des procédés directs de mesure du pouvoir calorifique des gaz; il existe aussi un procédé indirect.

Ce procédé est dû à M. Schilling, dont la haute compétence dans la question du gaz est indiscutable. M. Slaby l'a transformé et rendu pratique par les considérations théoriques et les moyens opératoires qui suivent.

L'analyse d'un gaz d'éclairage est une opération assez simple, quand on se borne à la recherche de  $H^2$ ,  $CO$  et  $CH^4$ ; elle devient fort délicate, quand on se propose de déterminer la proportion relative des carbures lourds absorbables par le brome ou l'acide sulfurique fumant, tels que notamment l'éthylène, le butylène et le térébène. Généralement, on évalue leur proportion *in globo*, comme nous l'avons fait ci-dessus; mais cette évaluation est arbitraire et elle peut faire commettre une erreur de 8 % dans le calcul du pouvoir calorifique. M. Slaby cherche à rendre le calcul plus sûr, en supprimant cette incertitude, et il y parvient élégamment par des mesures de densité. Soit un gaz d'éclairage de poids spécifique égal à 0,528, renfermant 3,29 % de carbures lourds et 2,54 % d'acide carbonique; faisons-lui traverser de l'acide sulfurique fumant et de la potasse pour le dépouiller des carbures et de  $CO^2$ ; après l'opération, son poids spécifique est devenu par exemple, égal à 0,445. Appelons  $x$  la densité des carbures



lourds; il est possible de calculer  $x$  par les données précédentes, car on a évidemment :

$$0,0329 x + 0,0254 \times 1,969 + (100 - (3,29 + 2,54)) 0,445 = 0,528.$$

Il vient donc :  $x = 1,75$ .

C'est le poids spécifique moyen des carbures lourds renfermés dans le gaz; or, le pouvoir calorifique des carbures lourds est facile à déduire de leur poids spécifique, car il est proportionnel à ce poids spécifique; on a, en effet :

$$P = 100 + 10,5 \times x.$$

Toute la question est donc ramenée à deux mesures de densité : on les fait sans peine, soit par l'appareil de Bunsen, soit par celui de M. Schilling, soit par la balance de M. Lux.

La méthode de M. Slaby est fort ingénieuse et très exacte, mais elle exige une analyse, deux mesures de densité et un calcul.

Souvent on recourt à l'analyse chimique du gaz pour calculer son pouvoir; connaissant sa composition, ainsi que la chaleur de combustion de ses éléments, il n'y a qu'à additionner les produits obtenus pour chaque gaz.

Ce procédé présente un grand intérêt pour les théoriciens qui poursuivent l'étude du moteur à gaz; il faut reconnaître que cette analyse est longue et délicate et le plus souvent au-dessus des moyens des ingénieurs qui auraient besoin de la faire. Mais il existe des laboratoires spécialement organisés en vue de ce genre de travaux.

Nous n'entreprendrons pas de traiter ici cette question si difficile d'une analyse complète d'un mélange de nombreux gaz et de vapeurs, mais nous sommes obligés d'en faire connaître les grandes lignes et les procédés les plus pratiques.

Bornons-nous à considérer un mélange formé de  $H^2$ ,  $CO$ ,  $CH^4$ ,  $C^2H^4$ ,  $CO^2$  et  $Az$ , et quelquefois de  $H^2S$ .

On peut procéder par la méthode des absorbants, qui donne le moyen de séparer successivement les éléments du mélange.

M. Vivian Lewes a poursuivi de patientes et savantes recherches dans le but de faciliter ce travail; les résultats en ont été communiqués par l'auteur à la Société de Chimie industrielle de Londres.

Ce savant a cherché à établir la manière dont on peut employer les différents réactifs d'absorption pour opérer une analyse d'un gaz de houille; il a commencé par déterminer la durée de contact nécessaire pour absorber un gaz par son dissolvant approprié. Il a trouvé les résultats suivants :

<i>Oxygène.</i>			
Absorbant : pyrogallate alcalin.			
Quantité absorbée en volume	sans agitation	10 minutes.....	84,2 %
		20 m.....	84,4
	avec agitation	10 m.....	92,6
		20 m.....	100,0



*Oxyde de carbone.*

Absorbant : chlorure cuivreux acide (1).

Quantité absorbée en volume	sans agitation	10 m.....	83,1 %
		20 m.....	90,0
	avec agitation	10 m.....	98,8
		20 m.....	100,0

*Ethylène.*

Absorbant : brôme dans bromure de potassium.

Quantité absorbée en volume	sans agitation	10 m.....	99,2 %
		20 m.....	100,0
	avec agitation	10 m.....	100,0
		20 m.....	100,0

*Ethane (hydrure d'éthyle).*

Absorbant : huile de paraffine.

Quantité absorbée en volume	sans agitation	10 m.....	82,1 %
		20 m.....	89,2
	avec agitation	10 m.....	100,0
		20 m.....	100,0

*Gaz des marais (formène).*

Absorbant : huile de paraffine.

Quantité absorbée en volume	sans agitation	10 m.....	19,6 %
		20 m.....	36,9
	avec agitation	10 m.....	64,2
		20 m.....	66,7

Sauf dans ce dernier cas, les absorbants conviennent donc parfaitement à leur usage.

Voici dès lors comment M. Lewes propose d'opérer.

On absorbe d'abord  $\text{CO}^2$  et  $\text{H}^2\text{S}$  par une solution d'hydrate de soude à 50 %; il faut dix minutes d'agitation.

L'oxygène est ensuite absorbé par le pyrogallate; vingt minutes sont nécessaires avec agitation.

On passe aux hydrocarbures non saturés, qu'on fixe par la solution de brome dans le bromure de potassium; avec une bonne agitation, on attendra vingt minutes.

La vapeur de brome restante sera éliminée par une opération avec l'hydrate de soude, avant de procéder à la lecture des volumes.

L'oxyde de carbone a un absorbant énergique dans le chlorure cuivreux acide (et non pas ammoniacal, lequel agit moins vite et moins sûrement); il est indispensable d'attendre vingt à trente minutes en agitant fréquemment. Mais le chlorure ne devra pas être employé plus de deux fois avec des gaz contenant 20 % de  $\text{CO}$ , ni plus de quatre fois avec n'importe quel gaz de houille.

On traite ensuite par l'huile de paraffine pour absorber une partie des hydrocarbures saturés; il faut trente minutes pour compléter leur élimination.

1. Ce produit s'obtient d'après M. de Saint-Martin, en faisant digérer à froid 40 grammes de tournure de cuivre et 40 grammes de bioxyde dans 450 grammes d'acide chlorhydrique. L'absorption de  $\text{CO}$  donne  $3 \text{ CO}$ ,  $2 \text{ Cu}^2 \text{ Cl}^2 + 7 \text{ H}^2 \text{ O}$  (Berthelot).



Le résidu ne peut plus être analysé que par l'eudiomètre; on le mélangera donc d'un excès d'oxygène et l'on produira l'explosion; l'acide carbonique formé sera absorbé par l'hydrate de soude; on en déduit le volume du carbure non absorbé dans l'opération précédente par l'huile de paraffine. Il reste un excès d'oxygène et de l'azote. L'hydrogène se dose par différence.

La méthode que nous venons de décrire laisse assurément encore à désirer, mais elle est rapide et relativement facile, et elle peut rendre de sérieux services aux gaziers et aux ingénieurs : en veillant à ne pas perdre de gaz dans les transports d'une éprouvette à l'autre, on arrive à des résultats suffisamment approchés pour les applications.

Une analyse plus difficile à faire que celle du gaz de ville est celle des gaz de gazogènes, car les gaz absorbables sont alors mêlés d'un grand volume d'azote inerte : on surmonte cette difficulté en prolongeant la durée du contact et en redoublant de soins.

Mais quand on se propose d'analyser les gaz brûlés, les méthodes ordinaires d'absorption deviennent insuffisantes. M. Lewes les modifie alors en employant de l'amiante au palladium pour absorber à chaud l'hydrogène et l'oxyde de carbone. Il importe de débarrasser d'abord le gaz de l'acide carbonique qu'il renferme en le faisant passer sur de la potasse caustique; puis on le dessèche par le chlorure de calcium. Le gaz est ensuite introduit dans un tube chauffé par des lampes à alcool : il se produit de la vapeur d'eau et de l'acide carbonique par la combustion de  $H^2$  et de  $CO$ . En dosant de nouveau  $CO^2$  et en desséchant le gaz, on peut par le calcul déterminer les proportions d'hydrogène et d'oxyde de carbone. Mais il faut avouer que ce procédé est bien compliqué et bien délicat.

Aussi se contente-t-on le plus souvent de déterminer *in globo* les quantités totales d'hydrogène et de carbure échappées à la combustion par le procédé classique de Bunsen, en faisant détoner le gaz dans l'eudiomètre avec un excès d'oxygène ou d'air.

Cette méthode doit être décrite avec quelques détails, attendu qu'elle est fréquemment employée. Elle consiste en absorptions et combustions. On absorbe d'abord  $CO^2$ ,  $O$ ,  $C^2H^4$ , puis on fait détoner à l'eudiomètre ce qu'il y a de  $H^2$ ,  $CO$  et  $CH^4$ , après y avoir ajouté la quantité d'air nécessaire : on termine par une absorption du  $CO^2$  engendré et de  $O$  introduit en excès. L'azote se détermine par différence, en distinguant ce que le gaz renfermait d'abord et ce qu'y a ajouté l'adjonction de l'air comburant. Il y a de nombreuses mesures de volumes à effectuer. Les appareils bien connus d'Orsat, de Coquillion, de Dupré, etc., facilitent cette opération, sans sacrifier beaucoup de sa précision.

Appelons :  $a$ , le volume de  $CO$ ;

$b$ , celui de  $CH^4$ ;

et  $c$ , celui de  $H^2$ .

Représentons d'autre part par  $V$  le volume total de ces trois gaz, par  $A$  la



diminution de volume observée à la suite de la détonation dans l'eudiomètre, du chef de la condensation de vapeur d'eau produite dans ce phénomène, et par B le volume d'anhydride carbonique qui s'y est formé. On démontre aisément les trois relations suivantes (1) :

$$\begin{aligned} \frac{1}{3}B + V &= \frac{2}{3}A \\ b &= \frac{2}{3}B - V + \frac{1}{3}A \\ c &= V - B. \end{aligned}$$

Il nous reste enfin à signaler une nouvelle méthode industrielle de détermination pratique du pouvoir calorifique des combustibles gazeux proposée par M. Lemoult, au titre de simplification des anciens procédés (2).

Ce chimiste admet, comme point de départ de la méthode, que les combustibles gazeux contiennent surtout de l'hydrogène H<sup>2</sup>, de l'oxyde de carbone CO, et du méthane CH<sup>4</sup>.

Or, la combustion d'une molécule d'H<sup>2</sup> (2 volumes) exige un volume d'O et donne 2 volumes de vapeur d'eau, laquelle se condense à la température ordinaire. Cette réaction dégage 69 calories.

La combustion d'une molécule de CO (2 volumes) exige également un volume d'O et forme 2 volumes de CO<sup>2</sup>, qu'on peut absorber par un alcali : la réaction dégage 68,2 calories, chiffre voisin du précédent.

Deux volumes de CH<sup>4</sup> ont besoin de 4 O, soit de quatre volumes d'oxygène, pour brûler complètement et donner 2 volumes de CO<sup>2</sup> et 4 volumes de H<sup>2</sup>O, en dégageant 213,9 calories.

Cela étant connu, appelons :

- $x$ , le volume d'hydrogène;
- $y$ , — d'oxyde de carbone;
- $z$ , — de méthane;
- $a$ , — de CO<sup>2</sup> et H<sup>2</sup>O formé, et condensé ou absorbé au contact de la lessive alcaline;
- $b$ , — d'oxygène consommé.

On peut écrire :

$$\begin{aligned} a &= 1,5(x + y) + 3z \\ b &= 0,5(x + y) + 2z. \end{aligned}$$

Résolvant pour  $(x + y)$ , il vient :

$$z = b - \frac{a}{3}$$

et

$$(x + y) = \frac{4a}{3} - 2b.$$

1. Ces questions sont traitées d'une manière complète dans l'ouvrage de M. OGIER, *Analyse des gaz*, de l'Encyclopédie chimique de Frey.

2. Communication faite à la *Société Industrielle du Nord de la France*, en 1909; *La Technique Moderne*, n° 6, 1909.



On voit que  $x + y + z = a - b$ .

Dans l'hypothèse que le gaz ne renferme pas d'autre gaz combustible que les trois précités, on mesure donc leur volume total en déterminant  $a - b$ .

Si l'on adopte le chiffre moyen 68,6 pour pouvoir commun de l'hydrogène et de l'oxyde de carbone, et que l'on prenne 213,3 pour celui du méthane, on trouve que le pouvoir supérieur du mélange est donné par la formule :

$$P = 0,909 a + 3,418 b.$$

Lemoult fait observer que l'erreur commise en négligeant la présence de l'éthylène et du benzène, qui se trouvent habituellement dans les gaz pauvres de gazogène en très minime proportion, de 0,5 à 2 %, est comprise entre 2 et 1 %, et il propose de n'en pas tenir compte. Cette approximation est suffisante en effet le plus souvent, et l'on peut s'en contenter à la rigueur.

La méthode de Lemoult repose donc sur la détermination de  $a$  et de  $b$ ; il est évident que le gaz doit être préalablement débarrassé de l'anhydride carbonique  $\text{CO}^2$ , qu'il renferme toujours.

L'appareil proposé pour cette opération se compose de trois parties séparées : 1° un mesureur, comprenant un tube calibré et un tube de niveau; 2° un réservoir d'attente et 3° une capacité métallique résistante servant à produire les combustions explosives.

L'appareil de mesure (fig. 29) est en verre; il est formé d'un tube calibré T, surmonté d'une ampoule A supérieure, de 40 centimètres cubes de capacité, fermée par un robinet  $r$  à trois voies, qui communique par en haut avec l'entonnoir E et par côté, par le tuyau  $t$ , avec le réservoir B, servant de bombe. Ce réservoir est construit en laiton; il présente une résistance suffisante pour permettre sans danger les explosions des mélanges tonnants; son volume est de 120 centimètres cubes. Notre dessin ne montre pas le réservoir d'attente, qui est une simple ampoule de verre, pourvue de deux robinets. Le tube calibré T communique par le bas avec le tube T' destiné à l'observation des niveaux; tous deux sont remplis d'eau.

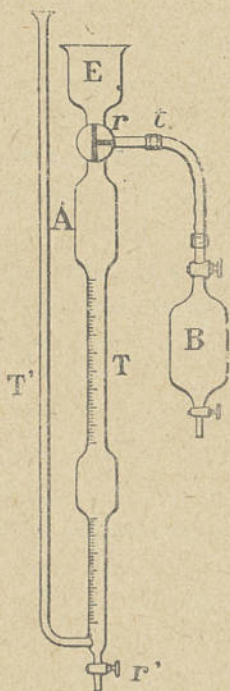


Fig. 29.  
Calorimètre Lemoult.

On y introduit le gaz à étudier, en détachant le tuyau  $t$  de la bombe et en le mettant en communication avec l'enceinte ou la conduite renfermant le gaz : il suffit de laisser couler un peu d'eau par  $r'$  pour transvaser le volume que l'on veut. Après égalisation du niveau dans les deux tubes, on lit le volume sur la graduation du mesureur.

Pour dépouiller d'abord le gaz de son  $\text{CO}^2$ , on verse de la lessive de soude



par l'entonnoir, en même temps que l'on détermine une légère dépression en ouvrant le robinet inférieur, et l'on agite l'appareil.

L'oxygène à employer se produit à l'aide de la sodoxylithe, dont on introduit un crayon dans le tube T'; on ajoute au gaz un excès d'oxygène pour assurer une combustion complète. La quantité initiale renfermée dans le gaz et l'excès restant après l'explosion se mesurent en l'absorbant à l'aide de l'acide pyrogallique ou de l'hydrosulfite de sodium, dans la bombe ou dans le réservoir d'attente dans lequel on remise une portion du mélange.

Pour déterminer un pouvoir P, il y a six lectures de volume à faire, dans l'ordre qui suit :

- 1° Volume du gaz soumis à l'opération,  $v_1$ ;
- 2° — après absorption de  $\text{CO}_2$ ,  $v_2$ ;
- 3° — — addition de l'O,  $v_3$ ;
- 4° — — combustion et traitement par la soude,  $v_4$ ;
- 5° — — absorption de O, dans le résidu de la combustion,  $v_5$ ;
- 6° — — absorption de O dans le mélange total, y compris ce qui était renfermé dans le réservoir d'attente,  $v_6$ .

On a finalement :

$$a = \frac{v_2}{v_3} (v_3 - v_4)$$

$$b = \frac{v_2}{v_2 - v_3} (v_6 + v_3 - v_5 - v_2) - \frac{v_2}{v_3} (v_4 - v_5).$$

L'opération donne donc P; elle est en somme assez compliquée et le résultat est tributaire de six lectures de volume qu'il faut faire à température constante.

Les calorimètres à indications instantanées rendraient de grands services pour la conduite des moteurs, en facilitant la composition du meilleur mélange à tout moment de la marche d'après la richesse connue du gaz : j'en avais établi un, il y a une vingtaine d'années, qui m'avait donné de bons résultats en laboratoire; mais qui était trop délicat et ne pouvait pas être transporté sur les lieux où l'on procédait aux essais des moteurs. M. Beasley paraît avoir mieux réussi par un dispositif qui a été décrit par l'*Engineering* et par *Le Génie civil* (1). Son appareil se compose d'un brûleur Bunsen, surmonté d'une cheminée verticale, par laquelle s'évacuent les produits gazeux de la combustion. Cette cheminée est entourée d'une gaine concentrique, remplie d'huile; ce liquide s'échauffe proportionnellement à la chaleur dégagée par la combustion d'un volume déterminé de gaz dans le brûleur, et sa densité est fonction de la richesse de ce gaz. Pour observer aisément ses variations de densité, la gaine forme une branche d'un appareil à vases communicants, dont l'autre branche est maintenue à la température constante de l'air ambiant. La différence de niveau

1. Numéro du 28 décembre 1907.



de l'huile dans les deux branches est facile à observer et l'on peut en déduire le pouvoir calorifique du gaz. M. Beasley a été plus loin encore : il a fait de son ingénieux appareil un enregistreur continu. A cet effet, il lui a suffi de surmonter les deux branches des vases communiquants de réservoirs, dans lesquels deux flotteurs suivent les fluctuations du liquide ; ceux-ci actionnent, au moyen de cordons et de poulies, un axe de rotation portant une aiguille, dont l'extrémité trace un diagramme sur un cylindre mû par un mouvement d'horlogerie. Les indications de l'appareil Beasley ne peuvent être correctes qu'à la condition que le débit du gaz, fourni au brûleur, reste parfaitement constant, ce qui exige l'emploi d'un régulateur de pression et d'un régulateur d'écoulement du gaz ; d'autre part, il faut que la combustion dans le brûleur soit toujours parfaite, ou du moins aussi complète que possible ; enfin, on doit s'assurer que les variations ordinaires de la température et de l'état hygrométrique de l'air ambiant n'influent pas sur les indications de l'instrument. En somme, la réalisation de ces diverses conditions entraîne certaines complications, qui ne permettront guère de généraliser l'emploi de l'enregistreur Beasley ; et pourtant il est bien difficile de trouver un dispositif plus simple et plus sûr que celui que nous venons de décrire.

M. Junkers a établi un nouveau calorimètre, qu'il appelle automatique, et qui peut devenir enregistreur : cet appareil supprime tout mesurage d'eau et de gaz, toute lecture thermométrique et tout calcul, et marque à tout instant le pouvoir du gaz qui le traverse par une aiguille mobile devant un cadran gradué en calories ; ce cadran peut être éloigné de l'appareil et il permet donc de faire des relevés à distance et d'enregistrer sur un cylindre les déplacements de l'aiguille en fonction du temps. L'instrument présente en outre l'avantage de fonctionner suivant la méthode habituelle en faisant les quatre lectures classiques de température, de volume de gaz et de masse d'eau ; on a donc toujours la possibilité de contrôler les indications du calorimètre automatique. L'automatisme est obtenu par l'emploi d'une pile thermo-électrique, reliée à un ampèremètre, qui marque les différences de température de l'eau et par suite le nombre de calories dégagées dans la combustion du gaz : l'admission de l'eau et du gaz est maintenue constante par des régulateurs appropriés extrêmement sensibles. Le tout est renfermé dans une armoire. L'institut physico-technique de l'Empire allemand a donné à l'inventeur un certificat de bon fonctionnement de son calorimètre, qui a suffi en son pays pour lui assurer une clientèle.

Tous ces moyens de déterminer les pouvoirs des gaz, recommandables à des titres divers, mais quelquefois discutables dans leur principe, et souvent d'une application délicate, justifient bien les préférences que nous avons témoignées en faveur de la détermination directe du pouvoir par une méthode purement calorimétrique.

Nous pouvons maintenant passer à l'examen des résultats obtenus par les



opérateurs les plus autorisés et les plus dignes de foi, substitués aux estimations au jugé dont quelques-uns se sont contentés trop longtemps.

Ce que nous avons dit ci-dessus de la variété de composition des gaz de ville nous permet de prévoir des différences considérables entre les pouvoirs; en réalité, les écarts dépassent encore ce que l'on pouvait croire.

M. Bueb-Dessau, cité par Scheurer-Kestner, a trouvé un jour 4.440 calories dans une ville d'Allemagne; il a constaté, d'autre part, 7.370 calories dans une autre ville; ce sont des chiffres extrêmes (1).

J'ai déterminé le pouvoir calorifique d'un très grand nombre d'échantillons de gaz de ville, qui m'ont été soumis ou que j'ai prélevés sur divers points, et je n'ai jamais observé de pouvoirs aussi faibles ni aussi élevés. Le pouvoir le plus bas que j'aie constaté était de 4.680 calories (pouvoir supérieur); par contre, j'ai reçu un gaz à 6.767 calories, que j'ai considéré comme exceptionnel. Le plus souvent, le pouvoir est voisin de 5.250 calories en France, pour les usines qui ne mêlent pas de gaz à l'eau aux produits de leurs cornues et ne pratiquent pas un débenzolage à outrance. En Angleterre, les gaz de ville sont plus riches et M. Geitel les fait varier de 5.800 à 5.100 calories.

Constatons pourtant que le pouvoir calorifique du gaz employé par le *Gas Engine Research Committee* était relativement peu élevé; le rapport du professeur Burstall indique, pour deux prises de gaz, les valeurs ci-dessous du pouvoir inférieur du gaz (2).

Échantillons..	{ A. 18.817	{ B. T. U. par livre, soit par kilog.	{ 10.462 calories,
	B. 17.811		9.903 —

ce qui revient à { 5.126 { calories par mètre cube; le pouvoir *supérieur* serait sans

{ 4.852 { doute de : 5.580 et 5.300 calories.

Slaby a indiqué des pouvoirs qu'il a déterminés par le calorimètre Junkers, et ils oscillent entre 5.123 calories et 5.263 (3); il s'agit de gaz de villes allemandes,

On peut donc fixer en moyenne à 5.500 calories le pouvoir calorifique *supérieur* du gaz d'éclairage type, à volume constant, dans les conditions normales de température et pression. On en déduit le pouvoir que possède le gaz à pression constante (4); il est de 5.550 calories, la vapeur d'eau produite étant supposée entièrement condensée. Le premier chiffre est celui qu'il faut adopter pour établir le coefficient de rendement des moteurs en général; le second convient à une classe seulement de moteurs et à tous les brûleurs à air libre; il est voisin de la valeur théorique calculée d'après la composition de notre gaz type. Cette

1. SCHEURER-KESTNER, *Pouvoir calorifique des combustibles*, page 158; Paris, 1896.

2. Les ingénieurs anglais expriment les pouvoirs des gaz en *British Thermal Units* (B. T. U.) par livre, ou par pied cube (cubic feet).

1 B. T. U. par livre équivaut à 0,556 calorie par kilogramme.

1 — par pied cube équivaut à 8,9 calories par mètre cube.

La capacité d'un pied cube est de 28,375 litres; un mètre cube vaut 35,315 pieds cubes. La livre vaut 453,593 grammes.

3. SLABY, *Calorimetrische Untersuchungen*, page 224, Berlin.

4. Voir ci-dessus page 120.



composition est donc justifiée, et elle pourra nous servir de base pour le calcul des températures développées dans la combustion.

Mais, avant d'aborder ce point, nous aurons à demander à l'expérience la solution de quelques problèmes qui, pour être accessoires, présentent cependant une grande importance pratique.

Et d'abord, nous avons à justifier notre opinion relativement au pouvoir *supérieur*, que nous considérons de préférence, alors que plusieurs ingénieurs anglais et allemands envisagent toujours le pouvoir *inférieur*. La différence est sensible, attendu qu'elle peut atteindre et même dépasser 500 calories par mètre cube de gaz d'éclairage, soit 10 % des calories qu'il possède (1). Le rendement thermique d'un moteur est par suite grandement amélioré quand on prend pour base des calculs le pouvoir inférieur au lieu du pouvoir supérieur; par contre, le rendement thermique d'un gazogène est diminué : on favorise donc l'un au préjudice de l'autre. Il faut justifier l'une ou l'autre manière de faire. La question présente une sérieuse importance et nous devons la discuter à fond.

Le pouvoir calorifique d'un gaz complexe est défini par le sens des mots eux-mêmes; c'est la somme des quantités de chaleur dégagées par la combustion intégrale des éléments qui le composent. Ces quantités de chaleur dégagées peuvent être calculées en supposant ramenés à la température zéro centigrade les produits de la combustion; cette convention implique nécessairement la condensation de la vapeur d'eau. Mais on peut supposer aussi que les produits restent à 100°, auquel cas la vapeur d'eau ne se condense pas. Il y a donc deux pouvoirs correspondants à ces deux conventions; ainsi l'hydrogène a un pouvoir de 34.500 ou de 29.100 calories (2), suivant que la vapeur d'eau est condensée ou non; tous les gaz donnant naissance à de la vapeur d'eau ont de même deux pouvoirs, supérieur et inférieur. Le premier, qui suppose les gaz revenus à leur température initiale, représente en totalité la chaleur correspondante à la combustion, alors que le second a subi une réduction, du chef d'un phénomène physique concomitant; celui-ci n'est donc pas le pouvoir *vrai*, c'est un pouvoir *réduit*. Voilà pourquoi nous ne croyons pas devoir le prendre en considération.

Mais nous avons d'autres raisons plus décisives.

Et d'abord, les bombes aussi bien que les calorimètres donnent directement le pouvoir supérieur, puisque la vapeur se condense dans les deux genres d'opérations : dans les calorimètres du genre Hartley ou Junkers, on est contraint, pour déterminer le pouvoir inférieur, de faire une correction dont on n'est jamais sûr et qui enlève à l'opération sa précision (3).

1. La différence est moindre pour les gaz pauvres : elle n'est alors que de 5 à 6 %. Pour les pétroles l'écart moyen est d'environ 7 à 8 %; pour l'alcool dénaturé pur, il est à peu près le même.

2. Nous adoptons le chiffre classique de Fabre et Silbermann : d'après Bunsen, il faudrait prendre 34.180; Berthelot admettait 34.600.

3. On n'est jamais sûr de recueillir toute l'eau qui ruisselle sur les parois, parce qu'il peut en adhérer aux surfaces; si l'atmosphère est très sèche, la vapeur ne se condense d'ailleurs pas en totalité; si l'atmosphère est saturée, elle peut donner lieu à une condensation supplémentaire. Ce sont là des faits que j'ai constatés à maintes reprises.



D'autre part, n'est-il pas incorrect de décompter les chaleurs latentes de condensation dans les moteurs à gaz alors que nous les portons au passif de la machine à vapeur? En effet, on calcule les calories de la vapeur par la formule de Regnault ( $L = 606,5 + 0,305 t$ ), qui correspond à la condensation à zéro. Or, aujourd'hui que nous mettons en parallèle les moteurs à gaz et les machines à vapeur, nous n'avons pas le droit de ne pas traiter de même les deux concurrents et de faire pencher de parti pris la balance d'un côté.

Mais on nous objecte que les gaz s'échappent des moteurs à haute température et que la vapeur ne s'y condense pas. Nous répondrons qu'elle ne se condense pas non plus dans les machines à vapeur sans condensation, à échappement libre dans l'atmosphère. Du reste, si les moteurs à gaz ne récupèrent pas les chaleurs latentes de la vapeur, c'est par suite d'une imperfection dont ils doivent porter la charge. Ce déchet pourrait être évité si la détente était assez complète, ou si l'on mettait un condenseur à la suite du moteur, ou si la compression était isothermique dans le cylindre, au lieu d'être adiabatique.

Donnons un dernier argument en faveur de notre thèse. Comparons deux gaz complexes, de même richesse calorifique, renfermant le premier de l'hydrogène et des carbures hydrogénés, le second de l'oxyde de carbone; si nous faisons intervenir les pouvoirs inférieurs, nous attribuons au second plus de calories qu'au premier, et nous nous défendons d'établir un parallèle rationnel et impartial entre les résultats qu'ils donnent.

Nous persistons donc à ne faire emploi que des pouvoirs supérieurs dans les bilans que nous dressons du fonctionnement des moteurs à gaz : c'est la seule manière correcte et juste d'envisager les choses.

C'est d'ailleurs la méthode française.

Cette équivoque éliminée, reprenons la suite de notre étude des gaz combustibles.

Nous en sommes toujours au gaz d'usine, au *gaz de ville*, fabriqué surtout en vue de la production de la lumière.

C'est assurément une anomalie d'employer un gaz spécialement destiné à l'éclairage pour alimenter des moteurs : toutefois cette anomalie est plus apparente que réelle, et l'opposition est plus prononcée dans les termes qu'elle ne l'est effectivement. Le pouvoir calorifique est, en effet, lié au pouvoir éclairant, d'une manière bien plus étroite qu'on ne le croirait de premier abord : il me serait aisé de le prouver par de nombreux arguments, mais je me contenterai de citer un très curieux travail de M. Hunt, communiqué à l'une des dernières réunions du *Gas Institute*, dont j'emprunte l'analyse à la *Revue Industrielle* du 12 juillet 1882. Ce savant ingénieur s'est proposé de rechercher les variations de consommation correspondantes à la production d'un même travail, lorsque le pouvoir éclairant varie : il est arrivé aux résultats résumés dans le tableau de la page suivante.

Ce travail de comparaison entre les valeurs en lumière et en travail d'un



POUVOIR ÉCLAIRANT DU GAZ en candles	CONSUMMATION EN PIEDS CUBES par cheval-heure indiqué	VALEUR EN LUMIÈRE <sup>1</sup>	VALEUR EN TRAVAIL
11,96	30,31	1	1
17,20	22,70	1,435	1,338
26,00	16,26	2,173	1,864
29,14	15,00	2,436	2,020

gaz de ville présente un grand intérêt. Il a été repris récemment par M. Aguitton, d'une manière plus directe, en rapprochant les pouvoirs photométriques et calorimétriques déterminés par les meilleures méthodes (1).

Pour mener à bonne fin ces savantes recherches, il fallait disposer de gaz possédant des qualités variables du maximum au minimum.

A cet effet, M. Aguitton a distillé des houilles diverses en vue d'obtenir des gaz de richesse très différente. Les *cannel-coal* lui donnaient un gaz très lumineux; il obtenait encore des gaz riches en recueillant à part les premières parties de la distillation de bonnes houilles grasses; en poussant cette distillation à fond, on obtenait, au contraire, des gaz relativement pauvres. Les pouvoirs éclairant étaient mesurés par le photomètre réglementaire de Dumas et Regnault. La chaleur de combustion se déterminait par la bombe de Mahler. Le pouvoir éclairant a été exprimé en bougies décimales (2) : c'est le nombre de bougies fournies par une combustion horaire de 100 litres. Quant à la chaleur de combustion, elle est définie par le pouvoir supérieur du gaz.

M. Aguitton a traité plus de cent échantillons de gaz, présentant des richesses extrêmement diverses. Tous les résultats obtenus ont été reportés sur un tracé, dont les abscisses représentaient les intensités lumineuses et les ordonnées les pouvoirs calorifiques : la courbe obtenue était assez voisine d'une ligne droite ayant pour équation :

$$Q = 2.280 + 352,6 I,$$

dans laquelle Q est le pouvoir calorifique et I l'intensité lumineuse; les valeurs extrêmes de I ont été :

$$I = 5 \text{ et } I = 15.$$

Le tableau suivant résume les résultats obtenus par M. Aguitton :

I EN BOUGIES	TITRE PHOTOMÉTRIQUE ORDINAIRE en litres par carcel.	Q EN CALORIES	I EN BOUGIES	TITRE PHOTOMÉTRIQUE ORDINAIRE en litres par carcel	Q EN CALORIES
15	64	7.569	9,60	100	5.665
14,5	66,2	7.392	9,14	105	5.503
14	68,5	7.216	9	106,6	5.453
13,5	71,1	7.040	8,1	112,9	5.277
13	73,8	6.864	8	120	5.101
12,5	76,8	6.687	7,5	128	4.924
12	80	6.511	7	137	4.748
11,5	83,4	6.335	6,5	147,6	4.572
11	97,4	6.158	6	160	4.395
10,5	98,2	5.982	5,5	174,5	4.219
10	99,1	5.806	5	192	4.043

1. *Revue industrielle*, 22 juillet 1893.

2. Le Congrès international de 1889 a adopté pour unité photométrique la bougie dite *décimale*, équivalente au vingtième de l'unité Violle; la carcel vaut 9,6 bougies décimales.



Ces essais montrent le parallélisme qui existe entre la chaleur de combustion et le pouvoir éclairant d'un gaz de ville. Il est beaucoup plus parfait que la composition de ce gaz ne permettait de l'espérer, car on y trouve des gaz donnant beaucoup de chaleur et peu de lumière (hydrogène, oxyde de carbone et formène), mêlés à des gaz donnant à la fois chaleur et lumière, tels que l'éthylène, la benzine et les hydrocarbures lourds : suivant que les proportions relatives à ces divers produits varient, les pouvoirs lumineux et calorifiques devraient se modifier indépendamment l'un de l'autre. Or, l'expérience montre qu'il n'en est rien, ou du moins qu'il se produit des compensations conduisant à une gradation simultanée des deux pouvoirs.

Ces résultats de M. Aguitton sont réellement intéressants et ils sont utiles à connaître.

Sir Williams Siemens avait proposé, en 1881, de fractionner la distillation de la houille pour fabriquer un gaz spécialement destiné au chauffage; le gaz de la première heure serait recueilli séparément et appliqué de préférence à l'éclairage. J'ai constaté en effet que les gaz distillés en dernier lieu ont un moindre pouvoir lumineux; il est vrai que leur pouvoir calorifique est lui-même légèrement diminué. Ainsi j'ai trouvé dans une usine une baisse de 5.281 à 4.921 calories, soit de 7 %. Le projet de Siemens n'a pas été réalisé que je sache.

Si l'on voulait fabriquer par distillation du gaz de chauffage, il serait inutile de le soumettre à une épuration chimique complète : les conditions hygiéniques et photogéniques imposées aux compagnies, sont en effet restrictives au point de vue calorifique. L'épreuve calorimétrique démontre qu'un gaz mauvais par défaut d'épuration est généralement plus riche qu'un gaz parfaitement épuré; c'est ce qui ressort à l'évidence d'une série d'essais que j'ai entrepris sur les gaz aux diverses étapes de sa fabrication (1). J'ai opéré sur un produit qui avait un pouvoir de 5.607 calories au sortir du collecteur et avant d'entrer aux condenseurs; après les condenseurs et avant les scrubbers, ce pouvoir n'était déjà plus que de 5.535 calories; il tombait à 5.512 après les scrubbers, et devenait, après épuration, égal à 5.292. La perte dépassait donc 5 %.

La carburation permet aussi d'augmenter la puissance calorifique d'un gaz donné : en le faisant barboter dans une gazoline de densité 0,68, bouillant à 54°, j'ai pu l'enrichir de 77 %. Dix volumes d'air sont alors nécessaires pour opérer une combustion complète. Ces procédés de carburation sont susceptibles d'application : ils m'ont permis d'augmenter la puissance d'un moteur.

Nous avons maintenant à demander à l'expérience la solution de quelques problèmes, qui, pour être accessoires, présentent cependant une grande importance pratique.

1. L'épuration physique dépouille les gaz des produits ammoniacaux, parmi lesquels les carbonates, les chlorures, les sulfites et les cyanures sont en plus grande proportion; on trouve aussi de l'ammoniaque libre et du soufre dans les eaux du gaz. L'épuration chimique élimine spécialement l'acide sulfhydrique et le sulfhydrate d'ammoniaque. Plusieurs de ces produits sont combustibles.



Et d'abord, quelle quantité d'air est nécessaire pour opérer la combustion complète du gaz de ville?

Nous l'avons calculée ci-dessus et nous avons trouvé que, pour notre gaz type, il faut pour le moins 5,3 volumes d'air : c'est le volume strictement nécessaire. Il est prudent d'employer toujours un léger excès de comburant : l'expérience confirme cette conclusion.

En effet, dans mes nombreux essais de gaz, le pouvoir calorifique le plus élevé que j'aie pu constater exigerait un volume d'oxygène égal à un volume et quart du gaz : dans ce cas, l'analyse des produits de la combustion témoigne d'une combustion complète. Ce volume d'oxygène équivaut à 5,95 volumes d'air. La plupart de mes déterminations ont été faites sur un mélange de 6 ou 7 volumes d'air; la chaleur dégagée dans ces conditions est moindre de 3 % qu'avec l'oxygène pur employé comme comburant; cette différence tient à ce que la combustion des mélanges tonnants dilués dans les gaz inertes est toujours incomplète ('). Il y a donc lieu de tenir compte dans la théorie des moteurs à gaz de l'imperfection du cycle produite par la combustion incomplète : nous verrons qu'il peut en résulter une perte sensible.

La limite supérieure pratique du mélange tonnant correspond par suite, pour sa richesse, à une proportion de 6 volumes d'air par volume de gaz; l'explosion est alors très vive; elle s'atténue graduellement au fur et à mesure que la teneur en air augmente; pour 15 volumes d'air, le mélange devient généralement inexplosible.

On peut calculer la température et la pression explosive d'un mélange donné.

Considérons le cas indiqué ci-dessus où 2.063 litres de gaz, c'est-à-dire 1 kilogramme, sont additionnés de 6 fois leur volume d'air, soit de 12.378 litres; le volume total du mélange est de 14.441 litres.

Dans l'explosion, il se produit 2.636 litres de vapeur d'eau et 1.028 litres d'acide carbonique; il faut y ajouter les 124 litres d'azote et d'acide carbonique déjà contenus dans le gaz et 9.779 de ce même gaz azote constituant les  $\frac{79}{100}$  de l'air comburant. Le volume total des gaz produits est de 13.567 litres.

Le tableau suivant résume synoptiquement ces données et il fournit la composition en poids des gaz brûlés.

	VOLUMES	POIDS SPÉCIFIQUES	POIDS
H <sup>2</sup> O.....	2.636 litres.	0,804	2.119 grammes.
CO <sup>2</sup> .....	1.032 —	1,977	2.040 —
Az.....	9.899 —	1,256	12.433 —

1. Voir à ce sujet mes deux notes, dans *les Comptes rendus de l'Académie* : « De la combustion des gaz tonnants en divers états de dilution », 28 juillet 1884; « Du pouvoir calorifique des gaz en divers états de dilution », 16 février 1885.



Prenons les chaleurs spécifiques à volume constant déterminées ci-dessus à 2.000°

La somme totale des poids en eau de la combustion est :

$$\Sigma pc = 2.119 \times 0,677 + 2.040 \times 0,308 + 12.433 \times 0,215 = 4.736 \text{ calories.}$$

Nous pouvons dès lors calculer la température des gaz produits à la suite de la combustion. La chaleur dégagée est égale à 5.515 calories par mètre cube, à volume constant; elle atteint 11.373 calories par kilogramme, la vapeur d'eau étant condensée. Mais nous avons à nous placer ici dans l'hypothèse contraire de non-condensation; il y a donc 0 cal. 5065 à retrancher par gramme d'eau formée; soit 1.073 calories en tout et il reste 10.300 calories disponibles. Si nous appelons T la température inconnue de la combustion, nous aurons dès lors :

$$10.300 = \Sigma pcT$$

$$T = 2.177^\circ \text{ C.} = 2.450 \text{ absolus.}$$

Telle est la température théorique des gaz de la combustion à volume constant. La pression développée consécutivement est donnée par la formule  $\frac{P}{H} = \frac{T}{t}$  dans laquelle T est la température absolue des gaz brûlés, et t leur température initiale; nous trouvons :

$$P = \frac{2.177 + 273}{273} \\ = 8,9 \text{ atmosphères.}$$

A pression constante, la pression et la température sont un peu moindres; les chaleurs spécifiques sont en effet dans ce cas plus considérables, alors que les chaleurs de combustion n'ont augmenté que de 50 calories environ. J'admettrai avec Berthelot qu'à ces températures élevées le rapport  $\gamma$  des chaleurs spécifique est égal à 1,12 pour la vapeur d'eau et l'acide carbonique, et à 1,33 pour l'azote.

Le rapport moyen est donc égal à :

$$\frac{2.119 \cdot 1,12 + 2.040 \cdot 1,12 + 12.433 \cdot 1,33}{16.592} = 1,28.$$

Il vient par suite :

$$\Sigma pc = 6,06$$

$$T = \frac{10.350}{6,06} = 1.708^\circ \text{ C} = 1.981^\circ \text{ absolus}$$

$$P = \frac{1.708 + 273}{273} = 7,3 \text{ atmosphères.}$$

Ce sont les résultats de la combustion instantanée d'un mélange de 1 volume de gaz avec 6 volumes d'air, quantité nécessaire et suffisante pour la réaction :



nous supposons en tout ceci une combustion totale du gaz et nous ne tenons point compte des pertes du calorique.

Il nous reste à calculer les effets d'une dilution plus grande du combustible dans le comburant; je me contenterai de donner ici les résultats nets du calcul, dans lequel j'ai appliqué les formules de MM. Mallard et Le Châtelier, pour déterminer les capacités calorifiques des gaz brûlés; vers 1.500°, elles sont respectivement égales à 0,59; 0,29 et 0,22 pour la vapeur d'eau, l'acide carbonique, l'azote et l'oxygène.

*Mélange de 1 volume de gaz de ville avec 10 volumes d'air.*

A volume constant :

$$T = 1.525^{\circ} \text{C} = 1.798^{\circ} \text{absolus},$$

$$P = 6,5 \text{ atmosphères.}$$

A pression constante :

$$T = 1.190^{\circ} \text{C} = 1.463^{\circ} \text{absolus.}$$

$$P = 5,3 \text{ atmosphères.}$$

Avant de discuter ces diverses valeurs de T et de P, relevons un fait important que nous avons déjà signalé : la combustion de ces mélanges tonnants est toujours accompagnée d'une contraction sensible du volume. Ainsi, dans l'exemple choisi ci-dessus, le volume total des gaz brûlés était de 13.567 litres, la vapeur d'eau n'étant pas condensée, alors que le mélange initial cubait 14.441 litres; la contraction est de 874 litres sur 14.441, soit de 6 %. Cela pour 6 volumes d'air; avec 10 volumes, elle n'est plus que de 4 % (1). On comprend en effet sans peine qu'elle soit fonction de la dilution des éléments combustibles dans les gaz inertes; elle dépend aussi de la composition du gaz. Deux volumes d'hydrogène donnent, avec un volume d'oxygène, deux volumes de vapeur d'eau, soit une contraction d'un tiers. Même diminution de volume pour la combustion de l'oxyde de carbone par l'oxygène; par contre, elle est nulle pour les hydrocarbures.

Dans la technique des moteurs, ces contractions équivalent à une fuite : elles exercent donc une certaine influence sur leur fonctionnement. Mais le phénomène est complexe, et il serait difficile d'en tenir un compte exact; la correction qu'il faudrait faire serait, du reste, peu importante et nous la négligerons pour ne point tomber dans un dédale de considérations qui nuiraient à la clarté de nos exposés.

Dans les moteurs, le mélange s'opérait d'abord à la teneur moyenne de 6 à 7 volumes d'air. Steward et Brooks ont constaté dans leurs expériences faites sur un moteur Otto de 6,2 à 7,7 volumes d'air par volume de gaz.

Pour moi, j'ai relevé dans un grand nombre d'essais effectués sur des moteurs

1. En considérant un gaz ayant un poids spécifique égal à 0,52 et un pouvoir inférieur de 5.212 calories, M. Schöttler trouve, pour un mélange contenant 5,57 volumes d'air, une contraction de 4 %. La valeur de  $\gamma$  ressort ainsi à 1,37.



de diverses constructions une proportion de 7 à 8 volumes d'air; mais il y a, depuis longtemps, une tendance manifeste et d'ailleurs fort rationnelle d'appauvrir le mélange tonnant, afin de pouvoir le comprimer davantage, et j'ai vu employer avec succès 9 à 13 volumes d'air dans certains moteurs. Toutefois, il ne faut pas tomber dans l'exagération, car une dilution trop forte pourrait occasionner des combustions incomplètes, si la compression devenait trop faible ou si le gaz combustible n'était pas parfaitement diffusé dans le comburant : ce dernier point a une importance capitale dans les moteurs, car on découvre presque toujours des traces d'oxyde de carbone dans la décharge.

Il est à remarquer que la compression recule les limites d'explosibilité des gaz : il en résulte que des mélanges d'une teneur relativement très faible, qui seraient incombustibles à la pression de l'atmosphère, brûlent parfaitement aux tensions élevées. En même temps, les réactions s'activent et se complètent. Ces observations trouveront leur application dans l'analyse du jeu des moteurs, et elles nous serviront pour déterminer le mode d'emploi le plus rationnel des gaz pauvres.

Un calcul élémentaire permet d'évaluer les pressions explosives développées sous volume constant dans les mélanges tonnants préalablement comprimés; la formule  $\frac{P}{\pi} = \frac{T}{\theta}$  nous conduit directement au résultat cherché; P est la pression explosive,  $\pi$  la pression développée par la compression et  $\theta$  la température avant la mise de feu. La valeur de  $T - \theta$  reste la même, quelle que soit la compression : en effet la chaleur Q produite par la réaction chimique est toujours égale à  $c(T - \theta)$ .

Nous ferons plus loin un certain nombre de calculs de pressions : ils reposent toujours sur la connaissance des températures; c'est dire qu'ils sont tributaires des erreurs que l'on commet dans cette évaluation.

De fait, les résultats donnés par les divers auteurs qui ont traité de la question sont peu d'accord : cela tient à ce que l'on envisage des compositions différentes du gaz et des dilutions plus ou moins fortes; mais le désaccord provient surtout des valeurs différentes qu'on attribue aux chaleurs spécifiques.

Nous adopterons dans tous nos calculs les chiffres de MM. Mallard et Le Châtelier.

M. Vermand s'en est aussi servi pour calculer les pressions et les températures consignées dans les tableaux ci-dessous. Il a mis la formule de MM. Mallard et Le Châtelier sous la forme  $c = a + bRT$ , dans laquelle  $a$  et  $b$  sont des paramètres déterminés pour chaque espèce de gaz. Considérant le gaz d'éclairage que j'ai adopté comme gaz moyen (1), M. Vermand obtient pour un mélange à 6 volumes d'air la valeur :  $c = 0,172 + 0,000\ 492\ T$ .

Le tableau A donne les paramètres et les valeurs de T, P et Q pour divers

1. Vermand, Moteurs à gaz, page 47.



mélanges sans compression préalable; B et C renferment les températures et pressions explosives pour des mélanges comprimés diversement.

Mélanges non comprimés. — A. Paramètres et données générales.

COMPOSITION DU MÉLANGE	a	R	R	$\frac{A R}{a}$	$\frac{b R}{a}$	T	P	Q
Mélange à 6 volumes	0,172	0,0000492	30,87	0,422	0,00057	2.298°	atm.	cal.
— 8 —	0,169	423	30,48	0,423	50	1.933°	7,62	573,7
— 10 —	0,167	382	30,25	0,426	46	1.720°	6,50	436,5
							5,72	352,3

Mélanges comprimés. — B. Température maximum explosive.

COMPOSITION DU MÉLANGE	COMPRESSION ISOTHERMIQUE	COMPRESSION ADIABATIQUE		
		3 ATMOSPHÈRES	5 ATMOSPHÈRES	7 ATMOSPHÈRES
Mélange à 6 volumes.....	2.298°	2.390°	2.435°	2.480°
— 8 — .....	1.933°	2.090°	2.135°	2.170°
— 10 — .....	1.720°	1.875°	1.920°	1.979°

C. Pression maximum explosive.

COMPOSITION DU MÉLANGE	COMPRESSION ISOTHERMIQUE			COMPRESSION ADIABATIQUE		
	3 atmo- sphères	5 atmo- sphères	7 atmo- sphères	3 atmo- sphères	5 atmo- sphères	7 atmo- sphères
	atm.	atm.	atm.	atm.	atm.	atm.
Mélange à 6 volumes.....	22,86	38,10	53,34	17,20	25,15	32,40
— 8 — .....	19,50	32,50	45,50	15,10	22,35	28,60
— 10 — .....	17,16	28,59	40,02	13,40	19,80	25,80

M. Schöttler, considérant un gaz à 5.000 calories (pouvoir inférieur) mélangé de 5, 6 volumes d'air, part des données ci-dessous :

$$\text{Mélange à froid : } \left. \begin{array}{l} c = 0,185 \\ C = 0,259 \end{array} \right\} \gamma = 1,40.$$

$$\text{Gaz brûlés chauds : } \left. \begin{array}{l} c = 0,340 \\ C = 0,411 \end{array} \right\} \gamma = 1,21.$$

Il trouve pour une compression à 5 kilogrammes :

Température $\theta$ des gaz comprimés....	549° absolu.
— explosive T.....	2.549° —
Pression explosive P.....	23,3 atmosphères.

Ces chiffres diffèrent sensiblement des précédents.

Devant le désaccord des calculs, une étude expérimentale s'imposait : elle devait d'ailleurs résoudre certaines difficultés que la théorie ne peut pas même



envisager, relativement aux influences externes qui s'exercent sur les phénomènes explosifs.

La détermination de la pression produite dans l'explosion d'un mélange tonnant a été l'objet de travaux nombreux : rappelons les plus importants, en signalant le procédé employé pour mesurer exactement les pressions développées. Bunsen relevait ces pressions en observant l'entraînement d'un poids déterminé, attaché à une soupape de sûreté; Berthelot et Vieille appréciaient la vitesse de progression d'un piston de section et de masse connues; Mallard et Le Châtelier employaient des manomètres Deprez et Bourdon; Dugald Clerk faisait usage d'un indicateur Richard; nous devons une mention toute spéciale aux recherches de ce savant ingénieur, qui a tant contribué aux progrès des moteurs (1).

M. Dugald Clerk a opéré dans une bombe très résistante faite en acier, ayant 228 millimètres de diamètre sur 228 millimètres de hauteur, jaugeant un peu plus de 5 litres : le fond de l'appareil est sphérique, et l'on a cherché à rapprocher sa forme de celle de la culasse d'un cylindre de moteur. Le couvercle, qui est plat, porte un indicateur Richard, lequel enregistre les pressions successives développées à l'intérieur de la bombe. Le cylindre revêtu de papier, sur lequel le style marque ses indications, reçoit un mouvement de rotation uniforme par un mouvement d'horlogerie, entraîné par un poids : il fait une révolution complète en 0,33 seconde. Le diagramme tracé donne donc les pressions en ordonnée et les temps en abscisse : il permet non seulement de relever la pression maximum développée par l'explosion, mais encore on peut en déduire avec une grande précision la durée du phénomène. M. Clerk a opéré sur des mélanges de richesse variable; il a déduit de ses observations les températures correspondantes des gaz.

Les expériences ont été faites avec du gaz de Glasgow et d'Oldham; voici les résultats obtenus avec ce dernier gaz, dont le pouvoir dépassait celui de mon gaz-type.

*Pression du mélange : celle de l'atmosphère. — Température du mélange : 17°.*

MÉLANGE TENEUR EN VOLUMES		PRESSION EXPLOSIVE	DURÉE DE L'EXPLOSION	TEMPÉRATURE DÉVELOPPÉE
Gaz.	Air.	kg.	sec.	degrés.
1	14	2,81	0,45	806
1	13	3,62	0,31	1.033
1	12	4,22	0,24	1.202
1	11	4,29	0,17	1.220
1	9	5,48	0,08	1.557
1	7	6,12	0,06	1.733
1	6	6,33	0,04	1.792
1	5	6,40	0,055	1.812
1	4	5,62	0,16	1.595

Ces pressions et ces températures sont inférieures à celles que nous avons calculées ci-dessus; l'expérience prouve donc qu'il faut absolument tenir compte

1. DUGALD CLERK, *The gas and oil Engines*, 6<sup>e</sup> édition, page 95; London, 1902.



de l'accroissement des chaleurs spécifiques avec la température, quand on cherche à déterminer théoriquement les pressions et les températures explosives.

D'autres expériences ont été effectuées plus récemment dans la même voie, par MM. Lean et Bone, d'Edimbourg, et nous résumons leur travail d'après une analyse donnée par le *Journal du Gaz et de l'Electricité* (1).

Le mélange tonnant étudié par ces ingénieurs était formé de deux volumes d'hydrogène pour un d'oxygène. Ils l'introduisaient dans un serpentín de plomb de deux litres de capacité terminé par un épais tube de verre, jaugeant 25 centimètres cubes, relié au serpentín par un collier d'acier bien étanche; ce tube est rempli d'air, qui sera refoulé ou comprimé par l'explosion. Si l'on pouvait déterminer la diminution de volume de cet air, on en déduirait la pression correspondante; mais cette pression se développe avec une rapidité extrême et ne dure qu'un instant très court : comment saisir cette variation de volume instantanée? Un seul procédé pouvait être mis en œuvre, et c'est celui auquel M. I. Lean et Bone ont eu recours : ils ont photographié l'image de la flamme qui pénètre dans le tube de verre, et, sur l'épreuve produite, en relevant l'extrémité de la flamme, ils ont mesuré la compression qui s'est exercée dans le tube.

Les auteurs de ce travail ont trouvé que l'air du tube était comprimé adiabatiquement, instantanément, en un intervalle de temps inférieur à  $\frac{1}{5000}$  de seconde; en effet, en comparant des photographies directes de la flamme avec celles qu'on prend sur un miroir se mouvant à une vitesse de 2 m. 5 par seconde, on constate qu'elles sont symétriques et de même largeur. Dans un temps aussi court, il n'est pas possible que le gaz perde une quantité de chaleur sensible, ni qu'il se diffuse d'une quantité appréciable dans le tube. Des expériences faites avec des tubes de volumes différents, variant de 11 à 24 centimètres cubes, ont démontré que les pressions calculées étaient indépendantes de ces volumes.

En opérant sur un mélange tonnant obtenu par électrolyse, la valeur moyenne de six différentes séries d'expériences a donné pour le rapport des volumes 8,6, d'où, en prenant  $\gamma = 1,408$ , on déduit pour P la valeur de 20,7 atmosphères. Cette valeur est double de celle qui a été donnée par d'autres expérimentateurs.

Les résultats obtenus de la sorte par divers procédés offrent des divergences quelquefois notables, mais ils concordent pour établir que les pressions observées sont toujours inférieures aux pressions calculées.

Le même fait se révèle dans les moteurs.

Pour le moteur Lenoir, admettant un mélange au  $\frac{1}{10}$ , sans compression préalable, Tresca relevait une pression explosive de 4,87 atmosphères, au lieu

1. Numéro du 15 novembre 1892.



de 6,5; il est vrai qu'elle se développait derrière un piston ayant acquis une certaine vitesse; mais l'effet dépassait la cause. Dans le moteur Dugald Clerk, à compression préalable, la pression atteignait 16 atmosphères pour une compression de 3 atmosphères : le calcul indiquait 19,5. Enfin, dans les moteurs Otto, si l'on tient compte de la dilution des gaz dans le résidu d'une combustion antérieure, la pression devrait atteindre 15 atmosphères : on relève au diagramme 12 atmosphères au plus.

La théorie n'est donc vérifiée par l'expérience que dans une certaine mesure; les pressions et les températures observées sont toujours moindres qu'on ne pourrait le croire.

Pour expliquer ce désaccord manifeste, on a fait intervenir la dissociation.

Cette thèse, présentée par M. Dugald Clerk, mérite d'être exposée ici : elle est très ingénieuse.

H. Sainte-Claire Deville a observé le premier que, sous l'influence de la chaleur, la vapeur d'eau tend à se résoudre en ses éléments : cette dislocation des molécules composantes commence de même à une température déterminée pour chaque corps, variable avec la pression; elle se poursuit d'une manière progressive à mesure que la température s'élève; mais elle est limitée par une tendance inverse à la recombinaison, de telle sorte que les éléments restés en présence renouent graduellement leur première association, si la température s'abaisse suffisamment.

La dissociation peut se produire dans la combinaison explosive des gaz tonnants très riches. La température de dissociation étant atteinte, la combustion ne s'effectue que partiellement et elle se trouve limitée de fait : elle ne se complètera qu'après que la température aura baissé, par l'action du refroidissement. Il en résulte qu'au lieu d'être instantanée, la combustion devient progressive; de plus, la pression explosive est diminuée et elle reste nécessairement inférieure à la valeur qu'elle aurait acquise si la combustion avait été instantanément complète.

Ces faits sont dûment constatés et absolument certains.

M. Dugald Clerk est parti de là pour édifier une théorie nouvelle des phénomènes de combustion qui se déroulent dans les cylindres des moteurs. C'est par la dissociation qu'il explique les différences que l'on constate entre les pressions calculées théoriquement et les pressions effectives. La même cause produirait ces combustions prolongées (*slow combustion*) qui modifient si considérablement les courbes de détente. D'après cet ingénieur distingué, cet effet serait fatal et inévitable.

Telle est la théorie qui tendait à prévaloir il y a quelques années : elle est discutable. Et d'abord on peut contester l'existence des phénomènes de dissociation dans la détonation des mélanges de gaz d'éclairage et d'air, parce que la température n'atteint pas le degré voulu. Sainte-Claire Deville a fixé, il est vrai, à 1.200° environ la dissociation de la vapeur d'eau et de l'acide carbonique; mais



les expériences de MM. Mallard et Le Châtelier montrent péremptoirement que, dans les détonations, la dissociation ne se produit que bien au delà. Ce n'est que vers 1.800° que la dissociation de l'acide carbonique commence à devenir perceptible et elle est encore très faible vers 2.000°; sa valeur est alors moindre que 5 %. Quant à la vapeur d'eau, elle paraît ne se dissocier qu'au delà de 2.500°, et à 3.300° l'effet est encore négligeable. Les beaux travaux de M. Crafts avaient déjà fait pressentir ces importantes conclusions : elles sont parfaitement établies aujourd'hui. Il n'y a donc pas de dissociation, appréciable dans des détonations dont la température reste comprise entre 1.064 et 1.514° centigrades. Nous sommes par suite autorisés à nier la dissociation, du moins dans les limites que lui attribue la théorie de M. Clerk.

Mais alors, comment expliquer les divergences de l'expérience et des calculs basés sur les données les plus solides de la physique ?

Il suffit de faire intervenir l'action refroidissante de la paroi, qui soustrait du calorique au mélange explosé, abaisse par suite sa température et diminue la pression développée. L'action thermique des parois des enceintes sur les gaz qu'elle renferme est beaucoup plus énergique et rapide qu'aucuns ne le pensaient autrefois et elle dispense de recourir à toute autre explication des phénomènes dont nous venons de rendre compte (1).

Parmi les arguments qu'on peut fournir à l'appui de cette manière de voir, il en est de décisifs que nous ferons valoir plus loin; mais nous croyons utile de signaler maintenant déjà les expériences suivantes :

M. Roszkowski a fait à Carlsruhe, dans le laboratoire de M. Bunte, une série d'essais fort intéressants sur l'effet produit par la température sur les limites d'explosibilité des mélanges tonnants : nous allons en résumer les résultats d'après un article publié en 1891 dans le *Journal für Gasbeleuchtung*.

L'auteur de ce travail appelle limite inférieure d'explosion celle qui correspond à la plus faible proportion de gaz combustible, par rapport au comburant; la limite supérieure correspond au contraire à la plus faible proportion de comburant par rapport au gaz combustible.

Le rôle de la température sur ces limites avait été démontré autrefois par une expérience de Wagner : ce savant avait observé qu'un mélange, qui ne pouvait pas exploser au contact d'une étincelle produite par une bobine d'induction de faible puissance, donnait au contraire une forte explosion quand on opérail la mise du feu par l'étincelle d'une grande bobine.

Un effet analogue doit s'observer quand on opère sur des mélanges à température élevée : M. Roszkowski a donc effectué de nombreux essais sur des gaz dont la température variait de 15 à 300°; il a opéré sur l'hydrogène, l'oxyde de carbone, le gaz des marais et le gaz d'éclairage. Nous ne relèverons que ces derniers résultats.

1. Wirtz, « De l'effet thermique des parois d'une enceinte sur les gaz qu'elle renferme »; thèse inaugurale de doctorat; Paris, 1878.



Le gaz de Carlsruhe employé avait la composition suivante :

H <sup>2</sup> .....	50,6
CH <sup>4</sup> .....	34,8
CO.....	6,2
Hydrocarbures divers.....	5,3
CO <sup>2</sup> .....	1,9
Az.....	1,2
TOTAL.....	100,00

A la température de 15°, ce gaz de houille exige au moins 0,4358 de son volume pour former un mélange explosif, mais il peut supporter 12,25 volumes d'oxygène sans cesser d'être détonant, la quantité trouvée pour produire une combustion complète étant exactement un volume. A 300°, la limite supérieure est de 0,71 d'oxygène, alors que la limite inférieure serait de 2,85. La limite supérieure s'est donc accrue ainsi que la limite inférieure : cette dernière donnée étant seule intéressante pour nous, nous y concentrerons toute notre attention.

La proportion maximum d'air serait par conséquent de 12,25 volumes à 15° et 13,1 à 300° : dans un cylindre chaud, il se produira dès lors moins de ratés.

Mais la présence de l'acide carbonique dans le mélange, produit le singulier effet de modifier cette explosibilité dans un sens inattendu : l'adjonction d'une forte proportion de ce gaz inerte aurait pour résultat de rapprocher les deux limites. Ce serait donc un argument en faveur de ceux qui estiment qu'il y a intérêt à expulser du cylindre des moteurs le résidu des gaz brûlés restés à la suite des précédentes explosions.

Nous reviendrons plus loin sur tous ces faits en établissant la théorie expérimentale des moteurs, et nous démontrerons que le rôle des parois est considérable dans les phénomènes qui se produisent dans le cylindre des moteurs à gaz.

Toutefois, il nous reste une considération d'ordre essentiellement industriel à ajouter à ce qui précède. Étant donné qu'on ne trouve pas en tous lieux une usine à gaz et que, d'autre part, ce gaz est quelquefois vendu à des prix excessifs, on a pu être amené, en certaines circonstances spéciales, à fabriquer soi-même un gaz de distillation. Voici dès lors comment se présente la question. Supposons qu'on monte un four à 5 ou 7 cornues, et qu'on les chauffe avec le coke obtenu comme résidu de distillation : on sait que 100 kilogrammes de charbon donnent 30 mètres cubes de gaz environ. Or, il reste au fabricant de gaz, déduction faite du coke brûlé, 50 kilogrammes de coke, dont le prix équivaut au moins à celui de 55 kilogrammes de houille à gaz : de plus, on obtient du goudron, et l'on pourrait assez facilement tirer parti des eaux ammoniacales. Négligeons cependant ces derniers sous-produits et ne tenons compte que du coke : on peut dire que 45 kilogrammes de houille ont donné 30 mètres cubes de gaz ; cela fait 1 mètre cube de gaz par 1,5 kilogramme de houille. Doublons le prix auquel on paie ce combustible cru, pour tenir compte des frais de fabrication, de l'intérêt et de l'amortissement du capital engagé ; on peut alors établir comme règle, que le



mètre cube coûte autant que 3 kilogrammes de charbon à gaz : cela fait environ 6 centimes au mètre cube. Ce résultat explique la faveur dont ont joui en Allemagne les appareils à gaz de distillation installés dans certains petits établissements pour alimenter des moteurs et fournir de la lumière. Mais les perfectionnements des gazogènes sont venus changer les conditions de la production des gaz moteurs, et il ne semble pas qu'on puisse aujourd'hui conseiller l'emploi des cornues de distillation dans les petits ateliers.

II

**Divers gaz combustibles obtenus par distillation.**

Le gaz d'éclairage, dit *gaz de ville*, dont nous venons d'étudier longuement les propriétés, est un produit de distillation des houilles grasses, dénommées houilles à gaz à cause de l'emploi qu'on en fait.

Mais on peut utiliser d'autres combustibles moins chers que la houille à gaz.

On pratique depuis longtemps la distillation des bois en vase clos pour en extraire un gaz combustible; ce gaz fut même le premier gaz d'éclairage produit par Philippe Lebon, dès 1795. Mais sa flamme était fuligineuse et son utilisation exigeait une épuration complète à la chaux; sa fabrication donnait d'ailleurs des sous-produits dont on ne put d'abord trouver l'emploi.

Ebelmen a fait des essais prolongés de gazéification du bois dans les gazogènes et il a obtenu des résultats remarquables; le gaz recueilli était un mélange de gaz de distillation et de gaz de fourneau. Les expériences d'Audincourt démontrèrent qu'un kilogramme de bois, renfermant 25 % d'eau, fournissait 1.615 litres de gaz dont le pouvoir moyen était, par mètre cube, de 1.479 calories. On retrouvait ainsi 82 % du calorique disponible dans le bois employé, sans tenir compte de celui qu'on récupérait par la combustion des sous-produits.

Berthier, Sauvage, Pettenkofer, Reissig, et d'autres encore, se sont appliqués à faire une distillation rationnelle des bois. Le tableau ci-dessous indique les quantités de gaz et de charbon de bois fournies par la distillation de 100 kilogrammes de bois de diverses essences, d'après Reissig.

Essences.	Gaz produit.	Charbon de bois.
	m <sup>3</sup>	kg.
Pin.....	33,84 de gaz purifié,	18,40 de charbon de bois.
Sapin.....	38,88 —	18,00 —
Mélèze.....	33,00 —	25,00 —
Tilleul.....	38,00 —	20,00 —
Peuplier.....	35,44 —	19,80 —

Mais il faut reconnaître que ces chiffres n'ont qu'une exactitude relative, car les résultats diffèrent grandement avec l'état de siccité des bois.



En thèse générale, ce sont les bois résineux secs qui donnent le gaz le plus riche.

En 1849, Pettenkofer distillait de préférence du pin ou du mélèze; voici la composition moyenne des gaz recueillis :

H <sup>2</sup> .....	15,72	volumes.
CO.....	40,59	—
CH <sup>4</sup> .....	11,06	—
Hydrocarbures lourds.....	6,91	—
CO <sup>2</sup> .....	25,72	—

Le pouvoir calorifique de ces gaz était estimé à 3.300 calories, vapeur d'eau non condensée.

Les eaux de distillation renfermaient de l'ammoniaque, de l'acide pyroliigneux, de l'esprit de bois, du goudron et diverses essences. Le lavage des cendres donnait en outre des carbonates et des sulfates de potasse, valant plus de 1 franc le kilogramme.

Lencauchez (<sup>1</sup>), résumait dans les chiffres suivants les conclusions d'une fructueuse étude théorique et expérimentale poursuivie par lui durant de longues années.

*Produits de la distillation du bois (en cornues).*

Volume de gaz à 0° et 760 millimètres par kilogramme de bois.	0 m <sup>3</sup> 334
Pouvoir calorifique du gaz par mètre cube.....	3.283 calories
Rendement en charbon de bois.....	0 kg. 235
— eau acide utilisable.....	0 kg. 336
— goudron.....	0 kg. 070
Quantité de bois nécessaire pour donner au gaz 2.500 calories.	2 kg. 273

Lencauchez estimait à 76 fr. 90 la valeur des sous-produits obtenus par tonne de bois; on voit quel bénéfice on peut retirer de la distillation en vase clos substituée aux procédés barbares encore en usage dans les régions montagneuses : la vente du goudron et des eaux acides est une première source de revenu à laquelle s'ajoute l'utilisation des gaz recueillis pour la production de la puissance motrice par les moteurs à gaz.

Delamare-Deboutteville fut un des premiers à alimenter un moteur avec du gaz fourni dans les Landes par des appareils de distillation appropriés à cet usage : les résultats furent satisfaisants.

Les beaux travaux de M. Riché ont multiplié ces applications en ces dernières années, mais nous remettons à un chapitre suivant l'exposé des résultats obtenus; le gaz Riché est en effet un gaz mixte de distillation et de gazogène.

M. Tissier a eu, plus récemment, l'idée de distiller du bois dans un four traversé par les gaz d'échappement d'un moteur; leur température, généralement

1. On lira encore aujourd'hui avec fruit les ouvrages de Lencauchez, traitant de cette question : *Etude sur les combustibles*, Paris, Lacroix, 1878; *Etudes sur divers gaz combustibles*, Paris, Bernard Tignol, 1899.



égale à 450°, suffit à cet effet, et il y a même avantage à les refroidir quelque peu. L'opération dure de dix à quinze heures; elle est plus longue avec les bois à essence. On recueille des gaz combustibles, de l'acide pyroligneux (vinaigre de bois), de l'alcool méthylique, des acétates et des goudrons d'une grande valeur. Le rendement en charbon de bois peut être estimé moyennement à 33 %.

La tourbe dont nos gisements français, répartis en 31 départements, renferment 1 milliard  $\frac{1}{2}$  de mètres cubes, et que nous ne savons pas utiliser, se prête bien à la distillation.

Quand on soumet de la tourbe à la distillation sèche, on obtient, exactement comme avec la houille, du gaz, du goudron et un coke, dit *charbon de tourbe*.

Vohl a obtenu les résultats suivants en distillant une tourbe marécageuse de Zurich.

Gaz.....	17,625
Goudron.....	5,375
Autres liquides.....	52,000
Charbon de tourbe.....	25,000
	100,000

Les gaz sont constitués par H<sup>2</sup>, CO, CH<sup>4</sup> et des hydrocarbures lourds : les liquides renferment l'huile de tourbe, pesant 0,820, une autre huile de densité 0,855 et de la paraffine. Avec 100 kilogrammes de tourbe, on recueille environ 30 mètres cubes de gaz, et ce gaz est excellent.

Reissig a publié les résultats de ses analyses effectuées sur un gaz de tourbe fabriqué aux environs de Munich.

	I	II
H <sup>2</sup> .....	27,50	35,18
CO.....	20,33	18,34
CH <sup>4</sup> .....	42,65	33,00
Hydrocarbures lourds.....	9,52	13,16
Azote.....	0,00	0,32
	100,00	100,00

On peut estimer à 35 % au moins et 50 au plus, le rendement en coke; d'autre part, la tonne de tourbe fournit moyennement 6 % de goudrons bruts; ils jouissent de propriétés antiseptiques, qui augmentent leur valeur.

Le lignite se prête aussi à la distillation.

Un lignite à 20 % d'eau hygrométrique, 40 de carbone fixe, 45 de matières volatiles, 10 de cendres et 5 de soufre et autres substances peut produire en cornue 160 mètres cubes de gaz à 4.500 calories. Le coke est de bonne qualité et d'excellent emploi en gazogène. Le lignite, qui donne de tels résultats, est peut-être une exception, mais on peut toujours compter sur une génération de 125 mètres cubes à 3.000 calories pour le moins. Les sous-produits, goudrons, benzols, etc., sont abondants et rémunérateurs.



Les procédés des cornues, que nous considérons ici, s'appliquent à un grand nombre de produits combustibles.

Tous les combustibles en général peuvent fournir des gaz carburés par distillation; on a fait partout du gaz d'huile; en Russie, on a utilisé certaines résines; au Brésil, on emploie encore des graines de lin sauvage et, dans la République Argentine, les restes des animaux; à Reims, on a tiré parti des eaux savonneuses produites dans le désuintage des laines. Le procédé consiste toujours en une distillation dans des cornues : il peut conduire en certains cas à des résultats économiques. Les résidus noirs et épais de la rectification du pétrole ont été exploités avec un succès remarquable, tant qu'ils ne valaient que 15 à 20 francs les 100 kilogrammes, et les systèmes Hirzel, de Leipzig, et Riedinger, d'Augsbourg, avaient conquis une grande vogue : un filet de l'hydrocarbure visqueux tombait dans l'intérieur d'une cornue en fonte chauffée au rouge sombre et se convertissait en un gaz qui possédait, à volume égal, un pouvoir calorifique double de celui du gaz de houille. En 1878, M. Launoy exposait à Paris un appareil du même genre qui fonctionnait avec une parfaite régularité : la cornue de fer forgé qu'il employait était chauffée au rouge-cerise dans un fourneau, et recevait de l'huile de schiste, qui y tombait goutte à goutte et se transformait immédiatement en gaz. Citons encore les appareils Gapiaud, Lecourt, Studt (de Ludwigshafen), Maring et Mertz (de Bâle) : ces derniers constructeurs avaient établi plus de 50 petites usines privées en Alsace, et le *Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse* a témoigné de leur bon fonctionnement. Avec des matières coûtant 20 francs les 100 kilogrammes, on peut obtenir un gaz dont le pouvoir calorifique est quadruple de celui du gaz de ville et qui revient au plus à 40 centimes le mètre cube. Les ressources actuelles offertes à l'extension de cette industrie sont encore intéressantes; presque tous les pays produisent aujourd'hui des schistes bitumineux, des bitumes liquides, des huiles minérales ou des résidus de tout genre qu'on peut utiliser; d'immenses réserves existent en Amérique, dans l'Asie Mineure, en Chine, à Rangoon et même dans l'Afrique centrale, où l'on a découvert des gisements considérables. A la fabrique royale de conserves de Mayence, on a obtenu un gaz excellent au prix de 8 centimes le mètre cube, à égalité de pouvoir calorifique avec le gaz de la houille (1). Bref, en bien des cas, l'industriel qui demande sa force motrice au gaz peut alimenter ses machines avec un produit fabriqué sur place dans des conditions réellement avantageuses (2).

Le gaz Pintsch est aussi un gaz d'huile de pétrole : on emploie le pétrole brut de Pensylvanie. L'huile, contenue dans un réservoir placé au-dessus du foyer, coule lentement dans les cornues par un ajutage à robinet, qui permet d'en régler le débit suivant les besoins de l'opération.

1. *Revue industrielle*, année 1882, page 454.

2. Au tissage mécanique de M. Jacquelin, à Schirmeck, le prix de revient du mètre cube n'a pas dépassé 3 centimes, amortissement et intérêt du matériel non compris.



Cet ajutage est percé dans la tête même de la cornue, laquelle est amovible, afin de permettre facilement le nettoyage des cornues. L'huile se vaporise et se dissocie, en produisant des gaz et en laissant un résidu solide abondant. Les gaz traversent un barillet avant de se rendre aux condenseurs, aux épurateurs et aux laveurs : l'épuration est faite par de la sciure de bois et un peu de chaux. Les cornues assemblées deux par deux, sont chauffées par un foyer dans lequel on brûle du charbon : l'huile tombe dans les cornues, placées à la partie supérieure, lesquelles sont à la température la plus basse; les cornues inférieures doivent être maintenues au rouge-cerise clair. Une tonne d'huile donne 600 mètres cubes d'un gaz riche possédant un grand pouvoir calorifique; le chauffage des cornues consomme 1 kilogramme de coke et de charbon par mètre cube de gaz produit. D'après M. Hunter, le mètre cube coûterait 29 centimes; c'est l'équivalent du gaz de houille à 5 centimes.

A propos des gaz Pintsch, mentionnons encore des gazéificateurs d'un type plus récent employés dans les centres producteurs de pétroles, qui ont été décrits dans une revue russe par M. Lazareff (1). Ces appareils peuvent fournir, suivant leur allure de fonctionnement, un gaz riche, comparable au gaz d'éclairage, ayant même un pouvoir calorifique beaucoup plus élevé, ou bien des gaz relativement pauvres, développant de 2.000 à 1.300 calories par mètre cube. Ces gazogènes sont constitués par des empilages de briques réfractaires, formant deux chambres concentriques, entourées par une enveloppe de sable tassé et comprimé dans une enveloppe de tôle, qui forme un revêtement extérieur isolant; une tuyère débouche à la base de l'appareil et elle y injecte un mélange d'huile pulvérisée, de vapeur d'eau surchauffée et d'air, dosé de manière à rester combustible; en l'enflammant, on arrive à chauffer les briques à une température très élevée. Qu'à ce moment, on ferme la tuyère et qu'on laisse tomber, par la partie supérieure, de l'huile en minces filets, sur les empilages, et l'on produira, par distillation et décomposition pyrogénée, un gaz à grand pouvoir calorifique : mais ce fonctionnement ne peut être continu et, au bout de peu de temps, variable suivant l'importance de l'appareil, il faudra recommencer à souffler par la tuyère, pour réchauffer les terres refroidies dans la phase de distillation. Cette marche intermittente et alternative présente moins d'intérêt que la gazéification régulière et suivie que l'on peut obtenir en insufflant, sans arrêt, un mélange de pétrole, de vapeur d'eau et d'air convenablement dosés, pour donner une combustion incomplète; cette combustion maintient la température de l'appareil et entretient les réactions qui donnent naissance au gaz. Dans ce mode de fonctionnement, l'huile cesse de couler à la partie supérieure. L'expérience a montré qu'une fois mis en route, ce gazogène peut fonctionner indéfiniment sans interruption; il peut arriver qu'il se forme un dépôt de charbon, analogue au charbon des cornues, dans l'enchevêtrement des empilages, mais il suffit alors

1. *Le Génie civil*, 16 décembre 1905.



de faire passer momentanément un courant oxydant pour brûler ce carbone. Les gaz recueillis ont la composition suivante :

CO.....	de 20 à 30 %
H <sup>2</sup> .....	de 25 à 50
CH <sup>4</sup> .....	de 0 à 10
Az.....	de 30 à 55
CO <sup>2</sup> .....	de 1 à 10

En faisant monter la température, on observe que les proportions d'oxyde de carbone et d'hydrogène augmentent, alors que celles d'azote et d'anhydride carbonique diminuent. Le rendement de ces appareils est excellent. En fabrication de gaz riche, on peut obtenir, par 16 kilos de pétrole (un poud russe), de 10 à 11 mètres cubes de gaz à 9.500 calories au mètre cube, d'une densité égale à 0,75, en ne consommant que 10 % de ce poids d'huile pour le chauffage intermittent des terres réfractaires. Quand on produit du gaz plus pauvre, on recueille 100 mètres cubes de gaz par poud, et le rendement peut approcher de 90 %. Ces résultats doivent attirer l'attention sur ce type de producteur de gaz, qui serait susceptible d'intéressantes et curieuses applications.

L'emploi des goudrons pour la fabrication des gaz de distillation a aussi fait l'objet d'essais qui méritent l'attention.

Les bas prix auxquels étaient descendus les goudrons en ces dernières années avaient démontré que le marché en était encombré et qu'il fallait chercher de nouveaux débouchés à cet important sous-produit de la fabrication du gaz. La préparation des asphaltes, des cartons imperméables, des peintures préservatrices du bois absorbe une minime quantité de goudron; la distillation elle-même, opérée dans le but de recueillir les huiles d'anthracène, de créosote et autres, ne constitue pas encore un exutoire suffisant pour ce produit, dont l'Angleterre seule produit annuellement plus de 600.000 tonnes; la combustion directe du goudron est, d'autre part, une ressource extrême, qui ne peut être considérée comme une solution de ce problème économique. Ces considérations ont amené M. Stafford Ellery à chercher à extraire du goudron un combustible gazeux utilisable pour l'éclairage ou la production d'énergie, et il a entretenu de son projet le *Gaz Institute* du Royaume-Uni, au congrès de 1894 (1).

Voici, d'après cet ingénieur, la composition moyenne en poids d'un goudron de gaz :

Huiles légères.....	3,0
— de créosote.....	20,5
— d'anthracène.....	6,9
Gaz et liqueur ammoniacale.....	9,0
Brai.....	60,4
Divers.....	0,2
	<hr/>
	100,0

1. *Journal du gaz et de l'électricité*, 31 juillet 1894.



Le goudron est d'autant plus riche en hydrocarbures que les cornues ont fonctionné à plus basse température. En général, il semble qu'une *tonne anglaise* (1.016 kilogr.) donne 16.000 *pieds cubes* (452 mètres cubés) de gaz riche, 508 kilogrammes de coke et 7 kg. 25 de sulfate d'ammoniaque. Ce coke est exempt de cendres et égal comme qualité au meilleur coke de fonderie; le liquide ammoniacal est aussi de vente facile. La distillation constitue par suite une opération fructueuse, car le coke et l'ammoniaque valent au moins 9 shillings, soit 11 fr. 25. La distillation s'effectue aisément dans des cornues de fonte au fond desquelles on injecte le goudron; le condenseur est formé par une série de tuyaux légèrement inclinés, de manière à ce que les premiers produits de la condensation retournent à la cornue pour y subir de nouveau le contact des parois chaudes.

L'application économique de ce procédé dépend évidemment du prix des goudrons.

Les gaz riches obtenus par la distillation des charbons et des carbures sont fréquemment comprimés dans des réservoirs en métal très résistants, et utilisés ainsi pour alimenter des moteurs de voitures ou de bateaux : nous en verrons quelques exemples dans l'industrie des tramways. En comprimant les gaz à 20 kilogrammes, on arriverait à emmagasiner dans un litre environ 100 calories : c'est peu de chose comparativement aux calories que peut fournir un litre de pétrole, et pourtant le gaz comprimé trouverait encore son emploi en certains cas déterminés. Malheureusement, il est établi que les gaz riches de distillation éprouvent une certaine perte par la compression, qui entraîne la liquéfaction des carbures lourds. M. Love a signalé à la Société de chimie de New-York des pertes de 16 %. Mais il faut observer que l'évaporation des liquides condensés peut restituer les calories qu'on croyait perdues; quand on recueillait le gaz sous une pression élevée, ces liquides restaient dans le réservoir et le gaz était appauvri; par contre, lorsque la pression descend au voisinage de la pression atmosphérique, les hydrocarbures redeviennent volatils, si toutefois la température n'a pas été trop abaissée par la détente. Le pouvoir d'un gaz comprimé en réservoir varie donc du commencement à la fin de sa détente. C'était un fait à signaler.

J'ai du reste procédé à des expériences précises en vue de déterminer la perte que subit le gaz ordinaire de ville, par le fait de son séjour sous haute pression dans des réservoirs métalliques; elle est très faible, si la température du gaz détendu est maintenue au voisinage de la température ordinaire; or, cette condition est assez facile à réaliser dans la pratique.

Pour être complet, il me reste à parler des gaz naturels qu'on recueille abondamment en Pensylvanie, dans l'Ohio et à Pittsburg; on en trouve aussi dans le Caucase, à Bakou. M. Robinson donne la composition de quelques gaz, d'après des analyses faites et publiées par la Société



des Ingénieurs civils américains; nous lui empruntons les chiffres qui suivent (1).

	PITTSBOURG	LEECHBURGH	BAKOU
H <sup>2</sup> .....	22,0	4,79	0,98
CO.....	0,6	0,26	»
Az.....	3,0	»	0,49
CH <sup>4</sup> .....	67,0	89,05	93,09
C <sup>2</sup> H <sup>4</sup> , etc.....	6,0	4,95	3,26
O.....	0,8	»	»
CO <sup>2</sup> .....	0,6	0,35	2,18
	100,0	100,00	100,00

La densité des gaz naturels varie de 0,60 à 0,66 : ils sont généralement très riches, et leur pouvoir supérieur dépasse quelquefois 9.500 calories par mètre cube.

La France n'en est pas entièrement dépourvue; un sondage effectué en septembre 1921, à Vaix-en-Bugey, dans l'Ain, a donné lieu à un dégagement très considérable, que l'on a canalisé et dirigé vers la ville d'Ambérieux; il a fourni jusqu'à 10.000 mètres cubes par jour. Ce gaz possédait un pouvoir considérable : il présentait la particularité de ne renfermer que des traces d'oxyde de carbone. On l'a appliqué avantageusement à divers usages domestiques et industriels, pour l'éclairage et la production de puissance motrice.

### III

#### Air carburé sur les essences.

Il existe un autre genre d'appareils gazogènes, tout différents des cornues à distillation, qui peuvent fournir une seconde solution non moins remarquable du problème de la gazéification : ce sont les hydrocarburateurs à froid. En saturant l'air, à la température ordinaire de vapeurs d'essences volatiles, telles que la gasoline ou les éthers de pétrole, on constitue un mélange combustible qui présente les propriétés du gaz d'éclairage.

Les carburateurs ont été appliqués avec succès à l'alimentation des moteurs à gaz; ils ont rendu de grands services dans les lieux non desservis par des usines à gaz, lesquels sont encore plus nombreux qu'on ne le croit. Mais l'automobilisme leur a ouvert un champ d'exploitation bien plus vaste, et ces appareils ont réalisé dans ces derniers temps une remarquable perfection. C'est à eux que sont dues les merveilles de la navigation aérienne.

1. Cf. *Gas and Petroleum Engines*, page 361.



On a dit qu'ils sont l'âme du moteur : la métaphore est hardie, mais elle ne paraît pas exagérée à ceux qui ne s'occupent que des moteurs légers et ultra-légers.

La carburation n'est pas une combinaison, car elle ne fait pas entrer en jeu les affinités chimiques des corps mis en présence.

Nous n'étudierons dans ce chapitre que la carburation par les essences très volatiles ne nécessitant pas un chauffage énergique : nous dirons qu'elle s'effectue à froid, bien que cette expression ne soit pas entièrement exacte.

Il semble que l'invention de la carburation doive être reportée à Barsanti et Matteucci, qui proposèrent, en 1859, d'appliquer l'air carburé à l'alimentation des moteurs; les brevets Lévêque et Boudouresque sont un peu postérieurs. Celui de Daimler porte la date de 1875 : il avait donc eu de nombreux prédécesseurs; on l'oublie trop souvent, surtout dans les ouvrages allemands. C'est en 1893 que ces appareils ont pris leur essor.

Sans vouloir anticiper sur la description des carburateurs, qui feront l'objet de monographies spéciales dans le second volume de ce traité, nous rappellerons seulement ici que l'on recourut d'abord à un léchage du liquide par le courant d'air, puis à un barbotage de l'air dans le liquide pour en venir au giclage, c'est-à-dire à une pulvérisation, qui est presque uniquement employée aujourd'hui, parce qu'elle fournit de meilleurs résultats.

Les essences que l'on emploie pour la carburation sont le résultat d'une distillation fractionnée des pétroles, sur laquelle nous reviendrons ultérieurement, nous contentant de dire ici ce qui est absolument indispensable. Ces produits, d'une densité moyenne égale à 0,72, passent de 70° à 150°; on donne généralement le nom de gazoline aux essences qui distillent entre 60° et 150°, alors qu'on appelle benzine ce qui suit. Leur puissance calorifique est voisine de 10.500 calories au kilogramme, ce qui donne près de 7.500 calories au litre. Ils sont formés de carbures divers, appartenant à la série saturée, répondant à la formule  $C^n H^{2n+2}$ ; ceux qui dominent vont du pentane  $C^5 H^{12}$  au nonane  $C^9 H^{20}$ . Leur point d'ébullition est compris entre 50 et 150° : la chaleur latente de vaporisation de l'hexane est égale à 117 calories. En fournissant 15 kilogrammes d'air par kilogramme d'essence, on trouve que la vaporisation parfaite du mélange exige que la température ne tombe pas en dessous de 29°; mais cette température critique s'abaisse quand on donne l'air dans une proportion supérieure à celle qu'indique le calcul théorique.

Pour les moteurs légers à grande vitesse, la durée de carburation joue un rôle important dans leur fonctionnement : cette durée ne devra pas dépasser  $\frac{1}{60}$  de seconde.

La pratique a démontré que le mélange ne doit pas être saturé à la température la plus basse qui se développe dans le carburateur. De grandes variations



de température sont la cause d'irrégularités dans la carburation, qui nuisent à la marche des moteurs.

Une des principales qualités d'une essence est d'être homogène; ce qui veut dire que les produits doivent passer à la distillation entre des limites de température assez étroites. Il faut se garder d'une fraude, à laquelle se livrent certains fournisseurs et producteurs peu consciencieux, qui forment des mélanges possédant la densité demandée de 0,70 à 0,72, en additionnant des éthers légers à des produits lourds (1). Cette pratique coupable conduisait à de très mauvais résultats avec les appareils primitifs à léchage; elle est moins nuisible pour les carburateurs à giclage, mais il faut néanmoins toujours se garder contre ce trucage.

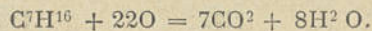
Le meilleur procédé de constatation de l'homogénéité d'une essence consiste à la soumettre à une distillation fractionnée; on admet que  $\frac{1}{20}$  doit passer avant  $60^\circ$ ,  $\frac{11}{20}$  avant  $105^\circ$  et le reste, soit  $\frac{19}{20}$ , à  $150^\circ$ .

Voici d'ailleurs un exemple de ce qu'on peut obtenir avec un bon produit : il s'agit d'une essence de Galicie, dite motoline, fournie par M. Leprêtre à M. Lumet, pour une série d'essais. La distillation fractionnée a donné les résultats ci-dessous :

Limites du fractionnement.	Poids spécifiques à $15^\circ$ .
$25^\circ$ à $42^\circ,5$	0,634
$42^\circ,5$ à $58^\circ$	0,654
$58^\circ$ à $65^\circ,5$	0,682
$65^\circ,5$ à $69^\circ,3$	0,695
$69^\circ,3$ à $70^\circ$	0,699
$70^\circ$ à $74^\circ,5$	0,706
$74^\circ,5$ à $79^\circ,1$	0,709
$79^\circ,1$ à $88^\circ,1$	0,729
$88^\circ,1$ à $89^\circ,9$	0,735
$89^\circ,9$ à $99^\circ,9$	0,740

La densité de cette essence était égale à 0,70, à la température de  $15^\circ$ .

Son pouvoir calorifique supérieur a été trouvé de 11.430 calories; on pouvait le considérer comme composé en grande partie d'heptane,  $C^7 H^{16}$ ; sa formule de combustion était :



Par kilogramme d'essence, on devait trouver environ 1.440 grammes de vapeur d'eau dans les gaz brûlés de la décharge; le pouvoir inférieur tombait conséquemment à près de 10.670 calories.

La Société Lorraine-Dietrich a poursuivi de remarquables et très utiles

1. Pendant la guerre, l'Amérique nous a livré des essences qui contenaient 20 % de kerosène, autrement dit de pétrole lampant.



études sur les essences d'autos et d'avions, qu'elle a bien voulu nous communiquer, et dont nous extrayons ce qui suit.

Chaque essence possède des caractéristiques bien définies, mais sa densité n'en est pas un élément aussi important qu'on le croit généralement : il est absolument insuffisant pour classer un produit. Le pouvoir calorifique lui-même ne fournit pas une donnée réellement spécifique. Ainsi, il ressort d'expériences indiscutables qu'une essence moins riche peut donner plus de puissance qu'une autre développant plus de calories; c'est ce que démontrent les chiffres ci-dessous.

8 cylindres, 120 × 140 :

Densité de l'essence.....	0,725	0,747
Pouvoir calorifique de l'essence.....	10.750 calories.	11.200 calories.
Vitesse du moteur.....	1.402 tours.	1.376 tours.
Puissance.....	171 chevaux.	160 chevaux.
Consommation par cheval-heure.....	246 grammes.	263 grammes.

Des expériences faites à l'altitude élevée du Lautaret ont fait constater de même qu'une essence à 10.700 calories permettait de développer 202 chevaux par 267 grammes, alors qu'une autre à 10.775 fournissait 203 chevaux par 262 grammes, au cheval-heure : cette dernière rendait moins à la calorie. Il s'agissait d'un moteur à 8 cylindres, d'alésage 120 et de course égale à 0 m. 175.

La meilleure spécification des essences est basée sur l'étude de la distillation fractionnée; sa courbe doit être comprise entre des limites étroites de température. Pour exemple de ce travail, nous donnerons un tableau dressé par la Société Lorraine : il fait connaître les volumes qui passent à diverses températures :

*Températures.*

VOLUMES DISTILLÉS	DENSITÉ = 0,705	DENSITÉ = 0,717	DENSITÉ = 0,701
0 à 50 centimètres cubes.....	60°6	61°6	60°
50 à 100 — .....	66°1	67°	64°3
100 à 150 — .....	69°6	71°4	64°5
150 à 200 — .....	73°1	71°5	70°2
200 à 250 — .....	76°6	78°7	72°6
250 à 300 — .....	80°1	81°6	74°9
300 à 350 — .....	83°5	84°4	77°2
350 à 400 — .....	86°8	87°2	79°5
400 à 450 — .....	90°	90°	81°7
450 à 500 — .....	93°3	92°7	84°
500 à 550 — .....	96°6	95°5	86°3
550 à 600 — .....	100°	98°3	88°6
600 à 650 — .....	103°4	100°9	91°1
650 à 700 — .....	106°8	103°5	93°8
700 à 750 — .....	110°4	106°2	97°
750 à 800 — .....	115°1	109°5	100°7
800 à 850 — .....	120°4	113°4	105°7
850 à 900 — .....	127°7	118°6	112°
900 à 950 — .....	143°	131°	121°
950 à 1.000 — .....			
<i>Poids spécifique du dernier vingtième.</i>			
	0,770	0,766	0,753
<i>Volume passé au-dessous de 60°.</i>			
	50 cm <sup>3</sup>	40 cm <sup>3</sup>	40 cm <sup>3</sup>



L'homogénéité du produit est manifestée par le fait que les températures et les volumes suivent une progression régulière.

Une essence qui passerait à l'alambic sous la pression atmosphérique entre 70° et 105° peut être considérée comme très homogène; entre 70° et 125°, on peut admettre qu'elle est assez homogène; au delà, elle ne le serait plus à un degré suffisant.

Les produits qui distillent au-dessous de 70° facilitent le départ des moteurs, mais exposent à des pertes dans des réservoirs peu étanches placés près des moteurs.

Pour les moteurs d'aviation, la dépression aux hautes altitudes augmente le volume d'air admis au carburateur et complique le phénomène de la carburation.

Une bonne essence doit être incolore, limpide, sans dépôt et d'odeur douce. On décele la présence d'huile de schiste ou de toute autre huile en y plongeant du papier collé; mis à sécher pendant un quart d'heure, il ne doit pas rester taché. On mesure l'acidité par une liqueur alcaline colorée en rouge par une dissolution alcoolique de phénolphtaléine : en mélangeant 10 centimètres cubes d'essence avec un volume égal de cette liqueur, le mélange doit rester rouge.

Nous avons dit qu'il faut fournir 15 kilogrammes d'air par kilogramme d'essence pour obtenir une combustion complète : ce chiffre se justifie de la manière qui suit.

L'analyse des essences conduit à leur assigner une teneur moyenne de 85 % de carbone et de 15 d'hydrogène : leur combustion engendre donc de l'anhydride carbonique et de la vapeur d'eau. La considération des poids moléculaires donne :

Pour CO <sup>2</sup> .....	0,85 × $\frac{32}{12}$	= 2 kg. 27 d'oxygène.
Pour H <sup>2</sup> O.....	0,15 × $\frac{16}{2}$	= 1 kg. 20 —
TOTAL.....		<u>3 kg. 47</u>

Ce poids correspond à 2.430 litres d'oxygène et à 11.600 litres d'air, pesant 15 kilogrammes et jaugeant 12.245 litres.

Il est assez difficile d'attribuer une densité de vapeur exacte aux essences, étant donné leur complexité de composition : on peut admettre que les essences vaporisées occupent moyennement 500 volumes; dans le mélange à 15 kilogrammes d'air, il y aurait donc 25 volumes d'air pour 1 de vapeur.

D'après cela, le mélange tonnant occuperait un volume égal à

$$11,600 + \frac{1.000}{700} \times 500 = 11,600 + 0,714 = 12,314 \text{ mètres cubes.}$$

$$\text{Le pouvoir calorifique du mélange} = \frac{10.500}{12.314} = 853 \text{ calories.}$$



Le réchauffage du carburateur devient nécessaire lorsque la température de l'atmosphère tombe au-dessous de 10°; il s'impose pour les moteurs d'aviation aux altitudes supérieures à 1.000 mètres. Il doit être d'autant plus énergique que la vitesse du moteur est plus grande, mais ne doit pas dépasser 16° au passage de la soupape d'admission, sous peine de conduire à une diminution de puissance par la dilatation de la charge.

La consommation des essences est devenue énorme, et elle s'accroît tous les jours, par l'effet du développement qu'ont pris la traction automobile et la navigation aérienne; elle dépasse annuellement en France des millions de litres. La production, dix fois moindre que celle du pétrole lampant, ne suit pas la même progression ascendante, et il a fallu chercher à leur substituer des succédanés.

Le benzol est au premier rang de ceux-ci.

Le benzol, qu'on appelait autrefois la benzine de houille, est un sous-produit des usines à gaz et des fours à coke; il est donc extrait de la houille par distillation. On estime à 5 kilogrammes environ le benzol rectifié que peut fournir la tonne de houille. Les goudrons des usines à gaz en renferment près de 1 %. La France produisait annuellement, avant la guerre, une dizaine de mille tonnes, mais l'Allemagne en jetait sur le marché une quantité bien plus considérable, qui était fournie par ses nombreuses et importantes cokeries, plutôt que par ses usines à gaz. En métallurgie, on récupère tout ce qu'on peut de benzol; les usines à gaz craignent, au contraire, de trop dépouiller leur gaz de ville de ce produit qui contribue à son pouvoir éclairant et elles se contentent d'en extraire le goudron. Cette pratique devra être abandonnée et l'on incite aujourd'hui les gaziers à débenzoler davantage leur gaz, au risque d'abaisser son pouvoir calorifique. On estime ainsi que la France pourra plus tard produire 30.000 tonnes par an dans ses usines à gaz, et trois fois plus dans ses fours à coke. Ce sera, au total, encore bien peu.

La formule du benzol est celle du benzène  $C^6 H^6$ .

C'est un liquide incolore dont la densité à 0 est de 0,90; il se volatilise néanmoins presque aussi facilement que les essences de pétrole, beaucoup plus légères. Mais sa vapeur n'occupe que 250 fois son volume primitif, à condition que sa température soit maintenue, car il ne bout que vers 80°.

Son pouvoir calorifique n'est que de 10.000 calories au kilogramme, ce qui fait 9.000 environ au litre.

Le benzol est extrait du gaz des usines ou des fours à coke; on l'absorbe par les huiles de distillation des goudrons, huiles lourdes anthracéniques ou à phénol, et mieux encore par les crésols, qui permettent la récupération presque intégrale de ce produit. On a proposé aussi de recourir à un refroidissement à — 60°, mais ce procédé paraît plus coûteux.

Le benzol est extrait des huiles qui l'ont absorbé par une première distillation : celle-ci le débarrasse de la naphthaline; on l'épure ensuite par un traitement



à l'acide sulfurique ou à la soude, qui lui enlèvent les composés sulfureux, la pyridine et les phénols. Puis une distillation fractionnée scinde le benzol brut en quatre produits, dits benzols 90 et 50, le solvant-naphta et la benzine-régie. Le benzol 90 est par excellence l'aliment des moteurs. L'hectolitre valait, avant la guerre, de 25 à 30 francs, alors qu'on ne trouvait pas d'essence convenable à moins de 35 ou 37 francs.

Un moteur ne devrait consommer en benzol que les  $\frac{8}{10}$  de ce qu'il lui faut en essence. Mais il conviendrait d'étudier spécialement les machines en vue de cet emploi, car il donne lieu souvent à des encrassements de cylindre, provenant d'une combustion incomplète. Il faut 10.220 litres d'air par kilogramme de benzol pour le brûler entièrement.

Le benzol est souvent employé sous le nom de Stellane : ce produit donne de bons résultats, à la double condition de réchauffer convenablement le carburateur et la tuyauterie de distribution de l'air carburé; cela provient, d'une part, de sa plus grande chaleur latente de vaporisation et de sa moindre tension de vapeur; d'autre part, sa teneur plus élevée en carbone exige une vaporisation plus complète du liquide dans l'air pour donner lieu à une bonne combustion. Il développe autant de puissance au moteur que les essences. La consommation est généralement un peu plus faible en volume, mais plus forte en poids; le rendement peut être considéré comme équivalent. Le mélange habituellement formé dans les moteurs est à peu près le même que celui obtenu par les essences et son inflammabilité n'est pas moindre.

Bien que ce chapitre ne soit consacré qu'à la carburation par des hydrocarbures légers, du genre des essences, on ne s'étonnera pas d'y trouver la mention de l'emploi d'un autre sous-produit des usines à gaz et des établissements dans lesquels on distille les huiles lourdes de houille. Je veux parler de la naphtaline, dont les marchés étaient encombrés et qui ne trouvait pas facilement une utilisation fructueuse. Si la France n'en fournit guère que 15.000 tonnes annuellement, l'Allemagne dispose d'une quantité double et l'Angleterre du triple, provenant des seules usines à gaz : mais les fours à coke à récupération en engendrent des masses beaucoup plus considérables, qui croîtront rapidement. Les prix ne sont donc pas exposés à monter beaucoup. On payait 8 pfennigs le kilogramme avant la guerre, soit 10 centimes.

L'utilisation de la naphtaline en moteurs a été indiquée d'abord par MM. Chardon et Léon, qui démontrèrent qu'on peut obtenir un fonctionnement satisfaisant, caractérisé par une souplesse de régime inespérée (1). Les ingénieurs de Deutz, mis en éveil par ces essais, s'appliquèrent à mettre au point cette nouvelle application.

La naphtaline  $C^{10}H^8$  se présente dans le commerce sous forme de lamelles

1. *La Locomotion automobile*, 15 avril 1909.



cristallines incolores, d'une odeur goudronneuse; elle fond à 79°, bout à 218°, mais possède déjà une tension assez grande vers 100°. Son pouvoir calorifique est de 9.600 calories au kilogramme.

Il faut la fondre pour l'employer. A cet effet, elle est renfermée dans un réservoir que l'on chauffe généralement par les gaz de l'échappement du moteur; le liquide est amené à un carburateur spécial, maintenu lui-même à une température suffisante. L'air à carburer est aspiré à travers une cloche chaude, qui lui assure une température d'au moins 80°. On effectue la mise en route de la machine au benzol, par un carburateur distinct.

Dans le dispositif Otto, la naphthaline est introduite dans un récipient, placé au-dessus du cylindre; l'eau chaude circule dans une double paroi. Cette eau, sortie tiède de l'enveloppe, est encore chauffée par les gaz de la décharge, avant d'arriver au récipient : sa température peut dépasser 100°, après une demi-heure de marche. Les Allemands ont annoncé que la consommation n'était que de 300 grammes par cheval-heure effectif dans un moteur de 10 chevaux.

MM. Balachowsky et Caire ont encore amélioré ce dispositif de chauffage au bain-marie; le niveau constant du carburateur, le gicleur, toutes les voies de passage et la chambre de carburation sont enveloppés par la circulation d'eau chaude. Ils ont réussi à faire usage de la naphthaline brute, mais le liquide produit est décanté et soigneusement filtré avant d'arriver au carburateur. Ils ont obtenu des résultats très satisfaisants.

Le bas prix de ce produit, ininflammable à froid, d'une manutention aisée, en présage un emploi extrêmement intéressant, qu'il conviendrait de développer (1).

#### IV

#### Les vapeurs d'Alcools.

Les alcools sont des liquides combustibles assez volatils pour servir à la carburation de l'air et à l'alimentation des moteurs.

Les alcools que nous avons surtout à considérer forment une série homologue, dont voici les premiers termes :

Alcool méthylique . . . . .	$H \cdot CH^2 OH = CH^3 OH$	: bout à 66°,5.
— éthylique . . . . .	$CH^3 \cdot CH^2 OH = C^2 H^5 OH$	: — 78°
— propylique . . . . .	$C^2 H^5 \cdot CH^2 OH = C^3 H^7 OH$	: — 97°

Leur formule générale est  $C^n H^{2n+2} O$ .

Ne nous occupons que de l'alcool éthylique, qui est un alcool d'industrie en même temps que de bouche.

1. *L'Aéronautics* du 2 juin 1921, a annoncé qu'un chimiste est parvenu à transformer la naphthaline en tétrahydronadhtaline liquide, dont le pouvoir est de 11.600 calories, et qui remplace économiquement l'essence et le benzol pour l'alimentation des moteurs.



Sa densité est exactement 0,794 à 15°.

Mais on n'emploie en moteurs que l'alcool dénaturé, rendu impropre à la consommation par des mélanges appropriés, qui ne se vend qu'à 90°, donc avec 10 % d'eau. Sa densité est alors égale à 0,834 et sa vapeur, qui occupe 500 fois son volume, pèse environ 1.600 grammes au mètre cube.

Pour le brûler, il faut lui fournir l'oxygène exigé par 2 C et 4 H, attendu qu'il renferme d'autre part H<sup>2</sup> O tout formé.

Son pouvoir calorifique inférieur est de 5.365 calories au kilogramme et de 4.450 au litre.

On l'enrichit fréquemment par une addition de benzol du commerce; l'alcool carburé à 50 % a une densité de 0,854, à 15°, et son pouvoir est voisin de 7.900 calories. Il faut noter que ce mélange cristallise à — 5°, ce qui est à considérer pour les moteurs d'aviation, qui sont exposés à subir de grands abaissements de température.

Ces préliminaires posés, nous pouvons étudier avec fruit l'application de l'alcool à l'alimentation des moteurs.

La crise qu'avait traversée l'industrie de la distillerie avait amené les intéressés à chercher de nouveaux moyens d'utiliser l'alcool, et l'idée était venue à des chimistes, à des économistes, voire même à des hommes d'État, d'appliquer l'excédent de production à l'alimentation des moteurs; on trouverait ainsi un grand débouché à un produit national et notre pays serait déchargé de la lourde redevance qu'il paie aux régions pétrolifères. Ces patriotiques espérances ne reposaient d'abord que sur des idées théoriques, émises par des savants plus versés assurément dans l'étude des combinaisons moléculaires que dans celle des cycles; elles avaient besoin d'être confirmées par l'expérience.

C'est M. Ringelmann qui a fourni aux constructeurs français les premiers documents sur la question; dès 1893, la Société d'agriculture de Meaux avait mis un crédit spécial à sa disposition en vue de comparer les résultats obtenus par l'alcool dénaturé avec ceux que donne la gazoline. Les liquides sur lesquels porta cette étude avaient la composition suivante, déterminée par les analyses de M. Müntz :

	Gazoline.	Alcool.
Carbone.....	84,3	41,5
Hydrogène.....	15,7	13,0
Oxygène.....	0	45,5
Densité à 15°.....	0,708	0,834
Point d'ébullition (pression de 767 mm. 5).....	88°	78,5

Sur ces bases, on a pu calculer les données ci-dessous :

	Gazoline.	Alcool.
Pouvoir calorifique par kilogramme...	11.359,5 cal.	6.521,75 cal.
Mètres cubes d'air nécessaires à la combustion.....	11,782	5,698
Quantités relatives de gazoline et d'alcool nécessaires par cylindrée (en poids).....	100	207
Quantités de chaleur correspondantes.	100	119



Ces deux produits ont été l'objet d'études comparatives fort diverses, que nous croyons devoir signaler.

M. Ringelmann a d'abord jugé utile de déterminer expérimentalement les quantités d'essence et d'alcool évaporées par heure et par décimètre carré de surface dans différentes conditions : c'était une manière indirecte de déterminer leurs chaleurs de vaporisation relatives. Sous un hall, à une température de 18°, les liquides ayant des températures de 15°,2 et 15°,6, il s'est volatilisé 9 gr. 37 d'essence et seulement 3 gr. 47 d'alcool; à l'air libre, à l'ombre, par une température d'environ 11°,5, il s'est évaporé 35,06 de gazoline contre 16,66 d'alcool. La gazéification de l'alcool est donc beaucoup plus difficile que celle de la gazoline et il importe de tenir compte de cet élément pour l'établissement des carburateurs.

Il s'agissait alors de faire la preuve de la possibilité d'alimenter des moteurs par l'alcool.

Les essais ont porté sur deux moteurs, l'un à quatre temps, du modèle Brouhot, l'autre à deux temps, du type Benz, disposés tous deux pour marcher avec un carburateur approprié à ces recherches.

Le premier moteur, à soupapes automatiques et allumage électrique, ne put être mis en route avec de l'alcool et il fallut fonctionner d'abord avec de la gazoline, pour le chauffer; cela prouvait que la tension de vapeur de l'alcool est trop faible pour qu'il puisse se former un bon mélange tonnant à basse température. D'autre part, comme il faut plus du double d'alcool par cylindrée que de gazoline, on éprouvait de grandes difficultés pour substituer l'alcool à l'essence, en marche, car il fallait modifier tout d'un coup la composition de la charge et former aussitôt un bon mélange. On y parvint cependant après quelques tâtonnements et le fonctionnement à l'alcool fut satisfaisant.

Ce moteur donna lieu aux observations suivantes :

	Consommations par cheval-heure effectif.	
	Gazoline.	Alcool.
A vide.....	1.040 grammes.	2.267 grammes.
A demi-charge.....	950 —	1.767 —
A pleine-charge.....	892 —	1.396 —

Cette consommation de gazoline était un peu forte, et elle aurait dû pouvoir être diminuée; mais il est probable que le moteur fonctionnait néanmoins dans des conditions normales, de telle sorte que les résultats comparatifs obtenus ne perdaient rien de leur valeur. Ils établissaient qu'il fallait environ une fois et demie à deux fois plus d'alcool en poids que de gazoline pour obtenir le même travail industriel.

Pour faire fonctionner le second moteur, du type Benz, M. Ringelmann se décida à chauffer le carburateur à une température de 42° à 47°, qui lui parut la plus favorable à une bonne marche : on obtenait aisément ce résultat en



utilisant la chaleur des gaz de la décharge, mais il fallait, pour l'alcool, recourir d'abord à une source de chaleur extérieure, sinon l'on n'eût pas réussi à mettre en route.

Ce moteur consumma beaucoup moins que le premier : la dépense à vide fut même très remarquable; elle était de 328 grammes de gazoline et de 771 grammes d'alcool. En travail, on releva les consommations ci-dessous :

	Consommations par cheval-heure effectif.	
	Gazoline.	Alcool.
A demi-charge.....	619 grammes.	1.097 grammes.
A pleine charge.....	407 —	763 —

Le résultat relatif était le même que ci-dessus; il fallait en moyenne 1,9 fois plus d'alcool en poids que de gazoline (1).

Le prix de revient pour l'alimentation des moteurs s'établissait dès lors comme il suit, en estimant le litre d'alcool *dénaturé* à 1 franc, alors que le litre de gazoline n'atteignait pas 50 centimes et que le pétrole coûtait 30 francs les 100 kilogrammes. C'étaient les prix en 1894.

	Gazoline.	Alcool.	Pétrole.
Consommation par che- } en poids...	400 gr.	756 gr.	400 gr.
val-heure effectif... } en volume.	0 l. 565	0 l. 906	0 l. 500
Prix du cheval-heure effectif.....	0 fr. 28	0 fr. 90	0 fr. 12

D'après ces expériences, le cheval-heure développé par l'alcool coûtait donc à cette époque 3,22 fois plus cher que par la gazoline et 7,5 fois plus cher que par le pétrole lampant; il eût fallu le vendre moins de 15 francs l'hectolitre pour qu'il pût entrer en ligne de comparaison; aussi, M. Ringelmann a-t-il conclu alors que c'était encore un rêve de songer à l'utilisation économique de l'alcool par les moteurs.

Ce jugement a été réformé depuis lors, du moins dans une certaine mesure : l'alcool dénaturé a baissé de prix, et l'on a su mieux l'employer.

Les ingénieurs allemands nous ont devancés dans cette voie féconde.

Les premiers essais pratiques ont été entrepris en 1894 par la maison Grob, de Leipzig; elle exposa un moteur à alcool au concours agricole de Berlin de la même année, qui marchait bien; mais il consommait 839 grammes d'alcool par cheval-heure effectif, ce qui était énorme et justifiait les conclusions de M. Ringelmann.

L'État prussien ayant alloué un subside considérable à l'Association des distillateurs d'alcool, en vue de favoriser les essais des moteurs, on fonda une station d'expériences, et l'on fit appel au concours de tous; de nombreux constructeurs

1. Cette proportion n'est plus exacte aujourd'hui, à la suite des remarquables progrès réalisés dans l'emploi de l'alcool; mais nous avons cru nécessaire de rappeler ces constatations du début et de faire ressortir l'importance des premières études de M. Ringelmann.



se mirent à l'œuvre et envoyèrent des moteurs à la station. Divers progrès de détail améliorèrent bientôt le rendement et abaissèrent la dépense.

Sous la direction de Slaby, M. Pétréano créa un vaporisateur-diffuseur, qui donna de bons résultats. Ses expériences mirent en lumière la nécessité d'une diffusion parfaite et d'une rigoureuse homogénéité du mélange. Un moteur Otto, modèle 1884, d'une puissance de 5 chevaux, développa le cheval-heure indiqué par 540 grammes d'alcool pur à 90°. Le rendement thermique indiqué ressortait ainsi à 21,7 %, ce qui constituait un fort beau résultat.

Des résultats meilleurs encore furent obtenus par M. Haack (1), en 1897, avec un moteur Kœrting : un moteur à gazoline d'une puissance nominale de 6 chevaux, transformé pour employer de l'alcool, développa près de 10 chevaux en consommant 390 grammes d'alcool à 93° par cheval-heure effectif. Cette machine détint longtemps le record de l'alcool.

En février 1899, M. Goslich démontrait l'avantage pratique qu'il y avait à dénaturer l'alcool par le benzol.

En 1900, la *Gasmotoren Fabrik* de Deutz, la *Daimler Motorengesellschaft* de Cannstadt, les maisons Kœrting de Hanovre, Moritz Hille de Dresde, etc., construisaient et vendaient de bons moteurs à alcool et le succès des nouvelles machines s'affirmait décidément.

Néanmoins, à l'Exposition de Paris de 1900, la maison Kœrting fut seule à exposer un moteur à alcool, qui se voyait à l'annexe de Vincennes et ne provoqua pas une attention suffisante; sur ce terrain encore, comme sur d'autres, cette exposition si brillante présentait une grave lacune pour l'industrie des moteurs à explosion.

L'utilisation industrielle de l'alcool pour la production de l'énergie motrice était cependant déjà un fait acquis. Le concours agricole de Halle, en Saxe, en témoigna péremptoirement. Aux constructeurs nommés ci-dessus se joignirent les ateliers Swiderski, Dürr, Baldwin, la Société de Marienfeld, celle d'Oberursel, et d'autres encore.

L'Allemagne avait donc pris une avance considérable sur les autres pays : c'est qu'elle produit à bas prix un alcool de pommes de terre (2) qui convient très bien à l'emploi industriel; d'autre part, les frais de dénaturation y étaient réduits au minimum, de telle sorte que l'hectolitre d'alcool pour moteurs se payait 20 marks, soit 25 francs au plus. En France, l'alcool dénaturé coûtait encore 45 francs, en 1901.

Malgré cette énorme différence de prix, il se manifesta chez nous un mouvement sérieux en faveur de l'alcool au Concours agricole de Paris de 1901. Mais ce mouvement se dessina plus largement au Concours général de novembre, organisé par le ministère de l'Agriculture; 26 moteurs, dont un de 24 chevaux

1. OELKERS, *Die Entwicklung der Spiritus-Motoren*; Berlin, 1901.

2. C'est en majeure partie de l'alcool amylique.



et un autre de 25 chevaux, se mirent sur les rangs pour se disputer les récompenses officielles. MM. Fritscher et Houdry, Japy frères et Brouhot reçurent des médailles d'or.

Le 24 mai 1902, s'ouvrait à Paris un deuxième concours international, auquel prirent part 42 moteurs; les médailles d'or échurent à MM. Brouhot, la Compagnie Duplex, l'Aster, MM. Pruvost, Beaupré et Bardou. On remarqua à ce concours la consommation extrêmement réduite et absolument inattendue de 233 grammes d'alcool carburé à 50 % et de 340 grammes d'alcool pur du moteur Brouhot de 16 chevaux; cette dépense correspond à un rendement thermique effectif de 30,24 % et de 33,90, le plus beau qui ait jamais été relevé sur un moteur thermique analogue. L'alcool se révélait donc à ce concours comme éminemment propre à la production de la puissance motrice. Nos constructeurs français avaient pris une large part à cette intéressante application.

Le problème de l'emploi de l'alcool par les moteurs paraissait avoir trouvé dès lors sa solution technique; il restait à découvrir la solution financière, laquelle est surtout d'ordre fiscal.

Un alcool destiné à alimenter des moteurs doit subir le minimum de droits et de taxes; il doit être vendu presque à son prix de revient; il importe, d'autre part, que son prix ne soit pas exposé à des fluctuations de cours incessantes, produites par la spéculation. Pour cela, il faut d'abord qu'il soit *dénaturé*, c'est-à-dire rendu impropre à la consommation de bouche et qu'il ne puisse être débarrassé des liquides de mauvais goût dont on l'a chargé. Le programme de la dénaturation est très délicat.

En France, la dénaturation qui garantit le Trésor contre la fraude consistait (1) dans l'addition, à un hectolitre d'alcool concentré à 90 ou 95°, de 10 litres de méthylène, et de 0 lit. 500 de benzine dite *benzine-régie*.

Le méthylène est extrait des produits qui distillent, quand on chauffe le bois en vases clos pour le transformer en charbon; c'est un mélange d'*alcool méthylique* (bouillant à 66°) avec 20 % d'acétone (bouillant à 56°). On donne quelquefois aussi à ce produit le nom d'*esprit de bois*; il est fourni à la régie par les industriels forestiers qui ont grand intérêt à conserver ce client.

La *benzine-régie* n'est pas ce que les chimistes appellent benzine ou benzol (bouillant à 81°), mais bien un mélange de corps homologues : *toluène*, *cymène*, etc (2).

La *benzine*, au moyen de laquelle on *carbure* l'alcool pour lui donner une plus grande puissance éclairante, calorifique ou motrice, est, au contraire, de la vraie benzine; elle est extraite des goudrons de la distillation de la houille. Elle est plus pure que la benzine-régie et se dissout en toutes proportions dans l'alcool absolu.

On définit sa qualité par le nombre de volumes pour 100 qui distillent à 100°;

1. De nouveaux modes de dénaturation sont à l'étude et seront prochainement appliqués.
2. En Allemagne, on appelle *benzol* la benzine de gaz et *benzin* l'essence de pétrole.



il passe généralement 94,5 volumes, le reste se vaporisant entre 100° et 112°, d'après les essais de M. Sorel.

L'alcool n'est jamais carburé avec les produits du pétrole, qui ne peuvent se dissoudre dans l'alcool.

Le dénaturant allemand se compose le plus souvent de quatre parties en volume de méthylène et d'une partie de bases pyridiques; il n'est pas cher et répond bien au but recherché.

On dénature aussi au benzol, par une addition de 5 %; ce procédé est moins coûteux encore, mais il est moins sûr pour le fisc.

Les Suisses ont adopté l'éthylméthylacétone, qui est le meilleur dénaturant actuellement connu.

Le fisc français colorait autrefois l'alcool dénaturé par du vert malachite, qui avait l'inconvénient de laisser un résidu fixe après sa combustion; on l'a supprimé à la suite du concours d'automobiles de Paris-Rouen de 1900. L'hectolitre était d'abord frappé d'un droit dit d'analyse, qui grevait fortement le prix du produit; antérieurement à la loi du 16 décembre 1897, l'hectolitre était taxé à 37 fr. 50. Ce droit était prohibitif pour les moteurs; il a été abaissé d'abord à 3 francs, puis finalement il a été réduit à 0 fr. 25 pour droits de statistique et 0 fr. 80 pour frais d'analyse. Mais l'addition du méthylène, dont le prix a augmenté par l'excès de demande, maintient encore trop haut le prix de la dénaturation; on estime aujourd'hui que l'alcool dénaturé coûte en somme 2 fr. 75 de plus par hectolitre que l'alcool à 90° compté à son prix de revient; son prix varie donc suivant le cours du jour (1). En Allemagne, où l'alcool pour moteurs est tiré de la pomme de terre et non de la betterave, le prix est plus stable. On conclut maintenant encore de gros marchés à des prix voisins de 25 francs, tous droits et frais de transport compris (2).

On appelle alcool dénaturé *pur* celui qui n'a été additionné que du dénaturant légal; il est pris à 90°. Lorsqu'on y dissout 80 ou 50 % de benzine de houille, on obtient l'alcool carburé à 80 ou 50. Le moto-Schnick et l'alcool carburé Leprêtre (de Montrouge) jouissent d'une réputation justement méritée parmi ces produits.

M. Sorel a déterminé la composition élémentaire des alcools Leprêtre, employés aux concours de 1901 et 1902 :

	Composition en poids.	
	Alcool dénaturé pur.	Alcool dénaturé carburé à 50 %.
C.....	0,4372	0,6718
H <sup>2</sup> .....	0,1112	0,1119
O.....	0,3029	0,1502
Eau.....	0,1408	0,0698
	0,9921	1,0037

1. L'alcool à 90° valait, à Paris, 46 fr. 90 en août 1889; il est tombé à 25 francs le 28 février 1902; mais il a remonté depuis lors et sa cote en bourse était de 42 francs environ sur la fin de l'année 1902, et de 48 fr. 25 en mars 1903. Voilà donc l'alcool dénaturé à 50 francs; son prix a subi depuis lors de nombreuses fluctuations, mais il n'a guère baissé en moyenne; ses cours ont surtout manqué de stabilité en France.

2. En Allemagne, sur 3.815.569 hectos produits, 3.106.734 provenaient des pommes de terre, en 1899.



Pouvoir calorifique supérieur :

Calculé .....	5.521 calories	7.903
Observé .....	5.906	7.878

Le rapport de ces deux pouvoirs est égal à 0,749.

La consommation des deux alcools dans les moteurs varie à peu près dans le rapport 0,7, c'est-à-dire qu'il faut 7 litres d'alcool carburé à 50 % pour 10 litres d'alcool pur.

J'ai fait de nombreuses déterminations du pouvoir des divers alcools Leprêtre, au calorimètre, et j'estime que les chiffres suivants sont des moyennes que l'on peut adopter pour le calcul des rendements.

	Pouvoirs	
	supérieurs.	inférieurs.
Alcool pur marquant 93°.....	5.820	5.124 (1)
— carburé à 80 % d'alcool.....	6.451	5.767
— — 50 % — .....	7.869	7.215

L'expérience a montré que le rendement thermique des moteurs alimentés d'alcool à 50 était meilleur qu'avec de l'alcool pur; ainsi au concours international de 1902, le remarquable moteur Brouhot donnait un rendement thermique effectif plus élevé avec de l'alcool Leprêtre à 50 qu'avec l'alcool pur (2). Mais des essais de M. Behrend, professeur à l'Institut technologique de Hohenheim, semblent démontrer que c'est l'alcool additionné de 18 % de benzine qui donnerait les meilleurs résultats (3). Cet expérimentateur a opéré sur un moteur Koerting de 6 chevaux dont il déterminait la consommation par cheval-heure effectif.

Il a employé dans ces essais les liquides suivants :

1° Alcool dénaturé par les procédés allemands ordinaires (bases pyridiques et alcool méthylique);

2° Alcool additionné de benzine en quantité égale à la moitié de celle du dénaturant ordinaire;

3° Ce même mélange additionné en outre de 18 % de benzine.

Voici les consommations par heure et par cheval constatées expérimentalement dans l'emploi des trois combustibles :

	Volume brut.
1° Alcool à 88,6 % (en poids), dénaturé par le procédé ordinaire.....	0 l. 595
2° Alcool à 91,0 % (en poids), dénaturé avec le mélange (bases pyridiques, alcool et benzine).	0 l. 585
3° Le même mélange que le n° 2, plus une addition de 18 % de benzine.....	0 l. 519

1. M. Vautier estime à 5.144 calories le pouvoir inférieur d'un alcool pur français renfermant 664 gr. d'alcool éthylique, 55 de méthylène, 28 d'acétone et 83 d'eau, le mélange possédant une densité égale à 0,83. Ce chiffre est donc d'accord avec le mien.

2. Wirtz, « Le triomphe de l'alcool moteur », *Locomotion automobile*, 18 juin 1902.

3. M. Grandeau a résumé ce travail dans le *Journal d'agriculture pratique*, 1901. Voir aussi *Locomotion automobile*, 8 août 1901.



L'écart entre la consommation de l'alcool dénaturé par le procédé ordinaire et de l'alcool dénaturé par la benzine n'est pas très considérable, mais il est cependant appréciable.

Le coût de l'alcool additionné de 18 % de benzine ne diffère pas sensiblement du précédent, le prix de la benzine étant égal à celui de l'alcool dénaturé.

La valeur du combustible, par heure et par cheval, s'établit comme suit :

1° Avec l'alcool dénaturé par le procédé allemand ordinaire.....	0,149 fr.
2° Avec l'alcool dénaturé avec la benzine.....	0,146 —
3° Même alcool avec une addition de 18 % de benzine	0,130 —

La proportion relative des prix de revient était la même en Allemagne que chez nous, mais ces prix étaient très inférieurs en valeur absolue de l'autre côté du Rhin et surtout beaucoup plus stables (1).

Rappelons ici, pour mémoire, que des essais ont été faits pour carburer l'alcool par l'acétylène; mais la faible solubilité de ce gaz dans l'alcool ne donne guère l'espoir d'un résultat satisfaisant.

Par contre, il faut reconnaître que l'enrichissement de l'alcool est une opération fructueuse, puisqu'il améliore le rendement thermique et abaisse le prix de revient du cheval-heure effectif.

Cette question est bien étudiée aujourd'hui, mais il serait présomptueux de dire qu'elle soit entièrement élucidée : la dénaturation soulève elle-même encore de nombreuses discussions.

Des spécialistes autorisés ont à maintes reprises émis le vœu que l'État français diminuât la dose de méthylène dans le dénaturant; que le titre de l'alcool méthylique imposé fût de 95 %; que la benzine-régie fût remplacée par du benzène, distillant en totalité à moins de 125°, et que la taxe de fabrication ne dépassât pas le maximum de 5 francs.

Il est indéniable que nos procédés de dénaturation ont été defectueux.

Une belle étude a été publiée (2) sur ce douloureux sujet par M. Lucien Périssé, à la suite de l'Exposition de l'utilisation des alcools, tenue à Vienne en 1904; elle a porté sur les divers types d'alcools dénaturés français, autrichiens, allemands, italiens, russes et suisses : les analyses ont été faites par M. Trilliat, les essais ont été organisés et conduits par M. Périssé.

Les dénaturants en usage dans ces expériences sont le méthylène, CH<sup>4</sup> O, les bases pyridiques, C<sup>5</sup> H<sup>5</sup> Az, l'acétone, la benzine et le benzol. Le méthylène

1. E. MEYER, *Die Hauptprüfung von Spirituslokomobilen*, 1902; ce travail est plein de renseignements intéressants. Voici le tableau comparé des prix de revient du travail dans les moteurs à alcool, à benzine (gazoline) et à pétrole lampant.

	Alcool.	Benzine.	Pétrole.
Consommation par cheval-heure effectif.	365 gr.	297 gr.	330 gr.
Prix en pfennig.....	7,45	7,10	7,30

2. « Étude technique comparative des alcools dénaturés », *Mémoires de la Société des ingénieurs civils*, février 1905.



se détermine à l'analyse par oxydation; l'alcool est condensé avec la diméthyl-aniline; la base formée donne une coloration bleue intense avec le bioxyde de plomb et l'acide acétique. La pyridine est dosée par précipitation au moyen du chlorure de cadmium; l'acétone se recherche par la méthode volumétrique de Messinger, basée sur la transformation de l'acétone en iodoforme par un excès d'iode en solution alcaline; enfin, le benzol est séparé au moyen d'une solution demi-saturée de chlorure de sodium, qui permet après dépôt une mesure volumétrique suffisamment précise. Le tableau ci-dessous donne les proportions du dénaturant par hectolitre d'alcool pur à 90°, destiné aux moteurs :

ALCOOLS	DENSITÉ A 15°	MÉTHY- LÈNE	PYRIDINE	ACÉTONE	BENZOL	BENZINE IMPURE
Français.....	0,832	7,50	»	2,50	»	0,50
Allemand.....	0,825	0,75	0,25	0,25	2,00	»
Autrichien.....	0,826	0,50	?	?	2,50	»
Russe.....	0,836	10,00	0,50	5,00	»	»
Italien.....	0,835	6,50	0,65	2,00	1,000	»
Suisse.....	0,837	5,00	0,32	2,20	»	»

Un moteur Gobron-Brillié à 2 cylindres de 85 millimètres d'alésage, avec 4 pistons ayant une course totalisée de 0 m. 156, faisant 1.200 tours par minute, alimenté successivement avec ces divers alcools, dans des conditions identiques, a fourni les résultats suivants :

ALCOOLS	PUISSANCE MAXIMUM	PUISSANCE MOYENNE	CONSOMMATION par CHEVAL-HEURE EFFECTIF
Allemand.....	11,7 chevaux.	6,7 chevaux.	835 grammes.
Autrichien.....	10,9 —	7,3 —	747 —
Russe.....	10,5 —	7,0 —	984 —
Italien.....	10,0 —	7,5 —	931 —
Suisse.....	9,8 —	5,9 —	1.048 —
Français.....	9,75 —	4,8 —	932 —

L'alcool français a donc donné des preuves irrécusables d'infériorité : il développe moins de puissance que tous les autres alcools étrangers, toutes choses rigoureusement égales d'ailleurs; au point de vue de la dépense par cheval-heure effectif, il entraîne une consommation plus considérable que tous les autres alcools dont le dénaturant renferme du benzol; il ne précède que ceux qui ne sont pas à teneur de benzol. M. Périssé attribue, avec raison, l'infériorité de notre alcool national à la dose massive de méthylène qu'il renferme et à l'impureté obligatoire de la benzine-régie imposée par l'administration : nous ne disposons du reste que d'un seul type d'alcool dénaturé, alors que l'étranger en prépare officiellement trois types. En Autriche et en Allemagne, on a mis en vente un alcool à brûler (*Brennspiritus*), un alcool pour lampes (*Lampenspiritus*) et un alcool moteur (*Motorspiritus*); les trois catégories sont



cotées à peu près au même prix de 30 à 35 francs l'hectolitre; la constance de ces prix est obtenue par l'intervention d'une société qui soustrait les alcools dénaturés à l'influence des cours. La caractéristique des alcools moteurs allemands et autrichiens est l'emploi d'un benzol de première qualité en quantité minimum. L'administration française des contributions indirectes n'a pas su s'inspirer de ce qui se fait hors de chez nous; les congrès organisés par le ministère de l'agriculture et par nos sociétés d'automobilisme en ont exprimé fréquemment le vœu, et l'on s'étonne à bon droit de voir qu'il en a été fait si peu de cas jusqu'ici.

Les essais de M. Périssé ont porté aussi sur des produits carburés par du benzol de densité 0,884, qu'on mélangeait par parties égales avec les divers alcools; on les comparait à l'électrine Leprêtre, carburée à la même teneur. La densité de ces alcools carburés était voisine de 0,850. La puissance était généralement inférieure, mais la consommation se trouvait améliorée; elle oscillait de 620 à 700 grammes par cheval-heure effectif.

On a essayé enfin la duruptine de M. Hache, obtenue par un mélange de pétrole brut avec de l'alcool dénaturé, distillé ensuite en recueillant ce qui passe de 78 à 80°. On obtient ainsi un alcool chargé des produits volatils de l'hydrocarbure, ayant la même densité que lui; ce liquide est parfaitement homogène. Il contient jusqu'à 33 % d'essence et d'éthers de pétrole; sa densité est égale à 0,83 à 15°. La puissance développée avec la duruptine a dépassé celle de l'alcool carburé ordinaire; en marche courante, la dépense par cheval-heure effectif a été trouvée voisine de 600 grammes.

Si l'on discute encore quelques détails théoriques de l'utilisation de l'alcool pour la production de la puissance motrice, tout le monde s'accorde pour déclarer que la solution technique du problème est maintenant trouvée.

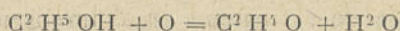
Théoriciens et praticiens ont eu une égale part aux succès, remportés après 1905, et qui ont été brillamment confirmés par la suite.

Marquons brièvement les données du meilleur emploi de l'alcool en moteurs.

La composition du mélange tonnant est certainement le principal facteur du succès. L'alcool doit être vaporisé complètement; sa vapeur sera diluée dans l'air de manière à former un gaz tonnant parfaitement homogène; le mélange doit enfin renfermer une quantité d'oxygène suffisante pour assurer *pratiquement* une combustion complète.

La quantité requise se calcule sans peine. En effet, l'alcool a pour formule  $C^2 H^5 OH$ ; sa combustion peut avoir lieu de deux façons.

1° Avec l'oxygène strictement nécessaire pour une première combustion :



Il y a donc formation d'aldéhyde; la combustion est incomplète, puisque les produits sont encore oxydables; l'aldéhyde donne ultérieurement de l'acide acétique et de l'éther acétique.



2° Avec l'oxygène requis pour parachever la combustion de tous les produits :



Dans ce cas, les gaz sont entièrement brûlés; ils ne renferment plus que de l'anhydride carbonique et de la vapeur d'eau.

C'est le terme vers lequel il faut tendre : et d'abord on recueille alors tout le calorique disponible; de plus, on évite la formation, pernicieuse de l'acide acétique qui corrode les organes du moteur (1).

On calcule sur ces bases la quantité d'air nécessaire; il faut environ 8 kilogrammes d'air par kilogramme d'alcool dénaturé pur, soit près de 6 mètres cubes d'air; c'est le minimum obligatoire qu'il faut toujours dépasser. J'estime qu'il est prudent de fournir au moins une fois et demie ce volume d'air, soit 9 à 10 mètres cubes par kilogramme (2). L'alcool carburé à 50 % exige théoriquement 8 mètres cubes d'air, donc 12 mètres cubes en pratique.

Il est essentiel que le mélange arrive chaud au cylindre, de façon à éviter absolument toute condensation d'alcool ou d'eau dans les tuyaux, qui relient le carburateur au cylindre, ou dans le cylindre même. Une température de 100° est largement suffisante; il y aurait inconvénient à la dépasser, nous verrons pourquoi, quand nous traiterons la question de l'utilisation dans le moteur.

Il convient de prendre les mesures les plus efficaces pour éviter la formation de gouttelettes liquides, pouvant adhérer sur les parois métalliques et y subir des décompositions pyrogénées : il s'y dépose alors des carbures solides ou du coke, pouvant produire des adhérences des soupapes sur leur siège, ainsi qu'on le constate quelquefois dans des moteurs mal réglés ou pourvus de carburateurs défectueux.

Le brassage énergique des gaz et des vapeurs peut seul assurer l'homogénéité du mélange tonnant : l'air pur ajouté à l'air carburé doit donc être parfaitement diffusé dans sa masse, à la traversée de la soupape d'admission.

La présence de la vapeur d'eau dans le mélange joue un rôle utile dans le fonctionnement des moteurs; les expériences de MM. Goslich, Elkers, etc., ont en effet démontré qu'avec de l'alcool à 86°, renfermant donc 14 % d'eau, le rendement thermique était meilleur qu'avec l'alcool à 93°, en même temps que les grippages devenaient plus rares et que la lubrification s'opérait mieux. On rattachera aux mêmes causes l'avantage constaté dans l'emploi de l'alcool carburé à 80 % d'alcool, que les Allemands emploient de préférence.

Les hautes compressions, si efficaces dans les moteurs à gaz, ne le sont pas moins dans les moteurs à alcool; l'alcool s'y prête beaucoup mieux que le benzol

1. Cette corrosion se manifeste par la poussière de rouille qui adhère aux soupapes et revêt les fonds de culasse des moteurs : la présence de l'acide acétique est caractéristique de la fabrication d'un mauvais mélange tonnant.

2. Dans sa remarquable *Note sur les phénomènes de combustion dans les moteurs fixes à alcool*, M. Sore établit qu'à mesure qu'on se rapproche de la quantité d'air théorique nécessaire à la combustion complète, l'utilisation devient de plus en plus mauvaise.



et la gazoline, et ce fait contribue à ses succès; on peut en effet comprimer sans difficulté à 8 ou à 10 kilogrammes. C'est un fait sur lequel on ne saurait trop insister.

Dans un moteur bien réglé, alimenté dans de bonnes conditions, la pression explosive est 3 à 4 fois plus grande que la pression sur la fin de la compression; la courbe s'élève presque parallèlement à l'axe des pressions, dessine un léger arrondi et retombe régulièrement jusqu'à la fin de la course motrice, donnant une pression moyenne légèrement supérieure à celle du diagramme à essence de pétrole, ce qui explique l'accroissement de puissance constaté fréquemment. L'introduction d'un mélange à une température trop élevée présenterait le double inconvénient de réduire la masse du mélange introduit, de faire baisser la pression moyenne et de ne pas permettre une compression préalable aussi forte, sans s'exposer à des allumages prématurés.

Les grandes vitesses sont favorables dans les moteurs à alcool, par atténuation de l'action de paroi; mais je ne vois pas pourquoi les longues courses, qui ont été préconisées, auraient de l'influence sur le rendement, du moment que la vitesse linéaire du piston est suffisante.

Il est à noter, du reste, que l'action de paroi est plus malfaisante dans les moteurs à alcool; les mises en route dans des cylindres froids sont marquées par des combustions incomplètes qui souillent les soupapes.

Les considérations précédentes font ressortir à l'évidence l'importance prédominante de la bonne fabrication du mélange tonnant dans les moteurs à alcool; le carburateur est l'organe essentiel de ces moteurs, et nous n'hésitons pas à dire que tant vaut le carburateur, tant vaut le moteur.

Nous décrivons plus loin ces appareils. Contentons-nous ici de donner une idée précise de leur fonctionnement.

Ils remplissent une triple fonction : 1° ils diffusent ou pulvérisent l'alcool dans l'air; 2° ils le vaporisent; 3° ils brassent le mélange. La pulvérisation est effectuée par l'aspiration du moteur; elle suppose une grande vitesse de la veine gazeuse qui broie la goutte d'alcool; on ne saurait méconnaître qu'elle s'opère plus énergiquement quand le piston est au milieu de sa course et animé de sa plus grande vitesse (1). Elle est donc variable; mais la vaporisation vient y suppléer. Le réchauffage du carburateur est indispensable; étant donnée la chaleur latente de vaporisation de l'alcool, qui tend à faire baisser la température du carburateur, il faut lui fournir du calorique en quantité suffisante; cette quantité est plus grande pour l'alcool que pour la gazoline et les autres essences de pétrole : en effet, la chaleur latente de l'alcool est de 213 calories par kilogramme et celle de l'eau est de 537 calories, à la température de 100°. Le réchauffement peut être obtenu par conductibilité ou par mélange d'air chaud. On utilise généralement les chaleurs perdues du moteur. Le dosage du

1. Cette remarque judicieuse a été faite par M. Mulhous; voir le numéro du 7 août 1902, de *la Locomotion automobile*.



mélange s'obtient par un jeu de valve réglant l'afflux de l'air, ou bien par un appareil de dosage volumétrique. Le nombre de ces éléments permet un nombre infini de combinaisons : il y a donc une très grande variété de carburateurs.

Les carburateurs à essence de pétrole ne conviennent pas généralement sans modification à l'emploi de l'alcool; la chaleur de vaporisation plus considérable de ce liquide demande, en effet, un plus grand apport de calories du dehors; d'autre part, il est utile que l'organe vaporisateur possède une certaine masse, qui lui permette de constituer un volant de chaleur. Quelques ingénieurs, poursuivant la même idée de favoriser la vaporisation, avaient proposé de réduire la proportion d'eau contenue dans l'alcool : mais c'est inutile et il est préférable de transformer légèrement les carburateurs à essence pour les adapter parfaitement à l'usage de l'alcool.

On les chauffe toujours. Il en est qui sont de véritables vaporisateurs portant l'alcool au voisinage de l'ébullition, ce qui les rapproche des carburateurs à pétrole lampant; cela explique comment certains appareils à alcool ont pu fonctionner au pétrole de densité 0,81. M. Périssé a fait (1) de curieuses expériences à ce sujet sur un carburateur Claudel, alimentant un moteur Gillet-Forest, qui consommait 541 grammes de pétrole par cheval-heure effectif; avec ce pétrole, le groupe électrogène développait 39 ampères par 100 volts, soit 3.900 watts; or, avec l'alcool dénaturé pur à 90°, il donna 4.640 watts. Ce résultat fait ressortir les avantages que procure l'alcool pour la production de la force motrice.

Ce serait peut-être la place d'indiquer ici certains résultats d'essais, qui éclairent la théorie de la carburation de l'air par l'alcool, mais nous reviendrons plus loin sur le sujet et croyons devoir nous borner à quelques constatations d'un caractère essentiellement pratique.

On sait avec quel succès M. Brillié avait alimenté d'alcool carburé les autobus parisiens : du 11 juin 1906, jour de l'inauguration du service des autobus alimentés à l'alcool carburé, jusqu'au 1<sup>er</sup> novembre de la même année, ces voitures avaient parcouru 3.570.000 kilomètres. Le parcours journalier de chaque véhicule avait été de plus de 150 kilomètres et les premiers mis en service avaient à leur actif des itinéraires de 60.000 kilomètres. Or, M. Brillié a pu déclarer, et M. Boulanger a confirmé cette assertion, que l'alcool dénaturé n'exerce sur les métaux des moteurs aucune action destructive; on n'a constaté ni érosions, ni piqûres sur les soupapes, ou sur les parois des culasses et des cylindres. Le fonctionnement des moteurs est plus doux et moins bruyant qu'à l'essence, et l'échauffement est moindre. Si l'on éprouve, par les temps très froids, quelques difficultés particulières de mise en route, l'expérience a montré qu'il suffit de verser dans le cylindre un peu d'essence, pour faciliter le départ.

M. Lumet a fait connaître le résultat des expériences qu'il a instituées au

1. *Les carburateurs*, par Lucien Périssé, page 161.



laboratoire de l'Automobile-Club en opérant sur un moteur, fonctionnant à puissance constante et à même vitesse angulaire, avec l'alcool et l'essence. On a constaté que la pression explosive est plus élevée avec l'essence; par contre, la température des gaz de la décharge est la même. Appelant  $t$  cette température de l'échappement,  $t_1$  et  $t_2$  celles de l'eau de réfrigération à l'entrée et à la sortie de l'enveloppe du cylindre, on observe que la différence  $t_2 - t_1$  est proportionnelle à la température de l'explosion et que le produit  $t(t_2 - t_1)$  caractérise le rendement du moteur; il varie en raison inverse de la consommation spécifique pour un combustible déterminé.

D'après M. Lumet, il faut pratiquer dans le moteur à alcool une forte compression; une attention toute spéciale doit être accordée à la vaporisation du liquide combustible, qui sera effectuée dans le minimum de temps; le remplissage incomplet de la cylindrée est une cause de perte de rendement; les actions de paroi sont d'ailleurs très énergiques dans ces moteurs, dont les cylindres ne doivent pas être plus refroidis qu'il ne convient strictement pour éviter des échauffements anormaux. Il semble que les meilleurs résultats aient été procurés par une marche relativement lente, mais cela pourrait tenir à des actions complexes, qui n'ont pas été entièrement élucidées. Le mélange de vapeur d'alcool et d'air exige moins d'avance à l'allumage que l'essence.

Le concours des carburants, qui a eu lieu à Paris, sous les auspices de l'Automobile-Club de France, a établi les chiffres suivants de consommation d'un moteur Gillet-Forest avec carburateur Sthénos : leur rapprochement est très instructif et il n'a pas à être commenté.

	PUISSANCE DÉVELOPPÉE	CONSOMMATION SPÉCIFIQUE par cheval-heure effectif
		k
Essence à 650.....	7.080 watts.	0,530
— 700.....	7.356 —	0,480
— 730.....	6.896 —	0,480
— 800.....	6.875 —	0,550
Moto-pétrole à 815.....	7.448 —	0,430
Alcool carburé à 50 (842).....	6.804 —	0,550

Voici à quels prix on estimait en Allemagne, en 1908, la dépense par cheval-heure effectif des divers carbures (1).

	Centimes.
Pétrole lampant.....	7,25
— brut.....	3,44
Benzine (essence).....	14,37
Benzol.....	8,00
Alcool pur (dénaturé).....	9,50
Naphtaline.....	3,12

1. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, 18 avril 1908.



Nous terminerons cette étude des moyens de carburation de l'air par un tableau comparatif des caractéristiques de différents hydrocarbures, dressé par M. Grebel<sup>(1)</sup>; nous l'avons complété sur quelques points, d'après les travaux de M. Sorel.

	ESSENCE DE PÉTROLE	BENZOL A 90 %	ALCOOL PUR A 90 %	ALCOOL CAR- BURÉ ½ BENZOL
Poids spécifique à 15°.....	0,700	0,885	0,834	0,854
Chaleur spécifique.....	0,435	»	0,790	0,600
— de vaporisation.....	76 calories.	»	288,5	196
Point d'ébullition.....	50 à 120°	81 à 120°	78°4	67°
Pouvoir calorifique au kilogramme.	11.464	10.033	5.954	7.878
Composition chimique	C.....	84,3	92,2	67
	H <sup>2</sup> .....	15,6	8,6	11,1
	O.....	»	»	30,3
	Divers et H <sup>2</sup> O....	0,1	0,2	14,9
Carbure par litre d'air, en grammes.	0,08434	0,09615	0,16829	0,12168
Tension de va- peur en milli- mètres de mer- cure.....	à 0°.....	164	15	43
	à 20°.....	296	122	106
	à 40°.....	596	192	262
	à 80°.....	»	758	»
Températures correspondantes à même vitesse d'évaporation....	40°	»	»	60°
	20°	»	»	40°

V

**Gaz acétylène.**

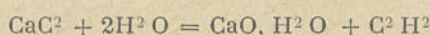
On a beaucoup parlé en ces dernières années du gaz acétylène; doué d'un grand pouvoir calorifique, ce gaz convient excellemment à l'éclairage, et il semble *a priori* qu'il doit pouvoir être appliqué avec non moins de succès à la production de la force motrice. Par malheur, l'acétylène a la réaction brutale et il faudra le dompter avant de l'utiliser dans le cylindre d'un moteur; d'autre part, c'est un endothermique, donc un explosif, d'une puissance considérable, dont le manie-ment n'est pas sans danger, l'expérience l'a prouvé. Mais ce sont là des difficultés qu'on surmonte.

Berthelot avait depuis longtemps fait ressortir l'importance de l'acéty- lène, mais on ne savait produire ce gaz qu'en faible quantité et par des moyens très coûteux, de telle sorte que ce produit était resté une curiosité de laboratoire. Les travaux de Moissan, en France, et de Wilson, en Amérique, ainsi que les

1. GREBEL, « De l'emploi du benzol dans les moteurs d'automobiles », *Mémoires de la Société des ingénieurs civils*, mai 1908.



recherches de M. Bullier, modifièrent, tout d'un coup, cet état de choses; sur la fin de 1892, ces savants et habiles chimistes, ayant découvert le moyen de réduire l'oxyde de calcium par le charbon dans le four électrique et de produire en grand du carbure de calcium, la fabrication industrielle de l'acétylène devint possible, attendu qu'il suffit de mettre le carbure au contact de l'eau pour donner naissance au gaz. La réaction est la suivante :



D'après cette formule, 1 kilogramme de carbure de calcium décompose 562 grammes d'eau et il se dégage 406 grammes d'acétylène, dont le volume à 0° et 760 millimètres de pression, à l'état sec, est de 340 litres.

Comme le carbure du commerce n'est jamais absolument pur, le volume de gaz engendré n'atteint pas sa valeur théorique; pour les carbures des meilleures marques, on compte sur un rendement moyen de 300 litres au plus. L'acétylène formé est mêlé de gaz ammoniacque, d'hydrogène phosphoré et sulfuré, d'oxyde de carbone, d'azote, etc., dans une proportion totale d'au plus 2 %; un simple barbotage dans l'eau retient la majeure partie de ces impuretés.

On peut épurer plus complètement le gaz en le faisant passer sur du chlorure de calcium refroidi, de l'acide sulfurique et une dissolution de sels de plomb.

L'acétylène est un gaz incolore; à l'état de pureté, il possède une odeur éthérée, assez agréable, qui est masquée généralement par une odeur alliagée déplaisante, due aux impuretés qui l'accompagnent : il brûle sans aucune odeur, mais à condition que la combustion soit complète.

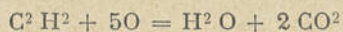
Sa densité est égale à 0,91; son poids spécifique est par suite de  $0,91 \times 1,293 = 1,169$ . Un kilogramme de ce gaz représente donc environ 855 litres.

Il se liquéfie aisément par la pression et le froid; à 0°, il faut une pression de 27 kilogrammes environ; à — 85°, la tension du liquide formé est celle de l'atmosphère. M. Villard a indiqué sa température critique à + 37°; la tension est alors de 70 kilogrammes.

A 0°, la densité du liquide est de 0,451.

L'acétylène gazeux est peu soluble dans l'eau, plus soluble dans l'alcool et l'acétone, tout à fait insoluble dans l'eau saturée de chlorure de sodium.

Brûlé dans un eudiomètre, l'acétylène donne deux fois son volume d'acide carbonique et de la vapeur d'eau; la réaction se formule ainsi :



Il forme des mélanges tonnants avec l'air; un mélange de 1 volume d'air avec 1,35 d'acétylène commence à être explosif; la force explosive s'accroît avec la dilution et elle atteint son maximum, quand il y a 12 volumes d'air pour 1 volume de gaz. Le mélange cesse au contraire d'exploser, lorsqu'il y a 20 volumes d'air.

D'après M. Le Châtelier, la vitesse de propagation de la flamme de ce gaz est



de 0 m. 18 par seconde pour un mélange de 2,9 % d'air. Pour 8 %, la vitesse est de 5 mètres, et à 10 % elle est de 6 mètres, dépassant de beaucoup celle donnée par un mélange de 10 volumes de gaz de houille pour 100 d'air.

La température d'inflammation est voisine de 480°; elle est donc beaucoup plus basse que celle des autres gaz combustibles qui pour la plupart s'enflamment vers 600° (1). On enflamme très facilement des mélanges explosifs d'acétylène enfermés dans des tubes de verre en chauffant quelques instants ces tubes sur une lampe à alcool; l'explosion se produit bien avant le ramollissement du verre.

M. Eitner, de Carlsruhe, a établi le tableau ci-dessous des inflammabilités relatives des mélanges tonnants formés par les divers gaz combustibles avec l'air.

	Pourcentage de gaz	Degré d'inflamma- bilité
CO.....	72	58,45
H <sup>2</sup> .....	67	56,95
Gaz d'éclairage.....	18	11,20
C <sup>2</sup> H <sup>2</sup> .....	14	10,50

Ce parallèle fait deviner l'allure de combustion d'un mélange à acétylène dans le cylindre des moteurs.

Sa température de combustion est beaucoup plus élevée que celle des autres gaz; brûlé avec son volume d'oxygène, l'acétylène donnerait une température d'environ 4.000°, soit 1.000 degrés de plus que la flamme du mélange oxhydrique.

L'acétylène présente donc une grande vitesse de propagation de la flamme, une température très basse d'inflammation, et une température réellement élevée de la combustion.

Il possède ainsi une énergie considérable dans ses explosions, en vertu même de la chaleur rendue disponible dans la réaction.

Son pouvoir calorifique supérieur est de 14.340 calories par mètre cube, à 0° et 76 millimètres, et de 12.200 calories par kilogramme.

Ce gaz peut exploser sans avoir le contact de l'air, car il est endothermique, c'est-à-dire formé avec absorption de chaleur. Toutefois, sous de faibles pressions, la décomposition provoquée en un point ne se propage pas; Berthelot et Vieille ont démontré que ni l'étincelle électrique, ni la présence d'un point en ignition, ni même une amorce au fulminate n'exercent d'action au delà du voisinage de la région soumise directement à l'échauffement ou à la pression brusque, lorsque la pression du gaz n'est guère supérieure à celle de l'atmosphère.

Il en est tout autrement dès que la condensation du gaz s'accroît et, sous des pressions supérieures à deux atmosphères, l'acétylène n'a besoin d'aucun comburant pour présenter les propriétés des mélanges tonnants. Si l'on excite alors

.1. H<sup>2</sup> + O s'enflamme à 555° et CO + O à 650°.



une décomposition locale par un point en ignition ou par une étincelle, cette décomposition se propage dans toute la masse, instantanément et sans affaiblissement.

Cette explosibilité augmente et atteint son maximum avec l'acétylène liquide, dont les propriétés tonnantes sont comparables à celles du coton-poudre.

Dans une bombe d'acier de 47 centimètres cubes de capacité, chargée avec 18 grammes d'acétylène liquide, on a obtenu l'énorme pression de 5.564 kilogrammes lors de l'explosion; il a suffi pour cela de faire rougir un fil de platine dans le récipient.

L'explosion ne semble pas devoir être produite par un choc, mais elle peut résulter d'une compression brusque; il faut donc surveiller l'opération du chargement des réservoirs, ainsi que les phénomènes de compression adiabatique qui accompagnent quelquefois l'ouverture brusque d'un récipient sur un détendeur ou sur un réservoir de petite capacité. On a vu en effet que l'ouverture brusque d'un robinet d'acide carbonique, muni d'un détendeur, y déterminait une élévation de température susceptible de carboniser des copeaux de bois. Avec un récipient d'acétylène, il résulterait une explosion de cette ouverture brusque; le fait s'est produit, et il y eut mort d'hommes dans des circonstances dont les détails sont peu connus, les témoins ayant disparu, mais qui doivent servir de leçon et qui inspireront une sage défiance des réservoirs chargés d'acétylène liquéfié.

L'acétylène faiblement comprimé est beaucoup moins dangereux.

L'emmagasinement de l'acétylène a été facilité par la découverte de MM. Claude et Hess, qui ont réussi à en dissoudre 300 volumes dans un volume d'acétone (1), sous une pression de 12 kilogrammes environ; à la température de 15° et sous la pression ordinaire, ce liquide n'en dissout que 25 volumes. Dans ces conditions, l'utilisation du gaz est simple; en effet, il suffit d'ouvrir progressivement un robinet, placé à la partie supérieure du récipient contenant la dissolution sous pression et communiquant avec les appareils à alimenter, pour que le gaz se dégage jusqu'à concurrence des 25 litres correspondants à la pression atmosphérique. Le liquide épuisé de la sorte est alors renvoyé à l'usine de chargement. La dissolution à 12 kilogrammes présente un volume égal à une fois et demie celui du dissolvant.

Il est à remarquer que la solubilité de l'acétylène dans l'acétone diminue de moitié environ, quand la température passe de 15 à 50°; il en résulte que la pression d'un récipient chargé de solution ne fait que doubler pour une élévation de température de 35°. L'acétylène liquéfié passe au contraire de 24 à 70 kilogrammes de pression, lorsque la température monte de 18°. L'avantage de l'emploi de la solution ressort de ce chiffre; au lieu d'employer de véritables obus

1. L'acétone, qui se produit en grand dans la fabrication de l'aniline, est un liquide incolore, d'une odeur étherée, de densité 0,81, bouillant à 56°, brûlant avec une flamme bleue: il est soluble dans l'eau et l'alcool.



à parois épaisses et résistantes, on peut utiliser au contraire des vases métalliques à parois minces, moins dangereux en cas de rupture, fort légers, permettant par suite d'emmagasiner beaucoup plus de gaz par unité de poids. Ajoutons que la faible dilatation de la solution permet de remplir les tubes plus complètement.

La solution, quoique encore endothermique, ne paraît pas explosible sous l'action de la chaleur, quand sa tension n'est pas grande; MM. Claude et Hess y ont maintenu indéfiniment un fil de platine rougi par le passage d'un courant, sans qu'une détonation se soit produite.

Ces expériences ont été reprises par Berthelot et Vieille (1), et ces savants maîtres ont démontré que la dissolution dans l'acétone diminuait réellement les risques encourus par ceux qui emploient l'acétylène. Voici le résumé de leurs conclusions : l'acétone étant saturé sous une pression de 8 kilogrammes (1.170 gr. d'acétylène dans 7 litres d'acétone), un fil de platine rougi ne peut développer aucune explosion, qu'il soit placé dans la dissolution même ou dans l'atmosphère gazeuse qui la surmonte. Par contre, sous des tensions supérieures à 20 kilogrammes, il se développe des pressions explosives qui peuvent atteindre 5.000 kilogrammes et auxquelles aucun récipient industriel ne saurait résister. Il importe donc de ne pas dépasser les 8 kilogrammes de tension dont l'innocuité a été démontrée par Berthelot et Vieille, et il faut éviter toute élévation de température capable de développer une tension supérieure. Sous cette prudente réserve, la dissolution dans l'acétone donne d'excellents résultats, attendu que ce procédé si simple permet d'emmagasiner 50 fois plus d'acétylène dans un récipient, sans s'exposer à aucun accident.

La solution peut être utilisée aussi bien quand elle imprègne un corps poreux, tel que l'amiante, la pierre ponce, etc.; il en résulte des facilités remarquables d'emploi.

Ces résultats feront oublier les essais d'atténuation qui ont été tentés plus récemment pour éviter les explosions, dont on paraissait menacé par l'emploi du gaz acétylène pur : les additions de gaz inertes (acide carbonique ou azote) étaient assurément efficaces, mais elles augmentaient considérablement le volume du gaz combustible, sans ôter tout danger, et elles donnaient lieu à une manutention laborieuse, que la dissolution dans l'acétone évite absolument.

L'application du gaz acétylène à la production de la puissance motrice est évidemment subordonnée à la solution des problèmes que nous venons d'étudier, car il faut avant tout que l'emmagasinement et l'approvisionnement du produit soient sans danger.

Peu de travaux ont été faits jusqu'ici sur l'emploi de l'acétylène dans les moteurs : la question est évidemment à l'ordre du jour de bien des chercheurs, mais nous sommes encore dans la période de méditation, et il faudra attendre quelque temps pour recueillir les fruits de cette laborieuse incubation.

1. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 10 mai 1897.



Le docteur Franck, de Charlottenbourg, a publié, dans le *Journal für Gasbeleuchtung*, un article sur la puissance motrice de l'acétylène qui a bien fait ressortir les grands avantages que pourrait procurer l'emploi de ce gaz : il a établi une comparaison entre les machines à vapeur, utilisant l'énergie potentielle de la houille, et les moteurs à gaz alimentés d'acétylène, obtenu par le carbure de calcium.

En se plaçant dans les meilleures conditions de marche et de fonctionnement, on estime qu'une machine à vapeur de 1.000 chevaux consommerait en vingt-cinq jours (pour développer 600.000 chevaux-heure), à raison de 700 grammes par cheval-heure, 420 tonnes de houille occupant un espace d'au moins 420 mètres cubes; en admettant d'autre part que le carbure du commerce produise 90 % du gaz théoriquement calculé, on serait autorisé à croire qu'il faudrait 180 grammes d'acétylène par cheval-heure, soit en tout 295 tonnes de carbure, occupant un volume d'environ 130 mètres cubes; en tenant compte de ce que le carbure devrait être renfermé dans des boîtes en métal bien closes, on arriverait donc à évaluer l'encombrement à 150 mètres cubes. Si, bravant toute inquiétude, l'on emmagasinait l'acétylène à l'état liquide dans les tubes en acier, on diminuerait l'encombrement; les 180 grammes par unité donneraient 108 tonnes pour 600.000 chevaux-heure; à la température moyenne de la coque d'un navire transatlantique, que M. Franck prend égale à 36°, la densité de l'acétylène liquide serait de 0,364, et le volume du liquide attendrait 280 mètres cubes, tubes non compris. Ces résultats sont curieux, mais ils ne séduiront pour le moment aucun capitaine au long cours (1).

M. Cuinat s'est aussi proposé de dompter l'acétylène et d'utiliser son énergie dans des moteurs; ses essais ont porté sur une machine de 6 chevaux, dans laquelle on avait le moyen de doser à volonté les proportions de combustible et de comburant et qui détendait fortement les gaz brûlés après l'explosion. Un dispositif particulier permettait de marcher tour à tour au gaz de ville ou au gaz acétylène, afin de mieux comparer les résultats obtenus et de faire une analyse plus fructueuse des phénomènes observés. Ces intéressantes expériences ont été effectuées à Compiègne, par M. Cuinat avec l'assistance de M. Thomas.

On commença par une série d'essais au gaz de ville; on releva les consommations ci-dessous :

Marche à vide, consommation totale.....	1.380 litres.
A demi-charge (3 chevaux), consommation par cheval-heure effectif.....	876 —
A pleine charge (5 chevaux) consommation par cheval-heure effectif.....	516 —

Le moteur soumis à cette épreuve peut donc être considéré comme un moteur économique. On comprimait à 6 kg. 2; la pression explosive atteignait 17 kg. 2.

1. Voir *Journal du Gaz et de l'Électricité*, 15 mai 1896.



On procéda ensuite aux essais avec l'acétylène, en ayant soin de réduire au minimum la levée de la soupape d'introduction du gaz; mais l'appréhension qu'on avait des explosions brisantes que donne l'acétylène amena les expérimentateurs à réduire outre mesure la richesse du mélange, qui se trouva ne plus être explosif. Il fallut donc admettre plus de gaz. Les explosions furent d'abord irrégulières; à des explosions brutales, qui faisaient vibrer toute la masse du moteur, succédaient des ratés, qui amenaient un ralentissement de la marche; mais c'était une question de réglage. On obtint enfin une marche sans à-coup, en formant un mélange de 1 gaz acétylène pour 20 d'air.

Les consommations furent les suivantes :

Marche à vide, consommation totale.....	470 litres.
A demi-charge, consommation par cheval-heure effectif.....	302 —
A pleine charge, — — — — — .....	175 —

La consommation d'acétylène paraît donc être trois fois moindre que celle du gaz de ville.

La compression put monter à 8 kilogrammes, alors qu'elle n'était que de 6,2 avec le gaz de houille; il faudrait une étude complète du fonctionnement du moteur pour expliquer cette anomalie, que M. Cuinat attribue, nous ne savons pourquoi, à la plus haute température des parois. La pression explosive atteignit 29 kilogrammes, et pourtant, la pression finale à la fin de la détente était moindre dans la marche à l'acétylène que dans la marche au gaz : ce fait est encore paradoxal et devra faire l'objet de nouvelles expériences.

Il fut impossible de dépasser la puissance de 6 chevaux obtenue par le gaz; à cet égard, il n'y a donc aucun avantage à employer l'acétylène.

Le rendement thermique augmenta sans doute un peu, car 516 litres de gaz de ville à 5.250 calories par mètre cube donnent plus de calories que 175 litres d'acétylène à 14.340 calories; dans le premier cas, on a 2.709 calories, contre 2.510 dans le second. Toutefois, ce calcul peut être contesté, car M. Cuinat a négligé de déterminer le pouvoir calorifique du gaz de ville employé.

Mais comme, avec du carbure même à 400 francs, le mètre cube d'acétylène coûte au moins 1 fr. 30, on voit que l'emploi de l'acétylène revient à consommer du gaz à 45 centimes; son usage est donc loin d'être économique dans les moteurs.

Les expériences Cuinat ont établi du moins que l'on peut se servir d'acétylène et cette démonstration est pleine d'intérêt : elle n'avait pas été faite antérieurement.

M. Ravel a aussi étudié cette question dès le mois de juin 1896 : il s'est servi d'un générateur Fournier, dans lequel l'eau atteint le carbure par le bas; le dégagement de gaz y fait monter la cloche d'un gazomètre, et ce mouvement arrête l'afflux d'eau aussitôt que la cloche s'est élevée à une certaine hauteur. La pression du gaz était de 165 millimètres d'eau à la sortie du gazomètre; le moteur employé était du type Ravel, à deux temps, avec allumage électrique. Les essais



ont porté alternativement sur l'acétylène, le gaz de ville ordinaire et l'air carburé par de l'essence de pétrole; la comparaison des effets obtenus se faisait ainsi avec une grande facilité et l'on éliminait toutes les causes d'erreur, qui auraient pu fausser le jugement de l'expérimentateur.

M. Ravel avoue qu'il a été d'abord très frappé des détonations violentes produites dans son moteur : on le serait à moins ! Il commença, comme la prudence le conseillait, par vérifier les joints, par serrer les écrous et les boulons et par s'assurer que tout était en bon ordre. Au premier diagramme relevé, le levier de l'indicateur fut brisé par la violence du choc. Les ingénieurs qui ont fait des essais avec l'acétylène trouveront, dans le récit vivant et imagé de M. Ravel, l'histoire de leurs tentatives et de leurs émotions.

Il constata que le graissage habituel du cylindre, tel qu'on le pratique quand on emploie le gaz de ville, doit au moins être doublé avec l'acétylène. D'autre part, le degré du refroidissement du cylindre influe beaucoup plus sur le travail qu'avec l'emploi du gaz de houille et autres. Ce sont des indications précieuses, dont on devra tenir compte dans les essais postérieurs.

Afin d'obtenir des résultats mieux comparables, l'expérimentateur a adopté pour base de ses calculs le nombre de kilogrammètres indiqués produit par un litre d'acétylène consommé par heure.

Nous donnons maintenant la parole à M. Ravel et reproduisons le texte même de son rapport communiqué au Congrès technique du gaz.

*Tableau des essais faits avec l'acétylène.*

NUMÉRO des diagrammes	TOURS par minute	PUISSANCE indiquée en chevaux	GAZ par heure	Kilogrammètres par litre de gaz	PROPORTION d'acétylène	OBSERVATIONS
1	364	158,35	728	783	2,77 %	Compression : 3 kilogrammes.
2	350	169,70	804	760	3,18	—
3	314	150,60	780	695	3,45	—
4	300	172	912	679	4,20	—
5	322	»	936	»	4,00	—
6	320	»	948	»	4,10	—
7	314	167,6	744	811,2	3,30	Compression : 2 kg. 25.
8	316	188,6	804	844,4	3,50	—

« On voit, d'après ce tableau, que la puissance indiquée décroît avec la proportion d'acétylène.

« La pression initiale croît avec le dosage, mais l'inspection des diagrammes montre que la chute de pression est immédiate; l'expansion n'est pas soutenue.

« On voit aussi que, lorsque la proportion d'acétylène approche de 5 %, les explosions deviennent brisantes, et par suite les vibrations du levier de l'indicateur et aussi de la charge explosive donnent des indications incertaines.

« Voulant atténuer les vibrations indiquées par les diagrammes, j'ai augmenté



le volume total et la charge au moment du feu; c'est-à-dire que le volume des résidus a été augmenté, alors que la compression était diminuée de 0 kg. 750.

« Les diagrammes relevés sont caractérisés par une pointe très vive, suivie d'oscillations très serrées, provenant du lancé du piston de l'appareil indicateur.

« Ils témoignent pour l'acétylène d'une expansion plus grande; aussi, le travail est-il notablement augmenté.

« On peut conclure de ce tableau qu'un litre d'acétylène produit, sur le piston d'un moteur du type de 2 chevaux, un travail de 860 à 870 kilogrammètres indiqués.

« Pour terme de comparaison, je dois dire que, dans le moteur sur lequel ont été faits les essais, la consommation normale est de 948 à 960 litres de gaz de ville par cheval-heure pour 2 chevaux effectifs; la puissance moyenne est ainsi de 405 kilogrammètres indiqués par litre de gaz.

« Dans ce type de petit moteur, la puissance de l'acétylène serait donc 2,1 fois plus grande que celle du gaz de houille.

« La consommation par *cheval-heure effectif*, avec un rendement organique de 0,60 serait de :

$$\frac{385.700 \text{ kilogrammes indiqués}}{850} = 453 \text{ litres d'acétylène}$$

à la pression de 160 millimètres d'eau, représentant un volume d'environ 460 litres à la pression atmosphérique, soit en poids 550 grammes.

« Dans les puissants moteurs, l'effet utile serait sans doute plus grand, mais la proportion resterait sensiblement la même. »

En résumé, M. Ravel ne croit pas que la grande force explosive de l'acétylène puisse donner tout son effet utile sur les pistons des moteurs à gaz tonnants tels qu'ils sont construits aujourd'hui, car on se trouvera en présence de cette double alternative : ou bien le gaz acétylène sera employé à forte dose dans le mélange détonant, et alors il ne donnera que peu de travail utile, vu l'explosion brisante qui se produira; ou bien l'on diluera l'acétylène dans une très grande masse d'air, mais alors ce gaz ne donnerait pas assez de calorique pour élever suffisamment la pression de la masse gazeuse et lui faire développer, par son expansion, un travail dans des conditions économiques. Si par contre le gaz acétylène est en excès dans le mélange, il se produit un dépôt de charbon et le cylindre s'encrasse très rapidement. Le mélange doit donc être formé rigoureusement dans des proportions voulues et c'est une première difficulté; il doit de plus être parfaitement homogène, et cela constitue une autre cause d'échec.

On a remarqué d'autre part qu'il se produit assez fréquemment des explosions dans la chambre de mélange et des retours de flamme vers le générateur de gaz, ce qui ne laisse pas que d'être dangereux, en dépit des toiles métalliques qui barrent les conduites. On a évité ce grave inconvénient en intercalant sur le chemin du gaz une soupape auxiliaire, actionnée par le moteur, qui ne laisse



passer d'acétylène au mélangeur qu'au moment précis de l'admission et se referme aussitôt.

L'allumage électrique est mieux indiqué que tout autre pour les moteurs à acétylène.

En Allemagne, on s'est beaucoup intéressé à l'emploi de l'acétylène pour la force motrice : les ateliers de Deutz ont même vendu à un moment donné des moteurs à acétylène. On comprimait à 12 kg. 59 un mélange de gaz et d'air au  $\frac{1}{30}$  et l'on relevait des pressions explosives de 43 kg. 6 et des pressions finales à la décharge de 13 kg. 87. On a parlé de consommation de 215 litres par cheval-heure effectif. M. Lothar Meyer a réussi à abaisser ce chiffre à 160 litres pour un moteur de 10 chevaux.

M. l'abbé Capelle, qui est un spécialiste éminent de l'acétylène (1), avait mis en route en 1900, au collège du Caousou, de Toulouse, un moteur Letombe de 6 chevaux qui marcha avec régularité et « sans guère dépenser plus qu'un moteur à gaz ordinaire », ce qui veut dire sans doute que le prix de revient du cheval-heure était le même à peu de chose près par l'acétylène et le gaz de ville. Il reste encore à savoir ce que coûtaient l'un et l'autre gaz. On estimait d'ordinaire le mètre cube d'acétylène à 1 fr. 10 au minimum (prix d'avant-guerre).

A l'Exposition de 1900, la Compagnie universelle de l'acétylène faisait tourner un petit moteur Otto dans son compartiment.

Il semble ressortir de ces premiers essais que la consommation d'acétylène est de 1 litre pour 3 de gaz de ville, à puissance égale, les moteurs étant placés respectivement dans les conditions les plus favorables.

De nombreuses expériences ont démontré depuis lors que l'on obtenait généralement le cheval-heure effectif par 160 litres d'acétylène.

M. Capelle signale dans son excellent ouvrage les études faites par M. Lépinay sur l'emploi de la gazoline carburée à l'acétylène : « L'adjonction, dit-il, d'un carburateur à acétylène, ne fonctionnant que lorsque le régulateur le met en marche, permet de régler le carburateur à hydrocarbure en le mettant au point où il fonctionne le mieux avec le maximum d'air, et de régler la marche par l'introduction d'une très petite quantité d'acétylène. Le mélange devient beaucoup plus inflammable, la combustion est plus complète, les gaz d'échappement sont absolument incolores et les clapets du moteur ne s'encrassent jamais. »

Cette carburation serait économique : ainsi un moteur de 3 chevaux consommant 1.150 grammes d'essence n'en dépense que 700 avec 150 litres d'acétylène. De même avec l'alcool : un moteur de 100 kilogrammètres n'a consommé par cheval-heure que 220 grammes d'alcool à 90° avec 110 litres d'acétylène.

Ces résultats sont assurément fort intéressants ; mais il faut reconnaître que la gazoline et l'alcool se passent bien du concours de l'acétylène.

1. Édouard CAPELLE, *L'Eclairage et le chauffage par l'acétylène*, Paris, 1902, page 476.



Le congrès de 1900 a suggéré de mélanger les gaz pauvres de 3 % d'acétylène pour les enrichir; on a même proposé de construire des mélangeurs à dosage variable placés sous la dépendance du régulateur, destinés à maintenir le gaz à une richesse constante et des essais ont été faits avec des gazogènes à aspiration. Cette solution hybride n'est pas rationnelle et les gazogènes à aspiration n'en ont pas besoin; l'adjonction d'un générateur d'acétylène entraînerait d'ailleurs une complication intolérable.

L'emploi de l'acétylène n'a guère fait de progrès au cours des dernières années, et il semble que cette application sommeille un peu, en attendant un inventeur mieux inspiré que ceux qui l'ont précédé dans cette voie ardue.

Notons néanmoins que, pendant la guerre, les ingénieurs suisses ont réussi à tirer parti de l'acétylène pour la traction sur route (1). Ils ont alimenté des moteurs à quatre temps, à très faible compression, avec un mélange fortement dilué, additionné d'eau pulvérisée : on injectait jusqu'à 140 grammes d'eau par mètre cube du mélange air-acétylène, renfermant pour le moins 12 d'air pour 1 de gaz. On réussissait ainsi à éviter tout allumage prématuré, ainsi que les dépôts de suie, qui avaient paralysé les premiers essais. On a d'abord fabriqué le gaz acétylène au fur et à mesure de son utilisation, mais il a semblé préférable, au point de vue des facilités d'emploi, de dissoudre le gaz dans l'acétone sous pression; toutefois, le poids mort des bouteilles renfermant le gaz est une gêne, car il ne saurait être inférieur à 15 kilogrammes par mètre cube.

On a essayé sans succès de mélanger à l'acétylène des vapeurs d'essence : l'idée était du reste assez singulière.

Le rendement des moteurs marchant à l'acétylène est, en général, resté inférieur à celui des moteurs à essence.

L'acétylène a besoin d'être dompté; mais on a asservi plus fort que lui et la dynamite, atténuation de la nitroglycérine, nous donne un exemple des résultats qu'on peut obtenir avec des produits dont la violence de réaction avait déconcerté d'abord les ingénieurs.

Qui sait même si l'on ne parviendra pas un jour à utiliser dans les moteurs ces explosifs brutaux dont l'énergie ne sert encore qu'à lancer des projectiles dans l'espace et à opérer des œuvres de destruction? N'oublions pas que les moteurs à poudre ont été le prototype des moteurs à gaz. Le progrès des théories, des méthodes et des appareils nous ramènerait-il un jour au point de départ? Cela s'est vu dans plus d'une invention humaine et pourrait se renouveler dans l'industrie des moteurs à gaz, qui nous ménage encore des surprises.

Plusieurs ingénieurs sont déjà revenus plusieurs fois à ce genre de machines motrices. Rappelons la sonnette balistique de Shaw, dans laquelle une cartouche, détonant dans un canon cylindrique, enfonçait vivement un pieu dans le sol, tandis que le mouton était mollement relancé dans l'air, en utilisant le recul, et

1. Ces essais ont fait l'objet d'une note de M. Keel publiée dans les *Mitteilungen des Schweizerischen Acetyl-Vereins*, octobre 1918.



venait se raccrocher de lui-même au dé clic. MM. Wolf et Pietzcker ont aussi imaginé un moteur, dans lequel la nitroglycérine était fabriquée au sein même de l'appareil, au moment de son emploi. M. Haton de la Goupillière a accordé à cette machine l'honneur d'une description dans son *Traité des machines*, ce qui témoigne de la valeur qu'il lui attribuait. Sur la fin de sa carrière, Diesel avait tourné les ressources de son génie inventif vers l'utilisation des explosifs derrière un piston moteur et il avait couvert son idée par un brevet, que le *Patentamt* lui avait accordé, et dont il attendait des résultats pratiques, il me l'avait écrit. (Brevet allemand du 17 juillet 1905.)

Les formes des machines qui réaliseront cette application, différeront sans doute beaucoup de celles que nous sommes habitués de voir. M. Esnault-Pelterie, qui a tant contribué aux progrès des moteurs ultra-légers, a montré ce qu'on pourrait obtenir à l'aide d'une fusée propulsée par la combustion d'une poudre, non pas en prenant un point d'appui sur l'air, comme quelques-uns le pensent à tort, mais en égalisant deux quantités de mouvement. Un tel engin pourrait atteindre la lune ! Ce n'est qu'un rêve, dira-t-on ; je n'en disconviens pas, mais je suis de l'opinion de ce philosophe, qui déclarait que la réalité renferme plus de choses que n'en contient notre imagination.

## VI

### Les pétroles.

Les huiles de pétrole, prises à l'état liquide, ont trouvé de remarquables applications pour la production de la puissance motrice, dans des moteurs spéciaux, connus sous les noms de moteurs à pétrole, moteurs Diesel, moteurs semi-Diesel et autres. Nous leur devons une étude approfondie, pour l'intelligence des emplois qu'on peut en faire.

Le pétrole est, comme son nom l'indique, une huile de pierre, donc une huile minérale ; on discutera longtemps encore son origine.

L'Italie et la Grèce, l'Inde, la Perse et surtout les bords de la mer Caspienne fournissaient du pétrole depuis des siècles quand on découvrit d'importantes sources en Pensylvanie, dans les États-Unis d'Amérique, vers 1850 ; depuis lors, on en tire du sol dans toutes les parties du monde. Toutefois la Pensylvanie et le Caucase sont encore les deux principaux centres d'extraction.

Pour être médiocrement favorisée au point de vue de la richesse en pétrole, l'Europe en possède néanmoins plus qu'on ne le pensait ; la Galicie autrichienne et la Roumanie sont devenues des centres de production importants, et l'extraction roumaine occupe aujourd'hui le quatrième rang dans le rendement mondial. Le gisement alsacien de Pechelbronn permet aussi de légitimes espérances : il donnera prochainement 75.000 tonnes par an.



La production du pétrole est formidable aujourd'hui; mais les réserves enfouies dans les couches souterraines paraissent si considérables que nous n'avons pas à envisager de longtemps leur épuisement, et l'extraction actuelle est assez développée de toutes parts pour défier toute tentative d'accaparement. La Pensylvanie, qui est la terre classique du pétrole, fournit à elle seule près de 7 milliards de litres par an : en y joignant la production de l'Ohio, du Kansas, du Texas, de la Californie, etc., on arrive à un total de près de 200 millions de barils de 180 litres, soit à 37 milliards de litres. Le Caucase russe pourrait avoir un débit de même importance. On découvre du reste chaque jour de nouveaux gisements.

Les pétroles sont des mélanges complexes dont la définition chimique est difficile à donner.

Leur étude théorique avait été poussée fort loin, il y a plus de soixante ans déjà, par Henri Sainte-Claire Deville, Pelouze et Cahours; en Angleterre et en Allemagne, on a aussi publié d'importants travaux sur cet inépuisable sujet et nous citerons en première ligne les recherches d'un caractère plus pratique de M. Robinson, présentées à la Société des arts de Londres; on trouvera plus loin quelques tableaux extraits de cette monographie.

La composition des pétroles de Pensylvanie a été établie d'abord d'une manière générale par Pelouze et Cahours : elle est donnée synoptiquement dans un tableau qui est reproduit dans les traités de chimie; nous nous contenterons d'y relever la présence de tous les carbures  $C^{2n} H^{2n+2}$ , depuis le méthane  $CH^4$  jusqu'au pentadécane  $C^{15} H^{32}$ . C'est la série saturée.

La plupart des pétroles du Caucase ont la même composition, mais ils contiennent en plus des carbures divers; dans les pétroles de Bakou, on trouve presque tous les termes de la série éthylénique  $C^n H^{2n}$ , dite série des naphènes ( $C^2 H^4$ , éthylène,  $C^3 H^6$ , propylène,  $C^4 H^8$ , butylène,  $C^5 H^{10}$ , amylène, etc.) Enfin, on rencontre, en Égypte, certains pétroles dont la densité atteint 0,935 et qui se présentent sous la forme de véritables goudrons minéraux.

Cette diversité de composition a aussi été fort bien mise en lumière par Henri Sainte-Claire Deville.

*Composition des pétroles (d'après Sainte-Claire Deville).*

	PÉTROLE LÉGER de PENNSYLVANIE	PÉTROLE LOURD de PENNSYLVANIE	PÉTROLE du CAUCASE	PÉTROLE D'ALSACE (Pechelbronn)
degrés				
Partie volatile à 100°.....	4,3	»	»	»
— 140°.....	16,0	»	2,7	»
— 180°.....	28,7	»	13,3	7,8
— 200°.....	31,0	»	»	15,2
— 220°.....	»	»	19,0	25,7
— 260°.....	»	»	29,3	40,6
— 280°.....	»	12,0	36,0	»
Densité à 0°.....	0,816	0,886	0,884	0,892
Composition. {	C.....	82,0	84,9	86,3
	H <sup>2</sup> .....	14,8	13,7	13,6
	O.....	3,2	1,4	0,1
Chaleur de combustion.....	9.963	10.672	11.460	10.020



Un premier examen de ces chiffres montre que la composition des huiles, ainsi que leur puissance calorifique, est fonction de leur densité, mais il faut se garder de conclusions trop précises à cet égard, car les pétroles sont, des produits extrêmement complexes, dont la formule exacte ne saurait être donnée. Pour les définir, on relève généralement, outre leur densité, leur aspect, leur odeur, leur point d'ébullition, leur point d'éclair (1) et la manière dont ils distillent; en particulier, on note les quantités d'éthers, d'huiles lampante et lourde qu'ils fournissent. Toutefois ces caractéristiques ne constituent pas encore un critérium absolu, car il faudrait s'entendre d'abord sur les dénominations données à ces divers produits. D'après M. Robinson, les pétroles dits lampants d'Amérique ont une densité qui varie de 0,79 à 0,83; leur point d'ébullition passe de 144° à 195°; le point d'éclair est compris entre 24 et 66°. Ces écarts sont bien plus grands si l'on étudie les lampants d'autre origine, russes ou roumains.

Quelques auteurs différencient les pétroles américains et russes par leurs produits de distillation, et l'on a donné les spécifications ci-dessous :

*Produits de distillation des pétroles.*

	TEMPÉ- RATURE	PÉTROLE AMÉRICAIN		PÉTROLE RUSSE	
		POUR CENT	DENSITÉ	POUR CENT	DENSITÉ
	Degrés				
Éthers, benzine.....	45° à 70°	1,5	0,59 à 0,66	1,0	0,725
Gazoline.....	70 à 170	14,5	0,66 à 0,74	3,0	0,775
Huile lampante.....	170	50,0	0,74 à 0,85	39,0	0,850
— lourde.....	250	15,0	0,85 à 0,91	22,0	0,910
Paraffine.....	»	2,0	»	1,0	0,926
Résidus et pertes.....	»	17,0	»	24,0	»

Ces indications sont intéressantes, mais elles restent imprécises.

Les pouvoirs calorifiques constituent des données plus utiles. De nombreuses expériences ont été faites pour les déterminer; je réunis dans le tableau suivant quelques résultats empruntés aux meilleures sources.

*Chaleurs de combustion (calories par kilog.)*

D'après Deville, Robinson et Goulishambarof.

	Calories.
Pétrole lourd de Pensylvanie (0,886).....	10.680
— — de Virginie.....	10.102
— — russe (0,884).....	12.650
— — (0,938).....	10.750
— de Bakou (0,938).....	11.200
— — (0,928).....	10.760
— de Novorossisk.....	10.328
Ozokérite de Boryslaw.....	10.946
Pétrole raffiné de Russie (0,823).....	11.040
— (inflammation à 31°,5) (0,826).....	10.878
— d'Amérique (inflammation à 25°) (0,797)....	10.767

1. Le point d'éclair ou *flashing point* correspond à la température à laquelle l'huile donne assez de vapeur pour que celle-ci puisse être enflammée.



Ces pouvoirs sont ceux des produits bruts, tels qu'on les retire du sol; mais sous cette forme les pétroles sont rarement susceptibles d'un emploi avantageux. On est obligé de les soumettre à un traitement particulier, pour en tirer le meilleur parti : on les sépare donc en leurs principaux éléments par une distillation fractionnée, ainsi que nous l'avons dit ci-dessus. On recueille d'abord des gaz non condensables analogues aux gaz naturels, dont le pouvoir calorifique est très élevé; il peut atteindre quelquefois 14.000 calories au mètre cube. Puis viennent les essences, distillant entre 45 et 150°; on met à part les huiles lampantes, qui passent entre 150 et 280°; il reste des huiles lourdes, dont les points d'ébullition montent jusqu'à 400°, pour laisser finalement comme derniers résidus des paraffines, des goudrons, de la vaseline et du coke. Les Américains utilisent, d'autre part, des phénomènes, qu'ils désignent sous le nom de *cracking*; c'est un procédé de dissociation par la chaleur des huiles lourdes en produits de désintégration chimique; les carbures saturés donnent des carbures inférieurs de la même famille, huiles lampantes, essences, gaz méthane et hydrogène, et ils laissent un dépôt de coke. L'opération était surtout avantageuse autrefois, parce qu'elle augmentait la proportion de lampant, dont on ne pouvait produire assez pour les besoins de l'éclairage; on a moins d'intérêt à la pratiquer maintenant que les huiles lourdes, et les mazouts sont utilisés directement pour la production de la puissance motrice.

Étudions plus spécialement l'huile lampante. Elle se compose théoriquement de tous les distillats fournis entre 150 et 280°; elle est raffinée par un traitement à l'acide sulfurique, suivi d'un lavage à l'eau pure, enfin complété par un dernier lavage à l'eau alcaline. On obtient ainsi un beau produit, bien fluide, incolore, légèrement fluorescent.

Le pétrole lampant rectifié doit pouvoir être soumis à l'épreuve du feu à 35° sans s'enflammer; en d'autres termes, il faut que le point d'inflammabilité (*flashing point*) soit tout au plus égal à 35°; c'est la condition légale en France (1).

Pour faire cette épreuve, on chauffe à l'aide d'une petite lampe à alcool le pétrole renfermé dans une capsule de porcelaine, où plonge le réservoir d'un thermomètre. Dès que la température a atteint 35°, on promène une flamme à la surface du liquide; s'il se dégage des vapeurs qui prennent feu, l'huile n'est pas dans les conditions voulues (2).

Souvent, les pétroles du commerce présentent une trop grande inflammabilité, ce qui tient à ce que certains raffineurs y mêlent des essences et des huiles lourdes de pétrole dont la valeur est moindre. D'après M. White, 2 % d'essence abaissent l'inflammabilité d'une huile de 35° à 33°,3, 5 % à 28°,3 et 10 % à 15°. Il importe d'observer qu'un mélange d'huile lourde, de densité 0,82 et d'essence de densité 0,73, fait en proportion convenable, n'abaisse pas au-dessous de 0,80 la densité de l'huile qui subit cette sophistication.

1. Les Allemands, plus prudents, exigent que l'inflammabilité soit inférieure à 21°.

2. On détermine aussi le point d'inflammabilité par les appareils Granier, Luçhaire ou Abel.



MM. Urbain et Salleron avaient inventé, il y a longtemps déjà, un appareil permettant simplement de reconnaître les qualités d'une bonne huile lampante par la tension de ses vapeurs à diverses températures. Cet appareil se compose d'une petite boîte en cuivre, hermétiquement fermée par un disque rodé sur ses bords, donnant passage à un tube manométrique en verre de 35 centimètres de hauteur, gradué en millimètres, et à un thermomètre de précision; ces deux instruments permettent donc de mesurer la pression et la température. Le disque est percé, en outre, d'une ouverture circulaire, qui peut être fermée, et qui fait communiquer l'intérieur de la boîte avec une petite chambre cylindrique rapportée sur le disque. Or, on verse 50 centimètres cubes d'eau dans la boîte et 5 centimètres cubes de l'huile à essayer dans la chambre cylindrique, en maintenant fermée l'ouverture annulaire, et l'on plonge le tout dans un vase plein d'eau que l'on chauffe au degré voulu. Cette température étant obtenue, on fait tomber l'huile dans l'eau en ouvrant la communication entre la chambre et la boîte; l'huile est remplacée par un égal volume d'air. Quand la pression est devenue stationnaire, il n'y a qu'à lire l'augmentation de pression produite par le mélange de l'huile à l'eau. Une bonne huile possède à 15° une tension de 64 millimètres d'eau.

Les tensions de vapeur des huiles lampantes varient avec leur origine et leur rectification. M. Robinson a déterminé cet élément sur un grand nombre d'échantillons. A 100°, cette tension est d'environ 800 millimètres de mercure pour l'huile de phares, de 810 pour le Royal Daylight, de 818 pour le Water White, et de 854 pour l'huile Tea Rose. Ces diverses huiles ne conviennent évidemment pas également bien à leur emploi dans les moteurs, car il importe qu'elles se vaporisent aisément; mais ce n'est pas la seule condition requise. Il faut encore qu'elles se vaporisent entièrement et que vers 250 ou 300° la majeure partie en soit gazéifiée. M. Robinson a donc fait des essais pour déterminer le rendement des différentes huiles dans les moteurs : il a relevé des différences très nettes et bien caractéristiques entre les pétroles de diverses provenances, sur lesquelles nous reviendrons plus loin.

L'étude du pétrole lampant ne saurait être trop approfondie, car elle présente encore des données mystérieuses qu'il y aurait grand intérêt à élucider. La pratique a révélé des faits déconcertants; ainsi, d'après M. Guiselin (1), des huiles physiquement identiques, distillant suivant les mêmes lois, entre les mêmes limites de température, mais plus ou moins riches en carbone ou en hydrogène, brûleraient très différemment et fourniraient des résultats plus ou moins heureux en moteurs, sans doute parce qu'elles y subissent des décompositions partielles qui semblent correspondre au phénomène de crackage, mis en lumière par les Américains. Il y aurait lieu de distinguer deux catégories de pétrole : l'une,

1. La question de l'emploi du pétrole lampant en moteurs a fait l'objet d'une importante discussion aux Ingénieurs civils de France, dans les séances des 25 février, 29 avril, 27 mai et 24 juin 1921, à laquelle le lecteur se reportera avec intérêt.



riche en carbone, difficile à brûler; l'autre, riche en hydrogène, facile à brûler; la première se comportant beaucoup mieux que la seconde, parce que sa combustion est plus régulière et que ses hydrocarbures sont moins sensibles à la chaleur et moins décomposables. M. Drosne, ingénieur en chef des établissements Schneider, du Creusot, a avoué que « nous ne savons pas encore ce qu'est le pétrole »; d'après lui, il y aurait une question de mise en équilibre réciproque de ses constituants qui nous échappe : dans la vaporisation, nous assimilons les phénomènes à ceux du système eau-vapeur, et cette assimilation est grossièrement exacte. Ces questions ne sont pas encore élucidées, et il faut multiplier les observations avant de prendre position entre elles.

Insistons donc sur les expériences dont nous possédons les résultats, en nous tenant aux pétroles lampants commercialement définis, ainsi qu'il suit : densité de 0,79 à 0,84; point d'inflammabilité, de + 20 à + 40; caractéristiques de la distillation fractionnée, 65 à 90 %, passant entre 140 et 275°. Ce sont des valeurs moyennes généralement acceptées.

Voici maintenant quelques données recueillies par plusieurs expérimentateurs des plus autorisés.

A l'occasion de ses essais de moteurs Diesel, M. Schröter a fait faire une étude complète du pétrole employé et nous trouvons dans ce travail des chiffres à recueillir.

C'était un pétrole américain ayant, à 15°, une densité égale à 0,7955.

L'analyse des gaz brûlés a fourni, pour 0 gr. 5187 de pétrole, 1 gr. 6188 CO<sub>2</sub> et 0 gr. 6648 H<sub>2</sub>O; la composition chimique de l'huile est donc la suivante :

C.....	85,11 %
H <sup>2</sup> .....	14,24
O.....	0,65

La distillation fractionnée a donné comme résultats :

1 <sup>re</sup> fraction.....	15 % de 15° à 150°
2 <sup>e</sup> — .....	8,8 de 150 à 175
3 <sup>e</sup> — .....	10,2 de 175 à 200
4 <sup>e</sup> — .....	9,0 de 200 à 225
5 <sup>e</sup> — .....	10,0 de 225 à 250
6 <sup>e</sup> — .....	10,2 de 250 à 275
7 <sup>e</sup> — .....	11,8 de 275 à 300
8 <sup>e</sup> — .....	25,0 au-dessus de 300
	100,0

Cette forte teneur en huiles à température d'ébullition élevée est caractéristique de la provenance américaine.

Le calorimètre Junkers a donné, *vapeur d'eau condensée*, 10.935 calories pour l'échantillon susdit; *vapeur non condensée*, on trouvait seulement 10.151 calories, attendu qu'on avait recueilli 3 gr. 7 d'eau condensée dans le calorimètre par kilogramme d'huile brûlée.



A la bombe Mahler, on observa un pouvoir plus élevé d'une centaine de calories : c'est le contraire qu'on aurait dû relever, car le pouvoir à *volume constant* déterminé par les bombes devrait être inférieur au pouvoir à *pression constante* déterminé par les appareils à combustion analogues à l'appareil Junkers. J'ai déjà fait ressortir cette différence entre les résultats fournis par les calorimètres et les bombes, et je l'ai attribuée à une combustion plus complète.

Le pétrole américain, employé par M. Ringelmann au concours de Meaux, avait, à 15°, une densité de 0,8231 ; son pouvoir fut trouvé de 11.040 calories par kilogramme à la bombe Mahler. Sa composition était la suivante :

C.....	84,23 %
H <sup>2</sup> .....	15,44
O.....	0,30
	100,00

Il fallait 15 kg. 117 ou 11.690 litres d'air sec pour brûler complètement 1 kilogramme de ce pétrole.

La distillation fractionnée par dixièmes a varié de 67 à 219°, la densité passant de 0,782 à 0,858.

On avait d'ailleurs :

Burning point.....	54°,2	
Point d'éclair {	Abel-Pensky.....	29°,0
	Granier.....	34°,2

Au concours de Berlin, de 1894, on employa des pétroles américain et russe, pour lesquels on a fourni les données ci-dessous :

	Pétrole américain.	Pétrole russe
C.....	84,54 %	83,52 %
H <sup>2</sup> .....	14,08	13,98
O.....	1,38	0,50
Pouvoir calorifique inférieur.....	10.767 calories	10.878 calories
Densité à 15 %.....	0,7971	0,8257
Point d'éclair Abel-Pensky.....	25°	31°,5

A Cambridge, on consomma de l'huile dite russolène.

Densité.....	0,8239
Point d'éclair Abel-Pensky.....	30°
Pouvoir calorifique supérieur.....	11.055 calories.
— vapeur non condensée..	10.313 —

On a fréquemment proposé aux constructeurs de moteurs l'utilisation directe des pétroles bruts non raffinés : des essais intéressants ont été faits dans ce sens par la Compagnie des Moteurs Midland, dans les services de la Société des pétroles de Bakou. Les ateliers dans lesquels sont installées ces machines étant remplis de vapeurs carburées, qui constituent de dangereux mélanges tonnants, on imposa aux constructeurs un programme sévère. Aucune des pièces extérieures



des moteurs ne devait jamais être portée au rouge; il était défendu d'employer des tubes d'allumage et la mise en marche devait se faire automatiquement. Le problème de l'emploi du pétrole brut fut résolu de la manière suivante : le vaporisateur a été enfermé dans une boîte hermétiquement close, placée à l'avant du moteur. Avant de chauffer ce vaporisateur, on met en marche pendant trente minutes à l'aide d'air carburé. L'air traverse des couches de ouate, imbibées de gazoline, et il pénètre dans le cylindre par un clapet de sûreté, qui empêche le retour des gaz brûlés. Le vaporisateur se chauffe ainsi; la température voulue étant atteinte, on ouvre le robinet de pétrole brut.

Ces moteurs fonctionnent bien avec ce pétrole lourd : ils marchent une centaine d'heures consécutives sans arrêt.

La densité moyenne du pétrole brut employé est égale à 0,870.

Cette curieuse application constituerait un grand progrès économique, si elle se poursuivait dans de bonnes conditions; or, il est permis de croire que les essais ont été heureux, car la Compagnie de Bakou a supprimé graduellement ses chaudières chauffées au pétrole et ses machines à vapeur.

L'emploi direct du pétrole lampant dans les moteurs à explosion, à deux ou bien à quatre temps, exige des carburateurs spéciaux, différant considérablement de ceux qui conviennent aux essences : il ne saurait évidemment plus être question de marcher à froid, car les huiles de ce genre manquent de volatilité. Il faut adjoindre à la pulvérisation un réchauffage assez énergique, tout en se gardant des températures trop élevées, qui pourraient donner lieu à un phénomène de *cracking*, produisant des éléments gazeux et volatils, d'où résultent des mélanges tonnants à explosion brisante, compliqués d'encrassements par dépôt de coke. D'autre part, le mélange ne doit pas arriver trop chaud au cylindre, car il diminuerait le remplissage et faciliterait les allumages intempéstifs en phase de compression. Il se produit d'ailleurs une contre-partie de ces actions complexes : on a le souci d'éviter, dans les tuyauteries d'amenée, de l'air carburé des condensations de vapeurs lourdes, ce qui oblige d'abrèger ces conduites et d'accoler le carburateur au cylindre. On a été amené ainsi à injecter directement la poussière d'huile dans la chambre de combustion.

Ce problème se présente donc à nous comme excessivement complexe et partant difficile à résoudre. Il a donné lieu à de longues discussions, qui n'ont pas toujours contribué à éclaircir la question.

A notre avis, on peut douter que l'on puisse jamais utiliser le pétrole lampant dans des moteurs munis d'appareils analogues aux carburateurs classiques à essence; ils seront toujours trop sensibles aux variations de charge; réglés pour une charge, ils cesseront de l'être si la puissance à développer se modifie. A cet égard, nos appareils actuels ne sont pas encore au point.

La Société Lorraine a entrepris des expériences fort ingénieuses sur l'emploi du pétrole, dont elle nous a communiqué les résultats. On pulvérise l'huile dans un ballon de 5 litres de capacité, dans lequel on fait un vide relatif à l'aide d'une



trompe à eau; l'air de pulvérisation arrive par un tube enveloppant l'injecteur, et on peut le réchauffer à volonté, ainsi que l'huile injectée. A froid, le pétrole était partiellement transformé en brouillard, et ce brouillard persistait alors même que la pression atmosphérique était ramenée dans le ballon. La température s'élevant, le brouillard devient moins dense, mais il se condense au contact des parois plus froides du ballon; une introduction d'air froid produit le même effet. Il semble donc que les variations de température, de pression et de vitesse sont la cause des insuccès dans l'alimentation des moteurs, par l'intermédiaire d'un carburateur. Les condensations locales inévitables détruisent l'homogénéité du mélange tonnant et elles sont d'autant plus nuisibles qu'elles se développent plus loin du point où s'opère la mise de feu. Il se produit des combustions incomplètes, qui abaissent considérablement le rendement et donnent lieu à des encrassements en quelques points de la chambre de combustion, sur le fond du piston et sur les sièges des soupapes. Il faudrait maintenir dans les canalisations d'amenée un vide élevé ou une haute température, ce qui réduirait beaucoup la puissance que l'on peut attendre d'un cylindre de dimensions données. Les explosions prématurées constituent une autre difficulté, que l'on surmonte difficilement.

L'encrassement des cylindres, ainsi que les explosions intempestives, sont conjurés par des injections simultanées d'eau en vapeur; l'eau se dissocierait aux températures trop élevées, et le carbone libre brûlerait au fur et à mesure de sa libération; en tout cas, l'absorption de chaleur empêcherait la production de températures excessives. Cette pratique, inventée ou reprise par Lencauchez, Banki, Letombe, Claudel, etc., s'est développée en ces dernières années, non sans donner lieu à des critiques que nous aurons à discuter.

Signalons ici subsidiairement que le graissage des moteurs à pétrole entraîne une dépense généralement moindre que pour les moteurs à gaz, car leur cylindre se trouve lubrifié par le pétrole admis, et l'on peut souvent fermer les graisseurs après la mise en marche. M. Ringelmann a fait à ce sujet d'intéressants relevés au concours de Meaux. Voici par exemple les chiffres qu'il a publiés relativement au moteur Niel :

CONSOMMATION PAR HEURE	PUISSANCE EN CHEVAUX			
	A VIDE	1,98	3,93	6,23
	gr.	gr.	gr.	gr.
D'huile au cylindre.....	27,5	15	14,25	35
De graisse } à la bielle.....	1	1	0,5	1
} aux deux paliers.....	2	2	10	1
D'huile des burettes à main.....	8,5	0	0	10

Ce tableau montre une consommation d'huile de graissage au cylindre moindre pour une puissance de 4 chevaux qu'à vide; par contre, la dépense horaire croît.



quand le travail dépasse une certaine limite. On observe des résultats semblables avec la plupart des moteurs.

Il nous reste à parler des huiles plus lourdes que le lampant; elles ont trouvé dans les moteurs Diesel et semi-Diesel un emploi remarquable qui les a mises en valeur.

Nous en distinguerons trois qualités :

1° L'huile à gaz (*gas oil, gas oil*), dont il ne passe à la distillation qu'un dixième avant 275°, d'inflammabilité Luchaire comprise entre 50° et 110°, renfermant au minimum 5 volumes sur 100 qui soient éliminables par l'acide sulfurique à 66°; sa couleur est brune; elle est déjà assez visqueuse aux basses températures;

2° Le *fuel oil*, huile plus lourde, distillant avant 350°, moins inflammable que la précédente, renfermant au moins 25 volumes sur 100 éliminables par l'acide; couleur noirâtre; plus visqueuse;

3° Le *mazout*, ou *astaki*, qui est le résidu du traitement (1).

Ces derniers produits sont les résidus liquides formés dans les cornues de distillation après le départ des huiles lampantes : ces noms leur viennent du Caucase et des Carpathes. Ils ne correspondent à aucune spécification précise.

Les mazouts du Caucase renferment 87 de carbone, 12 d'hydrogène et 1 d'oxygène; leur densité est supérieure à 0,90; leur point d'inflammation est plus élevé que celui du lampant et même du *gas oil*, car il atteint souvent 150°. Leur pouvoir calorifique est voisin de 10.000 calories au kilogramme : on peut le calculer par la formule de Lemoult,  $P = 102m + 27,5 n$ , exacte pour les carbones de la formule  $C^mH^n$ , saturés, benzéniques ou naphténiques.

Les instructions officielles de la Marine française fixent ainsi qu'il suit les conditions que doit remplir un *gas oil* pour moteur Diesel :

Densité : de 0,860 à 0,895.

Inflammabilité : pas de vapeurs inflammables avant 60°.

Impuretés : pas de dépôt appréciable au filtre.

Soufre : moins de 0,75 %.

Pouvoir calorifique : au moins 10.500 calories.

Cendres : la calcination en capsule de platine de 50 centimètres cubes ne doit pas laisser de cendres en quantité appréciable.

Distillation : 100 centimètres cubes, portés à la température de 350°, devront distiller au moins 90 centimètres cubes et ne pas produire plus qu'un demi-gramme de coke.

On utilise aussi, en moteurs, des résidus de naphte, de densité comprise entre 0,89 et 0,96 à la température de 55°, ne se congelant pas avant — 5°, inflammables à 79°, 4, dont la teneur en eau ne dépasse pas 1 %; ce sont les prescriptions de la Marine.

1. Les Américains séparent aussi le *Road oil* destiné au macadamisage des routes; il n'en distille guère que 2 % en volume avant 300°; cette huile est tout à fait noire. Les brais ne se ramollissent que vers 100°.



D'après la loi française du 5 août 1919, modifiée le 25 juin 1920, les droits de douane, qui sont de 80 à 90 francs pour les essences et huiles lampantes, sont abaissés à 3 ou 4 francs par tonne pour les huiles lourdes; celles-ci sont, de plus, exonérées de la taxe intérieure, dont sont passibles les autres produits, taxe qui atteint 20 francs par hectolitre.

Ces dispositions plus libérales des nouvelles lois fiscales sont de nature à contribuer au développement des moteurs du type Diesel, qui ont fait de si remarquables progrès au cours des dernières années : ils en feraient de bien plus grands, en France, si nous produisions plus d'huiles de goudron qui ne paient aucun droit.

Ces huiles se fabriquent dans les usines à gaz qui distillent elles-mêmes leurs goudrons; les sociétés minières, possédant des fours à coke, sont à même de nous en fournir de bien plus grandes quantités. A la veille de la guerre, la Société des Mines de Lens était organisée pour en livrer annuellement 6.000 tonnes et les autres mines du Nord et du Pas-de-Calais s'apprétaient à suivre son exemple : dans l'ensemble, la production française pouvait atteindre 65.000 tonnes. Il est vrai que l'Allemagne à elle seule en jetait sur le marché plus de 360.000 tonnes.

Les huiles de goudron s'obtiennent par distillation de goudrons préalablement déshydratés. Ce ne sont pas des produits définis, mais des mélanges de carbures liquides et solides. On sépare une partie de ces derniers par cristallisation et refroidissement; en mélangeant ensuite, dans des proportions convenables, les fractions recueillies, on obtient des produits marchands, assez fluides, qui ne déposent qu'à une température inférieure à celle de leur refroidissement. C'est, par suite, à l'aide de coupages méthodiques, que les distillateurs de goudrons préparent les qualités spéciales d'huiles pour moteurs Diesel : les Allemands avaient acquis une grande maîtrise dans ce métier, plus difficile qu'il ne paraît; j'ai, en effet, été à même de constater, dans des essais répétés, que leurs huiles de goudron étaient remarquables de constance et de qualité.

Voici, d'après M. Du Bousquet, de la Société des Mines de Lens (1), quelles sont les caractéristiques des deux huiles, connues sous les marques V Lens et V extra :

	V	V extra.
Densité à 15°.....	1,10	1,08
Limite d'inflammabilité.....	102°	93°
Pouvoir calorifique total.....	9.475 calories	9.515 calories
Teneur en eau.....	Moins de 2 %	

Les nouveaux procédés de distillation de la houille, à basse température, mis en usage tout récemment en Angleterre, en vue de produire la *coalite*, qui est un coke remarquable pour les usages domestiques, donnent naissance à une huile de goudron convenant très bien aux moteurs à combustion, du genre

1. Mémoires de la Société des ingénieurs civils de France, avril 1911.



Diesel, et qui paraît appelée de ce chef à un certain avenir, si ce mode de distillation prend de l'extension ainsi que cela semble probable.

On produit en Écosse, et nous serions à même de produire en France, de grandes quantités d'huiles de schiste, excellentes pour moteurs. Par distillation des schistes bitumineux, on obtient une gamme de produits analogue à celle des pétroles. Ce sont aussi des mélanges complexes d'hydrocarbures; leur densité est comprise entre 0,70 et 0,96; les plus colorés sont les plus denses. Leur puissance calorifique est légèrement supérieure à celle des pétroles. Elles conviennent très bien à un emploi direct en moteurs de tout genre : nous paraissions l'ignorer.

L'augmentation énorme que les prix des hydrocarbures minéraux ont subie en ces derniers temps a amené quelques ingénieurs, plus avertis des choses coloniales, à poursuivre des études théoriques et pratiques sur l'utilisation en moteurs des huiles végétales que l'on trouve abondamment en Afrique, huiles de ricin, de coton, de palme, d'arachide, voire même de pépins de raisin, etc.; un certain succès a déjà couronné leurs efforts et répondu à leurs espérances. M. Tobianski d'Althoff en a fait d'abord de bons gaz, dans un gazogène construit par la maison Walschaerts, de Bruxelles, puis on est venu à une utilisation directe dans les moteurs à combustion interne. L'Omnium africain a mis la question à l'étude de son groupe belge : en réchauffant à 70° le réservoir renfermant l'huile de palme, on la rend très fluide; il importe, d'autre part, de la filtrer soigneusement. Dans ces conditions, un semi-Diesel du type Drott, de 120 chevaux, n'a consommé que 310 grammes d'huile de palme par cheval-heure effectif; étant donné que le pouvoir de cette huile, mesuré à la bombe, n'est que de 9.228 calories au kilogramme, ce résultat est à remarquer. M. Mathot a opéré de son côté sur des Diesel et semi-Diesel des usines Kromhout, d'Amsterdam, et Gardner, de Manchester, et il a obtenu des résultats comparables (1). Ces essais sont à poursuivre, car on a tout à gagner en trouvant le moyen de se libérer de la tyrannie des pétroles et des essences.

Nos colonies de Tunisie, de Madagascar et d'Indochine pourraient nous fournir abondamment d'huile de ricin, dont la culture deviendrait pour elles extrêmement rémunératrice : en effet, on arrive à faire, comme aux Indes, deux récoltes annuelles de 10.000 pieds à l'hectare. D'après Berger (2), le pouvoir calorifique de l'huile de ricin est de 9.328 calories; elle présente le grand avantage de conserver sa fluidité dans des limites étendues de température. Pendant la guerre, on a réussi à utiliser en moteurs des huiles de ricin usagées, que les services d'aviation avaient employées pour le graissage de leurs moteurs, et qui étaient restées jusque-là absolument sans valeur : il n'y avait qu'à les filtrer pour en tirer parti.

1. Ces questions ont été discutées à l'Association belge pour le perfectionnement du matériel colonial; voir le *Matériel colonial*, numéros de décembre 1920 et janvier 1921.

2. *Revue générale des sciences*, 15 février 1921.



Nous terminerons cet article, consacré aux liquides combustibles servant à l'alimentation des moteurs, par quelques considérations sur les facilités relatives plus ou moins grandes qu'ils présentent pour leur vaporisation.

Un ingénieur allemand, M. Kutzbach, a publié sur ce sujet une étude intéressante à divers égards. Il

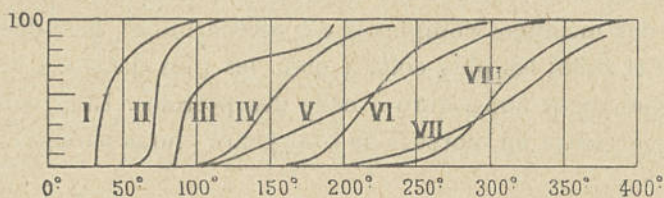


Fig. 30. — Lignes de vaporisation des hydrocarbures.

a construit un graphique (fig. 30) qui permet de mettre en parallèle les résultats obtenus, en traitant par la chaleur des produits de densité très différente. Il a porté

en abscisse les températures, de 0° à 400°, et en ordonnée le pourcentage de vapeur engendrée; les courbes sont les lignes de vaporisation. Les divers produits sont désignés par des chiffres romains, dans l'ordre qui suit :

- I. Benzine légère.
- II. — — lourde.
- III. Ergine, densité 0,88, extraite du goudron de houille.
- IV. Huile de goudron de lignite (solaröl).
- V. Pétrole d'Amérique.
- VI. Huile jaune de paraffine.
- VII. — à gaz (gasöl) de Roumanie.
- VIII. — de goudron de houille, densité 1,099.

Le pétrole américain, mélange complexe d'hydrocarbures, se caractérise par la lenteur avec laquelle il se vaporise; commencé à 90°, le phénomène se poursuit au delà de 350°, température à laquelle il subit une décomposition pyrogénée; l'huile de Roumanie est moins volatile. Les huiles lourdes de goudron (*schweres Teeröl*) se gazéifient vers 200°.

M. Kutzbach pose en loi que, plus la température de volatilisation est élevée, moindre est le volume de vapeur, en valeur absolue; il est moindre aussi relativement au volume d'air nécessaire pour sa combustion. Ainsi une benzine exige, à une température déterminée, un volume d'air de combustion égal à environ 40 fois son volume de vapeur, alors qu'un pétrole lourd demande un volume d'air égal à 100 fois celui de sa vapeur. En même temps diminue aussi la vitesse de diffusion et la facilité d'opérer un mélange homogène. Si l'on considère d'ailleurs que les huiles moins volatiles doivent être mises en présence d'un volume d'air supérieur de 50 % au volume théoriquement nécessaire pour garantir une bonne combustion, on se rend compte des difficultés que rencontre l'emploi de ces produits, quand on essaie de les réduire en vapeur dans des appareils spéciaux extérieurs au cylindre moteur; rappelons, en effet, que les tentatives que l'on a faites pour alimenter en pétrole lampant les moteurs



d'automobiles, en se servant des carburateurs habituellement en usage pour l'essence, ont presque toujours échoué, en dépit du réchauffage de ces carburateurs et de la pulvérisation plus complète des huiles.

Les travaux de M. Grebel, dont la compétence en ces questions est notoire, l'ont amené à classer de la manière qui suit les produits issus des pétroles analogues à ceux qui nous viennent d'Amérique : j'ai présenté sous une forme différente, dans le tableau ci-dessous, les conclusions de cet ingénieur distingué (1).

DÉNOMINATIONS USUELLES	DENSITÉ	POUVOIRS CALO- RIFIQUES	POINTS D'ÉBULLITION		POINT D'INFLAM- MABILITÉ	VOLUME D'AIR de combustion	USAGES en MOTEURS
			départ	99 %			
Éther de pétrole.....	0,635	11.500	30°	—75°		m <sup>3</sup> 11,9	A explosion.
Gazoline.....	0,650	11.500	35	100			—
Essence aviation.....	0,700	11.000	40	120	— 20°	11,8	—
— automobile.....	0,725	11.000	50	150	— 10	11,8	—
— lourde pour moteurs fixes.....	0,750	11.000	65	180	0	11,8	—
Benzoline.....	0,770	11.000	110	200	+ 25	11,7	A explosion et combustion
Pétrole lampant.....	0,800	10.500	150	250	35	11,7	A combustion
— lourd.....	0,830	10.500	170	300	45	11,7	—
Huile solaire.....	0,860	10.000	180	350	60	11,7	—
— à gaz (gasöl ou ga- soil).....	0,890	10.000	200	400	65	11,6	—
Mazout.....	0,920	10.000	?	?	80-150		—

M. Grebel place les huiles lourdes de houille et de goudron, employées avantagement aujourd'hui en moteurs Diesel, entre l'huile solaire et le gasöl; leur densité est plus grande, étant voisine de l'unité, mais leur pouvoir calorifique est moindre, car il dépasse rarement 9.000 calories.

## VII

### Le Gaz à l'eau.

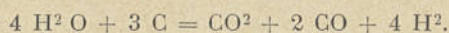
Le gaz à l'eau convient médiocrement à la production de la puissance motrice; malgré les efforts de ses plus ardents promoteurs, il est resté, à cet égard, au second plan, attendu qu'il coûte plus cher que le gaz pauvre, que ses gazogènes sont d'un prix d'établissement plus élevé et que leur conduite est, du reste, moins facile. Il a néanmoins été appliqué à l'alimentation des moteurs et nous lui devons une mention; la théorie de sa production servira d'ailleurs d'introduction à celle des gaz mixtes.

1. Société des Ingénieurs civils de France, 29 avril 1921.

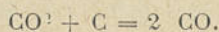
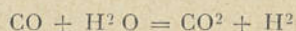


C'est d'Amérique, dit-on souvent, que nous est venue cette invention; on se trompe à moitié : il faut dire qu'elle nous est revenue d'Amérique. Comme bien d'autres, elle était partie de France, mais elle n'a été appréciée chez nous qu'après avoir obtenu de l'autre côté de l'Atlantique la consécration d'une mise au point que nous ne savons pas donner aux ingénieuses créations qu'enfante notre cerveau. M. Laverchère a démontré que le premier générateur de gaz à l'eau a été imaginé par M. Gengembre, inspecteur général de la Monnaie de Paris, dès 1819; plus tard, Tessier du Motay reprit l'idée et il se rendit chez les Américains pour leur apprendre à se servir de ces appareils. Il eut pour collaborateurs Lowe, Strong et d'autres, que l'on dit être les pères du gaz à l'eau, mais qui n'en sont que les parrains (1).

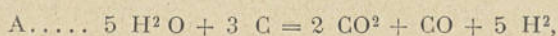
Le gaz à l'eau est le produit d'une opération, qui consiste à décomposer l'eau en ses éléments. On met en présence, à une température élevée, de la vapeur d'eau et du carbone : la moitié de l'oxygène de l'eau se combinera au carbone pour former de l'acide carbonique, l'autre moitié donnera de l'oxyde de carbone, et l'hydrogène restera en liberté, suivant la formule :



Le résultat de l'opération est combustible, car il contient 57 % d'hydrogène et 28 % d'oxyde de carbone. Mais on peut faire subir aux gaz obtenus de la sorte une seconde transformation, soit en faisant intervenir une plus grande quantité de vapeur d'eau, soit en augmentant la proportion de carbone; les formules ci-dessous indiquent les réactions qui se produisent dans les deux cas :



Le résultat final peut dès lors être représenté des deux manières suivantes :



Le procédé B est bien préférable au procédé A, car le gaz ne contient plus d'acide carbonique : 36 kilogrammes de vapeur d'eau donnent ainsi, avec 24 kilogrammes de charbon, 4 kilogrammes d'hydrogène et 56 d'oxyde de carbone, soit un mélange composé de deux volumes égaux d'hydrogène et d'oxyde de carbone, mesurant sous la pression de l'atmosphère et à la température ordinaire environ 89 mètres cubes.

Ces réactions sont endothermiques, et elles exigent une température d'au moins 450°; il faut donc aviser au moyen de maintenir cette haute température. On a proposé de chauffer l'appareil gazéificateur par un foyer extérieur; mais le calorique se transmet difficilement à travers des parois réfractaires et, si l'on

1. LAVERCHÈRE, « Le Gaz à l'eau carburé », *Génie civil*, 1901, page 385 du tome XXXIX.



emploi des cuves métalliques, on risque de les brûler rapidement. On a donné la préférence à un moyen indirect de chauffage, qui consiste à fractionner l'opération en deux périodes alternantes. Dans la première période, on insuffle de l'air sur le charbon, de manière à produire une combustion intense et une température très élevée; puis on fait arriver le jet de vapeur d'eau, qui se dissocie au contact du coke incandescent et en abaisse la température. On recommence l'insufflation d'air aussitôt que le coke a besoin d'être réchauffé. Bien que l'on sépare les produits du soufflage, les gaz développés à la suite du passage de l'air sont toujours mêlés d'un peu d'azote et d'acide carbonique, qui abaissent leur pouvoir calorifique.

Il y a donc deux espèces de gazogènes, producteurs de gaz à l'eau : les uns sont à fonctionnement continu, les autres à marche intermittente.

Il importe, pour faire du gaz à l'eau dans de bonnes conditions : 1° qu'il y ait un large contact entre le carbone et la vapeur d'eau; 2° que la vapeur ait le temps de se réduire à ce contact; 3° que la température soit toujours élevée. Il convient donc de faire emploi d'un charbon poreux, concassé en menus fragments; il faut de plus que le courant de vapeur ne soit pas trop rapide et que la source de chaleur chauffant la colonne soit intense. C'est en effet ce que démontre la pratique : le gaz est d'autant plus riche en CO que ces conditions sont mieux remplies. Elles semblent plus faciles à réaliser pour les gazogènes à marche intermittente : ceux-ci donnent par suite généralement de meilleur gaz.

La composition du gaz à l'eau varie beaucoup avec la qualité du combustible employé, coke ou anthracite; mais la température à laquelle s'effectuent les réactions influe plus encore, ainsi qu'il résulte des travaux de M. Bunte. Le tableau ci-dessous fait ressortir ce rôle de la température (1).

TEMPÉRATURE DU GAZOGÈNE	COMPOSITION DU GAZ EN VOLUME			VAPEUR D'EAU	
	H <sup>2</sup>	CO	CO <sup>2</sup>	DISSOCIÉE	NON DISSOCIÉE
674°	65,2	4,9	28,9	8,8 %	91,2 %
861°	59,9	18,1	21,9	48,2	51,8
1.125°	50,9	48,5	0,6	99,4	0,6

Il y a donc un avantage considérable à marcher en allure chaude.

Les mélanges tonnants formés avec le gaz à l'eau ont à peu de chose près le même volume et ils dégagent le même nombre de calories que ceux qu'on produit avec le gaz d'éclairage, étant donné qu'on ne mêle le gaz à l'eau qu'à 2 à 3 volumes d'air au lieu de 6 : il en résulte qu'un moteur développe presque le même travail, qu'il soit alimenté par l'un ou l'autre gaz. Mais les mélanges

1. GEITEL, *Das Wassergas und Seine Verwendung in der Technik*, Berlin 1899.



faits avec le gaz à l'eau sont moins facilement inflammables et il y aurait lieu d'effectuer plus de compression dans le cylindre si, d'autre part, leur richesse en hydrogène n'y mettait obstacle.

Le pouvoir des gaz à l'eau bien faits est estimé généralement à 2.550 calories, vapeur d'eau non condensée; pour former un mélange tonnant, la proportion en volume de ces gaz et de l'air doit être comprise entre 12 et 65 %.

Un des meilleurs, quoique des plus anciens modèles de gazogènes à l'eau, est le gazogène américain de Strong, à soufflage intermittent (1).

Dans cet appareil, on souffle d'abord de l'air sec à travers le coke, pour le mettre en combustion vive, puis on y fait passer un courant de vapeur surchauffée, en sens inverse; il produit ainsi deux sortes de gaz, du gaz à l'eau, quand la colonne de charbon est en pleine incandescence, et un gaz pauvre contenant encore de l'hydrogène et de l'oxyde de carbone, en notable proportion, mais fortement mêlé d'azote, ce qui diminue beaucoup son pouvoir calorifique. Ce gaz convient bien au chauffage; on lui donne le nom de gaz à l'air ou de gaz *Siemens*.

Voici d'après M. Fischer la composition des deux gaz successifs obtenus, à divers moments de la fabrication.

*Gaz à l'eau* (2).

	1 <sup>re</sup> minute.	Après 2,5 minutes.	Après 4 minutes.
H <sup>2</sup> .....	44,8	48,9	51,4
CO.....	45,2	44,6	40,9
CH <sup>4</sup> .....	1,1	0,4	0,2
	<hr/>	<hr/>	<hr/>
	91,1	93,9	92,5
CO <sup>2</sup> .....	1,8	3,0	5,6
Az.....	7,1	3,1	1,9
	<hr/>	<hr/>	<hr/>
	8,9	6,1	7,5

*Gaz Siemens.*

	1 <sup>re</sup> minute.	Après 6 minutes.	Après 10 minutes.
H <sup>2</sup> .....	2,95	2,20	1,11
CO.....	23,68	28,44	32,21
CH <sup>4</sup> .....	0,44	0,39	0,18
	<hr/>	<hr/>	<hr/>
	27,07	31,03	34,50
CO <sup>2</sup> .....	7,04	4,03	1,60
Az.....	65,89	64,94	63,90
	<hr/>	<hr/>	<hr/>
	72,93	68,97	65,50

1. Voir *Revue industrielle*, 5 janvier 1881 et 10 octobre 1883. Le procédé Strong est exploité par la «Yonkers fuel gas Company», et il est désigné quelquefois par ce nom de Yonkers.

2. Ces chiffres sont empruntés à une étude de M. Fischer sur le travail des gazogènes à Essen; elle a été publiée dans le *Zeitschrift für angewandte Chemie*.



On fait du gaz à l'eau pendant quatre minutes et du gaz Siemens pendant onze minutes. Le coke employé renferme 84,8 de carbone, 0,5 d'hydrogène, 2,1 d'azote et d'oxygène, 10,6 de cendres et 2,0 d'eau. On produit par kilogramme 1.130 litres de gaz à l'eau et 3.130 de gaz Siemens, soit en tout 4.260 litres de gaz mixte.

On peut les mélanger dans une cloche, pour l'usage des moteurs.

Nous extrayons d'un mémoire de M. Moore, la composition moyenne du gaz à l'eau produit par l'appareil Strong :

Hydrogène.....	53 volumes.
Oxyde de carbone.....	35 —
Carbures.....	4 —
Gaz inertes (Az et CO <sup>2</sup> ).....	8 —
	<hr/>
	100 volumes.

La densité moyenne de ce gaz est égale à 0,54; son pouvoir calorifique inférieur ne dépasse pas 2.500 calories par mètre cube.

Ce gazogène a été heureusement modifié et perfectionné par M. Goodyear (<sup>1</sup>), qui a cherché à utiliser la chaleur latente du gaz Siemens produit dans la première phase de l'opération et la chaleur sensible du gaz à l'eau de la seconde phase. A cet effet, la cuve est placée entre deux générateurs A et B, construits en matières réfractaires; on dirige d'abord dans A le gaz Siemens mêlé d'air et on l'y brûle; le gaz à l'eau traverse ensuite B. Puis on intervertit le sens du mouvement; l'air est admis à la cuve par le régénérateur B, et la vapeur passe par A. L'utilisation des chaleurs des gaz est ainsi parfaite et il en résulte une notable économie; mais ce gazogène est très encombrant et il est muni de nombreuses valves, dont l'établissement est coûteux et la manœuvre compliquée.

Le gaz à l'eau a eu un grand succès en Allemagne; les appareils employés par les ingénieurs allemands ne diffèrent des appareils américains que par quelques modifications de détail, imposées surtout par la nature du combustible mis en œuvre. En Amérique, on se sert d'anthracite, parce qu'on l'y rencontre abondamment et à bas prix : on évite ainsi les escarbilles et les scories, et les cuves ne s'obstruent nullement, attendu que ces charbons durs et secs se tassent régulièrement, sans faire voûte; on peut donc prolonger fort longtemps le passage de la vapeur d'eau. Sur le continent, au contraire, on utilise du petit coke, provenant des fours de puddlage et des fours à souder tout autant que des usines à gaz et des fours à coke. Ces cokes donnent de 10 à 25 % de cendres et de scories. On est alors obligé de faire de fréquentes injections d'air; de plus, on se voit forcé de protéger les grilles contre l'action corrosive des mâchefers, en ménageant des portes de nettoyage; enfin, on doit abaisser la température des générateurs en les entourant à la base d'une enveloppe à circulation d'eau : il n'en résulte aucune perte sensible, parce que les gaz produits doivent, en

1. G. RICHARD, *Les nouveaux moteurs à gaz*, Vve Dunod, Paris, 1891, page 576.



toute hypothèse, être refroidis avant d'arriver au scrubber, mais l'opération est moins simple qu'avec les anthracites durs concassés en gros morceaux.

L'usine que MM. Schultz et Knaudt ont établie à Essen a acquis une certaine célébrité : on y opère par le procédé Strong. Il faut 1 kg. 200 de coke pour produire un mètre cube de gaz à l'eau, possédant un pouvoir de 2.900 calories environ.

Dans tous ces gazogènes, les deux phases de fonctionnement étaient à longue période. La marche d'insufflation en Siemens durait 40 minutes sur une heure de travail, de sorte qu'on ne recueillait du gaz à l'eau que pendant vingt minutes. Le premier gaz était pauvre : il valait 750 calories à 800 au maximum. Le gaz à l'eau avait un pouvoir de 2.800 à 3.200 calories : sa composition moyenne était la suivante :

H <sup>2</sup> .....	46	à 54	volumes.
CO.....	38	à 46	—
CO <sup>2</sup> .....	2	à 4	—
Carbures divers.....	0,1	à 1	—
Az.....	2	à 4	—

Ces appareils furent successivement perfectionnés; aujourd'hui on arrive à réduire la marche en soufflage à 15 minutes, la production du gaz à l'eau durant par conséquent quarante-cinq minutes; la proportion a donc été renversée. De plus, on réussit à former du gaz à l'eau qui contient 82 % du calorique disponible dans le charbon employé. Le progrès est dès lors considérable.

Parmi les nouveaux gazogènes, celui de M. Strache, assez répandu en Allemagne et en Autriche, mérite une mention spéciale.

Il dérive du type Strong et fonctionne comme lui en double période : au cours de la première, l'air monte dans la cuve, mais il n'en parcourt que la moitié; au contraire, dans la phase de production de gaz à l'eau, la vapeur traverse toute la hauteur de la cuve, en allant de haut en bas. La grande surchauffe de la vapeur contribue à améliorer le rendement de ce gazogène, qui donne de bons résultats.

Au nombre des meilleurs appareils et des plus récents il faut compter encore le gazogène Dellwick-Fleischer (1).

Il repose sur un principe nouveau : le combustible est chargé dans la cuve sous petite épaisseur, et il y subit une combustion presque complète; la pression d'insufflation est considérable et il suffit d'un volume d'air relativement faible et d'un temps très court pour réaliser la première phase de l'opération. Les gaz brûlés s'échappent par la trémie de chargement. Dans la seconde période, on introduit de la vapeur par le haut de la cuve et le gaz sort par le bas. Avec du coke, bien criblé, pris en morceaux de la grosseur du poing, la phase de combustion dure deux minutes et la gazéification huit minutes; dans ces conditions, avec un gazomètre suffisant, on réalise une fabrication continue. On recueille environ 2.500 litres par kilogramme de coke; le gaz est bon.

1. « Fortschritte in der Erzeugung und Verwendung von Wassergas, Schilling's Journal », 1897.



Un essai fait aux mines de Warstein a démontré qu'avec 240 kilogrammes de coke on peut produire 575 mètres cubes de gaz à l'eau, soit 2.400 litres par kilogramme de coke. Le gaz renfermait 51 d'hydrogène, 40,4 d'oxyde de carbone, 3,6 d'anhydride carbonique, 0,5 de protocarbure d'hydrogène et 5 % d'azote, et son pouvoir était égal à 2.600 calories. Le rendement atteignait par suite 81 %, ce qui est remarquable.

De nouvelles expériences ont été faites récemment en Westphalie, avec du coke à gaz d'Essen contenant 87,6 % de carbone; on a obtenu 2.560 litres de gaz par kilogramme de coke; ce gaz renfermait 75 volumes d'hydrogène, 20 d'oxyde de carbone, 3,93 d'azote et 0,88 % d'autres gaz, avait une densité égale à 0,53 et possédait un pouvoir inférieur de 2.800 calories.

Il est vrai qu'il faut tenir compte d'une dépense surnuméraire de coke pour engendrer la vapeur et faire mouvoir les compresseurs d'air.

Ce gazogène a été construit en France par la *Société d'exploitation des procédés de production des gaz industriels*, qui a fait plusieurs installations pour l'alimentation des moteurs à gaz, notamment des moteurs Letombe. Elle employait souvent un mélange de 35 volumes de gaz à l'eau avec 65 volumes de gaz d'éclairage. Cette idée a été lancée par M. Paterson, à la suite d'essais qu'il a effectués à l'usine de Birkenhead, avec du gaz à l'eau carburé ou mélangé de gaz de ville. Il a fait connaître les résultats obtenus avec un moteur Crossley de 10 chevaux : nous les empruntons à Bryan Donkin (1).

GAZ	POUVOIR CALORIFIQUE inférieur	EFFECTIVE	GAZ consommé par CHEVAL-HEURE effectif.	RENDEMENT THERMIQUE
Gaz à l'eau pur.....	2.460 cal	10,24 chev.	1.248 litres.	21,4 %
— carburé.....	5.058 —	11,16 —	781 —	16,3 %
— additionné de son vo- lume de gaz d'éclairage.....	5.506 —	10,60 —	705 —	16,7 %

Les chiffres de ce tableau ne plaident pas en faveur du procédé, puisque le gaz à l'eau pur donnait un meilleur rendement que le mélange.

## VIII

### Les gaz mixtes ou gaz pauvres. (2)

Au lieu de fabriquer tour à tour et par intermittences du gaz à l'eau et du gaz Siemens et de les mélanger, mieux valait employer un procédé mixte, qui donnât les deux gaz à la fois, d'une façon continue.

1. BRYAN DONKIN, *A Teel Book*, 2<sup>e</sup> édition, page 165.

2. J'ai traité d'une manière complète la question de la gazéification des combustibles dans un ouvrage auquel je me permettrai de renvoyer le lecteur désireux d'une plus large documentation *Les gaz et l'économie du combustible*. (Paris, J.-B. Baillière, 1921.)



Le producteur de gaz ainsi disposé se nomme un gazogène et le résultat de l'opération est un gaz *mixte*; on l'appelle aussi un gaz *pauvre* par comparaison avec le gaz de ville, qui est beaucoup plus riche.

J'ai cru pouvoir écrire ailleurs que le gazogène est le fruit d'une génération spontanée, ou du moins qu'on serait porté à dire qu'il est né d'un père inconnu, et qu'il a été introduit dans le monde par des pères adoptifs, qui l'ont reconnu après sa naissance.

En effet, il s'est trouvé un beau jour que certains appareils donnaient des gaz combustibles, assez riches pour valoir la peine d'être recueillis, parfaitement utilisables dans diverses conditions, qui se mettaient d'eux-mêmes à la disposition de l'industrie. Ces appareils n'avaient pas été construits et établis pour fournir des gaz; on ne se doutait même pas de la faculté qu'ils possédaient d'en fournir; les gaz en étaient un sous-produit ignoré. Ces appareils, c'étaient les hauts fourneaux, dont la fonction est de faire de la fonte de fer. Or, le haut fourneau est pour nous aujourd'hui le gazogène par excellence, le roi des gazogènes.

On a découvert ses qualités de producteur de gaz en 1814. Mais c'est à Ebelsen, et à Thomas et Laurens que revient l'honneur d'avoir pris modèle sur lui pour créer des appareils spécialement destinés à engendrer des gaz : leurs premiers essais remontent à l'année 1840. Ils employaient des fours à cuve verticaux, d'une forme analogue à celle des cubilots et des hauts fourneaux, soufflés par-dessous à l'air et à la vapeur surchauffée, le poids d'eau injecté étant estimé au  $\frac{1}{35}$  du poids de l'air.

De nombreux inventeurs étudièrent la question à la suite de Thomas et Laurens, et nous pourrions même trouver dans ces tentatives des expériences intéressantes sur un procédé, que l'on a cru découvrir plus tard, et qui a eu un grand succès d'estime, sous le nom de combustion renversée. Lencauchez raconte, en effet, à la page 3 de sa remarquable et originale *Etude sur les combustibles*, qu'on s'avisait, entre 1840 et 1850, de renverser les courants d'air et de souffler les cuves par le haut, avec échappement des gaz par le bas. En 1855, parut à l'Exposition de Paris le gazofacteur du docteur Beaufumé, qui portait un nom prédestiné, mais ne fit pas une œuvre durable. Les frères Siemens reprirent aussitôt l'idée et dotèrent l'industrie métallurgique d'un auxiliaire précieux. Ils fabriquaient ce qu'on a appelé depuis lors du gaz à l'air, qui eût pu alimenter des moteurs; mais le moteur ne faisait que de naître à la vie industrielle, et il exigeait du reste un gaz plus riche.

Il convenait de préparer pour lui un gaz renfermant plus d'éléments combustibles, en dissociant de l'eau, en même temps qu'on produisait une combustion incomplète du charbon; on le faisait depuis longtemps, sans trop s'en douter, en vaporisant de l'eau sous la grille, pour la refroidir.

Alfred Wilson, en 1875, puis Emerson Dowson, peu de temps après, réin-



ventèrent la chose et le dernier se l'appropriâ : il en avait le droit, car il la perfectionna grandement. L'appareil qu'il construisit a fait époque dans l'histoire des moteurs et des gazogènes.

C'était en effet un gazogène, mais c'était un gazogène d'une espèce intermédiaire entre les cornues de distillation et les générateurs basés sur la dissociation de l'eau; son produit se trouvait être moins riche que celui des Strong, plus riche que celui des Siemens; on l'appela gaz mixte. Il était obtenu très simplement en insufflant dans le feu, à l'aide d'un injecteur, un mélange d'air et de vapeur d'eau souvent surchauffée; le générateur de gaz avait la forme d'une cuve cylindrique; les laveurs et épurateurs qui lui étaient adjoints couvraient un espace assez restreint. Le système procurait une notable économie, attendu qu'un gaz cinq fois moins riche que le gaz de ville coûtait 12 à 15 fois moins; il convenait à tous les chauffages, mais plus particulièrement à l'alimentation des moteurs, qui prenaient alors leur essor.

Le moteur Otto, construit à Deutz par ses inventeurs et à Birmingham par les frères Crossley, ses concessionnaires anglais, fut un des meilleurs clients du gazogène Dowson et ils contribuèrent réciproquement à leur brillante fortune. On rapportait avec admiration que les ateliers d'Openshaw développaient 150 chevaux par 3 gazogènes, en dépensant par cheval-heure effectif 3 mètres cubes d'un gaz coûtant environ 1 centime au mètre cube. Ce n'était pas loin de la vérité, ainsi que je l'ai constaté, par des essais faits à Rouen, en 1885, aux ateliers Powell, sur un moteur Simplex : pour une puissance de 7 chevaux, je trouvai une consommation de 2.459 litres à 0° et 760 millimètres de pression. L'équivalence en bon anthracite était d'environ 600 grammes par cheval et par heure.

Dowson eut bientôt des imitateurs et des concurrents, qui ne firent pas mieux que lui tout d'abord.

Dans la luxuriante floraison des créations de tout genre qui se produisit alors, il y eut beaucoup d'innovations peu étudiées, faites par ceux que Lencauchez appelait plaisamment (sans aucune méchanceté, il n'en était pas capable) des sous-inventeurs; le nombre des réalisations vraiment originales ne fut pas grand, ainsi que nous le verrons plus loin en écrivant la monographie des types les plus connus. Ce n'est pas à dire qu'on n'ait pas obtenu des résultats intéressants dans des voies diverses, que nous signalerons dès maintenant en gros.

Le gazogène Dowson était pourvu d'une petite chaudière séparée qui fournissait de la vapeur à un injecteur du genre Giffard; il y avait donc insufflation à la base de la cuve d'un mélange intime d'air et de vapeur. Ce dispositif présente un inconvénient : il ne laisse pas une entière liberté au conducteur pour doser à sa volonté la quantité relative de vapeur qu'il veut admettre, puisque c'est le jet de vapeur qui entraîne l'air et que la quantité d'air est fonction de la quantité de vapeur. On augmenta l'élasticité du fonctionnement en insufflant de l'air par un ventilateur : dans ce cas, la vapeur est fournie soit par une chaudière,



faisant corps avec la cuve du gazogène, utilisant sa chaleur perdue, soit par un pulvérisateur d'eau, dont on règle le débit suivant le besoin. L'emploi d'un compresseur cause, il est vrai, une nouvelle sujétion; à moins qu'on ne dispose d'une transmission de mouvement ou d'une commande électrique indépendante, on se voit obligé d'installer un moteur spécial de mise en route. Par contre, le ventilateur permet d'atteindre des pressions de 400 à 500 millimètres d'eau, qui viennent bien à point quelquefois, et surtout quand on gazéifie des combustibles qui occasionnent de grandes pertes de charge, par leur mauvaise tenue au feu, ou bien encore par le développement exagéré qu'on est obligé de donner aux appareils de lavage et d'épuration.

Gardie avait imaginé d'alimenter son gazogène d'air fortement comprimé à 6 ou 8 kilogrammes, dans le but de permettre l'emploi de houilles très chargées de produits volatils; l'air d'insufflation étant plus riche en oxygène, sous un volume déterminé, la température de la zone de combustion se trouvait plus élevée, la chaleur se concentrait davantage et la réaction durait moins. Le résultat était de réduire la proportion d'acide carbonique, et de décomposer les carbures et les produits ammoniacaux; les appareils d'épuration devenaient par suite inutiles. L'expérience a justifié ces prévisions du judicieux inventeur.

Tous les gazogènes injectés ou soufflés comportaient un gazomètre assurément encombrant, mais qui constituait à la fois une réserve de gaz, un mélangeur de produits de qualité variable et un régulateur de pression, dont les effets étaient heureux; souvent la cuve se trouvait disposée de manière à renfermer le laveur ou *scrubber*. En donnant à la cloche une contenance de 150 litres par cheval, on se procurait une grande aisance pour le nettoyage et le piquage du feu, puisqu'on avait la possibilité de suspendre un moment le soufflage. Malgré cela, on cherchait le moyen de réaliser une autoalimentation par le moteur lui-même.

Ce moyen avait été breveté, dès 1862, au bénéfice du professeur Arbos de Barcelone; mais l'invention sommeilla durant de longues années et elle ne fut pas remarquée. Léon et Édouard Bénier y revinrent plus tard, et ils l'appliquèrent à leur moteur à deux temps; leur dispositif donna d'excellents résultats. Ils eurent le tort de ne pas s'en réserver l'application pour les moteurs à quatre temps et ils furent dépossédés de leur idée, qui en enrichit d'autres qu'eux. *Sic vos non vobis* a dit le poète, il y a longtemps.

Aujourd'hui, presque toutes les installations de puissance motrice par les gaz pauvres sont à aspiration; on est dispensé de placer une cloche sur le chemin des gaz et la production est incessamment proportionnelle aux besoins du moteur.

Un nouveau et vaste domaine, aux brillantes perspectives, s'ouvrait maintenant devant le gazogène, et les questions de chauffage passaient à l'arrière-plan: le moteur à gaz pauvre détrônait la machine à vapeur et le producteur de gaz supplantait le générateur de vapeur, ainsi que je l'avais annoncé. Mais de nouvelles conditions s'imposaient au gazofacteur, auquel on demandait un gaz



propre, dépoussiéré et dégoudronné avec soin. Il fallut adjoindre au gazogène des laveurs et des épurateurs physiques et chimiques, à l'instar de ce qui se faisait dans les usines à gaz; c'était une complication, mais il en résultait une sécurité. Quelques constructeurs affectaient de réduire cet attirail à sa plus simple expression; d'autres, mieux avisés (parmi lesquels je citerai MM. Fichet et Heurtey et MM. Pierson), multipliaient au contraire les précautions et s'en trouvaient bien ainsi que leurs clients.

Mais ne valait-il pas mieux se débarrasser des goudrons, dans le générateur de gaz lui-même, que de les arrêter au passage en semant des barrages et des chicanes sur leur chemin, barrages et chicanes qu'ils arrivaient à franchir quand même, au grand désespoir de Lencachez qui s'en désolait? Assurément. On en revint donc à ce procédé découvert depuis longtemps, mais mal pratiqué jusque-là, qui consistait à faire subir aux produits volatils une sorte de réduction par le feu, en présence de carbone incandescent. Deux cuves jumelles furent associées de diverses façons, à l'effet d'obtenir ce résultat. Puis on superposa les deux cuves, on les fondit en une seule, et l'on inventa les gazogènes à « combustion renversée », qui étaient tout bonnement à « tirage renversé », dont on fit beaucoup d'éloges avec conviction, et beaucoup de bruit par intérêt. On décora la nouvelle manière de faire du nom suggestif « d'autoréduction ». Il n'y a pas de médailles sans revers. On avait promis plus de choses qu'on n'en pouvait tenir et l'on avait dissimulé quelques inconvénients : nous les signalons plus loin.

Les goudrons ont une valeur vénale, et MM. Mond, Brunner and C<sup>o</sup> se proposèrent de les récupérer en grand, en même temps que les produits ammoniacaux qui les accompagnent en quantité notable, surtout lorsqu'on traite certaines houilles riches en azote. Loin de chercher à en diminuer la production, on s'efforça donc de la développer et de n'en rien perdre; pour cela, on inventa une marche en allure froide avec excès de vapeur d'eau, et l'on monta à la suite des producteurs une série de colonnes, de tours et de réservoirs qui retenaient parfaitement ce qu'on appelait d'ailleurs les sous-produits, mais qui étaient devenus les produits les plus nets de l'entreprise. Le succès fut complet, en Angleterre du moins; il fut moindre en d'autres endroits, parce que le procédé réussit mieux avec certaines houilles bitumineuses qu'avec d'autres. Le procédé n'en restait pas moins remarquable.

Le procédé Mond a été une innovation féconde, car il a ouvert la voie à des entreprises nouvelles d'une immense portée, qui mettent le gazogène au pinacle de l'opinion et pourront conduire à des résultats remarquables, si l'on trouve la manière et qu'on sache l'employer.

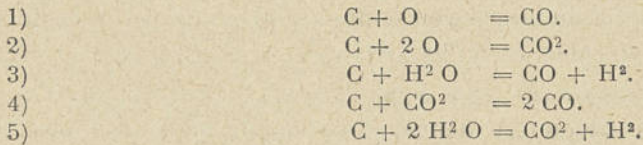
L'historique que nous venons de refaire des développements successifs des gazogènes, accouplés avec des moteurs, était nécessaire pour l'intelligence de ce qui va suivre.

Nous pouvons aborder maintenant la théorie des opérations qui se succèdent



dans la cuve entre la grille qui porte le combustible et la canalisation de départ du gaz vers le moteur.

Supposons d'abord qu'on ne charge que du coke dans la cuve; nous ne mettons donc en présence que du carbone, des cendres minérales, de l'air et de la vapeur d'eau : pour fixer les idées, considérons un appareil soufflé par dessous, analogue à celui de Thomas et Laurens. Voici les réactions qui se produisent sur la grille et à la traversée du coke incandescent.



Il faut remarquer que les réactions 1 et 2 sont exothermiques, alors que les trois autres sont endothermiques; le calorique rendu disponible dans 1 et 2 doit donc être supérieur à celui qu'exigent 3, 4 et 5, augmenté de ce qui se perd fatalement par rayonnement et conductibilité.

C'est la première loi du fonctionnement des gazogènes : elle est absolue. Toutefois, au lieu de demander aux combustions incomplètes et complètes du charbon tout le calorique nécessaire aux opérations concomitantes ou suivantes, on pourrait utiliser des chaleurs apportées du dehors par des gaz chauds, ou par de la vapeur saturée ou surchauffée. Cette seconde observation est aussi importante que la première.

Il ressort comme corollaire de ce qui précède que l'introduction de la vapeur saturée dans la cuve ne saurait être illimitée; car elle abaisserait outre mesure la température du foyer au point de rendre impossibles toutes les réactions et d'éteindre le feu. Mais en augmentant l'introduction de l'air, en chauffant cet air préalablement et en surchauffant la vapeur d'eau, on se donne de la marge et l'on permet une injection d'eau plus considérable. Enfin, la réduction des pertes par conductibilité et par rayonnement prend aussi une importance qu'on ne soupçonne pas à première vue et qui a été souvent méconnue.

Notons à titre de documents théoriques ce qui suit : il faut, par kilogramme de carbone, 14 kilogrammes d'air pour le brûler complètement (c'est un minimum), et il se dégage 8.080 calories; si ce kilogramme brûle incomplètement en formant CO, au lieu de CO<sup>2</sup>, le calorique disponible tombe à 2.473 calories. Par volume de 22,5 litres, il se produit dans les deux cas 94,3 ou 26,1 calories; il en résulte que la combustion d'un volume de CO fournit 68,2 calories; réciproquement, la réaction exige 68,2 calories par volume.

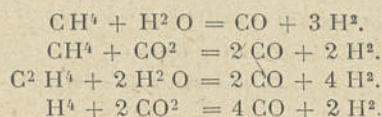
Quant aux réactions 3 et 5, elles coûtent respectivement 32 et 22 calories, l'eau étant fournie à l'état de vapeur saturée à 100°. Enfin, la réaction 4 se produit entre 550 et 800°; la réaction 5, depuis 800° jusqu'aux plus hautes températures; la réaction 4 réclame au moins une température de 850°. Lencauchez



en a conclu que la réaction 5 précède la réaction 4. A noter encore que l'énergie de la réaction de C sur CO augmente avec la température (1).

En restant dans l'hypothèse que nous avons faite d'un gazogène chargé de coke, le calcul approximatif qu'on peut baser sur les données précédentes conduit à estimer la température des gaz à la sortie du gazogène à 1.200°, quand l'air est sec, et à 800°, lorsqu'on fournit la vapeur d'eau nécessaire pour donner lieu à la réaction 3. Ces chiffres permettent de calculer la diminution de température résultant de l'introduction de la vapeur d'eau saturée dans le vent.

Mais il nous faut considérer maintenant l'hypothèse d'une marche au charbon maigre ou à l'anhracite; dans ce cas, le phénomène est compliqué d'une distillation de produits volatils carburés, donnant lieu à des réactions secondaires multiples, dont les équations ci-dessous font connaître les résultats principaux.



L'altération des hydrocarbures engendre donc de l'hydrogène et de l'oxyde de carbone, gaz combustibles qui augmentent la richesse des produits de la gazéification : la proportion de vapeur d'eau et d'acide carbonique baisse au contraire. Mais ces réactions exigent encore une certaine disponibilité en calories et elles n'ont lieu qu'à une température déterminée, de telle sorte qu'elles ne se produisent pas nécessairement. Aussi, trouve-t-on dans le gaz pauvre du méthane et de l'éthylène qui n'ont pas subi la transformation indiquée par nos équations, et il passe toujours des goudrons en quantité notable.

Ce qui précède témoigne de l'avantage qui résulte d'un contact prolongé des gaz distillés avec la vapeur d'eau et le charbon incandescent dans la cuve du gazogène; c'est la justification de la marche à flamme renversée, obtenue en faisant circuler l'air injecté, la vapeur d'eau et les carbures qu'il entraîne non plus de bas en haut, mais de haut en bas. Les produits de la distillation traversent forcément alors la zone de combustion de la cuve et filtrent à travers le coke incandescent en transformant leurs goudrons; ce serait une épuration automatique fort rationnelle, si on pouvait l'effectuer sans difficulté et si l'on ne se heurtait pas à des inconvénients pratiques fort sérieux.

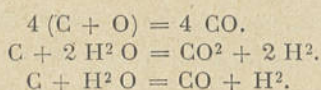
La gazéification donne des résultats remarquables que nous sommes à même d'évaluer dès maintenant, en calculant théoriquement les rendements que cette opération peut procurer.

On peut calculer le rendement théorique d'un gazogène par les réactions

1. Les chiffres ci-dessus ne sont que des valeurs approchées; en effet, la chaleur de formation de l'acide carbonique et de l'eau diminue avec la température, ainsi que Berthelot l'a démontré. Ce savant thermochimiste estimait que cette chaleur de combinaison passe de 29.350 à 25.300 quand la température monte de 0° à 2.000°.



chimiques qui se produisent dans la cuve; ce travail a été fait par les ingénieurs de Deutz auxquels nous empruntons les considérations résumées ci-après :



Rappelons les réactions principales :

La première réaction, donnant du gaz à l'air, dégage 116.000 calories et fournit 89,2 mètres cubes de CO; il reste comme résidu de l'air employé 178,4 mètres cubes d'azote.

La seconde absorbe 28.200 calories avec production de 22,3 mètres cubes de CO<sup>2</sup> et 44,6 d'hydrogène.

Cette réaction absorbe également 28.600 calories et donne 22,3 mètres cubes de CO et 22,3 d'hydrogène.

En somme, le gaz de gazogène renferme normalement 22,3 d'acide carbonique, 115,5 d'oxyde de carbone, 66,9 d'hydrogène et 178,4 d'azote, formant un volume total de 379 mètres cubes; sa composition centésimale est la suivante :

CO.....	29,4
H <sup>2</sup> .....	17,6
CO <sup>2</sup> .....	5,9
Az.....	47,1
	100,0

6 équivalents de carbone, soit 72 kilogrammes, sont intervenus dans l'opération; 1 kilogramme engendre, par suite, 5,26 mètres cubes de gaz.

Son pouvoir calorifique moyen sera de 1.363 calories par mètre cube à 0° et 760 millimètres.

Sur ces données, nous pourrions calculer le rendement théorique d'un gazogène; 72 kilogrammes de charbon dégageraient :

$$72 \times 8.080 = 581.760 \text{ calories.}$$

Or, le gaz en donnera :

$$1.363 \times 379 = 516.577.$$

Le rendement théorique serait, par suite, de 88 %.

En réalité, on obtient 379 mètres cubes à 1.320 calories environ; mais il faut dépenser au moins 8 kilogrammes de charbon pour produire la vapeur employée et la dépense de charbon monte à  $72 + 8 = 80$  kilogrammes. Le rendement réel est donc égal à :

$$\frac{1.320 \times 379}{80 \times 8.080} = \frac{500.280}{646.400} = 0,774.$$

Le rendement générique, égal au quotient du rendement réel par le rendement théorique, est de :

$$\frac{0,774}{0,88} = 0,88.$$



Ce rendement n'est pas très éloigné de l'unité.

En bonne logique, on est donc porté à dire que le gazogène ne pourra plus guère être perfectionné.

Nous verrons que la pratique confirme les conclusions de la théorie.

En effet, d'après le calcul, le mètre cube de gaz à 1.363 calories coûterait 180 grammes de charbon; en réalité, il faut employer généralement 225 grammes pour obtenir 1 mètre cube à 1.320 calories. Le rendement est alors de 80 %.

Mais M. Dowson a quelquefois relevé des résultats meilleurs encore : ainsi, à Chelsea, le mètre cube a été généré par 165 grammes d'anthracite et 33 de coke.

Dans un puissant gazogène de 250 chevaux, le savant ingénieur anglais a même produit 4.800 litres de gaz à 1.552 calories pour 1 kilogramme d'anthracite et 140 grammes de coke.

Cela ferait donc un rendement de 82 %.

On me dira que c'est un résultat exceptionnel : je n'en disconviens pas.

Entrons maintenant dans le domaine plus réel de la pratique et soumettons les considérations théoriques ci-dessus au contrôle de l'expérience.

Nous allons considérer successivement la question des gaz, des combustibles et des appareils gazéificateurs.

### Les meilleurs Gaz pauvres. (1)

Le meilleur est relatif en tout, même en gaz pauvres; leur appréciation dépend du point de vue auquel on se place pour les juger. Les théoriciens ont des manières de voir que les praticiens n'acceptent pas sans réserve; d'autre part, ceux-ci ne sont eux-mêmes pas toujours d'accord, suivant qu'ils tiennent plus ou moins compte de l'énergie que les gaz possèdent, du prix de revient de cette énergie, c'est-à-dire de ce que coûtent les calories disponibles, des conditions de leur production par tel ou tel combustible, des facilités plus ou moins grandes de leur utilisation dans les moteurs, etc.

Le sujet est vaste, et il se prête à une intéressante discussion; pour qu'elle soit profitable, il importe de procéder avec ordre et méthode; nous considérerons tour à tour les conditions de production des gaz pauvres dans les gazogènes et les circonstances de leur emploi dans les moteurs.

*A priori*, pour un combustible donné, le meilleur gaz pauvre est celui qui correspond au rendement le plus élevé du producteur; ce rendement est défini mathématiquement par le rapport des calories renfermées dans le gaz aux calories disponibles dans le charbon qui l'a produit. Pour le calculer, il est nécessaire de déterminer le volume de gaz engendré par kilogramme de combustible et de mesurer le pouvoir calorifique de l'un et de l'autre. Inutile de dire que

1. Cette question a été traitée par l'auteur et présentée par lui au *Congrès de mécanique appliquée de Liège*, 1905.



ces deux pouvoirs doivent être évalués de même : nous ne considérerons que les pouvoirs dits *supérieurs*, la vapeur d'eau de combustion étant condensée à la température ordinaire de l'atmosphère, au voisinage de 15° centigrades; nous donnons la préférence aux mesures faites à la bombe, qui assurent une combustion rigoureusement complète et pour d'autres raisons, que nous avons déjà exposées et sur lesquelles nous ne reviendrons pas.

L'évaluation pratique d'un rendement n'est point chose aisée, nous le verrons; nous possédons néanmoins un nombre suffisant de déterminations pour estimer ce que peuvent rendre normalement les gazogènes et pour faire ressortir les avantages des générateurs de gaz pauvres, en vue de l'alimentation des moteurs.

Les tableaux ci-dessous rapprochent quelques chiffres extraits de diverses communications publiées en ces dernières années :

*Appareils à chaudière spéciale indépendante.*

COMBUSTIBLE			GAZ		RENDE- MENT %	Expérimentateurs MM.
AU GAZOGENE	A LA CHAUDIÈRE	CHALEUR totale du combustible	VOLUME engendré corresp.	CHALEUR du gaz		
	gr. coke	calories	litres	calories		
1.000 gr. anthracite....	180	9.496	5.040	7.376	77,8	Dowson (1).
1.000 — .....	140	9.208	4.880	7.574	92,2	—
1.800 coke.....	109	7.247	4.270	5.354	73,8	Meyer (2).

*Appareils vaporisant l'eau par l'utilisation des chaleurs perdues.*

COMBUSTIBLE		GAZ		RENDE- MENT %	Expérimentateurs MM.
QUALITÉ	CHALEUR du combustible	VOLUME engendré	CHALEUR gaz		
	calories	litres	calories		
1 kg. charbon anglais.....	7.225	4.351	5.854	81	Humphrey (3).
— à 76 de carbone.....	7.943	3.866	5.989	75,4	Akermann (4).
— maigre à 15 de cendres.	7.200	4.761	4.680	65	Riché (5).
1 kg. déchets de bois à 60 d'eau...	1.680	914	1.074	64	—

En essais, on obtient donc 82 % de rendement avec du bon anthracite anglais; il semble que ce soit le rendement maximum; les charbons maigres, plus ou moins chargés de cendres, et les cokes, donnent 74 environ; le rendement est encore de 65 % avec des combustibles très inférieurs. En marche industrielle,

1. *Cleveland Institution of Engineers*, 1890.
2. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 1896.
3. *The Mond gas producer plant*, by Humphrey; *Proceedings of the Inst. of Civil Engineers*, tome CXXIX 1896-97.
4. Cité par MM. Jenkin (*On efficiencies of gas producers*) et de Keyser (*La pratique des essais de gazogènes*).
5. *Gazogène autoréducteur à double combustion*, par M. Briand.



on peut garantir 65 comme moyenne générale, avec des charbons maigres français. Le kilogramme de combustible fournit de 4 à 5 mètres cubes de gaz.

La richesse des gaz pauvres varie entre de larges limites et leur composition est très différente; nous réunissons en un tableau un certain nombre d'analyses et de mesures de pouvoirs calorifiques :

Composition du gaz en volume.

ORIGINE DU GAZ ET ALLURE DU FEU	POUVOIR CALORIFIQUE au mètre cube	H <sup>2</sup>	CO	CH <sup>4</sup>	C <sup>2</sup> H <sup>4</sup>	CO <sup>2</sup>	O	Az	D'après MM.
Coke d'usine à gaz....	1.212	10,83	21,76	1,10	1,38	3,57	0	61,36	Lencauchez.
Anthracite.....	1.519	20,00	21,00	3,50	0,50	5,00	0,50	49,50	—
Houille d'Écosse à 41 de mat. vol.....	1.542	11,00	26,65	4,86	0,27	3,42	0	53,80	—
Charbon très riche en mat. vol.....	1.303	16,85	22,75	2,05	0	4,55	0	58,30	—
Allure froide.....	1.414	29,0	11,0	2,0	0	16,0	0	42,0	Humphrey.
—	1.433	27,8	12,2	2,2	0	16,0	0	41,8	—
Anthracite Llanelly... Allure froide au char- bon d'Anzin.....	1.287	16,5	25,4	1,2	0	4,8	1,2	51,1	Witz.
Allure plus chaude... Coke.....	1.208	20,7	19,7	1,0	0	3,1	0,6	51,9	—
Anthracite anglais.... —	1.283	22,0	20,2	1,1	0	1,9	0,6	54,2	—
—	1.254	6,4	27,8	2,6	0	4,2	0	59,0	Meyer.
—	1.463	19,8	23,8	1,3	0	6,3	0	48,8	Dowson.
—	1.637	12,0	28,7	2,7	0,9	3,7	0	52,0	Chavanne-Brun.
Charbon maigre belge. — Liège.....	1.215	13,9	19,35	2,20	0	6,95	0	58,20	Riché.
— Nord.....	»	21,4	22,6	0,7	0	7,3	0,4	47,6	Fichet et Heurtey
— Pas-de-Calais....	»	14,2	29,0	0,4	0	2,5	0,5	53,4	—
— Centre.....	»	20,5	22,3	0,1	0	6,6	0,1	50,4	—
Lignite russe.....	»	12,0	27,0	2,5	0	2,4	1,0	55,1	—
Coke.....	»	14,7	28,6	1,3	0	3,7	0,6	51,1	—
Charbon Zeche Mors- bach.....	928	9,6	18,8	0,6	0	9,4	0	61,6	—
— Batterie.....	1.286	18,40	24,30	0,57	0	6,60	0	49,33	Mathot.
Coke, grand débit de gaz.....	1.287	18,60	24,50	0,64	0	6,50	0	48,96	—
— petit débit.....	1.185	15,0	23,0	0	0	11,0	0	51,0	Lecomte.
Mélange 1/3 gras de Courrières et 2/3 de poussière de coke... Mélange 1/3 gras de Courrières et 2/3 de fraisil de locomotive. Bois mouillé..... Tourbe..... Mélange 1/3 gras de Bruay et 2/3 maigre d'Ostricourt..... Bruay gras à 32 de ma- tières volatiles..... Houille grasse..... Bois.....	1.218	14,5	24,5	0	0	9,0	0	52,0	—
975	10,3	20,0	0,5	0	5,5	0	62,7	Hovine.	
950	12,5	19,0	0	0	5,5	0	62,0	—	
1.025	15,0	14,0	1,5	0	5,5	0	62,0	—	
1.050	13,0	18,0	1,0	0	9,0	1,5	57,5	—	
1.175	15,5	19,5	1,25	0	4,5	2,5	56,75	—	
1.175	16,0	1,0	1,5	0	6,5	1	57,0	—	
1.270	18,73	25,07	0,62	0	6,57	0	49,01	Faugé, Chavanon	
1.224	15,0	19,7	2,8	0	12,5	0	50,0	—	

Ne nous occupons pas pour le moment des origines diverses de ces gaz, pour concentrer uniquement notre attention sur leur qualité, au point de vue spécial de leur utilisation directe en moteurs.

La teneur en C<sup>2</sup> H<sup>4</sup> étant pour l'ordinaire extrêmement faible, la valeur combustible des gaz dépend surtout des proportions respectives en H<sup>2</sup>, CO et CH<sup>4</sup> et de leur somme relativement aux gaz inertes CO<sup>2</sup>, O et Az.



Il est à remarquer que généralement les gaz renferment moins d'hydrogène que d'oxyde de carbone, mais que leurs volumes varient en sens inverse, une augmentation d'une part correspondant à une diminution de l'autre. Mais ces variations ont peu d'influence sur le pouvoir du gaz, attendu que le pouvoir individuel de l'hydrogène est, à volume égal, extrêmement voisin de celui de l'oxyde de carbone, à tel point qu'on additionne quelquefois les volumes de  $H^2$  et de CO pour évaluer sommairement le pouvoir total.

Le carbure méthane exerce une grande influence sur le pouvoir : il suffit de quelques centièmes pour l'élever notablement; le méthane est, en effet, trois fois plus riche en calories que les gaz  $H^2$  et CO.

Il ne faudrait pas attribuer une importance excessive au pouvoir d'un gaz et à sa composition, puisque c'est de la valeur de son mélange avec l'air que dépend la quantité d'énergie développée par sa combustion dans le cylindre moteur. Or, 1 volume de méthane, par exemple, nécessite pour brûler 2 volumes d'oxygène, soit 4 fois plus que le même volume d'hydrogène et d'oxyde de carbone, et le pouvoir du mélange se trouve par le fait très réduit. Il faut 10 volumes d'air par volume de méthane. Un tel mélange donnerait, au mètre cube, environ 870 calories. Le mélange d' $H^2$  et de CO n'exige que 2 volumes  $\frac{1}{2}$  d'air, ce qui porte sa valeur calorifique à 885 calories : il est donc un peu plus riche que l'autre. Pour fabriquer des mélanges riches, il faudrait réduire la proportion d'azote et d'acide carbonique dans les gaz : c'est par suite la proportion de ces gaz inertes qui constitue l'élément prépondérant des mélanges tonnants.

La teneur en hydrogène influe notablement sur les températures d'inflammation des mélanges; elles sont égales à  $555^\circ$  pour le mélange hydrogène et oxygène, et à  $660^\circ$  pour le mélange CO + O. L'hydrogène a donc pour effet de donner lieu à des explosions qui s'effectuent dans un temps beaucoup plus court. D'autre part, la vitesse de diffusion plus grande de l'hydrogène abrège la durée de formation du mélange et lui assure une plus parfaite homogénéité. Il en résulte qu'un excès d'hydrogène n'est pas favorable à la bonne marche des moteurs, dans lesquels il se produit alors des coups durs et des chocs; par contre, l'hydrogène corrige la paresse d'inflammation du mélange.

On aurait quelque peine à fixer la teneur moyenne en hydrogène la plus favorable, car elle dépend des moteurs et de la compression; mais nous croyons pouvoir l'estimer à une valeur de 16 à 20 %.

On a exagéré, à mon avis, les craintes que pouvait faire naître une trop grande richesse en hydrogène. Il est bien vrai de dire que la vitesse de propagation de l'explosion est beaucoup plus considérable pour l'hydrogène, le méthane et l'éthylène que pour l'oxyde de carbone; elle est de 2.810 mètres pour  $H^2 + O$  et de 1.080 seulement pour CO + O. De plus, la combustion du mélange  $H^2 + O$  produit une onde explosive, dont la pression maximum est très élevée; cette pression est fugitive, car elle est suivie aussitôt d'une conden-



sation qui l'atténue, mais elle donne lieu néanmoins à des effets marqués, surtout dans les mélanges très fortement comprimés. L'intervalle de temps qui s'écoule entre l'instant de l'inflammation du mélange et le maximum de pression est toujours appréciable, mais il est moindre pour  $H^2 + O$  que pour  $CO + O$  : dans une bombe de 4 litres, l'intervalle est de  $0^{sec}0016$ , dans le premier cas, et de  $0^{sec}0267$  dans le second cas; la combustion est donc plus rapide. Le diagramme du moteur montera plus vite et il sera plus pointu; toutefois, il faut noter que la pression explosive n'est guère augmentée et que la pression moyenne de la course du piston ne varie pas sensiblement.

En somme, si l'impulsion motrice exercée sur le piston est plus vive, elle n'est pas sensiblement plus puissante, de telle sorte qu'on n'a pas à redouter outre mesure l'effet de ces chocs; on peut réduire un peu la compression, mais je conseillerais plutôt d'appauvrir le mélange, ce qui est aisé. Notre opinion est confirmée entièrement par les résultats des essais faits par M. Humphrey sur le gaz Mond; ce gaz renfermait 28 volumes d'hydrogène et 2 volumes de méthane, et son pouvoir était de 1.432 calories. Or, la compression atteignait 10 kilogrammes dans les puissants moteurs de 500 chevaux essayés en décembre 1900 : la pression explosive montait alors à 23 kilogrammes et la consommation du gaz ressortait à 1.959 litres par cheval-heure effectif, ce qui mettait le cheval à 2.519 calories. Malgré la haute teneur du gaz en hydrogène, la marche du moteur était par conséquent économique et le long fonctionnement de cette machine a témoigné de la sécurité parfaite qu'elle présentait. L'hydrogène n'est donc pas trop à redouter dans les gaz pauvres.

Les moteurs à gaz sont d'ailleurs remarquables à cet égard, car ils s'accommodent avec une égale facilité des gaz les plus riches et les plus pauvres, et ils montrent une tolérance qui a dépassé nos espérances les plus optimistes. J'ai vu certains moteurs à haute compression fournir une marche régulière, avec des gaz tellement pauvres qu'il était presque impossible de les faire brûler à l'air, et dont j'estimais le pouvoir supérieur à 800 calories au plus. C'est une question de forme et de température de culasse, de position de la bougie, de degré de compression, de mode de réglage et de fabrication du mélange, etc.

Les moteurs à gaz pauvres diffèrent des moteurs à gaz de ville en ce que leur cylindre doit avoir une dimension supérieure pour compenser la perte de puissance évaluée à 15 ou 20 % environ résultant de la formation d'un mélange moins riche. La constitution du mélange s'effectue par 1 ou 0,8 d'air pour 1 de gaz : il faut veiller à opérer une diffusion parfaite et à donner aux canalisations les sections nécessaires; enfin, les constructeurs ont à se préoccuper des poussières et des goudrons, au double point de vue de l'encrassement des organes et de l'évacuation hors du cylindre des particules solides. Dans ces conditions, les moteurs peuvent donner un aussi beau rendement avec le gaz pauvre qu'avec le gaz de ville; on ne peut donc pas dire que ce rendement soit fonction de la richesse du gaz consommé.



Les résultats suivants, que m'a obligeamment communiqués M. Mathot, sont instructifs à cet égard : ils se rapportent à deux essais du même moteur, alimenté tour à tour de gaz de ville et de gaz pauvre, celui-ci débité par un gazogène par aspiration.

	MARCHE	
	AU GAZ PAUVRE	AU GAZ DE VILLE
Puissance effective développée.....	31,2 chevaux.	40,0 chevaux.
Pression moyenne au diagramme.....	5 kg. 82	6 kg. 25
Pouvoir calorifique du gaz.....	1.221 calories.	5.300 calories.
Consommation par cheval-heure effectif...	318 gr. 5 d'antracite.	437 litres de gaz.

La consommation en calories par cheval-heure effectif a été de 2.491 calories pour le gaz pauvre et de 2.316 pour le gaz de ville; les rendements thermiques effectifs prenaient donc les valeurs 25,5 et 27,3, mais dans le premier cas sont incluses les pertes de gazéification, égales à 20 % au moins, de telle sorte qu'évalué en calories du gaz, le rendement est inférieur pour le gaz de ville à celui du gaz pauvre. Cet exemple est typique. Il concorde avec nombre d'autres expériences, qui démontrent que l'utilisation des gaz pauvres est pour le moins aussi bonne que celle des gaz de distillation, d'un pouvoir calorifique élevé. Je citerai la consommation de 326 grammes d'antracite relevée à Deutz par MM. Mathot, de Herbais et moi; de 372 grammes constatée par moi, à Lille; de 395 grammes observée par M. Allaire, à Saint-Ouen, etc. Les expériences faites sur les gaz des hauts fourneaux donnent des résultats analogues; à Differdange, je trouvais une dépense de 2.825 litres en gaz à 1.046 calories par cheval-heure effectif; à Seraing, je mesurais 3.329 litres en gaz à 981 calories, et M. Hubert, 3.495 litres en gaz à 984; à Rombach, 2.262 litres en gaz à 785 calories, pouvoir *inférieur* déterminé par un calorimètre à combustion à l'air libre de Junkers.

Dans un essai que j'ai fait sur un gazogène par aspiration Pierson, alimenté de charbon d'Anzin, j'ai relevé une pression moyenne au diagramme de 6 kilogrammes, témoignant d'un régime de combustion excellent dans le moteur desservi.

Au point de vue de leur emploi dans les moteurs, les gaz pauvres valent donc les gaz les plus riches : les plus pauvres sont loin d'être les moins bons.

Le plus communément, les gaz mixtes de gazogène ont un pouvoir compris entre 1000 et 1.400 calories, il est rare qu'il tombe au-dessous de 950; j'en ai trouvé qui donnaient 1.500 calories, mais ils constituaient des exceptions. Je parle toujours de pouvoirs supérieurs.

La somme des gaz inertes est un facteur prépondérant des pouvoirs : elle varie de 54 à 65 %. L'oxygène est le plus souvent en quantité inappréciable.



M. Schröter évalue ainsi qu'il suit la composition moyenne des gaz pauvres.

CO.....	22 à 26
H <sup>2</sup> .....	17 à 19
CH <sup>4</sup> , etc.....	5 à 7
CO <sup>2</sup> .....	4 à 6
Az.....	44 à 50

On trouve rarement une aussi forte proportion de carbures de distillation et aussi peu d'azote : c'est donc un gaz excellent et exceptionnel.

M. Foster a donné la composition ci-dessous d'un gaz très riche, obtenu avec de remarquable anthracite du pays de Galles.

H <sup>2</sup> .....	18,73	}	44,42
CO.....	25,07		
CH <sup>4</sup> .....	0,31		
C <sup>2</sup> H <sup>4</sup> .....	0,31	}	55,58
Az.....	48,98		
CO <sup>2</sup> .....	6,57		
O.....	0,03		

La densité de ce gaz était de 0,833 et son pouvoir calorifique supérieur par mètre cube atteignait 1.432 calories. Ces valeurs sortent de l'ordinaire.

Le gaz suivant a été relevé par moi, dans des essais que j'ai effectués au Thiriau (Belgique), avec M. François, sur un gazogène Letombe, en traitant un combustible cendreux et très humide :

H <sup>2</sup> .....	3,70	}	34,9
CO.....	29,50		
CH <sup>4</sup> .....	1,70		
CO <sup>2</sup> .....	0,10	}	65,1
O + Az.....	65,00		

Pouvoir supérieur : 1.195 (par ma bombe).

— 1.170 (par le calcul).

Ce gaz a donné d'excellents résultats en moteur.

Le rapide exposé que je viens de faire des qualités relatives des gaz démontre que, si la théorie de leur fabrication et de leur utilisation dans les machines motrices est encore bien incomplète, les résultats acquis sont déjà assez solidement établis pour éclairer les constructeurs de gazogènes et guider ceux qui conduisent ces appareils.

Il me reste un mot à dire des propositions qui ont été faites d'élever artificiellement le pouvoir calorifique de certains gaz estimés trop pauvres pour leur parfaite utilisation dans les moteurs.

Les uns ont envisagé l'enrichissement des gaz combustibles pauvres par le mélange d'un gaz plus riche; ainsi, on ajouterait du gaz de ville au gaz de gazogène, ou du gaz de four à coke au gaz de hauts fourneaux; on peut gagner de la sorte quelques pour cent, ce qui est sensible pour un puissant moteur, mais cet avantage serait acheté au prix d'une grande complication et l'on



éprouverait de sérieuses difficultés pour assurer toujours une bonne combustion dans le cylindre. D'autres ont songé à agir sur le comburant et à injecter de l'oxygène dans le cylindre : ce sera possible plus tard, lorsque l'oxygène sera fabriqué industriellement dans des conditions que l'on aime à prévoir, mais qui ne sont point encore entièrement réalisées. Dans les industries métallurgiques, on dispose d'air comprimé et l'on a eu l'idée de procéder ainsi qu'il suit : le moteur appellerait dans le cylindre un mélange très riche, renfermant un excès de gaz combustible; or, vers la fin de la course d'aspiration, la soupape d'admission étant refermée, une soupape auxiliaire laisserait entrer un supplément d'air comprimé qui se mêlerait à la charge. On constituerait ainsi un mélange renfermant une grande énergie, parfaitement dosé, et l'on augmenterait sensiblement la pression explosive, donc la pression moyenne et la puissance.

Hâtons-nous de dire que ces procédés de fortune ne sont cités ici que pour mémoire; ils ont été peu, ou même point employés industriellement; mais nous avons cru devoir les mentionner, ne serait-ce que pour prendre acte de leur échec et pour détourner ceux qui seraient disposés à entrer dans cette voie ingrate de s'y engager inconsidérément.

Diesel avait proposé (1) d'alimenter un moteur d'oxygène pur et de combustible, celui-ci étant un hydrocarbure liquide ou gazeux, ou bien encore du charbon finement pulvérisé; on les ferait pénétrer dans le cylindre par deux orifices différents, et l'on ferait converger les jets de manière à ce qu'ils se rencontrent au point où ils seraient enflammés. De la sorte, la masse explosive totale nécessaire par coup de piston formerait graduellement le mélange combustible, lequel brûlerait progressivement au fur et à mesure de l'introduction de ses éléments constituants. Le réglage de la puissance motrice s'opérerait par la vitesse d'introduction du combustible. Le savant ingénieur avait aussi envisagé l'emploi de chlorate de potasse pulvérisé comme comburant; il prévoyait dans ce cas l'addition de corps inertes, qui, sans exercer d'influence sur les réactions, abaisseraient la pression et la température des produits de la combinaison.

La haute réputation de l'ingénieur qui a émis ces propositions est la seule justification de la mention que nous venons d'en faire.

### Les meilleurs combustibles.

Un charbon très pur, à faible teneur de cendres, renfermant au plus 6 % de matières volatiles, est éminemment propre à l'alimentation des gazogènes; son type est l'anhracite Llanelly, du pays de Galles, charbon dense et compact, à cassure brillante, peu hygrométrique, ne décrépitant pas au feu, ne se désagrégant pas dans le foyer et ne s'y agglutinant pas, donnant quelquefois moins

1. Brevet français, n° 366.756, 8 août 1906.



de 2 % de cendres et possédant un pouvoir supérieur voisin de 8.200 calories. Ce combustible est excellent : il n'a qu'un défaut, c'est de coûter fort cher.

L'anhracite de Pensylvanie, qui est de si parfaite tenue au feu que les métallurgistes américains l'emploient directement dans leurs hauts fourneaux, peut lutter avec les anhracites anglais. On pourrait classer encore, dans cette catégorie de choix, l'anhracite de La Mure (Grande Couche); celui de Kébao, au Tonkin, de Groucherski, en Russie, etc., qui renferment de 90 à 95 % de carbone fixe.

Mais ces charbons ne sont pas communs, et les gazogènes, qui se sont multipliés depuis vingt-cinq ans, ont dû employer des combustibles de seconde catégorie, désignés sous le nom de charbons anhraciteux, renfermant de 80 à 90 % de carbone fixe et moins de 9 à 10 de produits volatils; tels sont les Creusot, les Blanzv (Sainte-Barbe), les Grande-Combe, les Messeix et certains charbons de l'Isère, du Gard, de l'Aveyron, des Hautes-Alpes, de la Mayenne et de la Sarthe, dans le Midi et dans le Centre de la France; dans le Nord et le Pas-de-Calais, les Nœux, les Anzin (Lagrange, Chabaud-Latour) les Aniche, les Ostricourt, les Meurchin, les Vicoigne, etc., pour quelques veines, malheureusement assez rares; en Belgique, les Abhooz, les Espérance et Bonne-Fortune, les Gouffre, les Ham-sur-Sambre, les Herve-Wergifosse, les Minerie, les Nord de Gilly et de Charleroi, les Noël-Sart-Culpart, les Trieu-Kaisin, les Petit-Try, les Bascoup, les Herstal, les Batterie et Bonne Espérance; en Allemagne, des maigres de Westphalie, les Harpener, etc., les Glückshilf de Silésie et autres de ce bassin; quelques charbons du Donetz en Russie; l'Espagne elle-même possède plusieurs veines utilisables en gazogènes.

Tous ces combustibles, lavés, criblés à  $\frac{15}{25}$ , voire même à  $\frac{12}{18}$ , dépoussiérés avec soin avant d'être versés dans la trémie, renfermant moins de 10 % de matières volatiles et 8 de cendres, sont d'un emploi très satisfaisant; leur pouvoir, voisin de 7.800 à 8.000 calories, procure un bon rendement. Les cendres et scories s'éliminent automatiquement et le nettoyage du feu s'opère aisément, sans amener de perturbation sensible dans la qualité du gaz produit.

Lorsque la proportion de matières volatiles atteint et dépasse 10 %, la marche en combustion directe devient plus difficile et impose une installation de laveurs et d'épurateurs onéreux et encombrants, que l'industrie accepte difficilement, et qui deviennent bientôt un obstacle rédhibitoire à la gazéification. Les goudrons ne sont pas le seul ennemi de l'utilisation des gaz pauvres dans les moteurs; la nature des cendres peut aussi causer de grands ennuis. Elles fondent généralement à des températures comprises entre 1.000 et 1.300°, qu'on atteint facilement en fonctionnant en allure chaude; elles se combinent alors avec l'alumine des parois réfractaires et le fer des grilles pour former des silicates doubles d'alumine, de fer et de chaux extrêmement fusibles, qui coulent à travers les couches de combustible, s'y figent plus ou moins et les empâtent,



en mettant obstacle au passage de l'air; de plus, elles produisent des mâchefers qui rongent et détériorent les appareils, y adhèrent fortement et imposent trop souvent l'emploi des crochets et des ringards, sur lesquels il faut quelquefois frapper à grands coups de masse. Il y a donc lieu de se préoccuper de la composition des cendres, aussi bien que de leur quantité (1).

Les houilles pyriteuses donnent naissance à des produits sulfureux, acide sulfureux, hydrogène sulfuré, sulfhydrate d'ammoniaque, dont la combustion dans les moteurs engendre de l'acide sulfurique, peu nuisible à la fonte, mais qui attaque le fer et l'acier, pique les soupapes et corrode les tuyaux en tôle et les pots d'échappement. Les combustibles riches en azote peuvent même donner lieu à la production d'acide azotique, dont j'ai constaté souvent la présence et les effets extrêmement destructeurs (2). Dans ces divers cas, une épuration chimique soignée s'impose absolument.

Tous les charbons, quels qu'ils soient, doivent être criblés et dépoussiérés; aucun gazogène ne s'accommode de l'emploi des tout-venants et des fines, qu'il faut proscrire entièrement. C'est évidemment le point faible de la gazéification et il ne semble pas qu'on puisse espérer une modification à cet état de choses, malgré toutes les réclames d'inventeurs trop optimistes.

Les hautes teneurs en produits volatils ne seraient, au contraire, pas un obstacle insurmontable, si l'on réussissait à pratiquer industriellement le tirage renversé, que tant d'ingénieurs ont mis à leur programme, mais qui n'est pas encore entièrement réalisé.

Les gazogènes Mond et Duff, qui traitent des bitumineux à 30 % de matières volatiles, en présence d'un grand excès de vapeur d'eau, ont apporté une solution spéciale et fort intéressante à la question de l'emploi de n'importe quel charbon dans de grands producteurs, complétés par d'importants appareils de récupération; mais ces procédés n'ont guère réussi qu'en Angleterre, avec des charbons d'une qualité particulière, et ils ont donné ailleurs beaucoup de mécomptes et souvent de mauvais rendements.

La forme des charbons constitue une condition d'emploi des divers combustibles, dont l'importance est grande aussi et que nous allons examiner. Ils doivent toujours avoir été l'objet d'un travail de criblage soigné, assurant une grande homogénéité de fragments. Les braisettes de 15 millimètres sur 25 (on écrit  $\frac{15}{25}$ ) ou de  $\frac{20}{30}$ , soit encore de  $\frac{12}{25}$ , sont du meilleur usage; les grains de  $\frac{10}{15}$ , de  $\frac{5}{10}$ , voire même de  $\frac{5}{8}$  sont encore acceptables, à condition d'être débarrassés de poussières. Il faut éviter de mélanger grains et morceaux et l'on aurait, par exemple, tort de prendre du  $\frac{8}{30}$ . Les prix du combustible diffèrent grandement

1. Les matières terreuses du charbon sont généralement des sables quartzeux, de l'argile schisteuse et de l'oxyde de fer.

2. Le sulfate de diphénylamine en est le réactif le plus sensible.



suivant leur volume, ainsi qu'en témoignent les chiffres ci-dessous, dont il ne faut retenir que les valeurs relatives, les prix actuels étant bien différents de ceux qui étaient pratiqués avant la guerre.

Anthracite anglais, sur quai Rouen :

Braïsettes 15/25.....	36 francs la tonne.
— 12/15.....	32 — —
Grains 10/15.....	26 — —
— 5/10.....	22 — —

Maigres d'Aniche (à la mine) :

Braïsettes 20/30.....	20 francs la tonne.
Grains 10/20.....	16 fr. 50 —

Anthraciteux de Charleroi, en gare frontière de France :

Braïsettes 20/30.....	25 francs la tonne.
— 15/30.....	20 — —

Le coke peut constituer un excellent combustible de gazogène, et son emploi tend à se généraliser, maintenant surtout que les procédés de distillation des houilles, avec récupération des sous-produits volatils, sont présentés comme constituant un des modes les plus avantageux d'utilisation des charbons de terre.

Ce sont surtout les cokes d'usines à gaz que l'on traite actuellement en gazogène : ils sont beaucoup moins durs et plus friables que les cokes métallurgiques; un coke léger et poreux se prête bien à la gazéification, mais à condition, néanmoins, de ne pas manquer absolument de solidité, car la cuve serait exposée à s'encombrer de fines, qui créeraient une obstruction désavantageuse.

Un coke moyen renferme généralement 80 % de carbone, 12 de cendres et 8 d'humidité et de produits volatils ou gazeux, parmi lesquels l'hydrogène et les carbures sont en moindre proportion que l'oxygène et l'azote. Sa densité est ordinairement égale à 0,4, c'est-à-dire que l'hectolitre pèse environ 40 kilogrammes. Son pouvoir calorifique dépend surtout de sa teneur en cendres : on l'estime à 7.800 calories pour 3 % de cendres, à 7.000 pour 10 % et 6.600 pour 15 %. On peut admettre comme première approximation qu'un coke, dépourvu de cendres, donne par combustion complète de 7.900 à 8.050 calories, et calculer le pouvoir réel d'après ces chiffres. Mais, pour des essais précis, il sera toujours meilleur de procéder à un essai par la bombe Mahler.

Le rendement du coke en gazogène peut être très satisfaisant. Il ressort d'expériences diverses que l'on peut recueillir, par kilogramme de combustible, environ 4.400 litres de gaz à 1.100 calories ou 4.000 à 1.200 calories.

Un gazogène chargé au coke permet de développer à peu près la même puissance en moteur que s'il reçoit de l'anthracite; je ne sais pour quel motif les constructeurs garantissent généralement une puissance moindre de 3 à 4%.



Letombe avait réussi à obtenir de bons résultats avec des escarbilles de coke friables, décrépitantes, renfermant 23 % de cendres ; mais il est à remarquer qu'il employait dans ce cas trois gazogènes pour deux, dont l'un était en réserve.

On a essayé d'utiliser des combustibles inférieurs de qualité et de forme, notamment des schlams de lavage : le succès a été douteux. D'autre part, Letombe a traité des déchets de coke et des escarbilles de fours à réchauffer, considérés comme inutilisables, donc d'une faible valeur, dont il a pu être tiré bon parti dans des appareils appropriés.

Les lignites abondent en certains pays et on peut se les procurer à bas prix ; ils ont malheureusement le défaut de se déliter au feu et de tomber en poussière ; ils produisent des goudrons de nature particulière, appartenant surtout à la série grasse, qu'on arrête avec beaucoup de peine, et qui ont occasionné de grands déboires, notamment dans le Midi de la France ; enfin ce combustible est trop souvent chargé de cendres et d'eau hygroscopique, qui sont une nouvelle cause de difficultés et d'insuccès.

Vingt-cinq départements de France possèdent des gisements de lignite, que nous pourrions exploiter avec profit. Une tonne de lignite, fournit moyennement 1.900 mètres cubes de gaz à 1.200 calories et des sous-produits ayant à peu près la valeur vénale du produit. L'usine de Bitterfeld, sur le Rhin, alimente une centrale à moteurs à gaz qui vendait le kilowatt-heure 1 centime et quart et réussissait à gagner beaucoup d'argent.

La briquette (*Braunkohlen-Brikett*) convient mieux que le lignite à la fabrication du gaz pauvre : ce combustible peut s'obtenir dans les provinces rhénanes sous forme de comprimés secs à près de 10 francs la tonne, et il permet de réaliser le kilowatt-heure par environ 900 grammes ; ce résultat met le kilowatt-heure à moins d'un centime en charbon et il est remarquable, attendu que les meilleures chaudières et machines à vapeur n'atteignent pas ce rendement. Une installation de 1.400 chevaux, faite aux forges de MM. Lauchhammer à Riesa-sur-Elbe, par gazogènes de Deutz et moteurs de Nuremberg, fonctionne dans les meilleures conditions, ainsi qu'en ont témoigné les essais de M. Fischinger (1) ; les papeteries Ellern, à Fürth, ont monté 1.200 chevaux sur le même type, pour une marche de jour et de nuit, et ces applications se généralisent rapidement. Ce nouveau débouché pour un combustible pauvre, dont la production dépassait autrefois largement l'emploi, constitue un fait économique de la plus haute importance, que nous devons signaler ici. Les briquettes de lignites ont un pouvoir calorifique moyen de 5.000 calories par kilogramme : il faut compter sur une consommation supérieure d'environ 20 % à celle de l'anhracite, mais leur emploi présente d'indiscutables facilités.

Nous empruntons à une communication de M. Brauss (2), les intéressantes données qui suivent sur la composition de certaines briquettes et des gaz qu'elles

1. *Elektrotechnische Zeitschrift*, fascicule 75, 1907.

2. *Sitzung des Hannoverschen Bezirks-Vereins Deutscher Ingenieure*, 16 mars 1906.



ont produits. Il s'agit d'une briquette de Lausitz, dont le pouvoir calorifique supérieur a été trouvé égal à 4.270 calories.

Humidité.....	11,30
Cendres.....	6,60
H <sup>2</sup> .....	4,41
C.....	49,90
O + Az.....	27,79

COMPOSITION DU GAZ

CO <sup>2</sup> .....	9,2
O.....	0,2
H <sup>2</sup> .....	14,9
CO.....	21,2
CH <sup>4</sup> .....	1,3
Az.....	52,9

Le pouvoir de ce gaz ressort à 1.150 calories.

La gazéification des lignites est appelée à prendre un grand développement; l'Allemagne a extrait de son sol, en 1921, 123 millions de tonnes de lignite et elle a fabriqué 28 millions de tonnes de briquettes, soit 40 % de plus qu'en 1913. Ces chiffres devraient servir d'exemple et d'enseignement à la France, dont les gisements dépassent un milliard de tonnes et qui n'en tire même pas 750.000 tonnes annuellement.

Le bois n'est pas, à vrai dire, un combustible de gazogène, attendu que les appareils dans lesquels on le gazéfie sont des appareils distillatoires.

Les charbons de bois sont comparables aux meilleurs anthracites; ils ne gonflent pas, ne forment pas de voûtes, descendent bien dans les cuves, et ne renferment que très peu de matières volatiles. Mais si ces produits artificiels ont perdu les carbures, qui engendrent des goudrons, ils sont chargés de cendres et souvent de produits sulfureux; enfin leur prix est assez élevé. Ils se vendent à l'hectolitre, celui-ci pesant de 35 à 45 kilogrammes; on compte qu'il y a, suivant les numéros, de 50 à 60 % de vides.

Le charbon de tourbe est de la tourbe carbonisée en vase clos, et souvent dans des fours spéciaux : il a le défaut d'être très cendreuse, assez friable et de posséder un faible pouvoir calorifique, d'au plus 6.600 calories.

L'utilisation directe de la tourbe en gazogène avait longtemps échoué, parce qu'on croyait nécessaire de dessécher préalablement ce combustible et de réduire à un maximum de 25 % la proportion d'eau qu'il contenait. Or, on a reconnu aujourd'hui qu'une teneur de 60 % n'est pas nuisible à une bonne gazéification : on a pu, de la sorte, employer la tourbe sur place. C'est ce qui a été fait en Irlande, où les tourbières sont nombreuses et d'une exploitation facile : une station centrale a été installée au bord du Grand Canal, non loin de Robertstown, à 40 kilomètres de Dublin, et l'on estime que l'énergie électrique pourra y être engendrée dans des conditions comparables aux meilleures utilisations de houille blanche. Les gazogènes employés sont semblables à ceux



qui sont alimentés de houille grasse; le gaz, sortant des producteurs, passe dans des appareils de récupération avant d'être conduit aux moteurs : les sous-produits recueillis couvrent largement tous les frais d'extraction de la tourbe. On produira 3.000 tonnes de sulfate d'ammoniaque par an et l'on retirera, en outre, de l'alcool méthylique, de l'acétate de chaux, des goudrons, de la paraffine et diverses huiles. On a de plus trouvé le moyen de fabriquer une excellente graisse, dont on évalue la production à 2.000 barils par an. De semblables exploitations des tourbières existent en Allemagne, notamment dans le duché d'Oldenbourg, et en Bavière, à Beuerberg, non loin de Munich. On obtient généralement par tonne 400 mètres cubes de gaz et 65 kilos de goudron, 80 de sulfate d'ammoniaque et 400 de coke. La France, qui possède 38.000 hectares de tourbières, répartis dans 22 départements, ne sait pas utiliser cette richesse, et la loi du 11 juin 1917 n'a pas donné les résultats qu'on en attendait. Cela pourrait être dû aux réelles difficultés que présente la captation des goudrons : Lencauchez n'avait pas toujours réussi à les fixer et il avait été conduit à leur prêter une constitution vésiculaire. J'ai eu plusieurs fois l'occasion d'étudier cette question de concert avec lui, et l'emploi en moteurs du gaz de tourbe nous a souvent causé de multiples embarras.

On a aussi essayé de gazéifier des agglomérés, fabriqués avec des menus de mine de charbon de terre, agglutinés par de l'argile et du brai, et moulés sous pression, à chaud : mais les résultats obtenus jusqu'ici ont été peu encourageants.

On a utilisé avec succès des foin de qualité inférieure, des pailles de blé et d'avoine, des feuilles de peuplier, de platane et de marronnier, des joncs et des roseaux. Ces essais ont été effectués chez MM. Menier (1), dans leur belle usine de Noisiel, par M. Bordenave, et cet habile ingénieur a obtenu le cheval-heure effectif par 500 grammes de feuilles de hêtre, par 1 kg. 050 de paille, par 1 kg. 020 de foin, etc.; le gazogène utilisé pour la gazéification était un Riché à colonne de réduction.

Enfin, on a tiré parti des gadoues et des boues des grandes villes et de leurs déchets de toute nature : ce problème séduisant a été étudié avec soin par M. Damour (2) qui a cherché le moyen de gazéifier les boues extraites des bassins de décantation de Colombes. L'intérêt de la question est très grand et nous croyons devoir insister sur les résultats obtenus. Voici d'abord la composition moyenne de ces boues :

Teneur en eau.....	74,45 %
Composition après dessiccation. {	
Matières organiques.....	52,87
Cendres.....	47,13
	100,00
Azote pour 1.000.....	9,58
Pouvoir calorifique.....	2.532

1. BORDENAVE, *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, décembre 1904.

2. DAMOUR, *Analyses et expériences sur les boues de Colombes et remarques sur leur utilisation*.



Assez pauvres au point de vue agricole, ces produits trouveraient un placement difficile dans la culture : leur emploi pour l'alimentation des gazogènes serait d'autant plus indiqué. Une première difficulté est présentée par la grande quantité d'eau que renferment les boues : il est absolument nécessaire de les dessécher et il importe que cette dessiccation ne soit pas onéreuse; on pourrait l'obtenir par un égouttage prolongé, une exposition à l'air ou bien encore par l'utilisation de chaleurs perdues. Supposons la difficulté surmontée.

M. Damour a procédé à des expériences suivies aux ateliers de la Compagnie du gaz Riché, à Clichy : en mélangeant les boues, renfermant 46 % d'eau, avec  $\frac{1}{3}$  de poussières de coke sec, on peut obtenir un gaz à 850 calories, et un moteur de 8 chevaux donna quelques résultats, marqués, il est vrai, par des pannes fâcheuses. En desséchant plus complètement la boue, le fonctionnement devint meilleur : on constata qu'une teneur en eau de 15 % ne causait plus aucun embarras; ce degré de siccité était pratiquement obtenu dans les séchoirs Huillard de Suresnes. M. Damour a déduit de ses essais que 100 tonnes de boues, extraites des bassins de décantation pouvaient fournir 400 chevaux pendant vingt-quatre heures. On voit que les boues des égouts de Paris permettraient d'actionner des moteurs de plusieurs centaines de chevaux. Les grandes villes trouveraient ainsi un moyen remarquable de détruire leurs boues, tout en récupérant les matières azotées, dont l'utilisation est devenue particulièrement difficile avec le système du tout à l'égout. Le procédé pourrait être étendu aux boues des fosses septiques, qui sont moins cendreuse que les boues des bassins de décantation.

En Provence, en Italie, et en Espagne, des installations ont été faites pour utiliser le grignon d'olive qui est un combustible très riche, lorsqu'il n'a pas été épuisé au sulfure de carbone. Au Tonkin, on a consumé des roseaux sans valeur, en Roumanie, des pailles invendables; en Amérique, des varechs : bref, le gazogène se prête à l'emploi de tout ce qui peut brûler et il est incomparable à cet égard.

Les chiffres ci-dessous en témoignent éloquemment; ils nous ont été communiqués par la maison Crossley, qui s'est adonnée à l'utilisation des combustibles les plus divers.

Nature du combustible.	Pouvoir calorifique.	Puissance du moteur.	Consommation par cheval-heure-effectif.
Anthracite anglais.....	8220 cal.	20 à 95 ch.	371 gr.
Houille bitumineuse.....	7230 —	53 à 250 —	567 —
Charbon de bois.....	6900 —	18 à 89 —	443 —
Déchets de bois secs et grignons.....	3890 =	70 à 256 —	907 —

Nous compléterons ces généralités en donnant la composition des gaz obtenus avec diverses qualités de charbons.



Lencauchez a dressé le tableau ci-dessous qui résume de nombreuses observations personnelles.

	GAZOGÈNE SIEMENS modifié	GAZOGÈNE LENCAUCHEZ de Saint-Denis	GAZOGÈNE LENCAUCHEZ d'Anzin (Escarot-et-Meuse)	GAZOGÈNE LENCAUCHEZ de Paris (C. Say)	GAZOGÈNE LENCAUCHEZ de Geugnon (Saône-et-Loire)	GAZOGÈNE LENCAUCHEZ de Sandvickén (Suède)	GAZOGÈNE BUIRE-LENCAUCHEZ n° 16 bis.
NATURE DU CHARBON	Houille noisettes à 32 % de matières volatiles	Coke n° 2 d'usine à gaz	Poussières gras et maigres mêlés	Anthracite à 12 % de matières volatiles	Poussier et houilles à 14 % de matières volatiles.	Houille d'Écosse en noisettes à 41 % de matières volatiles	Anthracite
Composition en volumes :							
H <sup>1</sup> .....	16,85	10,83	6,88	20,00	12,27	11,00	18,8
CO.....	22,75 41,65	21,76 35,07	25,84 37,14	21,00 45,00	22,91 40,80	26,65 42,78	21,3 44,7
CH <sup>4</sup> .....	2,05	1,10	3,85	3,50	4,62	4,86	4,1
C <sup>2</sup> H <sup>4</sup> .....	0,00	1,38	0,57	0,50	1,00	0,27	0,5
O.....	0,00	0,00	0,00	0,50	0,62	0,00	0,7
CO <sup>2</sup> .....	4,55 58,35	3,57 64,93	0,45 62,86	5,00 55,00	2,96 59,20	3,42 57,22	1,6 55,3
Az.....	58,30	61,36	62,41	49,50	55,62	53,80	53,0
Pouvoir calorifi- que par mètre cube à 0° et 760 millimètres	1.303 cal.	1.212 cal.	1.362 cal.	1.519 cal.	1.535 cal.	1.542 cal.	1.548 cal.
Observations :	Air chaud mêlé de vapeur.					Air froid soufflé par ventilateur cendrier fermé.	Air chaud à 300° env. cendrier fermé.

Voici un autre tableau comparatif plein d'enseignements.

NATURE DES GAZ	COMPOSITION D'APRÈS MM. Schilling, Dowson, Lencauchez, etc.					POUVOIR CALORIFIQUE par m <sup>3</sup>
	H <sup>2</sup>	CO	CH <sup>4</sup>	CO <sup>2</sup>	Az	
	Gaz Siemens au coke (A).....	traces	25,7	»	4,5	
— à Peau (B).....	49,2	43,8	0,3	2,7	4,0	2.884
Mélange 4 A + 1 B.....	11,2	30,8	»	2,2	55,8	1.223
Gaz mixte normal.....	12,7	23,2	»	8,8	55,3	1.026
— avec excès de vapeur d'eau.....	19,9	16,0	»	14,2	49,9	1.081
normal (M. Pfeifer).....	17,6	29,4	»	5,9	47,1	1.363
— (M. Schilling).....	17,0	23,0	2,0	6,0	52,0	1.313
à l'anthracite anglais.....	18,4	26,8	0,6	7,2	47,0	1.346
Dowson. } charbons divers.....	18,2	18,2	1,0	9,0	53,5	1.115
— allemands.....	21,9	15,9	0,7	11,4	50,7	1.018
Gaz Mond.....	25,0	13,0	2,3	12,9	46,8	1.386

Comme complément et justification des renseignements généraux qui précèdent, nous croyons utile d'extraire d'une étude faite à Deutz, sur un gazogène Dowson, les renseignements et les prescriptions qui suivent.

La pression de la vapeur était au minimum de 3, au plus de 4,5 atmosphères ;



on ne dépassait pas une pression de 90 millimètres d'eau au gazogène, et l'on évitait avec soin d'introduire un excès d'air tout en cherchant à garder une grande hauteur de charbon incandescent. Le gaz produit renfermait 12 à 16 % de H<sup>2</sup>, 20 à 22 de CO et de 6 à 8 de CH<sup>4</sup>; son pouvoir était de 1.400 calories. La température de la vapeur surchauffée atteignait 190°.

Les conseils de direction formulés à la suite de ces essais étaient les suivants : il est bon de charger le combustible toutes les dix minutes, et l'on peut, à cet effet, placer dans la salle des gazogènes une horloge sonnante toutes les dix minutes. Dès que la teneur en CO<sup>2</sup> dépasse 7 %, il y a lieu de réduire l'afflux d'air ou bien d'augmenter dans la cuve la hauteur du charbon.

Ci-dessous quelques résultats d'expériences qui ne sont pas dénués d'intérêt et que nous croyons utile de reproduire en cette place.

*Etude des produits d'un gazogène Dowson*

par M. Monaco, de Turin.

(Essais faits à Canale, Piémont.)

*Composition de l'anthracite employé*

Carbone.....	92,90
Eau.....	1,70
Cendres.....	3,87
Soufre.....	0,83
	<hr/>
	100,00

*Gaz produit*

H <sup>2</sup> .....	16,67
CO.....	27,50
CO <sup>2</sup> .....	8,40
O.....	0,90
Az.....	46,73
	<hr/>
	100,20

*Etude des produits d'un gazogène Dowson*

par M. Witz.

(Essais faits à Sabadell, Espagne.)

*Anthracite du pays de Galles*

(Great Mountain de Llanelly.)

Carbone fixe.....	90 à 92 %
Cendres.....	1 à 2

*Gaz*

CO <sup>2</sup> .....	4,8
O.....	1,2
Az.....	51,1
	<hr/>
	57,1
CO.....	25,4
H <sup>2</sup> .....	16,5
CH <sup>4</sup> .....	1,0
	<hr/>
	42,9

Pouvoir calorifique supérieur par mètre cube à 0° et 760 mm. 1.287  
Quantité de gaz produit par kilogramme d'anthracite..... 4.000 litres.



Ces résultats d'essais n'ont qu'une valeur documentaire, et il ne s'en dégage aucune loi.

Voici toutefois quelques remarques générales que je crois pouvoir formuler ici, sous toutes réserves, en m'excusant de tomber dans des redites.

La décomposition de  $\text{CO}^2$  par le carbone incandescent s'opère d'autant mieux que le charbon est plus poreux, car il présente alors plus de surfaces de contact avec les gaz : au contraire, un combustible dense et compact ralentit la réaction. Ainsi Bell a relevé les résultats ci-dessous en faisant passer au rouge vif de l'acide carbonique sec sur du coke dense ou poreux et sur des charbons de bois.

	Coke dense.	Coke poreux.	Charbon de bois
$\text{CO}^2$ .....	94,56	69,81	35,3
CO.....	5,44	30,19	64,8

Mais il y a une autre influence bien plus énergique; c'est la perméabilité de la charge. Il faut que les fragments de charbon soient tels que la résistance opposée au passage des gaz soit minimum, alors même que les morceaux présentent une surface maximum : ces deux conditions qui paraissent contradictoires sont néanmoins absolues toutes deux, et l'on se trouve amené ainsi à concasser le charbon en menus morceaux présentant au moins le volume d'une grosse noix, sans aucune poussière. Il est donc nécessaire de cribler le charbon après l'avoir brisé.

Des charbons gras, donnant un coke agglutiné et collant, ne conviendraient généralement pas à l'usage du gazogène; ils obstrueraient les passages laissés libres entre les morceaux (1).

Ils auraient d'ailleurs un autre inconvénient plus grave encore, de faire voûte et de ne pas descendre dans la cuve au fur et à mesure de leur combustion, ce qui obligerait de ringarder constamment le feu et provoquerait d'abord de grandes inégalités d'allure, suivies bientôt d'extinction.

Des charbons décrépitant au feu ne vaudraient pas mieux, car ils encombreraient rapidement les voies d'air, par la poussière qu'ils produiraient (2).

Il importe d'éviter l'emploi des charbons renfermant trop de cendres, car celles-ci obstrueraient les passages et seraient entraînées dans les canalisations : des cendres trop fusibles présentent aussi des inconvénients, parce qu'elles attaquent les parois de fonte et de terre et forment des coulées dans les fonds de cuve; une fois vitrifiées, elles constituent une grande gêne pour la conduite des appareils. A noter que des cendres rougeâtres sont généralement très fusibles, par le fer qu'elles renferment. Une houille goudronneuse présente aussi des

1. Lencauchez a vu des gazogènes refuser le vent sous des pressions de 120 millimètres d'eau; une augmentation de pression chassait des charges de poussière et encombrait les canalisations.

2. On obtient quelquefois des résultats inattendus par des mélanges : témoin ce fait que j'emprunte à Lencauchez. De l'antracite de Briançon (Hautes-Alpes) renfermant 12 % de cendres, 4 de matières volatiles et 1 d'eau s'est très bien comporté quand on l'a eu additionné de 27 % de houille de Liévin, dont la teneur en matières volatiles dépasse 30 %.



inconvenients, car des produits bitumineux trop abondants se condensent contre les soupapes et dans les coudes et nuisent au fonctionnement des appareils. Mais il y a des goudrons d'espèce très différente, et il en est qui sont beaucoup plus nuisibles que les autres : il est important d'être fixé à l'avance sur leur manière d'être; les uns restent liquides et se soutirent sans difficulté, alors que d'autres forment une glu épaisse qui englobe les soupapes et les colle sur leurs sièges. Plusieurs ingénieurs ont fait à ce point de vue de regrettables et fort ruineuses écoles.

En résumé, les charbons qui conviennent le mieux pour la fabrication des gaz pauvres sont des charbons ayant une bonne tenue au feu, ne tombant pas en poussière sous l'action de la température élevée à laquelle ils sont nécessairement portés, fournissant peu de cendres, ne collant pas et ne s'agglutinant pas au feu, ne formant donc pas voûte dans la cuve du gazogène, glissant au contraire graduellement vers la grille, au fur et à mesure qu'ils se consomment. Répondent plus spécialement à ces conditions le charbon de bois, le coke et l'antracite. Mais le charbon de bois est trop cher et il y a plus d'avantage à employer le bois, surtout en combustion renversée, comme nous le dirons plus loin. Le coke a des qualités exceptionnelles, à condition qu'il ne renferme pas trop de cendres : les cokes lavés sont donc à rechercher. Les cokes ont d'ailleurs souvent le défaut de renfermer du soufre.

L'antracite de provenance anglaise ou américaine est par excellence le combustible des gazogènes. Des charbons maigres peuvent aussi donner d'excellents résultats, à condition que la proportion des produits volatils reste inférieure à 15 %.

Telles sont les règles qu'on peut formuler *a priori*; mais il faut se garder d'énoncer des aphorismes trop généraux. Un des perfectionnements des gazogènes consiste précisément à permettre l'emploi de charbons moins spéciaux : cela a pu être réalisé déjà dans des gazogènes établis en vue de l'utilisation de combustibles déterminés. Ainsi Letombe a su tirer parti de charbons maigres des Alpes renfermant 44 % de cendres. D'autre part, M. Lencauchez fils a pu marcher au charbon tout venant de Birmingham renfermant 20 % de gaillettes de 120 millimètres et 80 % de fines. Ce combustible a une apparence terreuse; en brûlant, il répand l'odeur caractéristique des lignites; il renferme 8 % d'eau. Desséché, il a la composition ci-dessous :

Eau d'absorption.....	60 grammes.
— de constitution.....	53 —
Goudron et brai sec.....	51 —
Matières volatiles.....	210 —
Carbone fixe.....	463 —
Cendres.....	163 —
	—————
	1.000 grammes.

Notons cette teneur en 21 % de matières volatiles et 16 de cendres; elle est caractéristique d'une qualité que l'on n'est point habitué à pouvoir utiliser dans



les gazogènes. C'est en effet une houille bitumineuse; son coke est assez collant, mais il a, par contre, la propriété d'être friable et, par suite, de ne pas s'agglomérer en masse et de ne pas faire voûte. La puissance calorifique du gaz produit est de 1.650 calories par mètre cube (1) : on obtient donc un gaz d'un pouvoir relativement élevé.

Pour traiter certains charbons barrés, particulièrement chargés de matières minérales, Ebelmen avait proposé de recourir à la fusion des cendres; il ajoutait de la castine au combustible et forçait le vent. Les cendres s'éliminaient sous forme de laitier.

Mais la température élevée produite à la partie inférieure de la cuve faisait monter celle des couches supérieures, qui s'agglutinaient et ne descendaient plus. On eut alors l'idée d'insuffler de l'air très chaud : chose paradoxale; cette pratique abaissait la température des zones inférieures. Le fait s'explique: par suite de la modification des conditions d'équilibre chimique, la combustion dans le creuset ne s'opère que pour oxyde de carbone et les gaz produits sont à une température moindre que dans le cas de la combustion pour acide carbonique. La température baisse dans toute la hauteur de la cuve. C'est la réédition du phénomène de refroidissement du gueulard du haut fourneau quand on le souffle à l'air chaud.

D'autres ingénieurs donnent la préférence à un traitement en deux phases, qui permet d'utiliser des houilles collantes renfermant jusqu'à 50 % de cendres. On les cokéfie d'abord en cornue, en récupérant les produits volatils; ce coke est ensuite gazéifié en gazogène. C'est le procédé employé aux mines de Montrambert. Le coke est de mauvaise qualité, mais le gaz obtenu est bon et il peut être admis aux moteurs après un simple lavage au scrubber. On passe 600 kilos de coke par heure dans un gazogène de 3 mètres de diamètre, permettant de développer 1.000 chevaux.

Cette manière de faire a permis à la firme anglaise Lymn de traiter avec succès des charbons bitumineux extrêmement cendreuse (2).

### Les meilleurs gazogènes.

Les théoriciens sont portés à donner la meilleure note au gazogène qui possède le rendement le plus élevé; cette appréciation est rationnelle. Toutefois, il faut observer que le rendement, qui varie avec la qualité du charbon, avec le débit du producteur, avec les quantités d'air et de vapeur injectées et qui, de plus, est tributaire de la conduite et de l'entretien, ne constitue pas une constante d'un gazogène et ne saurait donc être considéré comme sa caractéristique spécifique.

1. Communication de Lencauchez père à la Société de l'industrie minière, janvier 1898.

2. *The Electrical Engineers*; mars 1920.



Les constructeurs, qui revendent pour leurs appareils la possibilité d'emploi de tous combustibles, voudraient que cette faculté fût considérée comme une qualité maîtresse; cette base d'appréciation est assurément très pratique, mais il convient de l'élargir, en précisant les conditions qui permettent d'employer avec succès d'autres charbons que les anthracites anglais.

A notre avis, le meilleur appareil est celui qui réalise au plus haut degré et le plus grand nombre des *desiderata* qui suivent.

Il faut qu'un gazogène :

1<sup>o</sup> Produise une bonne répartition du combustible chargé par la trémie, et assure sa descente progressive jusque sur la grille, sans obstruction de la cuve, en donnant un gaz de composition constante, quel que soit le combustible consommé et la durée du fonctionnement; 2<sup>o</sup> permette un enlèvement facile et rapide des cendres et scories, sans modifier sensiblement le régime de production; 3<sup>o</sup> tolère des variations, voire même un arrêt complet de débit, sans troubler le fonctionnement; 4<sup>o</sup> transforme toutes les matières volatiles du combustible en gaz non condensables.

Examinons, par le détail, ces divers points.

Pour qu'un gazogène fournisse une marche régulière et continue, il est nécessaire que la combustion se poursuive normalement, sans intervention directe du conducteur, qui n'a qu'à remplir et vider sa trémie à des moments déterminés; l'incandescence doit rester cantonnée dans la partie moyenne de la cuve, le feu ayant son activité la plus grande sur la grille; l'air doit passer librement à travers le combustible, et ne pas trouver de cheminées le long des parois qui lui ouvrent un chemin plus facile. Pour cela, il faut que les morceaux de charbon s'éparpillent régulièrement sur toute la section de la cuve; que le profil de la cuve ne permette pas les accrochages et tende au contraire à faire crouler les voûtes qui se seraient accidentellement produites; une forme tronconique, analogue à celle des hauts-fourneaux et cubilots, peut être préconisée, mais ne s'impose pas; un faible rétrécissement de la cuve vers le foyer est plus utile, mais n'est pas plus nécessaire. Le soufflage central, adopté par quelques-uns, entraîne une complication dont l'avantage est discutable.

La quantité de vapeur d'eau injectée est un élément influent dans le fonctionnement, nous l'avons déjà dit, car elle contribue à la qualité du gaz et permet de régler l'allure de la combustion : il faut pouvoir doser à volonté cette quantité et rester à même d'en apprécier ses effets, en suivant avec soin les phénomènes qui se passent dans la cuve, à toute hauteur de la colonne de charbon.

Un excès d'eau refroidit l'allure, les scories ne descendent plus, le feu monte dans la cuve et le fonctionnement du gazogène devient défectueux.

Les regards latéraux, fermés par une lame de mica, donnent le moyen de se rendre compte de la marche de la combustion et de la hauteur du feu, et ils sont recommandables; les trous pratiqués dans les portes, pour permettre



l'introduction d'un ringard, sont fort utiles aussi. Les regards, percés dans le couvercle et fermés par un boulet, permettent d'y faire passer un outil et de défoncer les voûtes; mais cette opération peut donner lieu à une rentrée d'air dangereuse dans les gazogènes aspirés, et il est sage de ne pas la renouveler trop fréquemment.

La facilité de décrassage du foyer doit constituer une des principales préoccupations du constructeur de gazogène; sa nécessité s'impose, car les scories adhérentes à la paroi réfractaire peuvent restreindre la section à tel point que le producteur se bouche presque entièrement. La forme du foyer doit donc être l'objet d'une étude approfondie. Il faut prévoir les diverses circonstances du travail à effectuer au crochet ou autrement. Les moyens mécaniques, grilles mobiles oscillantes et soles tournantes, constituent une solution élégante quelquefois, mais qui n'est pas toujours pratique; avec des scories pâteuses, qui deviennent, par refroidissement, dures comme du verre, ces moyens ne réussissent pas toujours; si les scories sont friables, la complication est inutile.

Les gazogènes actuels à aspiration sont généralement munis de deux portes, l'une au-dessus de la grille, l'autre au-dessous. D'autres gazogènes n'ont plus de grille et le charbon repose sur un plateau ou un tabouret amovibles; l'air pénètre alors dans la cuve par une section annulaire. Cette dernière disposition est avantageuse. Les cendriers noyés, constituent une troisième solution, bonne également; la cuve est sans fond, et sa paroi forme joint hydraulique sur une fosse, dans laquelle les scories tombent suivant leur talus d'éboulement naturel. Le but poursuivi par les créateurs de ces divers systèmes est le même : pouvoir opérer le décrassage en service, sans introduction d'air exagérée et sans suppression momentanée de l'injection d'eau; ce résultat est obtenu, à condition que les scories se rassemblent au bas de la cuve, en des points accessibles à l'ouvrier; si elles restent en l'air, les meilleures dispositions deviennent précaires.

La plupart des installations de moteurs gazogènes ne sont destinées à fonctionner que dix ou douze heures sur vingt-quatre, la journée étant même coupée par une ou deux heures d'arrêt; dans ce cas, on profite de ces arrêts pour effectuer les décrassages, et l'on peut même vider la cuve du producteur tous les soirs. Il en résulte des facilités de conduite, qui permettent l'emploi de combustibles de basse qualité dans des appareils qui ne les toléreraient pas en service ininterrompu. C'est qu'en effet le problème est autrement ingrat, quand il faut marcher continûment pendant toute une journée et même plusieurs jours de suite : on n'y réussit plus qu'avec certains charbons; les gazogènes soufflés, avec cloche de gazogène et producteurs de rechange, donnent alors une plus grande liberté pour la toilette du feu et ils sont à cet égard plus recommandables que les gazogènes à aspiration. L'écueil de ces derniers est constitué par la difficulté qu'on éprouve à conserver au gaz une richesse constante au moment des décrassages et à toute allure; les alternatives de grand et faible débit sont toujours une cause de trouble dans le fonctionnement de ces appareils. Une



diminution de la demande de gaz amène un ralentissement de combustion, qui se fait au détriment de la qualité du produit; un appel exagéré de gaz produit quelquefois le même effet. Le fonctionnement est, dès lors, dans un état d'équilibre instable, qui est une épreuve redoutable pour les meilleures installations. On conjure, dans une certaine mesure, les inconvénients d'une marche à régime très variable en calculant largement les sections du gazogène et des appareils accessoires.

La prétention de transformer en gaz non condensables tous les produits volatils renfermés dans le charbon est, croyons-nous, au-dessus des moyens actuels d'action des ingénieurs; mais ce doit être leur objectif. De nombreux inventeurs se sont appliqués à la solution de cet intéressant problème et de plus nombreux brevets ont été pris, attendu que chaque inventeur en a plusieurs à son nom : que faut-il retenir de ces beaux projets? Il est nécessaire d'insister sur cette question, qui présente une importance capitale dans l'industrie des gaz pauvres.

Les meilleurs anthracites peuvent donner, par distillation, un tiers de gramme de goudrons divers par kilogramme; les charbons anthraciteux en produisent au moins 1 gramme et certains bitumineux vont à 7 grammes; en comptant sur une production de 4 mètres cubes de gaz par kilogramme de combustible, on voit que le mètre cube doit renfermer pour le moins 7 centigrammes de goudron, et qu'il en apportera généralement beaucoup plus avec lui; or, la pratique montre que les 7 centigrammes susdits peuvent déjà, à la longue, engluer les soupapes, encombrer les passages et nuire au bon fonctionnement du moteur : il faut donc les arrêter au passage. Rien n'est plus difficile en certains cas, et Lencauchez avait qualifié ces substances insaisissables du nom significatif de goudrons vésiculaires vagabonds : cette appellation originale n'est pas destinée à rester dans la science, mais elle est caractéristique d'une grosse difficulté de la gazéification de certains charbons.

Comment se délivrer de ces produits? On les arrête au passage d'appareils de tout genre, épurateurs et autres, dont nous nous occuperons plus loin. Mais il serait bien préférable et beaucoup plus efficace de les empêcher de sortir de la cuve en les y transformant.

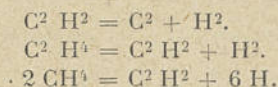
Ils ont, en effet, la propriété de se dédoubler aux températures élevées, de former des carbures de plus en plus hydrogénés, et des gaz incondensables : c'est ce qu'on appelle la transformation pyrogénée. On peut l'opérer assez aisément à la traversée d'une colonne de coke incandescente. En réalité, il s'y produit une oxydation, facilitée par le peu d'air qui a passé sans altération à travers la couche rouge du producteur; c'est pourquoi l'on dit souvent qu'il faut brûler les goudrons : c'est, en effet, une combustion, mais une combustion incomplète.

On a beaucoup écrit sur la transformation pyrogénée, mais elle n'a pas toujours été bien appréciée.



On la produit, en somme, en imposant aux matières volatiles de filtrer à travers une couche épaisse portée et maintenue au rouge. C'est encore à Lencauchez que revient l'honneur, sinon de l'invention, du moins de l'application de ce procédé : Twaite l'a suivi en imaginant les gazogènes jumeaux, constitués par deux cuves disposées en série à la suite l'une de l'autre. Dans ce dispositif, les gaz qui se dégagent d'une première cuve à combustion passent à travers une colonne de coke incandescent, mais cette incandescence ne durerait pas, si l'on ne ménageait pas, au bas de cette colonne, de petites entrées d'air. Cet air ne saurait être fourni en excès, car il se produirait une forte proportion d'anhydride carbonique, que la colonne de coke serait impuissante à réduire : d'autre part, il s'y développerait une température trop élevée, qui détruirait rapidement la garniture réfractaire.

Que se passe-t-il exactement dans cette colonne? Je ne crois pas qu'aucun chimiste l'ait encore dit. Ce que l'on sait, c'est que les hydrocarbures se décomposent en hydrogène et oxyde de carbone; il est démontré d'autre part que l'existence d'une atmosphère oxydante et d'une température élevée sont également indispensables. Le mot de zone de réduction, qui a été souvent employé pour caractériser ce procédé, est par suite très incorrectement employé, et j'ai cru préférable de dire : *zone à réaction*; on peut croire que les hydrocarbures commencent par se dédoubler, en tendant à devenir de plus en plus hydrogénés, ainsi que le montrent les équations ci-dessous :



En présence de l'oxygène de l'air, il se produit CO, CO<sup>2</sup> et H<sup>2</sup> O, et une série de décompositions subséquentes, en présence du carbone.

L'emploi des doubles cuves a donné, en bien des cas, des résultats très satisfaisants.

Mais on a voulu éviter la deuxième cuve qui ne laisse pas que de présenter des difficultés de service, et l'on a préconisé ce que l'on a appelé la *combustion renversée*, mais que je crois plus correct de qualifier de *tirage renversé* ou de *flamme renversée*.

Voici en quoi cela consiste : au lieu de diriger les gaz carburés à travers une colonne spéciale, on les ramène dans la cuve du gazogène proprement dit par un courant d'air et de vapeur d'eau, dirigé de la partie supérieure à sa base; on opère donc *per descensum*. Les couches supérieures du combustible sont, nous le supposons, à une température assez élevée pour commencer à distiller : l'air les traverse normalement, mais on en fait aussi entrer par des ouvertures latérales pratiquées dans la paroi. Une combustion vive forme une couche épaisse de coke au rouge, au sein de laquelle les réactions pyrogénées se développent. Mais la température baisse à partir de ce point et les scories et les cendres, qui s'accablent



sur la grille, laissent échapper par le bas des gaz purifiés et relativement refroidis.

Ainsi que nous avons déjà eu l'occasion de le dire, les appareils à tirage renversé ont été l'objet de vives discussions aux Ingénieurs Civils et ailleurs; vantés outre mesure par les uns, qui croyaient les avoir inventés, ils ont subi des critiques exagérées de la part de quelques praticiens, qui accusaient le système de produire des escarbilles mal brûlées, qu'il fallait évacuer avec les cendres et les scories. Lencauchez avait observé, en effet, que, dans certaines installations (peut-être mal faites ou mal conduites), on était exposé à perdre ainsi près de la moitié du carbone fixe du combustible. On s'est plaint aussi de ce que les gaz entraînaient avec eux beaucoup de poussières, de sorte que, si l'épuration était simplifiée relativement aux goudrons, elle était compliquée du chef du lavage et du nettoyage des gaz.

Tous les appareils à distillation renversée présentent d'ailleurs le gros inconvénient de ne pas permettre l'enlèvement des cendres à l'air libre, attendu qu'on ne doit, à aucun prix, introduire de l'air dans le cendrier : l'évacuation des cendres est donc la pierre d'achoppement du système. De plus, il faut remarquer que le combustible introduit dans la cuve ne s'allume pas bien, puisqu'il est constamment refroidi par l'afflux de l'air froid qui le traverse; la distillation des hydrocarbures se fait donc mal. Le renversement de la flamme soumet la grille à une température élevée, nuisible à sa conservation : les prises de gaz effectuées au centre du gazogène ne peuvent qu'atténuer cet inconvénient. Enfin, pour les gazogènes à aspiration, dans l'intervalle des appels de gaz, il se produit des changements de direction de la flamme, qui troublent le mouvement des gaz. En somme, les appareils à combustion renversée sont très rationnellement conçus, mais très difficilement exécutables : les inventeurs se sont donné carrière sur ce terrain, mais jusqu'ici leurs nombreux projets n'ont pas reçu la consécration d'une pratique industrielle suivie et leurs appareils, quelquefois très ingénieux, ne sont guère connus que par les descriptions que leurs auteurs en ont données eux-mêmes, et par les appréciations complaisantes d'ouvrages spéciaux ou de revues amies.

Nous croyons rester dans la note vraie en disant que le tirage renversé peut rendre service en certains cas, avec des combustibles déterminés, mais qu'il faut se garder d'un engouement exagéré.

En somme, les quatre *desiderata* que nous avons énoncés ne sont pas encore réalisés complètement; si quelques constructeurs en approchent, d'autres en sont loin encore; les meilleurs d'entre eux, après avoir obtenu sur plusieurs points de beaux résultats, ont connu, par ailleurs, des insuccès qui leur ont rappelé les difficultés du problème à résoudre; les goudrons et les poussières sont des ennemis qu'il est difficile de vaincre toujours et en toutes circonstances. Assurément, les gazogènes ont pu fournir de bonnes marches industrielles avec des charbons de provenances et qualités diverses; mais c'est toujours avec les beaux anthracites que l'on a le moins de difficultés et le plus de sécurité, et il est prudent de leur



donner la préférence, quand on peut se les procurer à des prix raisonnables. Il ne faut pas non plus lésiner sur les installations, ni les réduire au minimum, sous le dangereux prétexte des entraînements de la concurrence; les spécialistes les plus réputés de la construction des gazogènes et de l'industrie des gaz pauvres dressent des devis élevés, sur lesquels ils accordent rarement des concessions. Dans ce domaine, comme dans tous les autres, la crainte des échecs est le commencement de la sagesse.

Les ingénieurs ont dépensé, pour les gazogènes, beaucoup d'intelligence et de travail, et ils ont fait preuve d'un courage à toute épreuve et d'une remarquable ténacité; c'est à ce prix qu'ont été achetés les résultats acquis aujourd'hui. Les spécialistes les plus réputés se sont fait connaître par des essais multipliés, entrepris dans les conditions les plus diverses, et poursuivis malgré tout et sans découragement. Chacun d'eux a créé une bonne demi-douzaine de types, étudiés fort rationnellement, dessinés d'après les données les plus sûres de la théorie et de la pratique, et parmi lesquels la mémoire a le droit de se perdre. Cette fécondité est à leur éloge et elle justifie les plus belles espérances d'avenir; mais elle force les appréciateurs les plus bienveillants à reconnaître que le gazogène pour moteur n'est pas encore établi *ne varietur*; s'il l'était, on cesserait d'inventer.

#### La meilleure épuration.

Les études qui précèdent ont démontré la nécessité absolue d'une épuration des produits qui sortent de la cuve des gazogènes : quel que soit le charbon consommé, fût-il même du meilleur anthracite anglais, il s'échappe toujours du producteur un flux de gaz chauds et de vapeurs, renfermant, outre les gaz de diverse nature, qui peuvent nuire aux organes du moteur avant et après leur combustion, de la vapeur d'eau, des hydrocarbures condensables et des poussières minérales : il faut trouver le moyen de barrer à ces multiples impuretés le chemin de la machine motrice. Leur proportion et leur composition varie évidemment avec la nature du combustible; l'emploi des charbons maigres, qu'on voudrait substituer à l'anthracite, exige une purification plus efficace que ces anthracites, et les charbons gras demandent encore plus de précautions.

Nous avons vu que les goudrons sont les plus gênants. On pourrait croire qu'un lavage très abondant les arrêterait par condensation et par affinité; de fait, lorsque les gaz sortent absolument froids du dernier compartiment des appareils laveurs, ils sont quelquefois propres. J'ai fait des essais sur des gazogènes par aspiration du système Otto, de 300 chevaux, alimentés de maigres anthraciteux du bassin de Liège, qui donnaient d'excellents résultats en service continu, par l'emploi de deux grands scrubbers en série, sans autre épuration. Mais l'action de l'eau et l'abaissement de la température suffisent rarement, parce que certains goudrons ne peuvent être captés ainsi; ils traversent de longues colonnes à coke,



copieusement arrosées d'eau froide, de triples couches de sciure de bois ou de copeaux, de mousse, de filasse, de filtres de toute espèce, ne se déposent pas contre les parois qu'ils heurtent de front et avec vitesse, et restent indéfiniment en suspension dans les plus vastes cloches, où le gaz repose longuement.

Pour bien se rendre compte de la nature de ces hydrocarbures légers et subtils, il faut se rappeler les découvertes faites relativement au brouillard de certaines grandes villes industrielles anglaises. L'eau enrobe les poussières minérales et autres, en suspension dans l'atmosphère, et en est inséparable. De même, les goudrons se condensent autour des cendres et des granules de carbone, qui flottent dans les gaz, et il les accompagnent partout; il est aussi impossible de fixer ces goudrons que de retenir ces éléments impalpables, infiniment ténus et légers, qui n'obéissent pas à la pesanteur et se fauillent à travers les moindres interstices. Goudrons et poussières iront jusqu'au moteur et envahiront les boîtes à soupapes et le cylindre : au contact des parois métalliques chaudes, ils se débarrasseront des essences et huiles qui les accompagnent et formeront des concrétions dures, qui créeront mille ennuis.

La nécessité d'une épuration soignée est donc établie, pour toute installation : toutefois l'importance et le genre des appareils épurateurs est variable selon les cas.

Le barillet classique des usines à gaz constitue le premier organe épurateur; il se compose d'un col de cygne en fonte ou en tôle, plongeant dans l'eau d'une quantité suffisante pour faire joint hydraulique; son extrémité immergée est souvent dentelée et échancrée, pour mieux diviser la veine gazeuse et assurer un parfait barbotage sous l'eau. Ce barillet a une double fonction à remplir; c'est un réfrigérant et un purificateur qui arrête les carbures facilement condensables, et c'est une soupape qui garantit contre les retours de flamme.

Les gaz commencent par abandonner au barillet une grande partie de leurs impuretés et ils s'y refroidissent à 60° environ; mais, pour cela, il faut un courant d'eau abondant et rapide pour diluer la boue noire et épaisse produite. Le barillet est muni d'un trop plein, par lequel s'écoulent les eaux ammoniacales et goudronneuses. Il faut se garder de conduire ces eaux dans les champs du voisin, qui en serait offusqué : l'oubli de cette recommandation a amené plus d'un usager de gazogène devant le juge de paix, sinon devant les tribunaux. Il peut en résulter une interdiction de fonctionnement, sans préjudice de dommages-intérêts.

Voilà maintenant le gaz engagé dans les canalisations qui le conduisent au lieu d'emploi. Avant de les y suivre, rappelons qu'il convient de conserver partout une même section, pour éviter les variations de vitesse. Un étranglement a pour effet une perte de charge qu'on doit éviter; une dilatation diminue la vitesse et occasionne des dépôts.

Les sections des canalisations sont rarement trop grandes. Ces canalisations peuvent être trop longues et l'on a intérêt aux installations compactes.



Pour faciliter les visites et les nettoyages, on munit les coudes d'un couvercle jointif et amovible. Dans les gazogènes fonctionnant par aspiration, il faut veiller avec le plus grand soin à la parfaite étanchéité de ces couvercles et de tous les joints.

Au barillet, succédaient autrefois des tuyaux à grand développement, ayant la forme des jeux d'orgue; ils étaient peu efficaces et l'on y a renoncé.

Le laveur est plus actif : il se compose de colonnes métalliques remplies de chicanes, arrosées copieusement par le haut; l'eau divisée les traverse de haut en bas, en sens inverse de la marche des gaz. Les chicanes sont constituées par des fragments de coke, des galets, des billes en verre ou en porcelaine, etc., présentant de nombreux interstices; l'eau, débitée par une pomme d'arrosoir supérieure, se répand en innombrables gouttelettes qui assurent une large surface de contact entre le liquide, les parois mouillées et les gaz. Les fragments de coke ou autre matière doivent avoir 10 centimètres de diamètre au bas de la colonne, 5 à 6 au sommet; ils ne doivent pas être friables; on donne généralement la préférence au coke de métallurgie (plutôt que d'usine à gaz), facile à se procurer et peu coûteux. Ces appareils laveurs sont désignés le plus souvent par leur nom anglais de *scrubber*.

Ce mot est expressif pour ceux qui savent l'anglais; le verbe *scrub* signifie, en effet, laver en frottant avec une brosse; l'idée de frottement est donc à la base de cette image.

On doit pouvoir retirer par le bas du *scrubber* les morceaux de coke brisés et les poussières qui tendent à s'y accumuler, sans avoir à vider toute la colonne : des tôles perforées doivent donc diviser la hauteur en plusieurs étages et il faut ménager des ouvertures de nettoyage.

Il importe surtout que le gaz sorte froid du *scrubber*; pour cela, il faut au moins 15 à 20 litres d'eau froide par heure et par cheval effectif de puissance; si l'on peut en donner plus, qu'on ne la ménage pas. Mais on doit placer en bas de la colonne un siphon d'évacuation de section suffisante pour débiter toute l'eau venue à l'appareil et empêcher le fond d'être noyé. Une égale répartition de l'eau sur toute la surface du *scrubber* est absolument indispensable : on ne saurait y veiller avec trop de soin; c'est la condition *sine qua non* du succès, on ne saurait assez le redire, car on l'oublie souvent.

Plusieurs constructeurs forment le *scrubber* de compartiments multiples, constitués par un empilage d'anneaux en fonte à joints tournés, s'emboîtant exactement l'un dans l'autre, chacun d'eux étant pourvu d'une porte de nettoyage. Tel est le *scrubber* Chevalet; les anneaux portent à leur base un rebord, sur lequel repose une cuvette en fonte, dont le fond est garni de petites tubulures, moins hautes que le bord; on garnit cette cuvette de copeaux de hêtre fabriqués spécialement, assez épais pour ne pas se tasser. L'eau tombe de plateau en plateau, en débordant par les tubulures; les gaz sont obligés de suivre le même chemin, mais en sens inverse. Les portes permettent de renouveler les



copeaux, quand ils paraissent trop imprégnés de goudron. Un de ces scrubbers à 10 plateaux, de 80 centimètres de diamètre, peut laver de 80 à 100 mètres cubes à l'heure; il a 3 m. 10 de hauteur.

La maison allemande Zschoke donne la préférence à des cloisonnements en bois, échafaudés à l'intérieur du laveur; ces chicanes sont formées par des planches parallèles placées de champ, espacées de quelques centimètres et dentelées à leur partie inférieure; d'une chicane à l'autre, les planches sont croisées; des tasseaux ménagent des vides à chaque étage. L'eau ruisselle le long des planches; les surfaces mouillées sont énormes et le passage régulier des gaz est assuré sur toute la hauteur. Cet avantage n'est pas toujours réalisé par les scrubbers à coke, dans lesquels il se forme souvent des cheminées parcourues par les gaz, alors que l'eau se fraie un autre chemin; les deux courants ne se rencontrent plus et le lavage se fait mal. Les boisages ne présentent pas cet inconvénient, mais ils doivent constituer des chicanes nombreuses, sinon les gaz ne seraient pas suffisamment contrariés dans leur marche.

Mon expérience personnelle me porte à considérer que le meilleur critérium du fonctionnement d'un scrubber est constitué par la température à laquelle les gaz en sortent : cette température doit être celle de l'ambiant. A cette condition, tous les produits condensables seront arrêtés; les gaz seront saturés de vapeur d'eau et cette eau les accompagnera au moteur, en restant à l'état de vapeur. Si les gaz sont à une température supérieure à celle de l'air extérieur, ils emporteront une quantité de vapeur plus considérable, que tout refroidissement ultérieur condensera, et il viendra de l'eau liquide au cylindre. Cette eau peut nuire à l'allumage électrique; ce n'est d'ailleurs pas le seul méfait dont on puisse l'accuser, car il est certain que les poussières les plus sublimées trouvent dans la vapeur d'eau un véhicule excellent.

Théoriquement, on serait donc disposé à croire que les scrubbers pourraient suffire à une épuration satisfaisante des gaz : il semblerait que l'eau seule, en humectant les poussières, en refroidissant les vapeurs et en les condensant, en dissolvant les gaz solubles, en facilitant de la sorte certaines réactions, peut débarrasser les produits des gazogènes de leurs impuretés. Mais il faut reconnaître que les faits répondent rarement à la théorie; les laveurs ne remplissent souvent qu'imparfaitement la tâche qui leur incombe. Nous croyons que c'est parce qu'ils sont, la plupart du temps, trop petits, en hauteur et en section, mal étudiés et conditionnés, ou insuffisamment et irrégulièrement arrosés. Si les gaz qui s'échappent par le robinet d'épreuve ont l'apparence d'une fumée légèrement opaque et bleuâtre, analogue à la fumée d'une cigarette, on peut supposer qu'ils sont mal refroidis et lavés et qu'il faut adjoindre à l'installation des appareils épurateurs spéciaux.

Ce sont de vastes récipients à l'intérieur desquels on dispose deux ou plusieurs rangées de claires destinées à recevoir des matières épurantes appropriées.

On fera de l'épuration physique, par une couche de sciure de bois, de tannée,



de laine de bois, de copeaux, de mousse, de tournure de fer, etc., etc., ou de toute autre matière filtrante, amassée sous une épaisseur suffisante pour dépouiller le gaz de ses impuretés, que le scrubber n'a pas arrêtées. Ces couches doivent être très-également réparties; il faut veiller à ce qu'elles soient parfaitement continues et ne présentent pas de trous à libre passage. Au bout d'un certain temps, la matière se tasse, elle s'imprègne d'eau, de goudron et de poussières, perd de sa perméabilité et oppose une résistance au passage, en créant une forte perte de charge : il faut alors la renouveler.

L'épuration chimique peut se faire conjointement, en mêlant de la matière Laming, de l'oxyde de fer, du sulfate de fer, de la chaux éteinte, etc., à la matière épurante précédente; on arrêtera ainsi l'hydrogène sulfuré, l'acide sulfureux, les produits nitreux et ammoniacaux, le cyanogène, etc. Il faut que le contact du gaz avec les réactifs soit suffisamment prolongé, si l'on veut que leur action soit efficace; à cet effet, on donnera au gaz une vitesse très faible dans les caisses d'épuration, en développant leur surface et en limitant la charge d'écoulement.

Cette épuration chimique est quelquefois indispensable; j'ai été appelé à m'occuper d'une installation de puissants moteurs alimentés par une batterie de gazogènes, munis de scrubbers largement établis et abondamment arrosés, et d'épurateurs physiques à grande section; l'épuration chimique avait été négligée. Des corrosions s'étaient manifestées sur les tiges de piston, les stuffing-box et les soupapes, et il fallut aviser aux moyens de les faire cesser. Des essais furent effectués sur les gaz, pris à leur entrée aux moteurs : des tonneaux d'aspiration, de 130 litres de capacité, permettaient de faire passer les gaz à travers des absorbants appropriés, destinés à retenir les gaz ammoniacque, hydrogène sulfuré et acide sulfureux; j'employai, à cet effet, une liqueur sulfurique normale, colorée par du méthylorange et des solutions d'azotate de zinc et d'hypobromite de soude. D'autre part, on arrêtait aussi les poussières et les goudrons dans un tube garni de laine minérale. Cet essai fut conduit avec une grande lenteur durant toute une journée, pour assurer une absorption complète. Or, on constata que l'épuration physique était parfaite, attendu que le poids de poussières et de goudron condensables ne dépassait pas 6 centigrammes par mètre cube; par contre, les gaz renfermaient 38,4 centimètres cubes d'ammoniaque et 269,2 d'hydrogène sulfuré par mètre cube, à 0° et 760 millimètres, avec des traces d'acide sulfureux. L'épuration chimique s'imposait donc dans la circonstance, et les corrosions de certaines pièces métalliques trouvaient leur explication dans la composition des gaz : on retrouvait de l'acide sulfurique et de l'acide azotique dans les eaux de condensation et dans les purges des cylindres, et l'on constatait que ces acides avaient fait rapidement leur œuvre dans les tuyaux de décharge, dont tous les siphons étaient troués.

Les épurateurs constituent des chambres de réserve, qui régularisent le débit des appareils producteurs de gaz, et dont l'effet est certainement utile. A leur défaut, plusieurs constructeurs ont placé sur les canalisations des réservoirs à



gaz, ou des cloches mobiles, ayant une capacité de 8 à 10 cylindrées; des barrages ou encore des changements brusques de direction opèrent dans ces appareils une dessiccation du gaz, en le dépouillant des gouttelettes d'eau qu'il peut entraîner hors du scrubber.

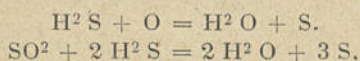
Mais il est des gaz que ni les scrubbers, ni les épurateurs ne peuvent entièrement dégoudronner; ils résistent à tous les traitements et exigent des appareils spéciaux, analogues à ceux qui sont en usage dans les usines à gaz. Tels sont les condensateurs à choc de MM. Pelouze et Auduin, dans lesquels le goudron est précipité en faisant passer le gaz à travers des plaques de tôles perforées, disposées en couronnes octogonales et formant une cloche mobile. Celle-ci présente deux séries de plaques percées de trous circulaires, de 1 à 2 millimètres de diamètre, lesquels sont disposés de façon à ce que les filets gazeux viennent frapper les parties pleines de la tôle, placées en face. La cloche équilibrée peut se déplacer automatiquement et obéir aux variations de la production: le débit augmentant, la cloche monte et découvre de nouvelles rangées de trous, par lesquels passe l'excédent du gaz momentanément produit. Les plaques doivent être démontables, pour permettre leur nettoyage.

Le Pelouze est rarement appliqué aux gaz pauvres: le ventilateur irrigué, dont nous ferons plus loin ressortir la grande efficacité, est d'une installation moins dispendieuse, et il agit plus sûrement sur les gaz qui charrient à la fois des poussières et des carbures condensables, mais il exige un service d'eau dont on ne dispose pas toujours.

On a été conduit, dans certains cas, par l'accumulation des divers engins que nous venons de décrire, à donner un développement considérable aux appareils d'épuration: malgré cela, certaines impuretés semblent se jouer des obstacles accumulés sur leur chemin. Il y a, en effet, des combustibles qui ne conviennent pas à la génération des gaz pauvres: il est bon qu'on le sache et qu'on se le dise; mieux vaut renoncer à leur emploi que de faire des installations coûteuses dont les résultats ne peuvent être garantis.

Les appareils d'épuration exigent un certain entretien pour rester efficaces, et la matière épurante demande à être revivifiée souvent par un contact prolongé avec l'air. A cet effet, on l'étale en couche mince sur le sol, et on la retourne plusieurs fois par jour. On la mêle de copeaux de bois, avant de la réintégrer dans l'épurateur, pour lui garder la perméabilité dont elle a besoin, pour se laisser pénétrer et traverser par les gaz. L'adjonction de limaille de fer produit aussi d'heureux effets. Mais à la longue les grains de matière se revêtent d'une mince couche de naphthaline, qui forme un vernis isolant, très nuisible, dont on ne se débarrasse que par une combustion.

On observe fréquemment la formation d'un dépôt de soufre sur les chicanes des laveurs; M. Chevalet les explique par la réaction suivante:





L'oxygène préexiste dans le gaz et l'eau de lavage en fournit d'autre part; la double réaction ci-dessus a pour effet de produire un certain encrassement, qui s'ajoute aux dépôts calcaires provenant de l'eau, et oblige de renouveler de temps en temps les garnitures des scrubbers. Les caisses d'épuration sont exposées aussi à des dépôts de poussières et de suie, qui font croître rapidement les résistances opposées au mouvement des gaz et exigent un nettoyage des tuyauteries et des claies.

Une épuration exige donc une certaine surveillance.

De grands progrès ont été réalisés au cours des dernières années dans la voie de la purification des gaz pauvres de gazogènes. Nous connaissons des installations dans lesquelles des moteurs fonctionnent plusieurs mois, sans imposer aucun démontage des pistons et des boîtes à soupapes et sans provoquer aucun arrêt. Voilà le but vers lequel doivent tendre les constructeurs et le résultat qu'on est en droit d'exiger d'eux.

Signalons une nouveauté assez récente. Il arrivait des cas où les épurateurs les plus complets et les mieux étudiés n'étaient encore pas assez efficaces pour retenir ces goudrons, « vagabonds vésiculaires », qui ont causé tant de tracas à Lencauchez. Voici en quels termes il dépeignait l'état des gaz obtenus par la gazéification d'un splint coal à 43 % de matières volatiles : « Le goudron conservant toujours son état vésiculaire infiniment petit, forme des millions de petits globes plus légers que le gaz lui-même, car le gaz qu'ils renferment est de l'hydrogène; ce qui fait que toutes ces petites vésicules forment autant de petits ballons, qui flottent dans le gaz des gazogènes, bien plus encore que dans le gaz de distillation, dont la densité n'est pas la moitié de celle des gaz de gazogènes; donc, plus un gaz est dense et lourd, plus la condensation du goudron y sera difficile ou impossible sans la destruction des vésicules par la fusion de leurs enveloppes. »

L'habile ingénieur concluait à la nécessité de rompre les vésicules par des chocs répétés et énergiques, et il construisit son épurateur à chocs, dans lequel le courant gazeux, divisé en lames minces, venait heurter une cloison métallique mouillée; le gaz rétrogradait ensuite, alors que les vésicules ou les poussières restaient adhérentes à la paroi. Les résultats obtenus ne répondirent pas à ce qu'on attendait de cet appareil, qui ne différait guère à tout prendre du Pelouze-Auduin.

La meilleure solution du problème fut apportée par l'application des ventilateurs à injection d'eau, adoptés par les ingénieurs des fours à coke, qui firent merveille et permirent de fixer, en les broyant, les vésicules les plus volages.

### Fonctionnement et conduite des gazogènes.

Il nous reste à développer quelques considérations sur l'art de tirer le meilleur parti du gazogène, de lui faire produire du bon gaz et d'entretenir l'appareil en bon état.



Remarquons d'abord que la conduite d'un gazogène présente certainement moins de difficultés et exige moins d'initiative, d'activité et de savoir-faire que celle d'une chaudière à vapeur; pour celle-ci, le rendement est fonction du chauffeur; un gazogène en est presque indépendant. Le conducteur d'un gazogène n'a qu'à remplir exactement et scrupuleusement une consigne, qui lui a été donnée par un homme compétent, consigne qui varie avec la qualité du charbon, l'espèce du gazogène, les besoins du moteur à desservir; cette consigne n'est pas à interpréter, ni à discuter, mais à exécuter fidèlement, et le conducteur n'a à se préoccuper de rien d'autre. La consigne est simple d'ailleurs.

Pour mettre un gazogène en feu, il faut le charger de copeaux de bois sec, de quelques morceaux de coke et de charbon et l'allumer, en laissant ouverte la porte du cendrier, ainsi que la cheminée d'évacuation et les trous de piquage du couvercle; cette première charge étant en pleine combustion, on ajoute un peu de charbon, on ferme le cendrier et les trous de piquage et l'on commence à souffler doucement.

Dans les appareils sans grille, on introduira d'abord dans la cavité du foyer quelques gros morceaux de mâchefers vitrifiés, sur lesquels on étalera le bois et les copeaux.

Le conducteur s'assure alors que le vaporisateur est plein d'eau, que les organes de chargement sont en bon état et qu'ils fonctionnent librement.

Après cinq ou six minutes de soufflage, il fait activer la rotation du ventilateur, et il ferme à moitié la section de la cheminée de dégagement, à l'effet de donner un peu de pression et de permettre un essai des gaz formés au robinet d'épreuve, placé au voisinage du gazogène.

Au bout de douze à quinze minutes, la flamme du gaz devra avoir une couleur bleue sur les bords, jaune-orangée dans le centre, présenter une certaine longueur, et ne pas s'éteindre, si l'on augmente un peu la vitesse d'écoulement.

La cuve du gazogène doit, à ce moment, être entièrement garnie de combustible.

On purge la conduite allant du gazogène au moteur, pour la débarrasser du mauvais gaz dont elle a été remplie, et l'on répète l'épreuve du gaz contre le moteur.

C'est le moment de régler le débit de l'eau au scrubber et au vaporisateur : on ferme subitement la cheminée, et l'on met le moteur en marche.

La rapide esquisse que nous venons de faire des manœuvres de mise en feu permet de se rendre compte du principe de l'opération; le détail change un peu d'un gazogène à l'autre, mais le principe est toujours le même : les instructions fournies par le constructeur précisent les points particuliers et spéciaux à chaque système.

La marche normale obtenue, le conducteur n'a plus qu'à surveiller le fonctionnement de l'appareil; en particulier, il s'assurera que la chaudière ne manque pas d'eau, que le scrubber ne chauffe pas, que le combustible descend réguliè-



ment vers le foyer, etc; quand il y a un trop-plein au cendrier, l'eau doit s'en écouler régulièrement; dans la cuve du gazogène, il doit y avoir toujours une colonne de combustible frais surmontant la zone incandescente, et l'on peut donner, comme une bonne règle, que le niveau supérieur du charbon ne s'abaisse pas en dessous de la base de la trémie de chargement.

On charge à intervalles réguliers, toutes les heures ou toutes les deux heures; nous sommes peu partisans des chargements à plus longues périodes, bien qu'ils demandent moins de main-d'œuvre. Le chargement doit se faire rapidement, à l'aide d'un seau, qu'on vide d'un coup dans la trémie, en veillant à ce que le couvercle s'applique hermétiquement sur son siège avant de manœuvrer la soupape inférieure.

L'enlèvement des cendres et scories ne peut guère s'opérer en marche, surtout dans les gazogènes à aspiration : on ne possède pas d'autre moyen que d'introduire un ringard par l'orifice de petite section pratiqué dans la porte. Il ne faut pas vouloir faire plus que dégager le foyer des scories qui tendent à l'obstruer et empêcher le feu de monter dans la cuve. Il faut craindre, en effet, d'introduire un excès d'air dans le producteur. Le décrassage complet se fait en arrêt, alors que les scories sont encore chaudes.

Quand on veut arrêter le moteur, on ferme le robinet de gaz et l'on ouvre aussitôt la cheminée; le tirage de cette cheminée doit être suffisant pour entretenir la combustion. Quelques constructeurs font emploi d'une double soupape conique, que le simple déplacement d'un levier à contrepoids fait reposer sur un siège supérieur ou inférieur, ouvrant une voie vers le moteur, ou vers l'air libre, et jamais vers les deux à la fois : ce dispositif est une excellente garantie contre toute fausse manœuvre pouvant engendrer des explosions quelquefois redoutables. On peut enfin ouvrir la porte du cendrier pour faciliter le tirage.

Lorsque le moment est venu de vider le gazogène, il faut toujours avoir soin de fermer la trémie de chargement, car une rentrée d'air peut produire une détonation du mélange explosif formé par l'air et le gaz resté dans la cuve.

Nous croyons en avoir assez dit sur ce sujet, qui est amplement développé dans les instructions données par les constructeurs et dans des manuels spéciaux auxquels nous renvoyons le lecteur (1).

Nous n'ajouterons qu'une considération, dont l'importance nous paraît considérable, maintenant que les grandes installations se multiplient.

Lorsqu'un moteur est alimenté par une batterie de gazogènes, marchant en parallèle, et qu'on interpose sur le chemin des gaz une cloche ou bien des épurateurs ayant une certaine capacité, il peut arriver qu'une fausse manœuvre remplisse ces enceintes d'un mélange tonnant, dont l'explosion possible devient dangereuse, par suite même des grands volumes des appareils. La fausse manœuvre classique, dans les gazogènes à aspiration directe ou à exhausteur,

1. MATHOT, *Manuel pratique des moteurs à gaz et gazogènes*. — LAMBOTTE, *Instructions à l'usage des conducteurs de moteurs à gaz et à pétrole*. — HAEDER, *Der Kranke Gasmotor*, etc.



consiste à laisser pénétrer de l'air par la trémie en ne fermant pas le couvercle supérieur avant de faire tomber le charbon par la soupape de pied de la trémie : cela peut arriver, et il faut le signaler à l'ouvrier chargé du service du combustible. Une autre manœuvre dangereuse peut être faite des vannes d'isolement des gazogènes ou des appareils accessoires, quand l'un d'eux est en arrêt ou en réparation : il faut se garder alors d'ouvrir en même temps la vanne communiquant avec l'air extérieur et celle qui dirige les gaz vers le collecteur général ; dans une installation bien étudiée, des dispositions mécaniques sont toujours prises pour empêcher l'ouverture simultanée des deux vannes. Une ouverture prolongée des regards pratiqués sur les producteurs peut aussi permettre une rentrée d'air dangereuse ; un défaut d'étanchéité des canalisations produirait le même résultat.

Tous ces inconvénients sont à redouter dans tout générateur de gaz pouvant donner lieu à une dépression en un point quelconque. La manœuvre des cloches de gazomètre pourrait aussi provoquer une rentrée d'air, si un robinet restait ouvert en ascension provoquée.

M. Roche a signalé (1) une autre cause d'explosion pour certains gazogènes, dans lesquels l'air de combustion arrive au foyer par deux surfaces cylindriques étagées, où le combustible se présente avec sa pente naturelle d'éboulement ; dans ce cas, on place deux vannes d'admission d'air, solidaires ou non, permettant de régler à volonté l'afflux de comburant pour chaque étage. Or, quand on ouvrait la vanne supérieure avant que le feu ne fût monté à son niveau, on donnait accès à de l'air qui se mêlait au gaz et formait un mélange tonnant ; on donna au conducteur la consigne de tenir cette vanne fermée lors de la mise en route et tout accident fut dès lors évité.

Ces explosions, dont nous venons d'étudier les causes les plus probables, sont heureusement assez rares et leurs effets sont en général peu redoutables : nous avons eu à connaître, en qualité d'expert des tribunaux ou d'arbitre, quelques cas dont les industriels s'étaient vivement émus, sans en souffrir grandement ; quelques-uns étaient d'allure assez mystérieuse et quelquefois difficilement explicables. En toute circonstance, c'est par introduction d'air dans les appareils que se sont produits les accidents ; nous ne croyons, en effet, pas possible qu'un gazogène puisse jamais engendrer un gaz tonnant, alors même qu'il se serait formé des cheminées ou des voûtes importantes dans la cuve du producteur.

En un certain cas, un défaut d'étanchéité des conduites de gaz, fonctionnant en dépression, avait permis un appel d'air ; un retour de flamme, venu du moteur, fit exploser le mélange ainsi formé ; l'onde explosive traversa des laveurs, ce qui n'était pas à prévoir, et fit sauter des couvercles de scrubbers et d'épurateurs. Ailleurs, une fausse manœuvre de cloche de gazomètre y avait

1. *Gazogènes par aspiration*, 34<sup>e</sup> Congrès de la Société technique de l'industrie du gaz en France, 1907.



introduit un certain volume d'air, et la cloche fut projetée hors de son guidage, sans grande vigueur heureusement. Le plus souvent, la rentrée d'air est due à une faute de ce genre. Mais voici une autre source d'accidents : aussitôt qu'on a arrêté le moteur, on s'empresse d'ouvrir la cheminée de tirage allant sur le toit; or, si cette manœuvre s'effectue par erreur avant que le conducteur n'ait fermé la valve de gaz sur le moteur et que le moteur soit immobilisé, il y a appel d'air par la cheminée et formation de mélange tonnant.

Il est sage de prévoir ces explosions, dans les installations importantes. On a proposé d'abord de couper les conduites de gaz par des écrans de toile métallique empêchant des rétrogradations de flammes : mais ces écrans ne sont pas toujours efficaces et ils s'encrassent rapidement, au point d'obstruer les passages. On a donc été obligé d'y renoncer. Les scrubbers ont été pourvus de portes sans résistance et pourtant étanches, formées d'un feuillet de bois mince, recouvert de caoutchouc; en cas de déflagration, elles font soupape de sûreté en cédant à la pression explosive et en ouvrant une large issue aux gaz. Quant aux épurateurs, on a imaginé de les construire très résistants, mais de les recouvrir de couvercles à fermeture élastique; les parois peuvent être faites en ciment armé; le joint du couvercle est sec et formé d'une corde de coton imprégnée de vaseline.

Mais revenons à l'étude des meilleures conditions de fonctionnement des gazogènes.

La durée du contact entre l'acide carbonique produit dans le foyer et la colonne incandescente est un facteur qui exerce toujours une influence marquée sur le rendement des gazogènes. Dans ses recherches sur le travail des gazogènes à coke, Bunte a constaté que, si la vitesse du gaz augmente, la teneur en CO diminue. Nous en trouvons la preuve dans les essais faits à pression variable de l'air injecté :

Pression.	CO <sup>2</sup>	CO
1 $\frac{m}{m}$ 6 d'eau.	1,7 % en volume.	29,1
10 $\frac{m}{m}$ 0 —	4,8 —	23,6

L'épaisseur de la couche de charbon traversée par les gaz constitue un autre facteur non moins important : avec du coke, il faut au minimum 50 centimètres de hauteur; avec de la houille, il est à conseiller de donner pour le moins 75 centimètres à la couche. Mais il n'y a pas de chiffres absolus à indiquer dans ce cas, car l'épaisseur devra être plus grande lorsqu'on opérera à haute pression, afin que le carbone ait mieux le temps d'agir sur CO<sup>2</sup>. Une épaisseur insuffisante se traduit par une composition défectueuse des gaz et par un excès d'acide carbonique.

L'air insufflé doit traverser tout le combustible; s'il glisse le long des parois ou bien s'il s'échappe par des cheminées, formées au sein de la masse incandescente, la condition du contact de tout le charbon par tout le gaz ne serait



point remplie et les résultats seraient mauvais. Il importe donc de donner aux cuves des formes qui empêchent ces effets de se produire : cela c'est l'affaire du constructeur. Mais le conducteur a la charge et le devoir de veiller à ce que le charbon descende régulièrement, ne s'aceroche pas aux parois, remplisse toute la section de la cuve, et il dispose à cet effet de regards pour voir ce qui se passe dans son feu et de ringards pour le gouverner.

Il a de plus à fournir au gazogène la quantité de vapeur d'eau nécessaire au meilleur fonctionnement.

Le dosage de la vapeur d'eau est ce qu'on demande de plus difficile au conducteur.

Rappelons d'abord quelques considérations d'un caractère semi-théorique et semi-pratique, pour bien connaître le problème à résoudre et préciser les indications qu'il faut donner au conducteur pour sa gouverne. J'ai présenté sur ce sujet une étude spéciale au Congrès de Liège, à laquelle on me permettra de me référer de nouveau.

L'influence de l'allure plus ou moins chaude, laquelle dépend surtout de la quantité de vapeur d'eau injectée, est indéniable, mais elle ne ressort guère que de la comparaison de cas extrêmes, tels que les suivants :

*Marche au coke, d'après Lencachez.*

	GAZOGÈNE SOUFFLÉ A SEC	GAZOGÈNE SOUFFLÉ AVEC EXCÈS de vapeur d'eau
H <sup>2</sup> .....	2,10	26,55
CO.....	27,30	18,29
CH <sup>4</sup> .....	0,15	0,20
C <sup>2</sup> H <sup>2</sup> .....	0,05	0,06
O.....	0	0
CO <sup>2</sup> .....	3,50	1,35
Az.....	66,90	43,55
Pouvoir du gaz.....	902 calories.	1.270 calor es.

*D'après M. Lecomte.*

EAU PAR KILOGRAMME de coke	240 gr. d'eau	350 gr. d'eau	490 gr. d'eau
Composition du gaz en volumes.	H <sup>2</sup> .....	5,5	11
	CO.....	26,0	24
	CO <sup>2</sup> .....	3,5	6
	Az.....	65,0	59
Pouvoir du gaz.....	1.641 calories.	1.091 calories.	1.185 calories.

Il est regrettable que M. Lecomte n'ait pas déterminé le rendement du gazogène dans ces trois cas.



M. Bunte (1) a procédé à des expériences suivies, dans lesquelles il a fait croître la quantité d'eau servie au gazogène, en vue d'en reconnaître les effets; les résultats qu'il a obtenus sont pleins d'intérêt.

QUANTITÉ D'EAU PAR KILOGRAMME de coke	COMPOSITION DU GAZ				CALORIES du GAZ PRODUIT	RENDMENT p. 100 (2)
	H <sup>2</sup>	CO	CO <sup>2</sup>	Az		
0	3,3	24,2	4,6	67,9	5.263	71
0,51	9,1	17,6	7,0	64,3	5.334	72
0,66	12,2	19,3	8,3	60,2	6.001	81
0,71	12,9	18,4	9,0	59,7	5.800	79
0,75	14,0	14,6	13,2	58,2	5.347	72
0,86	15,8	12,0	12,0	60,2	5.944	80
0,92	16,3	11,7	14,8	57,2	5.413	73

Le double maximum présenté par le rendement pour 0 kg. 66 et 0 kg. 86 d'eau injectée par kilogramme de coke est assez déconcertant, ainsi que la chute rapide correspondant à 0 kg. 92; ces essais sembleraient donc démontrer que la dose de 1 kilogramme de vapeur pour 1 kilogramme de coke est excessive. Et pourtant, M. Meyer a obtenu d'excellents résultats à Bâle en servant 1 kilogramme, et à Cassel j'ai moi-même pu monter à 1 kg. 350 avec du charbon maigre d'Anzin sans constater aucun inconvénient; dans les appareils Mond, à récupération des sous-produits ammoniacaux, la proportion de vapeur d'eau est plus grande encore, même avec des combustibles riches en matières volatiles. Le degré de surchauffe de la vapeur injectée, la température de l'air insufflé et sa quantité viennent conjurer le refroidissement d'allure auquel on est exposé dans la fabrication du gaz mixte; il faut considérer, de plus, qu'une fraction seulement de la vapeur injectée est dissociée.

Souvent les procès-verbaux d'essais indiquent le poids de coke brûlé sur la grille de la chaudière par rapport au kilogramme de combustible gazéifié dans le producteur. Pour les appareils du genre Dowson, alimentés d'antracite anglais, la proportion varie de 2 à 5 % en général (3), mais elle atteint souvent 10 et même 15 %; ainsi, dans les relevés mensuels des établissements d'Embrach (Thonwaaren Fabrik), je relève sur des gazogènes donnant d'excellents résultats 2.446 kilogrammes brûlés dans les chaudières pour 16.191 consommés dans les cuves des producteurs : cela fait 15 % environ. De ces divers chiffres, on peut déduire approximativement le *quantum* de vapeur mis en œuvre pour la gazéification; il varie dans d'énormes proportions.

Voici d'ailleurs le résultat d'expériences que j'ai poursuivies plusieurs jours de suite, sur un appareil Dowson, en vue d'estimer l'influence qu'exerce sur le

1. *Journal für Gasbeleuchtung*, 1878-79.

2. Nous supposons toujours que les gaz sont entièrement refroidis.

3. Communication de M. Robinson dans *Institution of Mining Engineers*, mai 1898.



rendement la quantité d'air et d'eau injectée, les autres conditions de l'opération restant aussi constantes que possible.

	1 <sup>re</sup> journée.	2 <sup>e</sup> journée.
Consommation de charbon au gazogène (kgr.).	186	204
— d'eau à la chaudière (kg.).....	206	174
Vapeur d'eau / Combustible.....	1,1	0,85
Volume de gaz produit par kilogramme de combustible (litres).....	4.820	4.371
Pouvoir calorifique supérieur du gaz (calories).	1.208	1.283
Calories du gaz par kilogramme de charbon....	5.825	5.610
Teneur pour cent du gaz en hydrogène.....	20,7	20,2
— oxyde de carbone...	16,7	22,0

Le rendement a été un peu moindre dans la deuxième journée, alors que la proportion de vapeur et d'air a diminué; le gaz est devenu plus riche, mais il s'en est moins produit; c'est ce que l'on observe bien souvent.

Les chiffres ci-dessus prouvent qu'il faut se garder de certaines conclusions trop théoriques et forcément incomplètes, relatives à l'effet de l'injection de la vapeur d'eau dans la cuve du gazogène. De trop nombreux facteurs interviennent dans les réactions pour qu'on puisse formuler des lois générales : tout au plus un ingénieur avisé donnera-t-il des conseils dans certains cas particuliers.

Au point de vue tout à fait pratique, on a constaté depuis longtemps que l'allure froide donne des dépôts goudronneux dans les conduites alors que l'allure chaude ne fournit que des suies; que l'allure froide ménage les grilles et les parois réfractaires, alors que l'allure chaude les use rapidement; qu'il y a moins de pertes de calorique en allure froide et que cette allure empêche la formation des mâchefers pâteux et adhérents. La nature des scories produites dans le gazogène constitue le meilleur critérium de la conduite de l'appareil; suivant l'allure, on obtient des mâchefers fondus ou bien des cendres plus ou moins agglomérées ou pulvérulentes.

La dissociation de l'eau augmente le volume relatif de l'hydrogène et diminue celui de l'oxyde de carbone; quant à l'anhydride carbonique, sa proportion croît aussi. L'hydrogène peut dans certains cas atteindre 30 % du volume total.

Quelles conclusions pratiques allons-nous tirer de ce qui précède?

Il ne faut pas chercher à formuler de règles précises relativement au dosage de l'eau, car les phénomènes sont extrêmement complexes et ils dépendent beaucoup de la qualité du combustible; mais on peut dire au conducteur qu'il donne trop d'eau lorsque son foyer semble se refroidir et que *le feu monte* dans la cuve; il y a un autre critérium, pour ainsi dire infaillible, dans la nature des scories, qui s'accrochent aux parois réfractaires. On peut croire d'autre part que l'air est trop sec, lorsque les scories deviennent lourdes et dures. Il y a un juste milieu à tenir, et celui-ci est marqué par une scorie spongieuse, peu dense, facile à briser. J'ai toujours donné aux conducteurs la consigne qui suit : « Cherchez à obtenir les décrassages les plus faciles »; ils m'ont compris d'autant



mieux et obéi plus scrupuleusement que je diminuais leur travail, en leur donnant le moyen d'obtenir le meilleur rendement, ce dont ils se rendaient du reste compte par eux-mêmes.

On a essayé de fournir au conducteur des points de repère et des indicateurs lui permettant de diriger son travail : tel est le régulateur thermométrique de M. Deschamps, qui fait commander la vaporisation de l'eau par le rayonnement de la cuve; tel encore le doseur de la Société de Winterthur, placé sous la dépendance de l'aspiration de gaz. Ces appareils remplissent bien la fonction qui leur est assignée, mais je leur préfère encore le contrôle d'un ouvrier zélé et intelligent, connaissant bien ses appareils et son moteur, et s'accommodant à la qualité du charbon employé.

De ce qui précède, il ressort à l'évidence que l'allure plus ou moins chaude du fonctionnement des gazogènes exerce la plus grande influence sur la marche et le rendement de ces appareils. Mais la question est fort complexe et il faut tenir compte d'éléments nombreux et divers.

La température des gazogènes est difficile à déterminer.

En général, on estime à 1.000° la température au bas de la cuve; elle s'élève à 1.300° à quelques centimètres en dessus, pour tomber à 500° ou 600° au haut de la cuve; les gaz s'échappent à environ 550°, mais ces températures varient beaucoup avec les conditions de marche, la nature du combustible, la quantité d'eau injectée, la surchauffe de l'air et de la vapeur, etc. M. Fischer a constaté que les gaz pourraient avoir même 690° avec des houilles de choix, donnant un gaz composé de 27,3 CO, 1,9 CH<sup>4</sup>, 0,5 H<sup>2</sup>, 5,3 CO<sup>2</sup>, et 67,6 d'Az.

En chauffant préalablement l'air injecté, on réalise au gazogène une température plus élevée; ce chauffage s'opère en faisant passer l'air comburant dans les parois mêmes du gazogène ou dans des conduites spéciales chauffées par les produits du gazogène. On améliore ainsi la marche de l'appareil, car l'énergie de l'action de CO sur le carbone augmente avec la température.

M. Ledebur l'a démontré en faisant passer à différentes températures un courant d'air sec et privé de CO<sup>2</sup> sur du charbon de bois : voici les résultats obtenus par cet ingénieur :

	CO <sup>2</sup> en poids.	CO en poids.
A 350°.....	85,2	14,8
A 440°.....	80,4	19,6
A 520°.....	79,6	20,4
A 700°.....	72,4	27,6
A 1.100°.....	2,2	97,8

En faisant traverser du charbon de bois incandescent par un courant d'acide carbonique, Akermann a observé que la composition du gaz varie, suivant la température, de la façon suivante :

	CO
A 319°.....	0 %
A 393°.....	0,4
A 918°.....	13,0



L'allure chaude permet donc de développer un gaz plus riche.

Elle a encore un autre avantage. Soit que l'on injecte de l'air humide, soit que l'on mêle à l'air comburant de la vapeur d'eau, soit enfin que l'injecteur adopté soit à vapeur, le vent soufflé renferme de la vapeur d'eau en quantité notable. La décomposition de l'eau en ses éléments entraîne une dépense supplémentaire de chaleur, qu'il est facile de calculer.

En effet, pour dissocier 1 kilogramme d'eau, qui contient  $\frac{1}{9}$  d'hydrogène (1) il faut dépenser  $\frac{1}{9} \times 28.780 \text{ calories} = 3.198 \text{ calories}$ ; or, les  $\frac{2}{3}$  de kilogramme de carbone transformés par 1 kilogramme d'eau en CO ne développent que  $\frac{2}{3} \times 2.463 = 1.649 \text{ calories}$ , ce qui fait une différence de 1.549 calories par kilogramme d'eau décomposée. Le gazogène marche donc plus froid quand on travaille à l'eau, et ce refroidissement tend à augmenter la teneur en acide carbonique.

Il y a par conséquent avantage à marcher à allure chaude, car cette allure tolère plus d'eau et donne par suite un gaz plus riche.

A tous égards donc, il y a intérêt à chauffer préalablement l'air injecté en utilisant les chaleurs perdues et à réduire les pertes de calorique par l'extérieur.

C'est en quelque sorte un théorème que l'on ne devrait jamais perdre de vue.

L'avantage de l'emploi de la vapeur surchauffée résulte des mêmes considérations.

La pratique justifie toutes nos précédentes observations : elle montre aussi que la quantité de vapeur à injecter varie avec la nature du combustible; ainsi le coke tolère plus d'eau que les houilles, ce qui tient sans doute à ce que la distillation des produits volatils provoque un certain refroidissement du gazogène. Smidhammer a constaté que des lignites à 67,6 % de carbone ne doivent pas recevoir plus de 0,2 kilogramme de vapeur d'eau par kilogramme de combustible. Aussi suffit-il quelquefois d'employer simplement de l'air humide avec certains charbons.

Les quantités d'eau injectées devraient toujours être l'objet d'une étude approfondie pour chaque espèce de charbon.

Je compléterai cette étude sur le fonctionnement des gazogènes en analysant un mémoire de M. E. Meyer, sur le fonctionnement de la station hydraulique de Bâle, dont les générateurs de gaz sont alimentés au coke (2). Cette installation se compose de trois gazogènes Otto de Deutz, de deux petites chaudières débitant de la vapeur surchauffée, de deux épurateurs à la sciure de bois et de quatre scrubbers. Les trois gazogènes sont rangés de front sur une même ligne

1. Nous prenons 28.780 calories pour la chaleur de combustion de l'hydrogène aux températures élevées sans condensation de la vapeur d'eau : l'oxygène du kilogramme d'eau transforme  $\frac{2}{3}$  de C en CO

2. « Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure », tome XXX, 1896.



et ils comprennent entre eux les deux chaudières; chaque épurateur est accouplé aux deux scrubbers.

Le gazogène était chargé de coke, dont la composition était la suivante :

Eau (perdue à 108°).....	0,62 %
Cendres.....	9,70
Carbone et combustible.....	89,68
	100,00

Son pouvoir supérieur a été trouvé égal à 7.247 calories.

Dans un essai commencé à 9 h. 40 m. du matin, on a recueilli du gaz de composition variable, suivant le tableau ci-dessous, qui témoigne néanmoins d'une marche régulière.

	h. m.	h. m.	h. m.	h. m.	h. m.	h. m.	h. m.	h. m.	Moyennes.
Heures.....	9,40	10,55	11,59	12,56	2,04	3,15	4,20	8,10	
Gaz : CO <sup>2</sup> .....	6,5	4,8	4,2	4,7	5,0	4,0	4,8	4,6	4,8
CO.....	26,6	28,2	27,8	26,7	26,6	29,0	28,4	27,8	27,6
CH <sup>4</sup> .....	1,3	2,7	2,6	1,8	2,2	1,7	2,0	1,6	2,0
H <sup>2</sup> .....	6,8	5,9	6,4	8,8	9,1	8,0	5,8	5,1	7,0
O.....	0,1	0,0	0,0	0,1	0,0	0,0	0,2	0,0	0,0
Az.....	58,7	59,0	59,0	57,9	57,1	57,3	58,8	60,9	58,6

Le pouvoir calorique inférieur calculé de ce gaz moyen est de 1.190 calories par mètre cube à 0° et 760 millimètres de pression, vapeur d'eau non condensée; son pouvoir supérieur était égal à 1.254 calories.

La consommation horaire de coke a été déterminée avec grand soin :

Coke consommé par heure dans le gazogène..	102 kg. 4	
—	la chaudière.	11 kg. 2
TOTAL.....	113 kg. 6	
Eau évaporée dans la chaudière.....	66 kg. 2	
Vapeur produite par kilogramme de coke....	6 kg. 360	
Pression de la vapeur engendrée.....	4 kg. 33	
Température de la surchauffe.....	234°	
Gaz pauvre engendré par kilogramme de coke.	4.740 litres.	
Vapeur insufflée par kilogramme de coke....	0 kg. 647	

Le rapport entre les quantités de charbon brûlées à la chaudière et au gazogène variait du  $\frac{1}{7}$  au  $\frac{1}{9}$ .

Le calcul a démontré à M. Meyer que 54 % seulement de la quantité de vapeur envoyée au gazogène sont dissociés; 46 % sont donc produits en pure perte. Et pourtant la proportion de vapeur fournie dans cet essai par kilogramme de coke (0 kg. 647) est normale! Ce résultat ne serait-il pas dû à ce que le mélange d'air et de vapeur surchauffée traverse trop rapidement les couches de carbone incandescent, au contact desquelles l'acide carbonique se réduit et la vapeur se dissocie? Cette hypothèse a paru plausible à l'ingénieur distingué



dont nous rapportons les recherches et il a dès lors cherché à ralentir cette vitesse de passage en employant deux gazogènes pour alimenter les moteurs mis précédemment en expérience. Il a donc institué deux essais comparatifs, faits avec un ou deux gazogènes, pour une même production de gaz. Voici les résultats obtenus :

	MARCHÉ	
	à un gazogène.	à deux gazogènes.
Durée de l'essai.....	3 h. 17 m.	3 h. 54 m.
Consommation horaire de coke dans le gazogène.	86 kg. 0	103 kg. 5
— d'eau dans la chaudière.	52 kg. 8	65 kg. 4
	} 138,8	} 168,9
Vapeur d'eau insufflée par kilogramme de coke.	0,614	0,642
— dissociée par kilogr. de coke au gazogène.	0,425	0,310
— non dissociée.....	31 %	52 %
Température des gaz à la sortie du gazogène.	650°	530°
Pouvoir calorifique inférieur du gaz produit..	1.196 calories.	1.163 calories.
Température de surchauffe de la vapeur.....	174°	172°

Cet essai a démontré péremptoirement à M. Meyer que son hypothèse était erronée et il y a renoncé : à ce résultat très net de l'épreuve se sont jointes d'ailleurs quelques données fort intéressantes.

Et d'abord, on voit que la consommation de combustible est de 168 kg. 9 avec deux gazogènes au lieu de 138 kg. 8 avec un seul appareil; le travail étant resté le même, on peut conclure à une augmentation de 21,6 % dans la consommation. Il est donc préférable d'employer un gazogène unique que d'en accoupler deux, pour une production donnée de gaz.

Malgré qu'on ait réduit au minimum la quantité de vapeur injectée dans la marche à deux gazogènes, la dépense de ce chef a néanmoins été plus grande; par contre, il y a eu moins de vapeur dissociée dans le second cas que dans le premier. Le gaz sortait plus chaud des appareils dans le premier essai que dans le second. Il résulte de tout cela qu'il se dissocie d'autant plus de vapeur d'eau que l'allure du fonctionnement est plus chaude; il y a donc un réel et indiscutable intérêt à marcher à allure chaude et à surchauffer préalablement l'air introduit au gazogène, conformément aux indications de la théorie que nous avons exposée.

Nous avons longuement développé ces considérations sur le fonctionnement des gazogènes, mais ne croyons pas avoir dépassé la mesure qui convient à un traité ayant la double prétention d'être théorique et pratique, ainsi que le porte son titre.

Le lecteur retiendra de cet exposé que la question de la gazéification des combustibles a fait l'objet d'études scrupuleuses et approfondies, qui ont été fructueuses, et ont amené les gazogènes à une perfection relative, qu'il sera sans doute assez difficile de dépasser.

Il est vrai que l'on pourrait peut-être s'engager dans des voies nouvelles, qui conduiraient à des résultats inespérés.



En voici une, que l'on me permettra d'indiquer brièvement.

On se rappelle la théorie du gazogène; c'est celle du cubilot. Il se forme d'abord du  $\text{CO}^2$ , qui produit ensuite du CO au contact du charbon incandescent. Or, en 1890, MM. Biedermann et Harvey ont imaginé de fournir directement  $\text{CO}^2$  au gazogène, afin de n'avoir pas à brûler du charbon dans la cuve de l'appareil en vue d'obtenir ce gaz. Étant donné que  $\text{CO}^2$  soit fourni gratuitement, le procédé breveté Biedermann et Harvey doit donner lieu à une économie appréciable, ainsi que nous allons le démontrer à la suite de M. Droit.

Acceptant en effet le chiffre de 8 calories pour la chaleur dégagée par la combustion complète de 1 gramme de C, nous observons que l'équivalent pesant 6 grammes développe 48 calories en donnant  $\text{CO}^2$ . Mais :

C + O = CO dégage.....	14 calories.
et CO + O = $\text{CO}^2$ en donnent.....	34 —
TOTAL.....	<hr style="width: 100%; border: 0; border-top: 1px solid black; margin-bottom: 5px;"/> 48 calories.

Le gazogène ordinaire ne débite donc en marche normale, par équivalent de C, qu'un seul équivalent de CO, valant 34 calories; la perte est de  $\frac{48 - 34}{48} = 29 \%$ .

La maison Siemens a exploité ce brevet, mais les espérances que l'on avait conçues ont été trompées; c'était à prévoir, attendu que l'on retournait au gazogène des gaz brûlés renfermant 12 d'acide carbonique pour 88 d'azote et déjà refroidis.

J'ai essayé d'éviter l'effet de cet excès d'azote en proposant d'alimenter des moteurs à l'oxygène pur, et de diriger les gaz brûlés sur un gazogène chargé au coke; au contact de la colonne de carbone incandescent,  $\text{CO}^2$  se réduirait en donnant CO, et la vapeur d'eau se dissocierait en produisant  $\text{H}^2$ . Les calories nécessaires à ces réactions endothermiques seraient fournies par les gaz chauds et la cuve se trouverait maintenue à une température élevée. Cette pratique conduirait à une notable économie de combustible, étant donné que la colonne réductrice ne subirait qu'une légère diminution de température; les chaleurs perdues à l'échappement, qui figurent pour près de 30 % au passif du bilan des moteurs, seraient récupérées; enfin la force vive de la décharge serait utilisée pour produire la circulation dans le cercle fermé constitué par le gazogène et le cylindre moteur, et le secours apporté par elle à l'aspiration du moteur compenserait sans doute la perte résultant de la contre-pression exagérée, produite par l'introduction des gaz de l'échappement dans la cuve, plus ou moins obstruée par le combustible qu'elle renferme. Mon idée avait été accueillie avec faveur par quelques constructeurs, mais le temps m'a manqué pour la mettre au point, et maintenant je n'ai plus assez de forces et d'initiative pour entreprendre ce



travail. Il deviendra de jour en jour plus aisé, au fur et à mesure que l'oxygène sera devenu plus abondant dans l'industrie et moins coûteux (1).

### Calculs d'établissement.

Un des plus importants problèmes pratiques à résoudre par les ingénieurs, qui s'occupent de gazéifier les combustibles, est le suivant : quelles dimensions faut-il donner à la cuve d'un gazogène pour débiter un volume déterminé de gaz à l'heure? Il est entendu que ce gaz doit réaliser des conditions définies de pouvoir calorifique, de constance, de composition et de propreté, permettant de l'utiliser dans des moteurs. Cette question nous a fréquemment été posée : nous avons toujours refusé d'y répondre, en déclarant que le diamètre et la hauteur d'une cuve dépendent de conditions si multiples qu'il est impossible de donner une formule générale de calcul. Et, de fait, quand on compare les données de construction adoptées par les principales maisons qui fabriquent des gazogènes pour moteurs, on constate qu'elles appliquent des règles très différentes pour établir les dimensions de leurs appareils, en vue de la production d'un volume de gaz déterminé ou du développement d'une puissance donnée par les machines desservies.

Mais s'il n'existe pas de formule précise pour calculer un producteur de  $n$  mètres cubes à l'heure ou de  $p$  chevaux effectifs, il y a cependant certaines considérations à présenter aux constructeurs, pour les guider et les éclairer : nous nous efforcerons de les déduire d'une étude approfondie et rationnelle du fonctionnement des producteurs. On nous pardonnera de répéter éventuellement des choses déjà dites.

En somme, une cuve de gazogène est un petit cubilot, dans lequel on brûle incomplètement du carbone, à l'effet de fabriquer de l'oxyde de carbone. Nous admettrons d'abord que le carbone est pur et qu'il ne se forme, dans la combustion incomplète, pas d'anhydride carbonique  $\text{CO}^2$ . Voyons ce que devient le calorique disponible dans le combustible.

Sa combustion complète aurait développé 8.080 calories par kilogramme : or, le gaz  $\text{CO}$  recueilli ne peut en fournir que 5.607 par sa combustion; la différence, soit 2.473 calories, est emportée par lui sous forme de chaleur sensible. Comme ce gaz doit être livré froid au moteur, il est nécessaire de reprendre les calories qu'il possède pour les récupérer sous une forme qui permette de les employer d'une manière utile au moteur. A cet effet, on opère une réaction absorbant du calorique : le plus habituellement, on injecte dans le foyer de la vapeur d'eau qui se dissocie en hydrogène  $\text{H}^2$  et oxygène  $\text{O}$ . Nous venons de voir les effets de cette pratique.

1. Wirtz, « Les récupérations de décharge dans les moteurs à combustion interne », *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 29 novembre 1909.



Théoriquement, le gaz produit ne renfermerait donc que de l'oxyde de carbone et de l'hydrogène; il s'y mêlera, il est vrai, une forte proportion d'azote, reliquat de la combustion du charbon par l'air. Le poids d'eau dissociable dans l'opération que nous avons décrite est facile à calculer : c'est celui qui peut être décomposé par 2.473 calories. Comme 1 kilogramme exige  $\frac{34.500}{9}$  = 3.833 calories, on dissociera  $\frac{2.473}{3.833} = 0$  kg. 645.

Si toutes choses se passaient conformément à ces hypothèses, le rendement atteindrait l'unité : la production de gaz serait d'environ 5 mètres cubes de gaz à 1.600 calories par kilogramme de carbone : ce gaz serait composé de CO, H<sup>2</sup>, et Az.

En pratique, le rendement est très inférieur à 1, et le gaz renferme de l'oxygène et de l'anhydride carbonique; les réactions supposées n'ont donc pas été complètes et, de ce chef, il s'est produit une perte. De plus, la récupération indiquée n'a été que partielle et des calories lui ont échappé : le producteur a rayonné de la chaleur vers l'extérieur et le gaz a porté inutilement aux laveurs et aux épurateurs un certain nombre de calories, qui sont perdues sans retour. Dans les installations les mieux faites et dans les meilleures conditions de fonctionnement, le rendement atteint au plus 84 % : cela veut dire que le gaz engendré ne renferme que les 84 centièmes des 8.080 calories disponibles dans le kilogramme de carbone pur, soit 6 787 calories : il y a dès lors 8.080 — 6.787 = 1.293 calories de déchet. La récupération ne peut donc plus porter que sur 2.473 — 1.293 = 1.180 calories, et la proportion d'eau à injecter n'est plus que de  $\frac{1.180}{3.833} = 308$  grammes.

Dans ces conditions, on pourrait calculer avec assez de rigueur le volume d'air froid à fournir au foyer par kilogramme de carbone. En effet, l'équation C + O = CO nous donne 12 + 16 = 28, c'est-à-dire qu'il faut 1 kg. 333 d'oxygène par kilogramme de C, soit environ  $\frac{1,333}{1,430} = 0,930$  mètre cube (1); mais les 308 grammes d'eau en livrent  $\frac{8}{9} 0,308 = 0$  kg. 274 ou bien  $\frac{0,274}{1,430} = 0,192$  mètre cube, à déduire de 0,930; il reste donc 0,738 mètre cube d'oxygène à apporter par l'air, ce qui fait  $0,738 \frac{100}{21} = 3,515$  mètres cubes d'air.

Ce volume d'air insufflé à travers le foyer est supposé pris à la température ambiante voisine de 15°, et sous la pression atmosphérique de 760 millimètres; il augmente considérablement dans la cuve, à la température élevée qui y règne, et l'on peut admettre qu'il devient au moins quatre fois plus grand. Voilà donc

1. Le poids spécifique de l'oxygène est égal à 1,430



le volume qui doit filtrer à travers la grille et par les interstices laissés libres entre les fragments de charbon, interstices plus ou moins encombrés de menus fragments et de cendres.

Mais l'expérience montre que la gazéification s'effectuera dans des conditions d'autant meilleures, que le contact entre les gaz et le carbone incandescent sera mieux assuré et plus prolongé : la couche traversée doit donc être perméable et présenter de larges surfaces ; de plus, la durée du contact doit être suffisante.

En résumé, la section de la cuve et sa hauteur sont fonction du volume d'air à faire passer dans l'unité de temps, et par suite de la vitesse d'écoulement de l'air, de la pression sous laquelle il est fourni, de la nature du combustible, du volume et de la forme des fragments, de l'obstruction créée par les cendres et les scories, de la température des gaz dans la cuve, de la quantité d'eau injectée, etc., etc. ; tous ces éléments contribuent aux réactions produites sur la grille.

Ce n'est pas encore tout : ce que nous venons de dire s'applique surtout à l'emploi du coke, qui n'est guère formé que de carbone et de cendres ; mais les choses se compliquent beaucoup, lorsqu'on fait usage de charbons plus ou moins chargés de produits volatils, d'une tenue au feu très variable, produisant des cokes plus ou moins agglutinés ou friables.

Dans ce cas, les charges de combustible, introduites progressivement par la trémie du producteur, distillent d'abord avant de passer au rouge et de commencer leur combustion incomplète ; cette distillation continue absorbe du calorique et il se produit de ce chef une récupération automatique, qui agit de la même manière que l'injection de vapeur d'eau et oblige de diminuer cette dernière. Dans quelle proportion ? Pour le dire, il faudrait connaître la chaleur absorbée par le départ des matières volatiles ; les uns l'évaluent à 500 calories par kilogramme, d'autres lui prêtent une valeur plus élevée : nous n'avons pas les données qu'il nous faudrait posséder pour départager ces opinions diverses. Retenons seulement qu'il faut alors injecter, dans la cuve, un poids d'eau inférieur aux 308 grammes envisagés ci-dessus. On devra donc introduire plus d'air, puisqu'il y a moins d'oxygène fourni par la dissociation de l'eau, et la production de gaz augmentera, sans abaisser la richesse de ce gaz, attendu que le méthane, l'éthylène, l'acétylène, les vapeurs de benzine et les carbures supérieurs, engendrés par distillation, viennent relever notablement le pouvoir. Le régime de marche est donc différent avec des charbons renfermant des matières volatiles qu'avec du coke ou avec des anthracites qui n'en renferment qu'une minime proportion.

Mais voici de nouvelles considérations : les houilles plus ou moins maigres, que les constructeurs ont la prétention d'utiliser aujourd'hui dans leurs gazogènes, donnent un coke qui foisonne, fait voûte, encombre la cuve, réduit la section des passages et crée des pertes de charge : on voit quelquefois des gazogènes refuser le vent dans ces conditions. On est donc conduit à augmenter sa pression d'insufflation ou d'aspiration, et il en résulte qu'au lieu de donner



3,5 mètres cubes d'air par kilogramme de charbon, on monte à 4,5 et quelquefois même à 5. Le feu marche alors à plus vive allure, la température s'élève, la combustion devient plus complète, la production de  $\text{CO}^2$  augmente et une partie des produits volatils distillés brûle au haut de la cuve : pour réduire  $\text{CO}^2$ , il y a donc intérêt à faire traverser aux gaz une plus grande hauteur de fragments incandescents.

La section d'une cuve et sa hauteur dépendent, on le voit, d'éléments nombreux, dont il faudrait savoir tenir compte, car ils influent sur la qualité et la quantité du gaz.

L'impossibilité pratique de soumettre au calcul toutes les considérations que nous venons d'esquisser est manifeste. Une méthode rationnelle de déterminer les dimensions à donner à un producteur en vue d'un effet, défini à l'avance, ne doit donc pas être cherchée : nous ne disons pas qu'elle n'existe pas, mais nous croyons préférable de demander à des procédés empiriques la solution du problème.

C'est ainsi que procèdent les constructeurs ; l'expérience leur a fait connaître, au prix de rudes mécomptes, quelles dimensions conviennent à leur type de gazogène, alimenté de tel ou tel combustible, de criblage déterminé, le mouvement des gaz étant obtenu par insufflation ou par aspiration, avec une pression ou une dépression fixée à l'avance. Ils ont créé des barèmes, qu'ils apprécient d'autant plus qu'ils ont eu plus de peine à les établir et qu'ils dissimulent soigneusement à leurs concurrents. Il est à remarquer, en effet, que les prospectus plus ou moins bien illustrés, dont ils inondent leur clientèle, ne portent jamais de cotes et ne font pas connaître les sections intérieures de leurs producteurs. Il est donc difficile de se documenter sur ce point, dont l'importance est pourtant si grande. D'ailleurs, les dimensions qu'ils ont adoptées ont beaucoup varié aux divers âges d'une construction ; nous savons des maisons considérables et jouissant d'une réputation très justifiée, qui ont augmenté progressivement le volume de leurs gazogènes ; l'expérience acquise avait donc démontré que l'on était parti de dimensions trop réduites. L'inverse ne s'est pas produit souvent que je sache.

On se figurait en effet, au début, que la capacité de production d'un gazogène était illimitée, au moins dans une certaine mesure, attendu que, disait-on, il n'y a qu'à souffler pour avoir du gaz et que, plus on souffle, plus il sort de gaz. Il est bien vrai que les producteurs sont des instruments très élastiques, mais encore ne faut-il pas en abuser. En faisant passer trop d'air à travers le foyer, nous l'avons dit ci-dessus, on active de plus en plus son ardeur ; on est amené ainsi à augmenter la dose de vapeur d'eau, et le feu monte dans la cuve, au détriment du rendement et de la qualité du gaz ; les carbures de la série éthylénique se décomposent, lorsque la température est trop élevée ; il se forme des scories fondues qui donnent d'innombrables difficultés, rongent les grilles et les terres réfractaires et encroûtent la base de la cuve. Il faut donc craindre



de faire des producteurs trop réduits. Par contre, il est inutile d'exagérer leurs dimensions sans nécessité, mais, à tout considérer, le trop est moins nuisible que le trop peu.

En conséquence de tout ce qui précède, et en tenant compte de ce que j'ai pu apprendre dans une pratique déjà longue, j'estime que l'on doit donner à la cuve cylindrique du gazogène une section d'environ 15 centimètres carrés par mètre cube de gaz produit à l'heure; il s'agit de la section de la cuve prise au niveau de la zone incandescente.

La consommation de gaz par cheval-heure effectif étant au plus de 3 mètres cubes, il faudrait compter 45 centimètres carrés par cheval effectif : c'est un chiffre moyen. La hauteur de la cuve peut être prise égale au diamètre augmenté d'un tiers.

Ces dimensions sont celles qui conviennent à des puissances de 30 à 35 chevaux environ, donc à des débits de 90 à 100 mètres cubes à l'heure : on peut les réduire légèrement pour les débits et les puissances supérieures, mais il ne faudrait pas abuser de cette indication. C'est l'opinion de quelques constructeurs, fort compétents du reste, qui sont partisans des fortes sections, même pour les grandes unités : ainsi je connais des cuves de 2 m. 30 de diamètre, auxquelles on ne fait débiter que 900 mètres cubes à l'heure; ce n'est pas assez à mon avis, car cela ne correspond guère qu'à 48 kilogrammes de charbon par mètre carré de section et par heure. Or, on peut aller à 55.

Pour les petits gazogènes de 50 mètres cubes, que je considère comme voisins de la limite inférieure de puissance, la section serait donc de 7,5 décimètres carrés; le diamètre mesurerait par suite 31 centimètres. On ne peut guère tomber en dessous. D'autre part, le diamètre de 2 m. 50 pour 1.250 mètres cubes, paraît bien constituer une limite supérieure, qu'il est inutile de dépasser, et qui donne toute garantie de bon fonctionnement et de grande élasticité, avec de bon anthracite.

La base de la trémie a généralement un diamètre très inférieur à celui de la cuve; le diamètre du scrubber est, au contraire, un peu plus grand.

Un projet de gazogène nous permettra de préciser nos idées relativement à ces diverses dimensions, et servira d'exemple pour les calculs à faire.

### Projet de construction.

Projet de construction d'un gazogène à aspiration, pouvant débiter 150 mètres cubes de gaz pauvre par heure, en utilisant un charbon maigre anthraciteux, criblé à  $\frac{15}{20}$ , et produisant lui-même sa vapeur. (Fig. 31.)



Les dimensions sont prévues pour se prêter à une forte surcharge :

- Diamètre de la cuve cylindrique  $D = 640$  millimètres;
- Diamètre de la section réduite  $d = 560$  millimètres;
- Hauteur de la cuve  $H = 750$  millimètres;
- Épaisseur des rouleaux réfractaires,  $e = 150$  millimètres.

BASE DE LA TRÉMIE

- Diamètre  $a = 400$  millimètres;
- Cône de distribution  $S = 240$  millimètres;
- Tuyauterie d'air : diamètre  $b = 100$  millimètres,  $c = 125$  millimètres;
- Départ des gaz : diamètre  $f = 140$  millimètres;
- Scrubber : diamètre = 650 millimètres;
- Hauteur utile = 2 mètres.

Ce gazogène peut alimenter un moteur de 50 chevaux effectifs, développant

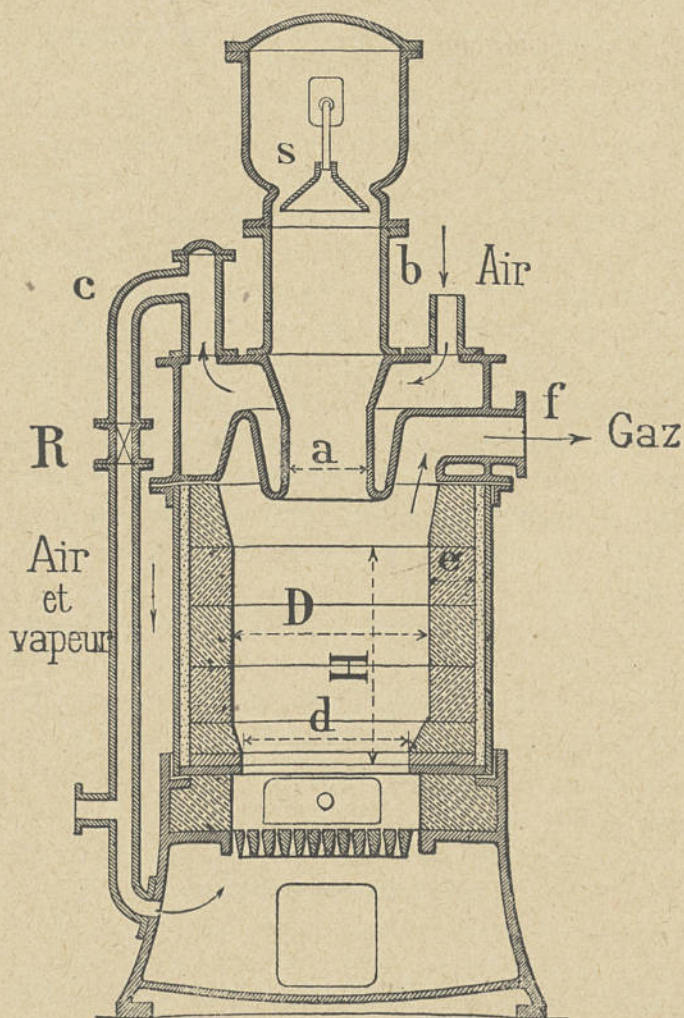


Fig. 31. — Gazogène au gaz pauvre.

éventuellement une puissance supérieure de 10 %. Un gazogène de 25 chevaux



aurait un diamètre D de 350 millimètres et une hauteur de 470 millimètres.

Pour 100 chevaux, on pourrait prendre D égal à 860 millimètres.

Dans une note très intéressante, communiquée par M. Roche à la Société technique de l'Industrie du gaz en France, cet ingénieur décrit une installation de 200 à 250 chevaux effectifs, dont il donne les dimensions principales suivantes :

Grille circulaire : diamètre.....	0 m. 900
Surface.....	65 décimètres carrés.

L'air arrive, en plus, par deux surfaces cylindriques étagées, où le combustible se présente avec sa pente naturelle d'éboulement, sur un diamètre de 1 m. 100 avec des hauteurs respectives de 0 m. 100; soit une surface de 60 décimètres carrés. La surface totale d'arrivée d'air sur le combustible est donc de 125 décimètres carrés, soit 50 centimètres carrés par cheval ou 17 par mètre cube-heure.

Diamètre de la canalisation allant du gazogène au moteur.	0 m. 250
Section.....	4,9 décimètres carrés.

Par cheval : environ 2 centimètres carrés.

Scrubber-laveur-Chevalet,

Diamètre.....	1 m. 500
Hauteur.....	5,950
Volume total.....	9 mètres cubes.

Il a été prévu pour 400 chevaux :

Soit un volume de 36 litres par cheval.

Vitesse des gaz dans le laveur.....	0 m. 125 par seconde.
Eau d'arrosage du scrubber.....	12 litres par cheval.

MM. Heurtey et Sauvageon, dont la maîtrise en matière de gazogènes est connue de tous, construisent un modèle capable de débiter de 900 à 1.000 mètres cubes à l'heure, en consommant près de 200 kilogrammes de charbon à l'heure : il a un diamètre de 2 mètres. Avec des appareils de ce genre, il est permis de compter sur une production de près de 4.500 litres de gaz par kilogramme de charbon. Les mêmes desservent un moteur de 330 chevaux par un gazogène dont la cuve de 3 m. 50 de hauteur totale, mesure 2 m. 30 de diamètre, alimenté au coke d'usine à gaz n° 0.

Les ateliers Otto de Deutz donnent 2 m. 60 de diamètre à leur gazogène au coke, desservant un moteur de 580 chevaux, en brûlant 55 kilos par mètre carré de section de cuve et par heure.

Il ne semble pas qu'il y ait un grand intérêt à construire des producteurs de plus grande capacité.

Mais ceux-ci existent dans l'industrie métallurgique, ainsi que nous allons le faire voir maintenant.



IX

**Le Gaz de four à coke.**

Le coke métallurgique est obtenu par la distillation en vase clos de la houille; il se fabrique donc comme le gaz d'éclairage avec la seule différence que, dans l'usine à gaz, le coke est un sous-produit, dont la qualité peut être sacrifiée, alors que dans le four à coke le sous-produit est le gaz.

On en a longtemps méconnu la valeur.

Le gaz de four à coke est de la même espèce que le gaz d'éclairage, mais il est moins riche; le sous-produit est évidemment un peu négligé. On y trouve quelquefois une proportion assez grande d'oxygène et d'azote. Voici les résultats de quelques analyses effectuées sur des gaz de fours à coke de diverses provenances :

	H <sup>2</sup>	CH <sup>4</sup>	C <sup>2</sup> H <sup>2</sup>	CO	CO <sup>2</sup>	O + Az
1.....	43,0	21,0	3,0	6,0	5,0	22,0
2.....	48,0	22,0	2,0	5,5	2,0	29,6
3.....	55,4	31,2	0,8	4,5	1,9	6,2
4.....	58,0	20,0	1,5	6,0	3,0	11,5

Ces valeurs sont des moyennes entre des chiffres qui varient d'un four à l'autre avec sa construction, son allure et la composition du combustible employé, et qui prennent des valeurs différentes du début à la fin de la distillation. Au commencement de l'opération, il se produit un départ abondant des hydrocarbures éclairants; il n'y a par contre alors que 36 % environ d'hydrogène. Ce dernier gaz augmente jusqu'à la fin, et sa proportion peut dépasser 75 % vers la 25<sup>e</sup> heure. Cette variabilité incessante dans la composition constitue évidemment un sérieux inconvénient dans l'utilisation directe de ces gaz par moteurs : on l'atténue en mélangeant les produits de fours décalés d'au moins une demi-période; le résultat de cette différence de phase ne saurait être parfait, et il subsiste toujours quelques variations désordonnées dans la richesse et la composition du gaz. On les subit, sans chercher à en établir la loi, tellement elle paraît complexe. Il faudrait un très grand nombre de fours pour obtenir une moyenne constante; on a proposé, dans certaines installations moins importantes, de rejeter à part les produits des dernières périodes et de les employer au chauffage.

Le pouvoir calorifique des gaz de fours à coke subit, par le fait que nous venons d'énoncer, de fortes variations; on peut admettre que leur pouvoir *supérieur* oscille moyennement entre 4.000 et 4.500 calories. Leur haute teneur habituelle en hydrogène est un élément dont il faut tenir compte dans l'établissement des moteurs, qui tolèrent moins bien les fortes compressions et deman-



dent à être tenus dans un plus grand état de propreté. L'épuration de ces gaz doit, par suite, être surveillée de très près.

On les traite d'abord dans une usine de récupération pour recueillir les goudrons, les benzols, les huiles légères, qu'ils entraînent, et arrêter surtout les produits ammoniacaux et les cyanures. Au sortir de ces appareils, les gaz ne sont point encore en état d'être admis aux moteurs à gaz, pour diverses raisons. Et d'abord, ils ont gardé une teneur en goudron qui peut dépasser 50 centigrammes par mètre cube, ainsi que nous le dirons plus loin, alors qu'il suffit de 10 centigrammes pour donner lieu à des encrassements gênants. D'autre part, les lavages au benzol usités pour la récupération, provoquent des entraînements de ce carbure léger, qu'on a intérêt à arrêter au passage; il y a aussi de la naphthaline transportée; enfin, avec certains charbons, il se produit de fortes proportions de sulfure de carbone et d'anhydride sulfhydrique, qui donnent dans le cylindre des acides sulfureux et sulfurique corrosifs pour le métal des moteurs et surtout pour les cuivres et les bronzes. Il est de ces substances qu'il faut arrêter à tout prix. On emploie à cet effet les procédés d'épuration physique et chimique déjà décrits ci-dessus pour les gaz de gazogènes; mais les difficultés à surmonter sont plus grandes et les appareils prennent un développement plus considérable. Au risque de nous redire, nous passerons rapidement en revue les moyens de traitement adoptés spécialement pour les gaz de fours à coke.

On commence par refroidir les gaz, immédiatement à leur sortie des fours, dans des tuyaux en jeu d'orgue et dans des réfrigérants à circulation méthodique, les gaz et l'air marchant en sens inverse. Ce refroidissement progressif dépouille les gaz de leur vapeur d'eau, des poussières de charbon et autres qu'ils portent en suspension, et enfin d'une partie de la naphthaline. Il faut pouvoir débarasser aisément les réfrigérants de ce dernier produit, qui peut causer des obstructions et nuire considérablement aux échanges de calorique à travers la paroi.

Les réfrigérants à courant d'eau viennent ensuite : le gaz circule entre des tubes traversés par un courant rapide : ceux-ci précipitent une notable partie des impuretés condensables. On les dissout, au fur et à mesure qu'elles se déposent, en les arrosant avec de l'eau ammoniacale, tombant en pluie d'un réservoir supérieur. Tels sont les réfrigérants Reutter. On leur préfère souvent les appareils Zschocke, formés de serpentins, dont le gaz parcourt intérieurement les nombreuses volutes, les surfaces extérieures étant réfrigérées par un ruissellement d'eau.

Ces appareils peuvent abaisser la température du gaz à une température voisine de l'ambiant; il a perdu alors une notable partie de ses hydrocarbures condensables, mais il a encore besoin d'un lavage par contact direct. Celui-ci s'opère dans des scrubbers, qui arrêtent les impuretés solubles.

Des séparateurs Pelouze et Auduin sont souvent nécessaires, pour retenir les goudrons par adhésion sur des surfaces métalliques. On leur adjoint aussi



des épurateurs physiques et chimiques à grande surface; quelquefois on fait barboter le gaz dans une solution de sels de fer.

Ces installations d'épuration prennent souvent une extension énorme; elles deviennent fort onéreuses de premier établissement, et elles exigent une surveillance très active et une manutention dispendieuse. Les frais peuvent être couverts, il est vrai, par la récupération de sous-produits divers, qui ont une valeur marchande assez élevée.

Malgré tous ces dispositifs, il arrive quelquefois encore que le gaz renferme une proportion de goudron suffisante pour causer de grands ennuis dans les moteurs. J'ai vu des gaz de fours à coke entraîner, au sortir d'une usine de récupération parfaitement établie, près de  $\frac{1}{2}$  gramme de goudron par mètre cube. Une étude de ces gaz m'a démontré que les hydrocarbures formaient de microscopiques gouttelettes, condensées autour d'un noyau infiniment petit de coke, qui avait franchi tous les obstacles accumulés sur son chemin. Le filtre le plus efficace pour capter les goudrons sous cette forme est un épurateur à sciure de bois, mélangée de chaux et de sulfate de fer; les sections doivent être calculées pour que le gaz traverse très lentement la couche tamisante. Des expériences précises nous permettent de dire qu'une section de 1 mètre carré, à deux couches de matière de 100 millimètres d'épaisseur chacune, suffit pour traiter 35 mètres cubes à l'heure, le gaz ayant subi un premier lavage qui a réduit à 1 gramme par mètre cube sa teneur en goudron; dans ces conditions, on peut ramener le gaz à ne contenir que 2 centigrammes par mètre cube, quantité parfaitement tolérable par les moteurs. La perte de charge à la traversée de cet épurateur est d'environ 2 millimètres d'eau pour le débit susdit; elle ne varie pas beaucoup, depuis l'état frais de la matière jusqu'à son épuisement. Il a paru que, pour un appareil déterminé, la teneur par mètre cube varie proportionnellement au carré du débit et en raison inverse du carré de l'épaisseur des couches filtrantes.

Les épurateurs ont le grand défaut d'être extrêmement encombrants; on a été conduit par le développement des installations à porter la section des épurateurs à 30 mètres carrés; cela ne correspond encore qu'à un débit horaire de 1.050 mètres cubes et à une puissance de 135 chevaux environ. Or, il y a en Allemagne quelques stations de plusieurs milliers de chevaux alimentées de gaz de fours à coke.

Signalons de nouveau des laveurs à benzol, dont l'action sur les carbures est très active, mais qui obligent subséquemment d'absorber le benzol qui a passé avec le gaz. On emploie aussi, de la même façon, les huiles lourdes anthracéniques, qui sont moins volatiles.

Enfin, on a eu recours à des appareils à rotation, qui assurent un contact intime entre les impuretés à retenir et les agents mis en œuvre; ce sont de grands tambours en fonte, garnis de brosses à fibres végétales, de chicanes diverses, et de sphères en bois, qui émulsionnent les gaz dans les liquides laveurs et effectuent



une épuration d'ordinaire assez efficace, en tournant à une vitesse relativement réduite.

MM. Glaenzer, Perreaud et Thomine ont introduit en Europe un appareil qu'ils dénomment dégoudronneur centrifuge, système A. B., et dont ils vantent l'action épurante. Il consiste en un cône léger en tôle, à surface lisse, tournant à la grande vitesse d'environ 4.000 tours par minute; le gaz brut est entraîné du petit orifice vers le grand; ses impuretés sont projetées par la force centrifuge, contre la paroi interne du cône, le long de laquelle elles glissent; elles pénètrent ensuite, par la grande ouverture, dans la boîte extérieure qui enveloppe l'appareil. Le cône contient un corps creux en forme de toupie, dont l'effet est de forcer le gaz à s'éloigner du centre et à prendre un mouvement rapide de giration. Une injection d'eau, sous une pression de 4 kilogrammes, complète la séparation du gaz et des matières solides et liquides qui le souillent. Un exhausteur, placé à la suite du dégoudronneur, appelle le gaz épuré vers les moteurs.

Le rapide exposé qui précède fait voir quelles grandes difficultés présente le traitement des gaz de fours à coke pour les rendre utilisables dans les moteurs.

Il explique la lente extension relative qu'ont prise les applications des moteurs pour l'emploi direct des gaz de fours à coke. M. Cuvelette, sous-directeur des mines de Lens, a relevé les principales installations faites en Europe avant le mois de février 1909 (1).

Voici quel était alors l'état des choses. En Allemagne, il y avait 35 moteurs, d'une puissance totale de 26.300 chevaux; c'est à Alsdorf, dans la Prusse rhénane, qu'a été constitué le groupe le plus considérable, par la Société Eschweiler Bergwerksverein; il comporte 9 moteurs, développant au total 14.600 chevaux. On développe 10.100 chevaux à Heinitz, dans les Mines fiscales, et 4.500 à Rheinpreussen. C'est la Société de Nuremberg qui a construit les plus puissantes machines; elles peuvent fournir 2.400 chevaux par unité. En France, 11 moteurs forment un total de 5.880 chevaux; le Creusot a monté pour son usage 5 moteurs; le plus fort modèle est de 2.400 chevaux; les mines de Lens ont créé, à Pont-à-Vendin, une station de 4.100 chevaux. La Belgique figure dans cet intéressant tableau pour 7.000 chevaux, sur lesquels la Société Cockerill en possède 5.700; l'Autriche ne dispose que de 1.400 chevaux. On estime à 10.000 chevaux la puissance totale des moteurs de fours à coke installés en Angleterre. En somme, ces gaz ne sont appelés à produire que 50.000 chevaux; or, M. Cuvelette estime à 2 millions de chevaux la puissance qu'on pourrait tirer de tous les fours à coke d'Europe. Les constructeurs de moteurs peuvent donc trouver encore de nombreux clients dans cette industrie d'ailleurs si prospère.

Tous ces moteurs actionnent des génératrices d'électricité. M. Cuvelette se demande si les kilowatts produits reviennent à un prix moins élevé, quand on

1. « L'utilisation directe du gaz de four à coke dans les moteurs à explosion », *Mémoires de la Société des ingénieurs civils*, février 1909. Les chiffres de M. Cuvelette ont été depuis lors considérablement dépassés, surtout en Allemagne.



emploi des moteurs à gaz au lieu de turbines à vapeur, et il déclare que les avis sont très partagés sur la question. Les ingénieurs allemands estiment que le coût du kilowatt-heure est un peu plus élevé pour les moteurs que pour les turbines, et un peu moindre que pour les machines à piston; l'éminent sous-directeur des mines de Lens est plutôt disposé à conclure à égalité des prix de revient, et nul n'est mieux documenté que lui pour porter et justifier ce jugement. Voici quelques chiffres sur lesquels il base son opinion. Le kilowatt-heure est obtenu, aux bornes du tableau, en marche industrielle et courante, par 1 mètre cube dans les moteurs et par 2,250 mètres cubes quand on brûle les gaz sous des chaudières qui alimentent des turbines; cela constitue pour les moteurs un avantage d'au moins 1 centime. Mais les frais de premier établissement sont bien plus élevés pour les moteurs que pour les turbines. Pour une centrale de 5.000 kilowatts, turbines, chaudières, condenseurs, génératrices et tableau ne dépassent guère 200 francs par kilowatt installé; pour moteurs à gaz, usines de lavage et d'épuration, génératrices et tableau, il faut compter 350 francs. Les turbines peuvent s'amortir en douze ans; pour les moteurs, M. Cuvelette doit prévoir huit ans. Tablant sur une utilisation de 3.600 heures par an, il trouve comme charge d'intérêt et d'amortissement par kilowatt-heure 0,983 centime pour les moteurs et 0,628 pour les turbines; l'écart est de 0,355 centime, mais l'économie réalisée sur la consommation de gaz le compense largement. Le moteur procure d'autre part un avantage qu'il ne faut pas négliger : avec une même quantité de gaz, fournie par une batterie déterminée de fours, on peut développer une puissance plus que double par utilisation directe des gaz; cette dernière considération peut être décisive en certains cas et elle nous porte à croire que les ingénieurs des mines seront amenés à donner par la suite la préférence aux moteurs à gaz sur les turbines à vapeur. Il s'agit pour eux d'améliorer encore les usines de purification des gaz et de récupération des sous-produits; on a le droit d'escompter de nouveaux perfectionnements dans ce domaine. Les résultats économiques obtenus déjà sont extrêmement encourageants, et les progrès de la récupération contribueront encore à les améliorer.

La *Zeitschrift* (1) a dressé le bilan ci-dessous du fonctionnement d'une installation de fours à coke, avec régénération de calories, récupération de sous-produits et production de puissance motrice; les chiffres sont relatifs à un traitement de 200 tonnes de houille par journée de vingt heures. Notre tableau synoptique montre comment se répartissent 100 calories du charbon gras cokifié :

100 calories.....	{	Coke.....	79 à 71.	{	Gaz des moteurs : 6 à 7.
		Gaz bruts : 14 à 22.....			Gaz brûlé dans les fours : 7 à 10.
		Escarbilles : 4.....			Goudrons, benzols, etc. : 1 à 5.
		Pertes diverses : 3.			Gaz pauvres produits : 3.
					Pertes : 1.

1. *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 12 décembre 1908.



L'auteur de cet intéressant travail estime que la batterie de fours considérée peut alimenter en gaz de four à coke et en gaz pauvre trois moteurs, ayant chacun une puissance de 900 chevaux. Il admet que le chauffage du four par la combustion des gaz et la récupération des calories laisse un bénéfice de 3 calories sur 100, qui viennent compenser les pertes par rayonnement extérieur.

On brûle encore de 7 à 10 % de gaz dans les fours : il y a assurément quelque chose à gagner sur ce chapitre, et l'emploi de récupérateurs Siemens est à conseiller. On a proposé aussi d'augmenter la disponibilité de gaz pour moteurs en injectant de l'eau dans les cornues sur la fin de la distillation ; il se produit du gaz à l'eau, qui vient améliorer la qualité du gaz de four (1).

Ce qui précède permet d'apprécier les services incomparables que rend le moteur à gaz aux sociétés minières et métallurgiques ; il eût fallu l'inventer en 1889, s'il n'avait existé déjà, et les ingénieurs de la houille et du fer doivent savoir gré à ceux qui ont mis entre leurs mains cet incomparable transformateur d'énergie.

Ajoutons, en terminant cette étude, que les moteurs permettent de transformer l'énergie de tous les gaz susceptibles de former un mélange tonnant, quand on les additionne d'une proportion d'air déterminée ; or, un grand nombre d'appareils métallurgiques fournissent des gaz de cette nature.

Signalons dans cet ordre d'idées l'emploi remarquable qui se fait, en Allemagne, à la Krughütte (Mansfeld), des gaz dégagés par les fours à cuivre ; ils ne renferment pas d'hydrogène, 19 à 24 % d'oxyde de carbone, 10 % d'anhydride carbonique et le reste d'azote ; ce sont donc des gaz réellement pauvres, dont on estime le pouvoir à 600 calories environ. D'autre part, ils sont chargés de poussières, notamment de plomb, de soufre et d'arsenic, qu'on évalue à 17 grammes par mètre cube, et ils exigent un lavage complet ; il est facilité par la densité des produits, mais ne laisse pas d'être assez onéreux, et il doit être complété par un filtrage. Des essais ont démontré que le cheval-heure effectif pouvait être obtenu par 4.500 litres de ces gaz, ce qui correspond à 7,4 chevaux par tonne de minerai traitée, ou 274 chevaux-heure par tonne de cuivre. La Krughütte dispose aujourd'hui de 4.650 chevaux par deux Kœrting de 125 chevaux, deux Eichelhaeuser de 1.300 et un Kœrting à deux temps de 1.800 chevaux ; on y pratique des compressions de 16 kilogrammes, qui ne donnent guère plus de 25 kilogrammes de pression explosive. Malheureusement, le gaz devient par moments trop pauvre, et l'on s'est vu dans l'obligation de l'enrichir alors avec du gaz fourni par des gazogènes Pintsch, alimentés par des cendres de locomotives et des poussières de coke, presque sans valeur. Ces résultats sont extrêmement curieux et nous devons les faire connaître (2).

1. On estime généralement qu'une batterie, produisant 250.000 tonnes, permet de disposer de 100.000 mètres cubes de gaz par jour ; elle fournit en outre 3.500 tonnes d'ammoniaque, 1.800 de goudrons et 10.000 de dérivés de toute nature.

2. Société d'encouragement, 12 mars 1909.



**Les Gaz de Hauts Fourneaux.**

Je ne reviendrai pas sur l'historique de l'emploi des gaz de hauts fourneaux.

Qu'on me permette seulement de rappeler que le haut fourneau est en réalité un immense gazogène soufflé à l'air, dont le combustible est mêlé d'une forte proportion de corps étrangers : il doit fournir un gaz analogue au gaz Siemens, peut-être un peu plus chargé d'anhydride carbonique. En effet, les gaz qui atteignent le haut de la cuve, après avoir réagi sur les oxydes de fer, ne trouvent plus, pour se réduire, la couche de combustible porté au rouge qui serait nécessaire. Par contre, comme l'air insufflé n'est pas sec et que le coke contient de l'humidité et des matières volatiles, les gaz renfermeront de l'hydrogène et un peu de méthane, ce qui rapprochera leur composition de celle des gaz mixtes. Il est à prévoir que le gaz sera d'autant moins pauvre qu'il renfermera moins d'anhydride carbonique, puisque celui-ci se forme au détriment de l'oxyde de carbone, et plus d'hydrogène.

On commença par brûler le gaz dans des foyers; Lencauchez avait démontré, dès 1874, que les hauts fourneaux donnaient une disponibilité de gaz combustibles plus que suffisante pour alimenter toutes les machines à vapeur d'un établissement métallurgique complet; mais l'utilisation directe en moteurs devait fournir de bien meilleurs résultats. Elle a pris naissance en 1894.

Dans un travail publié dans les *Annales des Mines de Belgique*, M. Hubert a fait le compte exact des chaleurs des hauts fourneaux qu'on peut utiliser pour des services extérieurs : nous lui empruntons les calculs qui suivent (1).

La tonne de coke renferme 850 kilos de carbone dont 37 kg. 5 restent dans la fonte; l'excédent, soit 812 kg. 5, se combine à l'oxygène, pour former de l'anhydride carbonique et de l'oxyde de carbone. Cette combustion incomplète dégage la chaleur nécessaire aux réactions qui ont lieu dans la cuve du fourneau; mais la production de l'oxyde de carbone constitue l'imperfection de l'opération. On constate généralement qu'il y a environ  $\frac{5}{10}$  de CO<sup>2</sup> pour 1 de CO dans les gaz sortis du gueulard; d'après cela, les poids équivalents de C, O, CO et CO<sup>2</sup> étant respectivement de 12, 16, 28 et 44, nous trouvons pour  $x$  kilogrammes de carbone, des poids de :

$$\text{CO}^2 \dots \dots \dots \text{égaux à } x \frac{44}{12}$$

et de :

$$\text{CO} \dots \dots \dots \text{égaux à } (812,5 - x) \frac{28}{12}$$

1. « De l'utilisation des gaz de hauts fourneaux pour la production de la force motrice », *Annales des mines*, tome II, 1897.



Nous avons donc, en tenant compte de ce que le lit de fusion donne 187 kg. 20 de CO<sup>2</sup> par tonne de fonte,

$$\frac{x \frac{44}{12} + 187,20}{\frac{(812,5 - x) 28}{12}} = 0,5.$$

On en déduit :

$$x = 157 \text{ kg. 4.}$$

Le poids d'oxygène entré en combinaison avec le carbone est égal à :

$$\frac{157,4 \times 32}{12} + \frac{655,1 \times 16}{12} = 1.293 \text{ kg. 20.}$$

Or, M. Hubert compte que les oxydes ont cédé 430 kg. 5 d'oxygène. Le reste, soit 862 kg. 7 a été fourni par l'air soufflé; il a fallu injecter à cet effet 3.626 kilogrammes d'air.

Ces éléments permettent de calculer la composition et le poids total des gaz dégagés par tonne de fonte produite.

On trouve :

Az.....		2.757 kg. 4
CO <sup>2</sup> ....	} Provenant de la combustion du carbone..... — la décomposition des carbonates.... — l'air insufflé.....	577 kg. 1
		182 kg. 2
		7 kg. 9
CO.....		1.534 kg. 4
H <sup>2</sup> provenant de l'humidité de l'air.....		3 kg. 0
H <sup>2</sup> O non décomposé.....		388 kg. 0
		5.450 kg. 0

L'addition de houille crue ajoute un peu de carbures par distillation.

En somme, la composition du gaz serait donc celle qui suit :

Az.....	50,12 en poids.
CO <sup>2</sup> .....	13,95
CO.....	27,90
H <sup>2</sup> et carbures.....	1,02
H <sup>2</sup> O.....	7,01
	100,00

Le kilogramme de ce gaz fournirait par combustion complète environ 820 calories.

Son poids spécifique à 0° et 760 millimètres atteindrait 1 kg. 322 par mètre cube.

Le pouvoir supérieur par mètre cube à 0° et 760 millimètres serait par suite égal à 1.166 calories, vapeur d'eau condensée.

Il serait de 1.094 calories à 15° avec 1 % d'humidité.



Mais les hauts fourneaux ne donnent pas toujours un si heureux résultat; en reprenant ces calculs pour  $\frac{7}{10}$  de  $\text{CO}^2$  sur 1 de  $\text{CO}$ , on trouve un pouvoir de 982 calories par mètre cube à  $15^\circ$  et de 1.041 calories à  $0^\circ$  et 760 millimètres.

Le pouvoir inférieur serait un peu moindre, mais la différence ne saurait être considérable, vu la faible teneur des gaz de hauts fourneaux en hydrogène et en méthane.

Ces résultats du calcul devaient être vérifiés par l'expérience.

La composition réelle des gaz de hauts fourneaux se rapproche beaucoup de celle que M. Hubert a prise pour base de ses calculs.

M. Ledebur donne le résultat moyen de nombreuses analyses effectuées par lui (1) :

	En volume.	En poids.
CO.....	24	24
CO <sup>2</sup> .....	12	17
Az.....	60	58
H <sup>2</sup> .....	2	0,2
CH <sup>4</sup> .....	2	0,8
	100	100,0

Il estime le pouvoir inférieur de ce gaz à 950 calories et son poids spécifique à 1.300 grammes par mètre cube; un kilogramme de charbon brûlé dans le haut fourneau engendrerait 9 mètres cubes de ce gaz; un fourneau de 100 tonnes fournirait environ 400.000 mètres cubes par jour.

M. von Œchelhaeuser a déterminé la composition moyenne du gaz de Hørde, en Westphalie, qui serait la suivante :

CO <sup>2</sup> .....	8 à 9 %
CO.....	31 à 33
H <sup>2</sup> .....	2 à 3

Le pouvoir calorifique inférieur de ce gaz est de 960 calories par mètre cube.

D'après Bryan Donkin le pourcentage des gaz combustibles (CO, H et CH<sup>4</sup>) varierait de 24 à 34 %; je pense que l'on trouve plus rarement 24 que 34.

M. Lürmann a donné la composition que voici pour un fourneau consommant 1.100 kilogrammes de coke par tonne de fonte : cet élément est, en effet, important à considérer.

	En volume.
CO.....	27,5
CO <sup>2</sup> .....	10,0
Az.....	54,5
H <sup>2</sup> .....	3,0
H <sup>2</sup> O.....	5,0
	100,0

1. LEDEBUR, *Le chauffage au gaz*, traduction Krawtzoff, page 16. Paris, 1893.



Un gaz d'un fourneau luxembourgeois m'a donné la composition suivante :

	En volume.
CO.....	25,83
CO <sup>2</sup> .....	11,72
Az.....	57,50
H <sup>2</sup> .....	4,55
CH <sup>4</sup> .....	0,15
O.....	0,25
	100,00

A Wishaw, où les fourneaux sont chargés à l'anthracite et marchent à allure spéciale, le gaz avait une composition exceptionnelle, qu'il est utile de faire connaître :

H <sup>2</sup> .....	5,55
CO.....	24,83
CH <sup>4</sup> .....	3,45
CO <sup>2</sup> .....	6,21
Az.....	59,96
	100,00

Passons à la détermination des pouvoirs calorifiques des gaz de fourneaux.

La Société Cockerill de Seraing m'a envoyé, en juillet 1895, un certain nombre d'échantillons de gaz pour que j'en détermine le pouvoir calorifique, par le procédé de ma bombe eudiométrique. Il s'agissait alors de savoir si les gaz de hauts fourneaux étaient utilisables en moteurs.

Or, j'ai obtenu les résultats suivants :

Fourneau n° 6.	Échantillon A	Pouvoir supérieur :	990 calories.
—	— B	—	964 —
—	— C	—	949 —
Fourneau n° 1.	— A'	—	968 —
—	— B'	—	970 —
Fourneau n° 2.	— A''	—	1.022 —
—	— B''	—	1.012 —
Fourneau n° 3.	— A'''	—	991 —
—	— B'''	—	961 —

Ce dernier fourneau marchait à l'allure extra-chaude.

Un prélèvement fait au collecteur des gaz brûlés sous chaudières a fourni les trois échantillons ci-dessous :

Collecteur.	Échantillon D	Pouvoir supérieur :	1.084.
—	— E	—	1.032.
—	— F	—	1.020.

Ces prises avaient été effectuées à quelques heures d'intervalle.

Elles indiquaient dans l'ensemble un pouvoir moyen de 1.000 calories; ce résultat prouvait que les hauts fourneaux marchaient dans de bonnes conditions, relativement à l'utilisation directe de leurs gaz.



J'ai été amené depuis lors à faire un grand nombre de déterminations de pouvoir de gaz de hauts fourneaux de toute provenance; les écarts sont considérables, mais les chiffres oscillent autour d'une moyenne, qu'on peut établir exactement.

Les gaz étaient prélevés, par moi ou par des collaborateurs sûrs, au sortir des fourneaux, et introduits dans des ballons hermétiquement clos par d'excellents bouchons, recouverts de paraffine, en y laissant un peu d'eau salée. On les rangeait en caisse, le col en bas, de sorte que l'étanchéité des ballons se trouvait assurée par une garde d'eau; ils étaient envoyés à mon laboratoire de Lille, où j'en faisais l'étude.

J'ai reçu de la sorte plus d'une centaine d'échantillons de gaz.

Les pouvoirs étaient mesurés à l'aide de ma bombe, sous volume constant et rapportés au mètre cube, à 0° et 760 millimètres de pression, vapeur d'eau condensée à 15° environ. La combustion était garantie complète, ce qui n'est pas toujours réalisé dans les calorimètres Hartley et Junkers.

J'ai eu l'occasion d'essayer ainsi des gaz provenant d'établissements sidérurgiques de France, de Belgique, de Lorraine, du Luxembourg, d'Allemagne, d'Angleterre, d'Espagne et de Russie. Mon enquête a donc été fort étendue, puisqu'elle a porté sur les produits d'un grand nombre de sources travaillant des minerais de nature diverse, par des procédés différents. Or, la moyenne de mes essais a été de 978 calories, pouvoir supérieur. Accidentellement, le pouvoir s'est élevé à 1.050 calories, dans des conditions spéciales, ou bien encore lorsque, à certaines allures, le laitier était devenu plus-acide; une fois ou l'autre, il est tombé au-dessous de 850.

A l'époque, fort lointaine déjà, où les gaz brûlaient au gueulard en pure perte, le rendement des fourneaux, considérés comme gazogènes, était bien différent de ce qu'il est aujourd'hui. On dépensait pour le moins 1.250 grammes de coke par kilogramme de fonte fabriquée, soit environ 10.000 calories, alors que, théoriquement, il suffirait de 2.300 calories pour tirer, par réduction, ce kilogramme de  $Fe^2O^3$ .

Cette dépense de coke a été considérablement diminuée par les progrès d'ordre chimique réalisés aussi bien que d'ordre physique : on a pu abaisser fréquemment ce qu'on appelle la *mise au mille* à 800 grammes, et l'on cherche maintenant à récupérer toutes les calories que peuvent fournir les gaz.

Dès lors, on peut estimer le rendement thermique d'un fourneau, de la manière qui suit : 800 grammes de coke donnent, par combustion incomplète en CO,  $2454 \times 0,8 = 1.964$  calories; mais ils dégageraient  $8.080 \times 0,8 = 6.464$  calories, en brûlant en  $CO^2$ ; les gaz, en achevant leur combustion, fourniraient donc  $6.464 - 1.964 = 4.500$  calories. Or, on consomme 45 % des gaz pour le chauffage du vent; il en resterait 55 % à la disposition des métallurgistes : la dépense en fourneau serait par conséquent égale à  $6.464 - 0,55 \times 4.500 = 3.989$  calories, d'où ressortirait un rendement thermique de 61,7 %.



Mais c'est un rendement théorique résultant d'un calcul. En réalité, un haut fourneau engendre 4.500 mètres cubes de gaz d'un pouvoir de 978 calories, et l'on peut en utiliser  $4.500 \times 0,55 = 2.475$  mètres cubes. En calories, on dispose donc de  $2.475 \times 978 = 2.420$  calories sur 8.080; le rendement est égal à 0,30. Il y aurait de substantiels progrès à réaliser encore.

Ces gaz étaient autrefois brûlés sous des chaudières, pour produire de la vapeur et alimenter des machines à piston ou des turbines. Voyons quel parti on en tirait.

Une bonne machine à vapeur dépense pour le moins 4.750 grammes de vapeur, surchauffée à 325°, sous 12 kilogrammes de pression, par cheval-heure effectif; la chaleur du kilogramme de vapeur étant de 745 calories, cette consommation équivaut à 3.539 calories, mais il est nécessaire de tenir compte de ce qui se perd dans la génération de la vapeur. Or, il faut une excellente chaudière, parfaitement conduite, pour qu'elle rende 62 %. La consommation au cheval-heure effectif atteint dès lors 5.708 calories et coûtera 5.836 litres de gaz. Répétons que ce chiffre correspond à des conditions qui ne sont que bien rarement réalisées.

Dès les premiers essais qui furent faits de l'utilisation directe du gaz de fourneau, on constata que l'on réalisait de la sorte une économie considérable.

Je pense que ces premiers essais ont été effectués sur l'initiative de M. Thwaite, assisté de M. Gardner, de l'Institut du fer de Londres, à Frondingham, près de Doncaster, et à Wishaw, dans le voisinage de Glasgow, installations modestes, il est vrai, puisqu'il ne s'agissait que de moteurs de 20 chevaux, mais dont il faut remémorer le souvenir, car elles ont marqué un immense progrès technique. On utilisa un moteur Otto actionnant une dynamo d'éclairage (1).

En faisant un essai, alors que le moteur développait seulement 16,65 chevaux électriques, on observa qu'il consommait 3.205 litres par cheval-heure produit.

La marche du moteur était si parfaite qu'on put fournir une lumière très fixe, dans des conditions excellentes.

M. Galbraith, directeur des hauts fourneaux de Wishaw, estimait que la production du cheval-heure électrique correspondait à une consommation de 571 grammes de houille dans le haut fourneau.

A Seraing, sur l'initiative de M. Bailly et de M. Kraft, ingénieurs aux ateliers de construction de la Société Cockerill, et avec le concours de Delamare-Deboutville, un premier brevet fut pris à la date du 15 mai 1895 : on installa la même année un moteur Simplex de 4 chevaux, de 194 millimètres de diamètre et 0 m. 350 de course, faisant 200 tours à la minute. Il fut mis en route le 20 décembre 1895, et fonctionna dix-huit mois, en actionnant quelques machines-outils et en fournissant un travail journalier de 16 heures en moyenne (2).

La régularité a été remarquable, malgré les variations de pression qui se pro-

1. *La Revue de mécanique* a donné la description complète des appareils Thwaite, t. I. p. 669, 1897.

2. « De l'emploi des gaz de hauts fourneaux comme moteurs ». Communication faite par M. Greiner, directeur général de la Société Cockerill, à l'*Iron and Steel Institute*, en mai 1898.



duisaient dans la conduite suivant les conditions du travail des fourneaux, et qui allaient de 0 à 80 millimètres d'eau. Le moteur a marché un jour sous une dépression de 200 millimètres résultant du calage accidentel du compteur.

On estima la consommation de ce petit moteur à 5.300 litres par cheval-heure effectif.

M. Greiner se décida donc à demander à Delamare-Deboutteville les plans d'un moteur de 150 chevaux. Les dessins furent terminés dans les premiers mois de l'année 1897, et l'exécution fut poussée activement : le 11 avril 1898, le moteur tournait et actionnait un compresseur d'air Français.

Ce moteur avait 800 millimètres de diamètre, 1 mètre de course et il tournait à la vitesse de 100 tours par minute; le volant avait 4 mètres de diamètre et il pesait 15 tonnes; l'arbre était connecté directement avec celui du compresseur.

Cette machine a développé 181 ch. 82 en consommant 3.329 litres de gaz ayant un pouvoir moyen de 981 calories; tel fut le résultat des essais de 24 heures que j'ai faits sur cette machine à la date des 19 et 20 juillet 1898. Le rendement thermique net, rapporté au travail effectif disponible sur l'arbre du moteur, était très voisin de 20 %; le rendement organique fut trouvé égal à 0,85. La régularité du fonctionnement a été remarquable, ainsi qu'en a témoigné la courbe relevée sur le cinémographe enregistreur. J'ai résumé alors dans les conclusions suivantes le résultat qui se dégageait de ces essais de 24 heures. « En somme, la Société Cockerill possède un moteur de 200 chevaux, qui lui donne le cheval-heure effectif par 3 mètres cubes et demi environ de gaz de ses hauts fourneaux, en consommant par heure et par cheval près de 100 litres d'eau et moins de 18 grammes d'huile et de graisse; sa marche est aussi régulière que celle d'une machine à vapeur, et les poussières du gaz ne nuisent en rien à son fonctionnement (1). »

De nombreux constructeurs s'engagèrent aussitôt dans la voie si brillamment ouverte par la Société Cockerill.

Je fus appelé, à Differdange, à expérimenter sur un moteur Otto, construit par la *Berlin-Anhalt'sche Maschinenbau Actien Gesellschaft*, dont le cylindre avait 431 millimètres de diamètre, 0 m. 700 de course, et qui a développé 64 ch. 45 par 160,6 tours à la minute; il consomma 2.825 litres de gaz par cheval-heure effectif (le volume étant réduit à 0° et 760 millimètres) pour un pouvoir supérieur du gaz de 1.046 calories par mètre cube.

A Hørde, en Westphalie, on a aussi débuté par un petit moteur, puis on a construit deux moteurs von Oechelhaeuser de 300 chevaux, de 480 millimètres de diamètre, 0 m. 800 de course, 135 tours, à double piston, dont on a formé un moteur de 600 chevaux qui a consommé 3.170 litres de gaz à 961 calories (pouvoir inférieur).

Le succès couronnait donc partout les tentatives les plus audacieuses.

1. Les résultats de cet essai ont été publiés dans le numéro d'août 1898 de la *Revue universelle des mines*, tome XLIII, 3<sup>e</sup> série, page 113.



L'expérience démontrait que le moteur à gaz n'avait que de légères modifications à subir pour se prêter à l'emploi des gaz de hauts fourneaux.

Il fallait d'abord augmenter la section des soupapes d'admission du gaz et des conduits qui y aboutissent; c'est une conséquence de la pauvreté relative du mélange, et nous n'avons pas besoin d'insister sur ce point. La nécessité d'évacuer hors du cylindre les poussières qui pourraient s'y accumuler exige d'autre part des formes spéciales de culasse, étudiées dans ce but, et des sections très larges des soupapes ainsi que des conduites d'échappement : il faut éviter les angles et les recoins, dans lesquels les remous produiraient aisément un dépôt de matières solides. Le degré élevé de compression pratiqué avec les gaz de hauts fourneaux a pour résultat de faire croître les températures des gaz explosés et brûlés; il est donc indiqué de refroidir, par une réfrigération efficace, les culasses du cylindre et ses soupapes; dans les puissants moteurs, on a même reconnu l'utilité d'une réfrigération du piston. Ces divers moyens empêchent les allumages prématurés, dont on ne saurait trop se défier, quand on aborde les grandes puissances.

L'allumage doit être étudié avec le plus grand soin; l'emploi des tubes incandescents n'est pas absolument contre-indiqué, mais on peut craindre que les poussières ne s'introduisent dans l'intérieur de ces tubes, à faible diamètre, et ne permettent plus la mise au feu; aussi tous les constructeurs y ont-ils renoncé, pour donner la préférence aux bougies électriques. Mais elles ne sont pas non plus entièrement à l'abri des poussières, ce qui a amené à en employer deux, qui collaborent normalement au même objet et constituent une garantie de marche; au cas où l'une d'elles viendrait à manquer, l'autre lui servirait de doublure et éviterait un arrêt.

Les appareils de mise en marche s'imposent pour les moteurs de hauts fourneaux; mais il n'y a pas eu à inventer, ni à innover, car il existait de nombreux et excellents types de *self-starter*, qu'il n'y a eu qu'à adapter à leur emploi avec des gaz plus pauvres.

Les moteurs s'accommodaient donc très bien des gaz de hauts fourneaux et l'enthousiasme fut très grand, dès la première heure.

Il est vrai de dire qu'on se fit illusion quelque temps sur l'innocuité des poussières, qu'on arrêtait souvent par des procédés les plus sommaires, mais dont on ne pouvait quelquefois se débarrasser à aucun prix. Il fallait pourtant trouver le moyen de les arrêter.

On avait créé de nombreux appareils d'épuration dès 1896; les épurateurs Thwaite et Gardner, ceux des fils de Ch. Munier, de Lencachez, etc., donnèrent en plusieurs points d'excellents résultats, et conduisirent ailleurs à des mécomptes.

1. Otto Braun, de Berlin, avait déjà fait breveter, en 1875, un appareil de purification des gaz dans lequel il superposait l'action de l'eau à celle de la force centrifuge pour fixer les poussières sous forme de boues. Frantz Windhausen a aussi proposé un appareil de ce genre en 1884. Un Écossais du nom de James Patterson est revenu ensuite franchement au ventilateur à injection d'eau, et son brevet américain porte la date du 1<sup>er</sup> décembre 1896 : la spécification est intitulée *Apparatus for treating fire-gases*.



L'appareil Theissen, sorte de ventilateur à chicanes, fut un premier progrès : mais il ne fouettait pas encore assez vigoureusement les gaz dans l'eau. L'expérience a démontré en effet que tous les appareils à rupture de courant au contact de nappes d'eau ne sont pas efficaces, si les poussières ne sont pas mouillées : c'est la condition *sine qua non* du succès. La poussière n'est fixée que lorsqu'elle a été imprégnée d'eau; or, le meilleur moyen à employer pour obtenir ce résultat consiste à recourir à un ventilateur à grande vitesse, à injection d'eau. L'eau entre par les ouïes, avec les gaz, et elle est projetée avec les poussières contre les parois du tambour, où elle forme une boue qui s'écoule par un siphon. Le procédé est simple et très efficace. De nombreux inventeurs en ont réclamé la priorité; nous ne nous prononcerons pas sur leurs titres, et demanderons seulement qu'on n'oublie pas l'intervention d'un hasard heureux, qu'il a fallu connaître, interpréter et apprécier avec promptitude. Les ventilateurs abaissèrent aussitôt à un décigramme par mètre cube la quantité de poussières entraînée; c'était à Differdange, où le problème de l'épuration s'était posé avec le plus d'acuité. Même résultat à Dudelange, où le ventilateur absorbait 8 à 10 chevaux pour un moteur à quatre cylindres de 1.400 chevaux; à Michewille, le ventilateur supplanta des filtres qui ne donnaient pas satisfaction.

Aujourd'hui la difficulté née des poussières est surmontée.

Nous allons exposer, dans leurs grandes lignes, les opérations qui conduisent à ce remarquable résultat.

Grande était la difficulté; en effet la quantité de matières solides entraînées hors du gueulard varie de 2 à 25 grammes par mètre cube et elle peut atteindre le double avec certains minerais oolithiques à gangue argileuse, traités en allure très chaude avec des coques friables; or, les moteurs ne tolèrent que quelques centigrammes par mètre cube; l'épuration constituait donc une opération importante et particulièrement épineuse.

Les poussières sont constituées par du carbone cokifié, des grains d'oxyde de fer, de la chaux, de la silice, de l'alumine et de l'oxyde de manganèse; nous les énumérons dans l'ordre de leur dépôt spontané dans les conduites. Celles qui proviennent des éléments inertes de la charge n'accompagnent pas les gaz bien loin, si toutefois la vitesse de ceux-ci ne dépasse pas 3 mètres; au contraire, celles qui sortent de la zone de réduction du fourneau sont d'une grande ténuité et se présentent sous forme de sublimé; elles franchissent tous les obstacles et tous les barrages, contournent toutes les chicanes et ne se laissent arrêter qu'au prix d'énormes difficultés.

Avant toute autre opération, il faut refroidir les gaz; la condensation de la vapeur d'eau qui sature les gaz à toute température précipite déjà une partie des particules solides; d'autre part, ce refroidissement diminue le volume à épurer, ralentit la vitesse et facilite ainsi les dépôts.

Les réfrigérants sont des épurateurs naturels, c'est-à-dire qu'ils opèrent simplement en vertu du rayonnement du calorique : ce sont des tuyaux en tôle,



exposés aux courants d'air, auxquels on donne une pente de départ supérieure à 36°, qui est l'angle moyen de chute des poussières; au point bas, on ménage un cul-de-sac, d'un accès facile, qu'on doit pouvoir ouvrir aisément pour le débarrasser des amas de matières minérales qui s'y accumulent rapidement. En disposant sur le chemin des gaz des ballons de plus grande section, on ralentit les veines gazeuses à leur traversée, et l'on active la précipitation. Pour les fourneaux dans lesquels on fait de la fonte hématite avec des minerais durs, en morceaux, mélangés avec du *purple ore* (minerai d'Espagne pourpré), on réussit à retenir dans ces canalisations la majeure partie des impuretés; M. Greiner, l'éminent directeur de la Société John Cockerill, à Seraing, a signalé (1) qu'au bout d'un parcours de 120 mètres, un certain gaz, chargé de 3 grammes au départ, n'en renfermait plus que 51 centigrammes. Par contre, dans les hauts fourneaux de l'Est et du Luxembourg, une tuyauterie de 140 mètres laisse encore 3 à 4 grammes au mètre cube; il ne faut donc pas compter sur une épuration effective dans les canalisations. Mais ce qu'on réalise toujours, c'est un abaissement notable de la température, qui peut tomber de 160° à 25°; ce premier résultat est extrêmement important.

L'épuration proprement dite, est effectuée dans des appareils spéciaux que M. Greiner a subdivisés très judicieusement en deux catégories, les appareils statiques et les appareils dynamiques.

Les premiers sont en général constitués par des colonnes en tôle, garnies de chicanes de tout genre, qui déterminent des diminutions brusques de vitesse, des pertes de charge et des frottements contre de larges surfaces; on retient ainsi certaines poussières. Quelques-uns de ces appareils fonctionnent à sec : c'est le cas à Friedenshutte, où l'on avait disposé à la suite 3 colonnes cylindriques de 2 m. 50 de diamètre et 22 mètres de haut, 5 caisses rectangulaires de 3 mètres carrés de section et 14 mètres de haut, 6 colonnes et finalement 16 filtres à sciure de bois. La Société de Dudelange avait fait une installation analogue, qu'elle a démontée plus tard. C'est qu'en effet ces épurateurs étaient encombrants, coûteux et peu efficaces.

M. Thwaite-Gardner avait demandé à l'électricité son concours, pour parachever le travail; son système a été appliqué par le Blas Furnace Power Syndicate, à Parkgate, et à Eschweiler; mais il ne s'est pas répandu, ce qui permet de conclure que les résultats n'ont pas répondu aux espérances de ses promoteurs. De grandes chambres étaient garnies de tamis métalliques, placés en face l'un de l'autre, entre lesquels on faisait jaillir des décharges électriques.

Il semblerait néanmoins que l'on puisse espérer d'obtenir des résultats intéressants par des procédés électrostatiques, car sir Oliver Lodge y est revenu (2). Le système est basé sur une précipitation par attraction comme précédemment. On extrait de la potasse des poussières recueillies : l'installation

1. GREINER, communication faite au *Meeting de l'Iron and Steel Institute*, le 8 mai 1901.  
2. *Iron Steel Institute*, n° 11, 1920.



comprend des mélangeurs où se fait la lixiviation, des sels solubles (chlorures de potassium, sodium et calcium), des filtres tournants et deux évaporateurs Kestner, et l'on sépare ainsi les matières insolubles. On a obtenu 20 % de chlorure de potassium, 8 de chlorure de sodium et 7 de calcium; on tire parti du fait que la solubilité du chlorure de potassium augmente avec la température, alors que c'est l'inverse pour le chlorure de sodium. Ce dispositif a permis de ramener la proportion des poussières, de 5 à 6 grammes par mètre cube, à moins d'un gramme par mètre cube.

Pour une production de 3.000 tonnes par semaine, on recueille de 40 à 50 tonnes de poussières contenant 27 % de chlorure de potassium. Il ne s'agit en somme que d'une épuration sommaire, mais le procédé présente l'avantage de conserver aux gaz la majeure partie de leur chaleur, et de réduire la déperdition de calories; les gaz entrent à 250° et sortent à 220° environ. D'autre part, on a constaté une sérieuse diminution de la dépense du combustible employé pour le pompage de l'eau et le cheminement du gaz à travers l'installation d'épuration. Les appareils que nous venons de décrire fonctionnent à Skinningrove.

En ces derniers temps, M. Cottrell a effectué avec succès la précipitation électrique en employant une génératrice à courant alternatif, un transformateur et un redresseur de courant (1). Engendré à 110 volts, celui-ci est porté à une tension de 75.000 volts; le redressement est ensuite opéré à l'aide d'un contact tournant, mû par un moteur synchrone; deux bras métalliques isolés passent à chaque tour en face de deux conducteurs métalliques, reliés aux bornes du transformateur. Le moteur faisant un tour par période, les passages coïncident avec le moment où le courant a même signe. Les électrodes de décharge sont constituées par des grillages métalliques garnis de pointes. Il faut que ces électrodes soient négatives.

Le procédé Cottrell est appliqué en Angleterre, à Mossbay, par la Worthington Iron and Steel Co, et il paraît efficace et économique. En France, une installation a été faite à Firminy, par la Société de Purification industrielle des gaz. Les fourneaux, en allure de ferromanganèse, donnent lieu à une intéressante récupération de sels de potasse.

Revenons aux systèmes plus généralement employés en sidérurgie.

En arrosant copieusement les tours ou colonnes, on obtient de meilleurs résultats qu'à sec : c'est ce qui se fait partout où l'on ne manque pas d'eau. A Hörde, une batterie de 10 scrubbers, rangés en deux séries de 5, ayant chacun 2 m. 60 de diamètre et 10 mètres de hauteur, avait été montée à grands frais il y a plusieurs années déjà; chaque scrubber était divisé en dix compartiments présentant au passage du gaz une couche de 30 centimètres de fibre de bois. L'eau d'arrosage était fournie par un pulvérisateur Kœrting : on traitait ainsi 2.200 mètres cubes de gaz par heure en consommant 25 litres d'eau par mètre

1. *Bulletin officiel des recherches et inventions* ; juin 1922.



cube; la puissance dépensée a été évaluée à 2,5 % de celle des moteurs desservis.

L'usine Gutehoffnungshütte d'Oberhausen avait adopté une disposition analogue, caractérisée par de grands scrubbers à coke, entre lesquels étaient placés des tuyaux en V, inclinés à 45°; à la partie basse de rencontre des deux ailes se trouvait un cône de dépôt, dans lequel s'accumulaient les poussières et l'eau; des trappes permettaient leur évacuation. Des filtres à sciure venaient à la suite des scrubbers. La teneur en poussières était ramenée finalement de 5 grammes à 25 centigrammes par 18 litres d'eau au mètre cube. A Donnersmarkhütte, on ne consommait que 12 litres, grâce à l'emploi de tambours de tôle cloisonnés.

La maison Kœrting a modifié cet appareil dans la même usine (Gräflich Henkel Hütte), en donnant aux cloisons verticales une forme nouvelle. Ces cloisons sont constituées par des plaques en fonte sillonnées de fentes longitudinales étroites, que les gaz sont obligés de traverser; au sortir de chaque fente, ils rencontrent une gouttière verticale demi-cylindrique, qui change leur direction et les renvoie dans les fentes d'une deuxième plaque semblable, puis d'une troisième. Plusieurs séries de plaques sont disposées à la suite l'une de l'autre; les chambres qui les séparent reçoivent une pulvérisation d'eau extrêmement abondante, qui retient les poussières et les fixe sur les gouttières, d'où elles découlent pour s'accumuler au fond sous forme de boue liquide. Des chasses d'eau fréquentes, faites à intervalles réguliers, permettent d'opérer des nettoyages en marche sans avoir rien à ouvrir et sans interrompre le travail. M. Dutreux a estimé à 1 litre par mètre cube l'eau nécessaire pour réduire la teneur en poussières à 20 centigrammes; l'eau est donnée au pulvérisateur sous une charge de 20 mètres, ce qui exige une puissance de 3 chevaux pour un fourneau de 150 tonnes par vingt-quatre heures.

A l'usine de Gassion (Röchlings Stahlwerke), MM. Kœrting ont essayé de remplacer la pulvérisation par des jets de vapeur, qui ont donné de moirs bons résultats.

L'épurateur Mackosch fait subir aux gaz de brusques diminutions de vitesse, alternées avec des changements de direction à 180°, tandis que les chicanes sont arrosées par un ruissellement d'eau, qui colle les poussières contre les chicanes. L'appareil Cyclone donne de plus aux gaz un mouvement giratoire, en les faisant entrer tangentielllement dans une chambre cylindrique, d'où ils sortent par une ouverture centrale: ce dispositif rappelle certains appareils sécheurs de vapeur, dans lesquels on utilise de même la force centrifuge pour séparer les gouttelettes d'eau plus denses que le milieu qui les entraîne.

Les scrubbers-laveurs Zschocke, dont nous avons déjà décrit les dispositions, à propos du traitement des gaz de fours à coke, assurent un contact très intime entre les gaz et l'eau dans des empilages en bois, qui présentent de très grandes surfaces et ne sont exposés à aucun engorgement nuisible. Ils jouissent d'une grande faveur dans le monde des métallurgistes.



M. Bian, directeur des hauts fourneaux de Dommeldange, a créé un épurateur qui peut être considéré comme un préparateur, suivant l'heureuse expression de M. Anglès d'Auriac, s'il ne constitue pas un finisseur parfait. Cet appareil consiste en une carcasse métallique, à l'intérieur de laquelle tourne lentement un arbre horizontal, muni d'une série de disques verticaux composés de tôles perforées ou de treillis métalliques. Ces disques, séparés les uns des autres par des parois fixes, plongent jusqu'au centre dans un courant d'eau constamment renouvelée; un aspirateur d'aval appelle les gaz à travers les disques ruisselants d'eau, qui arrêtent bien les poussières. Un gaz renfermant 817 centigrammes de minéraux sort du laveur en n'entraînant plus que 49 centigrammes; il a perdu 1 % d'acide carbonique par dissolution. C'est un résultat satisfaisant pour un appareil simple, peu coûteux, très rigide, exigeant peu d'entretien et relativement peu d'eau.

M. Sahlin a fait connaître (1), à la réunion de mai 1905 de l'Iron and Steel Institute, un appareil du même genre que le précédent, mais ayant subi quelques modifications qui ont pour but de produire une amélioration du rendement par l'accroissement de la surface perforée, sans augmentation simultanée du diamètre de l'appareil. On y a réalisé aussi une humidification plus abondante et plus continue des surfaces perforées, ainsi qu'un enlèvement continu et automatique des poussières. L'appareil est constitué par un cylindre fixe, dans lequel se meuvent des surfaces perforées légèrement excentrées; les perforations se rétrécissent et se multiplient au fur et à mesure que les gaz, mieux nettoyés, avancent vers la sortie de l'appareil. Les chicaneaux verticaux forcent les gaz à subir un changement de direction à 180°, à chaque passage des tôles perforées. La vitesse de rotation des tôles est faible, puisque le cylindre mobile ne fait que 6 tours à la minute; il suffit pour le mouvoir d'une puissance de 1,5 cheval.

La question de l'eau est la plaie de certains établissements métallurgiques, qui se voient obligés de la mesurer plus parcimonieusement qu'il ne le faudrait à leurs nombreux appareils d'épuration. Presque partout, on est amené aujourd'hui à faire resservir l'eau plusieurs fois : il faut alors la décanter, pour la débarrasser de ses boues, et lui faire traverser de grands réfrigérants, pour la refroidir. Les réfrigérants à cheminée, de la maison Zschocke, se sont généralisés en France et en Allemagne. Le liquide chaud est monté à la partie supérieure de l'appareil dans un canal principal, qui dessert une série d'auges distributrices, qui la divisent par un grand nombre de petites tubulures en fer et de rigoles. Celles-ci ont leurs bords coupés d'encoches, de façon à ce que l'eau, qui s'en écoule par trop-plein, forme de nombreuses gouttes et s'étale uniformément et en pluie fine sur les surfaces réfrigérantes. Un courant d'air ascendant contribue à augmenter la pulvérisation du liquide et provoque une évaporation intense, d'où résulte un abaissement de température considérable. Ces cheminées

1. *Le Génie civil*, 19 août 1905.



ont quelquefois plus de 20 mètres de hauteur, de manière à provoquer un violent appel d'air vers le haut : elles sont le plus souvent construites en bois, mais on en voit en ciment armé, notamment à Mont-Saint-Martin, aux Aciéries de Longwy. On arrive à refroidir quelques centaines de mètres cubes à l'heure, de 50° centigrades à 20 ou 25°, suivant les saisons. Les eaux se rassemblent généralement dans des bassins, où elles reposent avant d'être remises en circulation.

Mais tous les appareils statiques, que nous venons de décrire, ont besoin d'être complétés par des appareils dynamiques, seuls capables de purifier suffisamment des gaz destinés à l'alimentation des moteurs.

Les épurateurs dynamiques procèdent tous des ventilateurs mouillés, dont nous avons raconté ci-dessus la naissance et les premiers et très heureux débuts. Ils se sont bien perfectionnés depuis lors.

En principe, ces appareils sont fondés sur les réactions produites par la force centrifuge, sur un mélange de gaz, d'eau et de poussières minérales : fouettées énergiquement par les ailettes d'un rotor, animé d'une grande vitesse angulaire, les matières solides sont incorporées à l'eau, émulsionnées dans le liquide et projetées à la périphérie du stator, qui les recueille et les fait s'écouler dans un bassin à trop-plein, tandis que les gaz s'engagent dans la conduite qui les mène au moteur. Ce genre d'épurateurs est assurément le plus efficace qui existe, et le seul capable de réduire à moins d'un décigramme le poids des poussières entraînées par mètre cube de gaz.

L'épurateur à tambour de M. Theisen a été le premier en date des appareils dynamiques; il n'a pas atteint du premier coup la perfection, mais sa construction s'est grandement améliorée.

Il se compose essentiellement d'un tambour à axe horizontal, légèrement conique, dont la surface porte des ailettes très courtes, implantées normalement; ce tambour tourne dans une caisse, formée de quatre tronçons, dont les diamètres croissent avec la conicité du tambour; chaque tronçon est muni à la partie inférieure d'un bac à trop-plein. De l'eau entre tangentiellement dans le tronçon de plus petit diamètre, par des orifices percés dans la paroi au niveau de l'axe de rotation, et elle chemine en spirale du plus petit tronçon vers le plus grand; le gaz marche en sens inverse, sous l'action des ailettes, de la grande base du tambour vers la petite. La caisse est, d'autre part, revêtue intérieurement d'une toile métallique.

L'émulsion des poussières dans l'eau est opérée avec une grande énergie, attendu que le tambour tourne à 300 ou 400 tours à la minute, en développant une vitesse périphérique d'une quarantaine de mètres. Les quatre bacs à trop-plein recueillent les eaux sales de chaque tronçon et les évacuent au dehors; ils sont installés à des niveaux différents, de telle sorte que l'eau coule naturellement de l'un à l'autre, ce qui empêche tout engorgement. Le lavage du gaz est méthodique, puisque l'eau marche contre le gaz, le liquide le plus propre se



trouvant au contact du gaz le plus épuré : on ne risque donc pas de polluer le gaz par des entraînements de gouttelettes d'eau sale.

L'épurateur Theisen est parfaitement conditionné; les paliers à billes sont refroidis par une circulation d'eau; le tambour est soigneusement équilibré et ses faces terminales incurvées, dans le but de réduire au minimum la portée de l'arbre et ses vibrations; les dégagements d'eau sale sont largement calculés. Néanmoins, l'appareil absorbe une puissance relativement assez grande, qu'on estime généralement à 75 chevaux pour travailler 100 mètres cubes à la minute, ou 6.000 mètres à l'heure; comme il peut alimenter aisément un moteur de 1.800 chevaux, on voit que la puissance nécessaire pour actionner le Theisen est de près de 4,25 %. Le travail des pompes augmente encore cette proportion et l'élève à 5 %; quelques ingénieurs ont critiqué cette dépense d'énergie, qu'ils trouvaient excessive.

Les ingénieurs de la maison Cockerill, qui ont su tirer un excellent parti du tambour Theisen, ont contribué à sa réhabilitation : si les gaz sont suffisamment refroidis dans les appareils statiques d'amont, on considère qu'il est facile d'abaisser la teneur d'un gaz en poussières de 2 grammes à 3 ou 4 centigrammes, en ne consommant que 2 litres d'eau par mètre cube. D'après M. Greiner, les échecs de la première heure devaient être attribués surtout à ce que les gaz n'étaient pas l'objet d'un refroidissement préalable suffisant; les poussières formaient avec l'eau un mastic qui adhérerait aux palettes et les incrustait fortement. Les installations d'appareils Theisen sont très nombreuses et elles tendent à se multiplier; on leur a donné la préférence dans les établissements Krupp, au Creusot, aux Aciéries de Longwy, à Hørde, à Rombas, aux Schalker-Gruben de Gelsenkirchen, etc. A Rombas, on a réduit les poussières à 4 centigrammes, en ne consommant qu'un litre et demi d'eau par mètre cube; on y traite plus de 2.500 mètres cubes à la minute. A Hørde, on a cru constater que la puissance absorbée n'est plus que de 1,4 % de la puissance motrice, ce qui serait remarquable.

La Société d'Aumetz-la-Paix, à Knutange, épure pour ses moteurs 130.000 m<sup>3</sup> de gaz à l'heure. L'élasticité de ces appareils permet d'augmenter de moitié leur production, quand le besoin s'en fait sentir.

Les laveurs centrifuges, que nous venons de décrire, ont reçu récemment de remarquables perfectionnements de la part de la Société alsacienne, qui a créé un type de laveur-désintégrateur extrêmement remarquable. Nous décrivons plus loin une brillante installation faite par elle à la Centrale d'Escaudain de la Société des hauts fourneaux de Denain-Anzin.

Les simples ventilateurs centrifuges, à injection d'eau dans les ouïes, font concurrence aux appareils Theisen; ils sont construits par les maisons Sulzer, Schiele, Heintzmann et Dreyer, etc. Lencauchez avait établi un modèle spécial, qu'il avait installé aux aciéries de Micheville, dans lequel l'eau était pulvérisée dans une chambre formant vestibule, traversée par les gaz avant



d'atteindre les ouïes; les résultats obtenus ne différeraient pas de ceux qui ont été relevés par ailleurs. M. Anglès d'Auriac estime qu'un ventilateur épure dans le rapport de  $\frac{1}{10}$  à  $\frac{1}{15}$ , en consommant de 1 à 1,5 % de la puissance motrice; avec deux ventilateurs en tension, on épure dans le rapport de  $\frac{1}{50}$  à  $\frac{1}{200}$ , avec une dépense de 2,5 à 5 % de la puissance motrice. L'introduction d'eau doit être estimée à 2 litres par mètre cube pour chaque ventilateur. Le débit de gaz varie habituellement de 250 à 1.000 mètres cubes à la minute : ce dernier chiffre est obtenu avec un diamètre de 1 m. 50 et une vitesse de 300 à 1.000 tours à la minute. Ces chiffres sont voisins de ceux que nous avons relatés ci-dessus pour les appareils Theisen : il serait donc assez difficile de justifier d'une préférence accordée à ces derniers épurateurs dynamiques.

On trouve des ventilateurs de divers types à Differdange, à Dudelange, aux usines Röchling de Thionville, à Burbach, au Phénix, à Pont-à-Mousson, à Mont-Saint-Martin, etc.

A la suite des ventilateurs, on dispose fréquemment des séparateurs d'eau, ayant pour objet de retenir la poussière d'eau mécaniquement entraînée dans le tourbillon gazeux. Ce sont des capacités spacieuses, renfermant des claies de choc superposées, provoquant des changements de direction et des remous dont l'effet est certain : les gaz en sortent saturés de vapeur aux conditions de leur température; c'est ce que l'on cherche, car il n'y a pas lieu d'espérer plus.

M. Wolf a publié (1) les résultats d'une épuration effectuée dans une aciérie de Westphalie, pour 20.000 mètres cubes par heure, dont 2.000 sont utilisés dans des moteurs; la puissance nécessaire est de 180 chevaux, dont 20 incombent à la production de la puissance motrice, soit 1 %. L'installation comporte un laveur à claies de 5 m. 10 de diamètre et 13 mètres de hauteur; deux ventilateurs, de 1 m. 50 de diamètre d'ailettes, et deux autres de 1 m. 50; chacun de ces groupes est d'ailleurs pourvu d'un ventilateur de réserve.

Une remarque générale s'impose pour l'emploi de tous les épurateurs dynamiques : nous l'empruntons à l'étude très rationnelle de la question faite par M. Anglès d'Auriac. La marche des moteurs et de tous leurs appareils auxiliaires doit être réglée de manière à ne pas créer de dépression dans le fourneau et par suite à ne pas appeler plus de gaz qu'il n'en débite. A cet effet, les ventilateurs doivent être doublés d'une dérivation, ou *by-pass*, et la cloche du gazomètre sera pourvue de fermetures automatiques. Ces précautions sont nécessaires pour éviter la formation d'un mélange tonnant dans les canalisations de gaz.

1. WOLF, « Installations pour l'épuration des gaz », dans *le Génie civil*, 16 novembre 1907



Les chiffres ci-dessous permettent de suivre la marche de l'épuration.

TEMPÉRATURES							TENEUR EN POUSSIÈRES				EAU		
DU GAZ				de l'air	DE L'EAU		EN GRAMMES AU M <sup>3</sup>				PAR M <sup>3</sup> EN LITRES		
avant laveur	après laveur	après un ventil.	après le 2 <sup>e</sup> ventil.		Entrée des laveurs	Sortie	avant laveur	après laveur	après 1 <sup>er</sup> ventil.	après 2 <sup>e</sup> ventil.	pour laveur	1 <sup>er</sup> ventil.	2 <sup>e</sup> ventil.
128°	15°	9°	4°	1°	4°	37°	3,2	1,5	0,25	0,01	2,25	1,45	3
145°	14°	8°	4°	1°	4°	37°	3,2	1,5	0,40	0,01	2,25	1,45	3
145°	16°	14°	6°	0	4°	32°	3,2	1,5	0,20	0,01	2,25	0,80	3
135°	15°	8°	5°	6°	4°	34°	3,2	1,5	0,20	0,008	2,25	1,45	3

Ce tableau renferme d'utiles indications, qui confirment et complètent ce qui a été dit ci-dessus.

Le prix d'établissement d'une usine d'épuration est toujours assez considérable; il varie avec la teneur initiale du gaz en poussières au sortir du fourneau et avec la teneur imposée à l'entrée des moteurs. Il est difficile d'évaluer en général le coût d'une installation capable d'épurer 1.000 mètres cubes à l'heure, mais on peut compter sur des frais de bâtiments, de machines et de tuyauteries atteignant de 15.000 à 20.000 francs; or, il y a des usines d'épuration de 300.000 mètres à l'heure.

M. Léon Greiner a publié sur cette importante question (1) une série de considérations fort lumineuses et des chiffres très précis, empruntés à une longue expérience faite aux établissements John Cockerill à Seraing : nous en extrayons les conclusions qui suivent.

Voici d'abord l'encombrement total minimum de trois installations, utilisant le gaz des hauts fourneaux, par machine à vapeur à piston ou par turbines, chaudières y comprises, et par moteur à gaz, l'épuration comprise.

-Par cheval effectif.

Machines à vapeur à piston.....	25	décimètres carrés.
Turbines.....	19	—
Moteurs à gaz.....	18	—

L'épuration n'est donc pas si encombrante qu'elle le paraît de prime abord.

Il n'est tenu compte, dans cette comparaison, que des appareils d'épuration finisseurs, nécessaires pour obtenir le degré de propreté du gaz exigé par la bonne marche des moteurs; les appareils effectuant le premier nettoyage ont été négligés, attendu que cette opération est aussi nécessaire aux chaudières qu'aux moteurs.

Considérons maintenant l'installation d'une puissante station centrale comprenant un groupe électrogène, moteur à gaz et dynamo, avec tous ses

1. LÉON GREINER, « Production économique de la force motrice dans les usines métallurgiques », *Revue universelle des mines*, tome XVIII, 1907.



accessoires, bâtiments et fondations, tuyauteries de raccordement, appareils d'épuration, compresseurs, pompes, etc. : la Société Cockerill a installé, en 1906, 4.900 kilowatts au prix de 400 francs par kilowatt. M. Greiner en établit le détail sur la base suivante de répartition.

Moteurs à gaz.....	45 %
Dynamo.....	15
Bâtiment.....	15
Fondations.....	5
Épuration et tuyauteries à gaz.....	15
Pompes, tuyauteries à eau.....	5

L'épuration et les tuyauteries à gaz coûteraient donc 60 francs de premier établissement par kilowatt de puissance.

M. Greiner estime le prix du mètre cube de gaz de haut fourneau à 0,29 centime, en prêtant à ce gaz un pouvoir de 950 calories, et en comptant le charbon à 15 francs la tonne : le kilowatt-heure ressortirait ainsi au prix de 1,09 centime, en admettant 13 % d'amortissement et 5 % pour l'intérêt du capital engagé.

Posons-nous ensuite la question que voici : étant donnés les progrès réalisés récemment par les turbines à vapeur et les avantages spéciaux de ces machines pour la commande directe d'alternateurs ; considérant que le gaz épuré à 50 centigrammes convient très bien à l'alimentation des foyers de chaudières à vapeur, alors que le gaz ne doit renfermer que 1 à 2 centigrammes par mètre cube pour se prêter à une bonne marche continue des moteurs à gaz ; tenant compte de la surveillance, du graissage et de l'entretien, souvent plus onéreux pour les moteurs que pour les turbines ; faut-il donner la préférence aux moteurs à gaz ou bien aux turbines à vapeur, pour les stations centrales établies au pied des hauts fourneaux et utilisant leurs gaz ?

M. Léon Greiner n'hésite pas à conclure en faveur du moteur : il s'en réfère pour cela à l'estimation du prix de revient du kilowatt-heure aux établissements Cockerill durant sept années consécutives, de 1900 à 1907 ; ce prix est tombé de 8,8 à 1,09 centimes par la substitution méthodique et graduelle des moteurs à gaz aux moteurs à vapeur alimentés par des chaudières, sous lesquelles on brûlait les gaz. L'argument n'est peut-être pas aussi décisif qu'il le paraît, parce que les conditions de l'utilisation de la vapeur ne sont pas les mêmes en 1907 qu'en 1900 ; de plus, les chaudières et machines à vapeur remplacées avaient sans doute de longs états de service, alors que les moteurs à gaz à double effet, qu'on leur substituait, étaient remarquables, neufs, parfaitement entretenus et conduits ; d'ailleurs, les frais de réparation sont moins onéreux chez le constructeur lui-même qu'au dehors ; enfin, il ne s'est pas produit aux ateliers Cockerill, de ces cas imprévus, qui ont compromis quelquefois la réputation des moteurs à gaz. Il n'en reste pas moins démontré que les frais supplémentaires d'épuration des gaz n'ont pas l'importance qu'on leur a prêtée, et que le fonctionnement des moteurs ne présente plus aujourd'hui les aléas du début.



Ce qui est du reste indubitablement acquis, c'est que la meilleure turbine à vapeur ne consomme pas moins de 6 kg. 5. par kilowatt-heure, de vapeur prise à 12 kilogrammes de pression et surchauffée à 300°. Cette dépense correspond au moins à 7.200 calories (en calories du gaz), même en prêtant aux chaudières un rendement qu'elles ne possèdent guère que le jour des essais de réception. Or, il est très aisé d'obtenir le kilowatt-heure par 3.600 calories du gaz. L'utilisation directe des gaz de hauts fourneaux dans les groupes électrogènes à moteurs à gaz permet donc pour le moins de doubler la puissance que produiraient les turbines les plus perfectionnées et les chaudières les mieux conduites en brûlant le même volume de gaz. Voilà un fait, contre lequel aucun sophisme ne saurait prévaloir; il justifie les préférences accordées par la grande majorité des métallurgistes aux moteurs à gaz, à utilisation directe des gaz, sur les machines à vapeur, condamnées à passer par l'onéreux intermédiaire de la chaudière et du foyer, alimenté par le même gaz, un peu moins épuré, c'est vrai, mais d'un emploi beaucoup moins avantageux, parce qu'il est moins rationnel. Dans sa chronique du 12 décembre 1900 (*Rundschau*), la *Zeitschrift* donne un schéma de l'utilisation des calories dans un haut fourneau de 240 tonnes : voici comment se répartissent 100 calories disponibles dans le fourneau :

100 calories..	}	Consommées dans le fourneau : 52.....	{	Vaporisation de l'eau.....	5	
		Chauffage du vent : 28 — 14 = 14.....		Réduction du minerai.....	24	
				Service du fourneau : 9.....	Rayonnement extérieur.....	5
				Gaz utilisable aux moteurs : 25.	Scories et laitiers.....	14
						Chaleur interne du fer fondu....
		14 retournées au fourneau.				
		14 perdues sans retour.				
		Compression de l'air.....	5			
		Service mécanique.....	4			

En somme, les gaz recueillis au gueulard permettraient de développer 10.000 chevaux effectifs, dont 2.500 sont employés à desservir le fourneau; il resterait donc une disponibilité de 7.500 chevaux. Si l'on brûlait les gaz sous des chaudières pour produire de la vapeur, on ne recueillerait guère que 4.000 chevaux et la disponibilité serait réduite à 1.500 chevaux, soit au tiers du chiffre du gaz.

Pour expliquer cette grande différence de rendement, on peut faire les hypothèses suivantes, proposées par les ingénieurs de la Société de Nuremberg :

VAPEUR		} <th rowspan="5" style="vertical-align: middle;">100 calories.....</th> <th rowspan="5" style="font-size: 4em; vertical-align: middle;">{ <th align="center" colspan="2">GAZ</th> </th>	100 calories.....	{ <th align="center" colspan="2">GAZ</th>	GAZ		
Pertes aux chaudières.....	30				Pertes thermiques....	Eau de réfrigération.	36
Pertes au condenseur.....	57						Gaz de la décharge.
Résistances passives.....	2				Résistances passives.....	5	
Chaleur transformée en travail	11				Chaleur transformée en travail.....	28	

L'avantage de l'utilisation directe des gaz de hauts fourneaux, sur la pro-



duction de la vapeur et même sur la fabrication des gaz pauvres, peut être mis en évidence par les parallèles suivants :

Prix en calories du cheval-heure effectif...	{	par la vapeur.....	5.700
		par les gaz pauvres.....	3.000

Ces 3.000 calories sont employées probablement de la manière indiquée ci-dessous :

Pertes au gazogène.....	25 %
— par la réfrigération.....	27
— par l'échappement.....	23
— par les frottements.....	4

Il resterait ainsi 21 centièmes transformables en travail.

On considère généralement que chaque tonne de fonte sortie d'un fourneau crée une disponibilité de près de 800 mètres cubes d'un gaz à 980 calories, suffisants pour produire 300 chevaux effectifs pendant une heure : ce chiffre explique l'expansion considérable des moteurs à gaz de hauts fourneaux. On peut s'étonner dès lors, à bon droit, que dans le Nord de la France deux ou trois sociétés, et non des moindres, soient longtemps restées réfractaires au mouvement. Les hommes éminents qui les dirigent ont voulu laisser le risque et la charge des essais onéreux à des voisins plus audacieux qu'eux; ce faisant, ils ont évité assurément toute surprise pénible, mais il faut reconnaître que ce n'est pas eux qui se sont montrés les mieux avisés, car ils ont perdu, pendant dix ans et plus, l'économie indiscutable produite par l'emploi direct des gaz dans les bons moteurs; « qui ne risque rien, n'a rien », dit le proverbe, et le proverbe a toujours raison.

C'est dans l'Est que le moteur de haut fourneau a été le mieux apprécié : l'emploi de la minette du bassin de Briey, à 28 ou 30 %, entraîne une forte consommation de coke, qui est favorable à la qualité du gaz et à son utilisation pour produire la force motrice. On a abordé sans crainte les puissantes unités de 4.000 et 6.000 chevaux; si elles ne possèdent pas un rendement supérieur, elles présentent du moins l'avantage de réduire certaines dépenses d'huile et autres, sans augmenter les frais de conduite et de surveillance. Le kilowatt-heure à un centime constitue une merveille économique, qui ne se réalise guère ailleurs qu'au pied des hauts fourneaux.

Nos établissements du bassin de Longwy et de Lorraine semblent détenir le record français de la variété des applications des moteurs; ils actionnent déjà directement un nombre considérable de soufflantes pour hauts fourneaux et aciéries, voire même quelques trains; mais les stations centrales constituent le plus riche domaine du gaz. L'électricité permet en effet de commander à distance tous les appareils accessoires de la sidérurgie et de la métallurgie, et les transporteurs de tout genre circulant sur les voies ferrées reliant les usines aux mines. C'est ainsi que Huckange dessert ses mines de Hettange; Fénétrange fait



rayonner l'énergie en tous les sens de sa vaste exploitation; Rombas a électrifié sa ligne de Sainte-Marie-aux-Chênes, et sa Centrale vend du courant à la Thyssen-Grube, à Montois, près de Saint-Privat; elle dessert aussi la ville de Metz pour lumière et énergie. Ce genre d'opérations est extrêmement fructueux; Alsdorff cédait, avant la guerre, le kilowatt-heure à des prix compris entre 7 et 9 centimes, en effectuant la distribution en triphasé sous 35.000 volts; la marge qui existe entre les prix de revient et de vente permet de réaliser un bénéfice considérable, qui vient dégrever le prix de la tonne de fonte d'une façon sensible. Le gaz de fourneau n'est toujours qu'un produit accessoire, mais dont la valeur relative augmente tous les jours.

Les grands réseaux de distribution d'électricité du Durham et du Northumberland, du bassin rhénan-westphalien, du bassin de Liège, du Pas de-Calais, de la Sarre et de la Lorraine, sans parler de ceux d'Amérique, empruntent aux gaz de hauts fourneaux et de fours à coke, donc à la métallurgie et aux mines, la majeure partie de l'énergie qu'ils répartissent entre les villes et les usines situées sur leur territoire. Ainsi, dans le réseau de Liège, les centrales d'Ougrée-Marihaye, de Cockerill et d'Athus-Grivegnée développent plus de 25.000 kilowatts par moteur à gaz : ce chiffre, exact en 1913, ne l'est plus aujourd'hui, attendu que l'utilisation directe du gaz s'est encore développée depuis la guerre.

C'est sur ce terrain de la métallurgie que le triomphe du moteur à gaz sur la machine à vapeur est le plus complet : le nombre des appareils à vapeur y est en diminution constante. A Patural, près de Hayange, MM. de Wendel ont supprimé toutes leurs machines à vapeur; la Société de Differdange, qui brûlait autrefois 5.300 tonnes de charbon cru par mois, n'en consomme plus que 600, depuis qu'elle a parfait ses installations. Or, on a constaté qu'il fallait brûler en moyenne 1.400 litres de gaz de haut fourneau pour produire 1 kilogramme de vapeur par les chaudières; ce volume de gaz donne, très aisément et à coup sûr, un demi-cheval-heure effectif par les moteurs; l'utilisation directe fournit donc un rendement cinq fois plus élevé et n'exige qu'un complément d'épuration. Il est difficile de chiffrer exactement, mais on peut apprécier les millions d'économie que procurent les moteurs à gaz à ceux qui savent les employer. S'ils leur ont quelquefois occasionné des soucis et donné des déceptions, c'est parce que les machines sortaient de la main de constructeurs médiocres, ou bien qu'elles étaient tombées entre des mains inhabiles : c'est l'histoire du passé.

L'avenir est indiscutablement aux moteurs à gaz utilisant les gaz de hauts fourneaux.

---



## CHAPITRE CINQUIÈME

---

### THÉORIE GÉNÉRIQUE DES MOTEURS A GAZ

---

Hirn a démontré la nécessité qu'il y a de distinguer entre la théorie *générique* et la théorie *expérimentale* des moteurs (1) : la première étudie et compare des cycles, réalisés ou réalisables, en se plaçant à un point de vue théorique et en supposant des conditions parfaites; la seconde juge avec quelle approximation ces cycles théoriques sont pratiquement suivis dans les machines.

Il est évident que la théorie générale, entièrement basée sur des considérations empruntées à la thermodynamique, doit précéder la seconde; mais, si elle éclaire d'un grand jour l'étude des phénomènes de conversion de la chaleur en travail, si, d'autre part, elle se prête fort bien à la mise en parallèle des divers cycles théoriques, elle ne saurait suffire à l'analyse exacte du fonctionnement réel des moteurs, parce qu'elle ne tient aucun compte des échanges de chaleur entre les gaz et les parois, non plus que de toutes les actions physiques et chimiques se succédant dans les diverses périodes du cycle, qui ne peuvent être exprimées dans les équations générales du rendement.

Elle repose, d'ailleurs, sur un certain nombre de fictions, qui ne constituent que des approximations ou des hypothèses plus ou moins justifiées; aussi les formules auxquelles elle conduit n'ont-elles d'intérêt que pour la discussion de la valeur relative des divers types de moteurs.

Quelques auteurs ont essayé de serrer la vérité de plus près en supprimant certaines de ces fictions; mais ils ont subi la nécessité d'en conserver d'autres et les résultats obtenus n'ont pas toujours correspondu à l'effort qu'ils avaient coûté; la complication des calculs, auxquels on est alors conduit, constitue d'ailleurs un obstacle à la diffusion et à la vulgarisation de la théorie.

Nous ne les suivrons que de loin dans cette voie ingrate et, restant fidèle à

1. L'illustre maître s'exprime en ces termes dans son *Exposition de la Théorie mécanique de la Chaleur*, Tome II, page 16, 3<sup>e</sup> édition, 1875 :

« J'ai appelé théorie générale celle qu'on édifie en quelque sorte en dehors d'un moteur, c'est-à-dire sans tenir compte des propriétés physiques des pièces de l'organisme et de leur action sur le corps qui, soumis à la chaleur, donne le travail... Chacun sent, à première vue, qu'une pareille théorie ne saurait répondre à la vérité absolue. » C'est pourquoi Hirn s'attacha à faire prévaloir sur les anciennes théories, admises parce qu'elles reposaient sur certains calculs, celles qu'il croyait devoir développer et défendre comme vraies, parce qu'elles ressortaient d'expériences indiscutables : il fut amené ainsi à mettre en lumière l'action des parois qui est prépondérante dans la machine à vapeur et dans le moteur à gaz, et dont la considération s'impose à toute étude rationnelle de ces machines.



la méthode que nous avons adoptée dans nos premiers travaux sur les moteurs, nous demanderons seulement à la théorie générale de nous donner des formules simples, permettant de comparer les divers cycles adoptés et de faire ressortir les avantages de certaines manières de faire. Nous estimons qu'on ne peut espérer davantage de ce genre de théorie, dont l'utilité est néanmoins incontestable.

I

*Définition des quatre types théoriques.*

Notre premier soin doit être de définir plus rigoureusement que nous ne l'avons fait jusqu'ici les cycles des quatre types de moteurs à gaz avant d'aborder leur étude.

Mais le lecteur désirera sans doute trouver ici, tout d'abord, une justification complète de la théorie cyclique que nous avons adoptée. On a, en effet, le droit de se demander si la série des transformations subies par le mélange tonnant constitue vraiment un cycle fermé, alors que les gaz, au lieu d'être refroidis, sont rejetés au dehors et remplacés par une charge fraîche; de plus, ce mélange ne reste même pas identique à lui-même au cours de la série des opérations, puisqu'il éprouve, à un moment donné, une modification profonde dans sa composition chimique. En effet, dira-t-on, après avoir admis dans le cylindre de l'hydrogène, de l'oxyde de carbone, des carbures divers et de l'air, vous restituez à l'atmosphère de l'acide carbonique et de la vapeur d'eau presque entièrement condensée; comment pouvez-vous dire que l'état final soit identique à l'état initial et que, par suite, il y ait là un cycle et un cycle fermé?

Ce n'est évidemment qu'une approximation; si l'on veut s'en tenir à la rigueur stricte du concept d'un cycle fermé, nous déclarons que ce cycle n'existe pas dans l'espèce; c'est le cas, indiqué plus haut, d'une courbe fermée qui ne correspond pas à un retour complet à l'état initial; le cycle ne se ferme que sur le papier.

Mais cette approximation est suffisante pour que nous nous en contentions. Il nous sera facile de le démontrer.

Et d'abord, le fait que, au lieu de refroidir les gaz on les expulse, ne constitue aucun argument sérieux contre la théorie cyclique, attendu qu'il y a équivalence complète entre un refroidissement et une décharge; puisque la chaleur restante doit être retirée et qu'elle est devenue inutilisable, peu importe que l'on perde ces gaz avec la chaleur qu'ils possèdent, ou que l'on ne perde que cette chaleur. Dans les deux cas on met du reste en jeu, aux mêmes moments, les mêmes quantités de chaleur pour produire les mêmes travaux par des variations identiques de volume et de pression.



Pour ce qui est de la modification d'état chimique survenue entre l'état initial et final, elle ne constitue non plus un argument contre notre théorie; en effet, nous avons déjà dit que la masse des gaz est la même du début des opérations jusqu'à la fin (1); si l'on admettait l'exactitude de la loi de Wœstynne (2), la quantité de chaleur serait indépendante de la variation chimique qui intervient au cours de l'opération, lors de la combustion du mélange tonnant, et cette variation dans l'arrangement moléculaire des éléments n'influerait pas sensiblement sur les phénomènes physiques qui sont représentés par les équations. Il y a une condensation, c'est vrai, résultant des combinaisons nouvelles qui correspondent à la combustion, mais elle est faible, puisqu'elle n'atteint pas  $\frac{5}{100}$  du volume primitif, dans les cas les plus défavorables à notre manière de voir. D'ailleurs, on doit admettre que son influence s'exerce de même dans les divers types de moteurs; le travail de comparaison que nous entreprenons peut donc être effectué par la considération des cycles, alors même qu'elle n'est qu'approximative.

Nouvelle objection : celle de la non réversibilité des cycles que nous envisageons. Si l'on veut s'en tenir au concept d'une suite d'opérations pouvant se dérouler indifféremment dans deux sens opposés, il est évident qu'il ne se réalise pas dans les moteurs à gaz : le mélange qui s'est combiné dans le sens direct ne se dissociera pas dans le sens rétrograde. Mais si la réversibilité est caractérisée par le fait que les gaz, évoluant suivant le sens producteur de puissance, surmontent un travail résistant en équilibre constant avec le travail qu'ils développent, leur pression et leur température correspondant à une pression et une température égale, quel que soit le sens de l'évolution, on ne peut contester que cette condition ne soit remplie dans les moteurs à gaz tonnant aussi bien que dans toute autre machine thermique transformant l'énergie calorifique en énergie mécanique : la considération des cycles est donc aussi légitime que dans ces machines et elle doit être admise sans plus de difficulté. Que le calorique soit emprunté à une source extérieure, ou bien qu'il naisse au sein même de la masse évoluant, en vertu d'une réaction chimique déterminée, les choses se passent de même : dans un sens, les gaz s'échauffent; dans le sens inverse, ils

1. Cette proposition est rigoureuse : la masse des gaz qui parcourent le cycle se compose de celle des gaz brûlés, confinés dans les espaces morts, à laquelle s'ajoute une certaine quantité de mélange tonnant, puisé dans les conduites de gaz et dans l'atmosphère, à la pression et à la température extérieure. Ce sont ces mêmes gaz que le piston expulse du cylindre sous la pression de l'atmosphère, et qui y reprennent la température extérieure. L'atmosphère joue ici le rôle de réfrigérant comme dans les machines à vapeur à échappement libre. Les conduites d'air et de gaz, le cylindre et l'atmosphère constituent le système dans lequel s'effectue la série des opérations qui se répète périodiquement, et forme ce que nous appelons le cycle du moteur.

2. Voici l'énoncé de la loi de Wœstynne : « La quantité de chaleur nécessaire pour élever de un degré la température du poids atomique d'un corps composé est égale à la somme des quantités de chaleur nécessaires pour élever de un degré la température des atomes du composé. » Cela revient à dire que les corps simples conservent dans leurs combinaisons la chaleur spécifique qu'ils possèdent à l'état libre. Cette loi se vérifie dans un certain nombre de réactions; mais elle ne constitue, en général, qu'une approximation.



se refroidissent. Ce n'est toujours qu'un gain de chaleur et une perte de chaleur, que l'on conçoit de la même façon dans les moteurs à gaz que dans les machines à air chaud et à vapeur.

Nous sommes donc autorisé à assimiler les cycles de nos moteurs à des cycles fermés réversibles, au titre d'une première approximation, permettant d'établir la limite des perfectionnements que l'on peut espérer : nous n'avons pas d'autre objectif et il nous suffit.

Nous poursuivons de la sorte nos études par les moyens les plus simples, sans nous engager dans des considérations d'une rigueur spécieuse dont on ne tire aucun avantage réel.

Est-il permis, en effet, de se targuer d'une rigueur mathématique dans des calculs qui reposent sur un grand nombre de fictions et d'hypothèses telles que la constance des chaleurs spécifiques, l'adiabaticité des compressions et des détentes, la constance de  $\gamma$  des courbes  $pv^\gamma$ , la réalité des transformations à volume constant et à pression constante, et qui ne tiennent aucun compte de l'action si énergique des parois? Il est évident que non (1). La rigueur affectée par quelques auteurs est donc spécieuse.

Nous croyons avoir répondu aux principales objections élevées contre notre théorie cyclique et contre la manière dont nous l'appliquons.

Si l'on persistait à douter de la légitimité de nos procédés, on pourrait se délivrer de tout scrupule en se bornant à considérer, comme le font quelques-uns, les phases de compression et de détente et à leur appliquer le principe de l'équivalence, en écrivant que le travail effectué entre deux états  $a$  et  $b$  est égal à  $J(U_a - U_b)$ ,  $U_a$  et  $U_b$  étant les chaleurs internes correspondantes aux deux états. Mais cette manière de faire est beaucoup moins facile à suivre. D'ailleurs, lorsqu'il n'y a pas de malentendu dans la position de la question, on constate que ces calculs, effectués en appliquant strictement le principe de l'équivalence, aboutissent aux mêmes résultats que les nôtres, et ne font ressortir aucun fait nouveau, que nous n'ayons signalé dès le début de nos études. Nous n'avons donc aucune raison de renier la méthode que nous avons adoptée dans nos premières recherches et nous y resterons fidèle. On nous permettra de faire observer que nos formules de 1883 ont suffi pour établir une théorie générique, qui n'a pas été inféconde, et qui a reçu de la sorte une confirmation *a posteriori*, dont nous avons le droit de revendiquer le bénéfice.

Cette théorie a permis une analyse suffisante des opérations qui se suivent dans le cylindre des moteurs; c'est l'objet principal des spéculations de ce genre.

En réalité, ces considérations nous conduisent à traiter les moteurs à gaz combustibles comme des moteurs à air chaud, à combustion interne.

1. Rappelons à ce propos ce que J. Bertrand disait de l'hypothèse admise par Poncelet, d'une détente de la vapeur saturée s'effectuant suivant la loi de Mariotte : « L'erreur commise est évidente; elle ne paraît cependant pas l'être beaucoup plus que celle qui résulte des théories dans lesquelles, à des principes beaucoup plus exacts, sont associées des hypothèses aussi éloignées de la vérité que l'imperméabilité des parois du cylindre à la chaleur. » BERTRAND *Thermodynamique*, page 264.



Cette assimilation demande à être discutée et approfondie.

Existe-t-il une différence essentielle entre les deux genres de moteurs, qui nous défende de leur appliquer des procédés de calcul identiques.

Ce n'est point notre avis, et ce n'était pas celui de Lenoir et de Hirn, qui appelèrent d'abord le moteur à gaz un moteur à *air dilaté*.

La différence qui existe entre un moteur à gaz à combustion et une machine à air chaud est devenue négligeable théoriquement, depuis que l'on a construit des machines à foyer intérieur, telles que celle de Buckett, de Woodburg, de Brown, etc. Dans ces machines, le charbon est brûlé dans un foyer clos, alimenté d'air sous forte pression par un compresseur; la haute température du foyer élève celle de l'air qui le traverse et le cylindre moteur reçoit donc un mélange d'azote et de gaz brûlés, qui actualisera l'énergie correspondante au calorique qu'il possède en se détendant derrière le piston, jusqu'à la pression atmosphérique. Le fonctionnement des machines à air chaud est, par suite, le suivant : on comprime préalablement de l'air pur, on élève sa température et, par suite, aussi sa pression en le chauffant par un combustible quelconque, puis on détend les gaz brûlés, de composition complexe, dans un cylindre moteur. Le calcul et l'expérience sont d'accord pour démontrer qu'il y a un avantage considérable à travailler avec de l'air possédant une tension aussi considérable que possible. Or, nous retrouvons la suite complète de ces opérations dans les moteurs à gaz; voici, en effet, quel est le fonctionnement de ces moteurs. On y comprime préalablement de l'air, on élève sa température et, par suite, aussi sa pression en le chauffant, *dans le cylindre même, par un combustible gazeux*, puis on détend les produits de la combustion. Le foyer est transporté au cœur même du cylindre, au lieu d'être disposé à côté de lui; c'est la seule différence; de plus, au lieu d'être solide, le combustible est gazeux, ce qui vaut infiniment mieux. L'échauffement peut avoir lieu aussi bien dans les machines à air chaud proprement dites que dans les moteurs à gaz à volume constant, sous forme explosive, ou bien à pression constante, par simple combustion; dans les deux genres de moteurs, la théorie et l'expérience sont d'accord pour démontrer l'avantage des fortes compressions et des longues détente; le moteur à gaz est donc bien réellement un moteur à air dilaté, c'est-à-dire un moteur à air chaud.

Tous les moteurs à gaz tonnant, à explosion ou à combustion, rentrent, par suite, dans la catégorie des machines à air chaud et la considération des cycles est aussi légitime pour les uns que pour les autres (1).

Nous n'en ferons, d'ailleurs, usage que pour comparer les divers types de moteurs dans leur espèce et pour apprécier leur perfection relative par le rapprochement de leurs rendements théoriques.

1. Bryan Donkin a confondu dans un même ouvrage l'étude des moteurs à gaz et à air, *Gas, oil and air Engines*, et M. Vermand n'a pas voulu s'occuper, dans son ouvrage sur les moteurs, des moteurs à combustion, parce qu'il les considère comme des moteurs à air chaud. Letombe partageait aussi notre manière de voir et il saisissait toutes les occasions qui lui étaient offertes pour en témoigner. Enfin M. Moritz, dans son remarquable ouvrage sur les moteurs thermiques, n'a pas hésité à adopter la méthode des cycles.



Ces préliminaires posés, passons à la définition des cycles des quatre types généraux de moteurs.

Cette définition, qui a pour unique objet de permettre de classer les types principaux et de les comparer entre eux, est essentiellement théorique, nous allons dire schématique.

Dans les machines à explosion, sans compression, le piston aspire le mélange tonnant sous la pression constante de l'atmosphère : la communication étant interceptée avec l'extérieur, le gaz est enflammé et il détone. Nous admettrons que cette explosion est instantanée, et qu'elle s'effectue à volume constant : c'est une hypothèse, mais elle est réalisable, et nous l'admettons pour nos types théoriques, afin de pouvoir les soumettre au calcul. Supposons

que les gaz de la combustion se détendent ensuite suivant une adiabatique, en produisant du travail, et qu'ils sont enfin refroidis sous pression constante, avant d'être rejetés dans l'atmosphère durant la période de retour du piston.

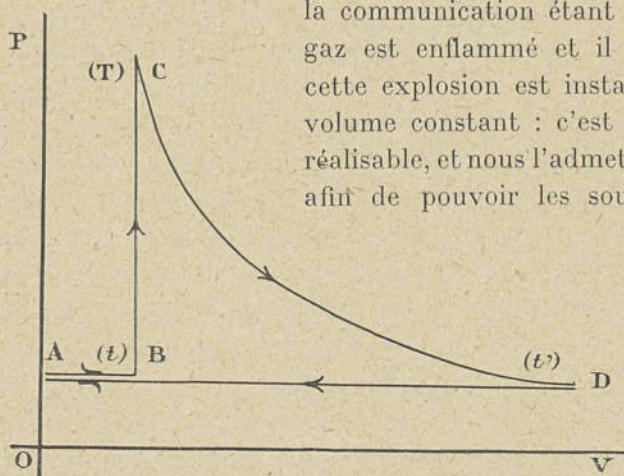


Fig. 32. — Premier type : à explosion sans compression.

La série des transformations physiques, subies par le fluide, est représentée par le diagramme ABCDA de la figure 32; la détente a été supposée complète,

et l'adiabatique ramène les gaz de la pression explosive P à la pression H de l'atmosphère. Nous appellerons T la température explosive, t' celle des produits de la combustion à fin de course de détente en D, et t la température ambiante, qui est aussi la température initiale du mélange. Il est évident que t' est plus grand que t. Qu'il soit entendu enfin, une fois pour

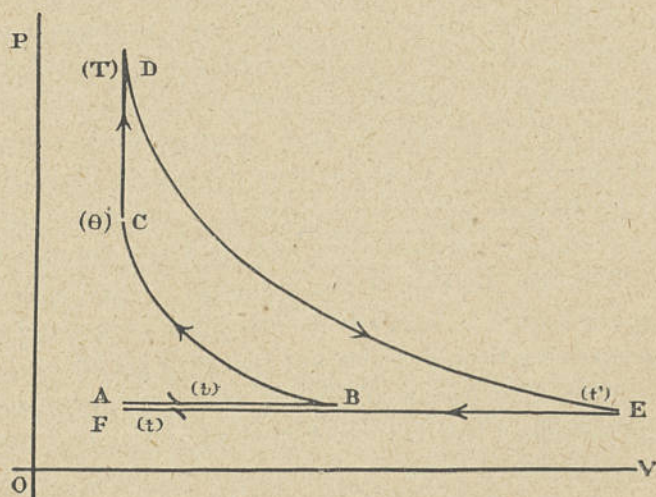


Fig. 33. — Deuxième type : à explosion avec compression.

toutes, que toutes les températures T, t et t' seront exprimées en valeur absolue, sauf indication contraire.



Dans le second type, avec compression préalable à l'explosion, le mélange est aspiré par une pompe auxiliaire, ou par le piston moteur lui-même, sous la pression constante de l'atmosphère; puis il est comprimé, suivant une adiabatique, dans un réservoir intermédiaire ou dans le cylindre de travail même; l'inflammation ayant eu lieu, le gaz s'échauffe instantanément, nous le supporterons encore, sous volume constant, et la pression atteint son maximum P : le piston est refoulé comme précédemment, en produisant du travail et, après détente complète, les gaz sont refroidis et expulsés sous pression constante.

Le chemin parcouru est le suivant : ABCDEFA (fig. 33). Dans le cas d'une pompe de compression auxiliaire distincte, son diagramme correspondrait à la portion ABC et l'on supposerait l'existence d'un réservoir intermédiaire dans lequel le mélange comprimé serait remis en attendant son introduction dans le cylindre moteur. Mais nous verrons que la plupart du temps la compression s'effectue par le même piston dans ce cylindre même; celui-ci présente donc une chambre de compression à l'arrière, d'une capacité égale environ aux  $\frac{4}{10}$  de son volume total. On obtient une simplification d'organes, mais on s'astreint à n'avoir plus qu'une explosion impulsive par deux tours de manivelle, alors qu'avec un cylindre compresseur spécial on obtient une impulsion par tour. Ce sont deux moteurs d'espèce distincte, dont le cycle est le même.

Nous tenons à faire observer expressément, que nous considérons ici une course de compression moindre que la course de détente et que, d'autre part, nous opérons une détente complète jusqu'à la pression de l'atmosphère (').

Le cycle des moteurs à combustion ne diffère du précédent que par la manière dont s'effectue l'échauffement du gaz : au lieu d'opérer à volume constant, on travaille à pression constante. Le mélange combustible passe sur un brûleur, au contact duquel il s'enflamme progressivement; à une explosion se trouve donc substituée une combustion graduelle et continue. Le cycle se complète comme ci-dessus; son diagramme est représenté par la figure 34 qui n'exige aucun commentaire.

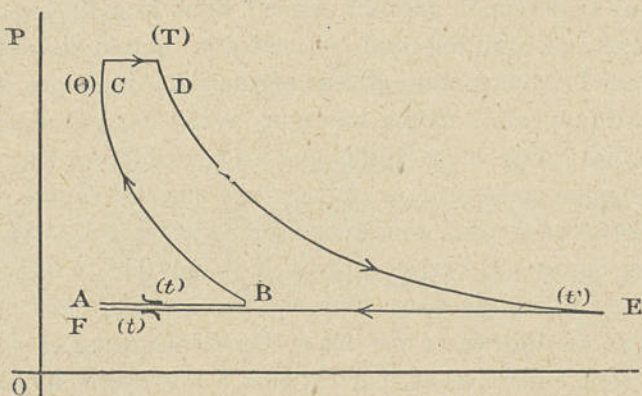


Fig. 34. — Troisième type à combustion.

Nous appellerons encore l'attention sur ce que les courbes de compression et de détente sont des adiabatiques qui vont, la première de la pression atmosphé-

1. C'est ainsi que nous avons posé la question dans nos *Etudes sur les moteurs à gaz ionnant*, en 1883; nous n'avons aucune raison d'abandonner cette manière de traiter le problème.



rique à la pression de compression, et la seconde de la pression de combustion à la pression atmosphérique, celle-ci fournissant donc une détente parfaite.

Les machines *atmosphériques* sont appelées ainsi, parce que le travail moteur est effectué par la pression de l'atmosphère. Le cycle de ces machines peut être rapproché de celui du premier type; le mélange tonnant étant introduit dans le cylindre, sous la pression de l'atmosphère, fait explosion en développant une pression considérable; le piston, qui est libre dans son ascension, est vivement refoulé et, en vertu de sa vitesse acquise, il détend adiabatiquement les produits

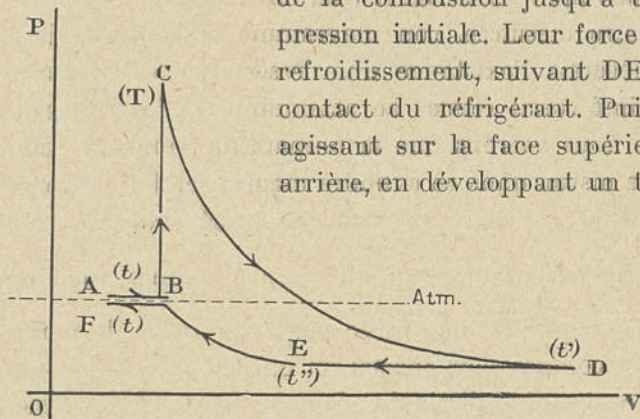


Fig. 35. — Quatrième type atmosphérique.

de la combustion jusqu'à une pression moindre que la pression initiale. Leur force élastique diminue encore par refroidissement, suivant DE, sous pression constante, au contact du réfrigérant. Puis la pression atmosphérique, agissant sur la face supérieure du piston, le ramène en arrière, en développant un travail utilisable, et en comprimant les gaz suivant l'adiabatique EB jusqu'à la pression extérieure, sous laquelle ils sont expulsés. Libre dans la première période du cycle, le piston est rendu solidaire de l'arbre de couche dans sa

marche rétrograde; dans le diagramme de la figure 35, c'est donc la partie DB qui est motrice; AB correspond à l'aspiration du mélange tonnant.

Les cycles que nous venons de décrire reproduisent bien la suite des opérations qui s'effectuent périodiquement dans le cylindre des moteurs à gaz tonnant : répétons toutefois que les contours figurés ci-dessus sont théoriques et fictifs dans leur correction et leur régularité. Ainsi nous avons tracé des courbes adiabatiques, alors même que nous avons démontré plus haut qu'elles sont irréalisables; nous avons admis que les gaz cédaient leur calorique au réfrigérant sous pression constante, ce qui suppose aux parois une conductibilité qu'elles ne possèdent pas; enfin, nous avons représenté par des parallèles aux axes des pressions les lignes qui correspondent à l'explosion, comme si l'explosion était instantanée. Tout en nous efforçant de serrer de très près la réalité des faits, nous n'avons donc tracé que des cycles théoriques. Les cycles réels des moteurs présenteront évidemment, par rapport à nos cycles hypothétiques, des imperfections dont nous devons évaluer l'importance; nos coefficients économiques théoriques n'auront donc qu'une valeur relative, et les résultats de nos calculs ne devront être admis que comme des éléments de comparaison des divers types de moteurs entre eux. Mais du moins le parallèle que nous établirons de la sorte sera-t-il d'une grande utilité pour l'appréciation de la valeur intrinsèque des quatre types généraux de moteurs que nous avons envisagés.



II

**Rendements théoriques comparés des quatre types.**

Les cycles théoriques, que nous avons décrits, sont formés uniquement d'adiabatiques et de lignes parallèles aux axes des volumes et des pressions : il est possible par suite de calculer le rendement théorique de chaque groupe.

Les formes de ces cycles se simplifient beaucoup lorsqu'on néglige les portions d'égale course qui se correspondent dans la période préliminaire d'aspiration et dans les périodes de compression et d'expulsion : ces lignes qui se superposent, parallèlement à l'axe des volumes, sont en quelque sorte étrangères au cycle, attendu que la période de compression ou d'expulsion restitue intégralement le calorique absorbé dans l'aspiration : les deux travaux sont, en effet, équivalents.

Nous n'avons donc qu'à évaluer la chaleur  $Q$  empruntée au foyer, c'est-à-dire fournie au gaz par sa combustion, et à en retrancher la chaleur  $q$  restituée au réfrigérant (ou jetée dans l'atmosphère dans la réalité pratique), pour calculer  $\rho$ , le coefficient de rendement; nous avons en effet :

$$\rho = \frac{Q - q}{Q}.$$

Les notations que nous emploierons seront identiques pour les quatre types. Nous appellerons :

$t$  la température initiale du mélange;

$T$  la température maximum d'explosion ou de combustion;

$\theta$  la température du gaz à la fin de la compression préalable;

$t'$  la température à la fin de la détente.

Enfin, dans les machines atmosphériques, nous désignerons par  $t''$  la température à laquelle, après la détente, l'on abaisse les gaz avant que l'atmosphère ne vienne les comprimer pour les ramener à leur état initial.

Les pressions seront désignées par des lettres dont l'analogie sera facile à saisir; ainsi nous écrirons :

$H$  la pression atmosphérique initiale;

$P$  la pression explosive maximum;

$\pi$  la pression de la compression préalable;

$h'$  et  $h''$  les pressions correspondantes aux températures  $t'$  et  $t''$ , dans les machines atmosphériques.

Voici, dès lors, les calculs relatifs aux divers groupes en supposant que nous opérons sur l'unité de poids du mélange tonnant.



### Machines à explosion sans compression.

#### Premier type.

Le mélange de gaz, pris à la température de l'air extérieur  $t$ , est porté par l'explosion à la température  $T$ ; l'opération se fait sous volume constant; la chaleur dégagée est donc égale à  $c(T - t)$ , en appelant  $c$  la chaleur spécifique moyenne des gaz à volume constant. Cette chaleur doit être considérée comme empruntée au foyer; c'est donc la chaleur que nous avons appelée  $Q$ , et nous avons :

$$Q = c(T - t).$$

Les gaz brûlés se détendent ensuite sans perte ni gain, en fournissant eux-mêmes toute la chaleur transformée en travail le long de l'adiabatique de détente. Nous n'avons donc à inscrire aucun apport de chaleur. Les gaz passent ainsi de la température  $T$  à  $t'$ .

Cela fait, ils sont refroidis au contact du réfrigérant, de  $t'$  à  $t$ , sous pression constante; leur chaleur spécifique est donc  $C$ , et il faut leur soustraire une quantité de chaleur  $C(t' - t)$ ; c'est précisément la valeur de  $q$ .

Nous avons donc :

$$\eta = \frac{Q - q}{Q} = \frac{c(T - t) - C(t' - t)}{c(T - t)}$$

On remarquera que  $c$  et  $C$  sont les chaleurs spécifiques des gaz brûlés : nous admettrons provisoirement que ce sont des valeurs constantes.

En tenant compte de ce que  $\frac{C}{c} = \gamma$ , on peut écrire :

$$\eta = 1 - \gamma \frac{t' - t}{T - t}.$$

### Machines à explosion avec compression.

#### Deuxième type.

La compression adiabatique ayant porté la température du mélange à la valeur  $\theta$ , nous avons d'abord :

$$Q = c(T - \theta).$$

Pour la décharge, nous écrivons comme ci-dessus :

$$q = C(t' - t).$$

Il vient donc :

$$\eta = \frac{c(T - \theta) - C(t' - t)}{c(T - \theta)} = 1 - \gamma \frac{t' - t}{T - \theta}.$$



### Machines à combustion avec compression.

#### Troisième type.

Le passage de la température  $\theta$  à  $T$  s'opère dans ce cas à pression constante :

$$Q = C(T - \theta)$$

La décharge nous donne encore :

$$q = C(t' - t).$$

D'où :

$$\varphi = \frac{C(T - \theta) - C(t' - t)}{C(T - \theta)} = 1 - \frac{t' - t}{T - \theta}.$$

### Machines atmosphériques.

#### Quatrième type.

Nous avons d'abord comme pour le premier type :

$$Q = c(T - t).$$

Après détente, les gaz sont encore refroidis de  $t'$  à  $t''$  :

$$q = c(t' - t''),$$

$$\varphi = 1 - \frac{t' - t''}{T - t}.$$

Les coefficients économiques des quatre groupes ont donc les valeurs suivantes :

I  $\varphi = 1 - \gamma \frac{t' - t}{T - t},$

II.  $\varphi = 1 - \gamma \frac{t' - t}{T - \theta},$

III.  $\varphi = 1 - \frac{t' - t}{T - \theta},$

IV.  $\varphi = 1 - \frac{t' - t''}{T - t}.$

Ces formules, qui sont parfaitement symétriques, expriment la valeur théorique des divers types de moteurs à gaz et se prêtent fort bien à leur comparaison, à condition que nous calculions les valeurs de  $\theta$ ,  $T$ ,  $t'$  et  $t''$ , qui figurent dans nos formules. Nous allons le faire, d'après les relations établies ci-dessus dans notre exposé des notions de thermodynamique.



*Premier type.*

Les pressions et les températures sont reliées par les formules :

$$\frac{P}{H} = \frac{T}{t} \text{ et } \frac{T}{t} = \left(\frac{P}{H}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\frac{t'}{t} = \left(\frac{P}{H}\right)^{1 - \frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P}{H}\right)^{\frac{1}{\gamma}} = \left(\frac{T}{t}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

*Deuxième type.*

Nous aurons encore, comme ci-dessus :

$$\frac{\theta}{t} = \left(\frac{\pi}{H}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \text{ et } \frac{T}{\theta} = \frac{P}{\pi}$$

de plus :

$$\frac{t'}{T} = \left(\frac{H}{P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Nous en déduisons :

$$\frac{t' \theta}{t T} = \left(\frac{\pi}{P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{\theta}{T}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} ;$$

d'où :

$$\frac{t'}{t} = \left(\frac{\theta}{T}\right)^{-\frac{1}{\gamma}} = \left(\frac{T}{\theta}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Le degré de compression est caractérisé par la valeur du rapport  $\frac{\pi}{H} = \gamma$  ; c'est le rapport des pressions et non pas des volumes.

Appelant V le volume total du cylindre et v celui de la chambre de compression, on a :

$$\gamma = \frac{\pi}{H} = \left(\frac{V}{v}\right)^{\gamma} \text{ et } \frac{V}{v} = \left(\frac{\pi}{H}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

*Troisième type.*

Les températures et les pressions sont encore reliées par les formules suivantes :

$$\frac{\theta}{t} = \left(\frac{\pi}{H}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \text{ et } \frac{t'}{T} = \left(\frac{H}{P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$



d'où :

$$\frac{\theta}{t} = \frac{T}{t'} \quad \text{et} \quad \frac{t' - t}{t} = \frac{T - \theta}{\theta}.$$

La valeur  $\rho$  du coefficient économique peut donc s'écrire :

$$\rho = 1 - \frac{(T - \theta)t}{\theta(T - \theta)} = 1 - \frac{t}{T}.$$

Le cycle du troisième type est celui de la machine à air de Joule : son coefficient économique présente cette particularité d'être indépendant de  $T$ , puisque nous avons trouvé  $\rho = 1 - \frac{t}{T}$ . Le rendement du cycle de Carnot serait égal à  $1 - \frac{t}{T}$  ; si donc on faisait tendre  $\theta$  vers  $T$ , on approcherait de réaliser le rendement maximum par le cycle du troisième type ; mais la chaleur prise au foyer deviendrait nulle en même temps, et le travail du moteur serait réduit à zéro.

Le calcul démontre que le travail est maximum lorsque :

$$\theta = \sqrt{tT};$$

alors :

$$\theta = t' = \frac{tT}{\theta}.$$

*Quatrième type.*

$$\frac{T}{t} = \frac{P}{H}.$$

La détente étant égale à la compression finale, nous avons aussi :

$$\frac{T}{t'} = \frac{t}{t''} \quad \text{ou} \quad \frac{T}{t} = \frac{t'}{t''}.$$

d'où :

$$\frac{T - t}{t} = \frac{t' - t''}{t''}$$

$$\rho = 1 - \frac{t' - t''}{T - t} = 1 - \frac{t''}{T}.$$

Avant de passer aux calculs, formulons quelques remarques, qui permettront de les simplifier.

L'accroissement de température résultant de l'explosion, c'est-à-dire de la combustion sous volume constant, est déterminé uniquement par la quantité de calories que peut fournir le poids du mélange gazeux, et il ne dépend pas de la compression préalable qu'il a pu subir : il y a donc égalité entre  $T - t$  et  $T - \theta$ .

Cette observation tendrait à faire croire que les rendements du premier et du deuxième type seraient les mêmes, mais ce n'est qu'une apparence, attendu que  $t'$  est plus petit dans le second cas que dans le premier. En effet, sans compression  $\frac{t'}{t} = \left(\frac{T}{t}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$ , alors qu'avec compression on a  $\frac{t'}{t} = \left(\frac{T}{\theta}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$  ; la



compression a donc pour effet de diminuer la température  $t'$  des gaz brûlés à la fin de leur détente; par suite, la différence  $t' - t$  est plus petite dans les moteurs à compression préalable.

Pour les moteurs du deuxième type, T augmente avec  $\theta$ ; pour ceux du troisième type, T dépend de la quantité de gaz admise dans le cycle, égale à la première, mais brûlée différemment, par voie progressive, sous pression constante. Les rendements dépendent par suite d'éléments qui ne sont pas entièrement identiques, dont la valeur doit être mise en évidence par le calcul.

Nous calculerons les rendements des quatre types par ces valeurs de  $t'$ ,  $t$ ,  $\theta$  et T, en faisant usage des données établies précédemment, pour le gaz de ville, auxquelles nous prions le lecteur de vouloir bien se reporter, en faisant remarquer toutefois que nous aurions abouti à des résultats comparables en prenant pour exemple des gaz pauvres ou de l'air carburé.

Considérons d'abord les moteurs à explosion sans compression. Supposons la température initiale à  $15^\circ$  C ou  $288^\circ$  absolus : le mélange tonnant étant formé de 1 volume de gaz avec 10 volumes d'air, la température d'explosion T atteindra  $1.800^\circ$  absolus et P deviendra égal à 6 atm. 5.

De plus, nous aurons :

$$t' = t \left( \frac{T}{t} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 1182^\circ. \quad (1)$$

Il vient enfin :

$$\varphi = 1 - \gamma \frac{t' - t}{T - t} = 0,23.$$

Pour la seconde classe de moteurs à explosion avec compression préalable, nous n'avons qu'à fixer la valeur  $\pi$  de la pression initiale pour que toutes les autres données en découlent immédiatement.

Posons d'abord :

$$\pi = 3 \text{ atmosphères.}$$

Il vient :

$$\theta = t \left( \frac{\pi}{H} \right)^{0,23} = 371^\circ = 288^\circ + 83^\circ.$$

La détonation, qui suit immédiatement la compression, augmente la température du même nombre de degrés, quelle que soit la pression du mélange : nous avons par suite  $T - \theta = T - t$ .

La compression avait élevé  $\theta$  de  $83^\circ$ ; T est donc égal à  $1.800 + 83 = 1.883^\circ$ .

Or,

$$t' = t \left( \frac{T}{\theta} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 1007^\circ.$$

1. J'adopte pour  $\gamma$  la valeur moyenne 1,30 trouvée ci-dessus; nous aurons donc :

$$\frac{1}{\gamma} = 0,77; \quad \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 0,23 \quad \text{et} \quad \frac{1}{\gamma - 1} = 3,33.$$



Et

$$\frac{P}{\pi} = \frac{T}{\theta} = 5,081; \text{ d'où } P = 15^{\text{atm}}, 24.$$

La température  $l'$  est moindre que celle que nous avons calculée pour le premier type, parce que la détente est plus longue : nous l'avons prévu.

La valeur de  $\rho$  est par conséquent égale à :

$$1 - \gamma \frac{l' - l}{T - \theta} = 0,38.$$

Voyons ce que devient ce rendement  $\rho$  quand la compression augmente.

Nous ferons tour à tour  $\pi$  égal à 5 et 10 atmosphères (1).

$$\pi = 5 \text{ atm.}$$

$$\theta = 417^{\circ}$$

$$T = 1.800 + 129 = 1.929^{\circ}$$

$$P = 23 \text{ kg. } 15$$

$$l' = 937^{\circ}$$

$$\rho = 1 - 1,30 \frac{937 - 288}{1.929 - 417} = 0,44$$

$$\pi = 10 \text{ atm.}$$

$$\theta = 489^{\circ}$$

$$T = 1.800 + 201 = 2.001^{\circ}$$

$$P = 40,96$$

$$l' = 853^{\circ}$$

$$\rho = 1 - 1,30 \frac{853 - 288}{2.001 - 489} = 0,52$$

Il ressort de nos calculs que la compression a pour conséquence un accroissement considérable du rendement théorique. Mais les gaz atteignent une pression explosive de plus en plus grande.

Ces calculs ne s'appliquent qu'à des moteurs, réalisant l'hypothèse que nous avons faite, d'une course de compression moindre que la courbe de détente, rendant donc possible une détente complète : ils ne sauraient convenir à l'étude du moteur Otto, dans lequel la détente est nécessairement incomplète, et dont l'étude ne sera faite qu'ultérieurement.

Par contre, rentrent dans notre groupe, et dans le second type, les moteurs munis du dispositif Atkinson, ainsi que ceux qu'on a appelés à *dépression*, dont le cycle a été imaginé par Niel; cet habile inventeur coupait l'admission avant que le piston ne fût à bout de course, de telle sorte qu'il se produisait un vide relatif dans le cylindre, jusqu'à ce que le piston revint occuper la même position. A une très courte détente adiabatique succédait ainsi une compression identique, qui remettait les choses en l'état et ne produisait aucun effet sur le rendement du cycle. Mais on voit aisément que cet artifice équivalait à une réduction de la course d'aspiration et de compression.

Appartiennent encore à cette catégorie les types à *décompression*, adoptés par

1. Il est intéressant de calculer les valeurs du rapport  $\frac{V}{v}$  correspondantes à celles du rapport  $\gamma$ . On a

$$\frac{\pi}{H} = \gamma = \left(\frac{V}{v}\right)^{\gamma}, \text{ d'où } \frac{V}{v} = \gamma^{\frac{1}{\gamma}}$$

Il vient :

$$\gamma = 3 \quad 5 \quad 10$$

$$\frac{V}{v} = 2,330 \quad 3,453 \quad 5,890$$



Charon et Letombe, réalisés par remisage ou autrement, auxquels nous accorderons plus loin un paragraphe spécial.

Passons aux moteurs du troisième groupe.

Nous pouvons conserver la même pression initiale : effectuons, sur cette donnée, les calculs indiqués par nos formules. La valeur de  $\theta$  sera la même que ci-dessus, mais T sera égal à  $1.460 + 83 = 1.543^{\circ}$ . Il reste à calculer  $t'$  :

$$t' = t \frac{T}{\theta} = 1196^{\circ}.$$

Par suite,

$$\rho = 1 - \frac{t' - t}{T - \theta} = 0,23.$$

Ce rendement n'est pas supérieur à celui des moteurs de la première catégorie. Mais hâtons-nous de constater qu'il suffira d'augmenter la compression préalable pour faire conquérir aux moteurs de la troisième famille un rendement bien plus considérable.

C'est là une supériorité réelle. Faisons, par exemple,  $\pi$  égal à 5 ou 10 atmosphères, nous voyons aussitôt le rendement s'élever. Voici les données qui ressortent de cette nouvelle hypothèse. :

$\pi = 5 \text{ atm.}$	$\pi = 10 \text{ atm.}$
$\theta = 417^{\circ}$	$\theta = 489^{\circ}$
$T = 1.587^{\circ}$	$T = 1.658^{\circ}$
$t' = 1.091^{\circ}$	$t' = 970^{\circ}$
$\rho = 0,31$	$\rho = 0,41$

Mais on pourrait comprimer bien davantage encore, puisque la combustion n'élève pas la tension des gaz; Diesel a fait l'hypothèse d'une compression à 250 atmosphères; dans ce cas absolument fictif nous aurions :

$$\theta = t \times (250)^{0,23} = t \times 3,56 = 1025^{\circ}.$$

et :

$$\rho = 1 - \frac{t}{\theta} = 1 - \frac{1}{3,56} = 0,719.$$

Ne comprimons qu'à 35 atmosphères. : on trouverait encore que  $\rho$  serait égal à 0,557.

Nous reviendrons longuement sur cette question en faisant l'étude de l'invention de Diesel : qu'il nous suffise de faire remarquer ici que pas n'était besoin de recourir à une théorie nouvelle, il n'y avait qu'à appliquer des considérations formulées par nous, dès 1883, dans nos *Etudes sur les moteurs à gaz tonnants*.

Rappelons encore qu'à la limite, quand T est très voisin de  $\theta$ , le rendement de notre cycle tendra à devenir égal au rendement limite du cycle de Carnot. Observons que le rendement est indépendant en valeur absolue de T, qui ne figure pas dans notre formule. Disons, par contre, que le travail développé croît avec la valeur de T, donc avec la durée de la combustion.



Ces conditions sont éminemment favorables aux applications pratiques du cycle que nous venons de décrire. En effet, nous voyons d'abord que la puissance d'un moteur se règle aisément par la durée de la combustion, de laquelle dépend la quantité de chaleur cédée dans la phase correspondante; c'est la longueur de la droite CD du diagramme (fig. 34) qui fait le travail. Mais le rendement est indépendant de T; il sera donc le même, quelle que soit la longueur de cette droite CD, à pleine charge ou à demi-charge, propriété précieuse à laquelle les praticiens attachent le plus grand prix. Un tel moteur pourrait avoir d'ailleurs des dimensions relativement exigües, attendu que l'aire du diagramme devient facilement aussi grande que celle du diagramme des moteurs à explosion. La douceur de sa marche serait du reste remarquable, vu que la pression reste constante comme dans les machines à vapeur, durant toute la phase d'admission, sans qu'il se produise ces à-coups formidables, qui rendent si difficile la construction des moteurs à explosion à grande compression. Le cycle théorique de ces machines est enfin exactement réalisable, ainsi que l'a péremptoirement démontré Gardie; les diagrammes qu'il relevait sur son moteur étaient identiques à ceux que donne une machine à vapeur à admission et détente variable.

Les considérations que nous venons de développer montrent que notre théorie nous fournit le moyen de mettre en lumière la valeur relative des divers types de moteurs en calculant leur rendement dans les divers cas que présente la pratique. Mais nous établirons un parallèle entre eux d'une manière plus générale, en déterminant leur rendement générique, c'est-à-dire en calculant le rapport qui existe entre le coefficient économique, obtenu ci-dessus, et le coefficient du cycle de Carnot pour les mêmes limites de température. Le rendement générique caractérise correctement un moteur, car il permet de comparer deux cycles alors même qu'ils sont limités par des températures différentes, tels que ceux à explosion et à combustion du deuxième et du troisième type.

Le rendement générique du premier type est égal à :

$$\rho_1 = \frac{0,23}{1 - \frac{288}{1802}} = 0,28.$$

Calculant de même celui du second type, nous trouvons, pour  $\rho_1$ , les valeurs 0,45 quand la compression est de 3 atmosphères; 0,51 et 0,60 quand elle atteint 5 et 10 atmosphères. Le coefficient générique du troisième type prend les valeurs 0,28, 0,38 et 0,49 dans ces trois cas. Mais sa valeur croît avec la compression, et elle pourrait même approcher de l'unité, quand le travail tend vers zéro, ainsi que nous l'avons prouvé ci-dessus. C'est un cas limite, il est vrai, qui n'a qu'un intérêt théorique.

Dans les conditions habituelles des moteurs, pour des compressions de 3 à 10 atmosphères, celui qui réalise les conditions théoriques les plus parfaites est le moteur du second type à explosion avec compression préalable; la combus-



tion graduelle qui a lieu dans le troisième le cède manifestement à la détonation instantanée.

Mais les distances se rapprochent entre ces deux types au fur et à mesure que la pression  $\pi$  augmente; or, on se trouve rapidement arrêté dans cette voie progressive pour les moteurs à explosion, alors qu'on peut aller très loin pour les moteurs à combustion; finalement, ce sont ces derniers qui sont susceptibles des plus riches rendements.

La démonstration théorique de ce fait avait aussi été donnée dans mes *Études sur les moteurs à gaz tonnants*.

Mais nous ne nous sommes point encore occupés des machines atmosphériques : elles nous conduiront à des rendements supérieurs aux précédents.

Nous avons trouvé pour ces moteurs une valeur du coefficient économique égale à :

$$\rho = 1 - \frac{t' - t''}{T - t} = 1 - \frac{t''}{t}$$

Cette formule est relative au cycle formé de deux adiabatiques et de deux parallèles aux axes des pressions et des volumes (fig. 35).

Supposons que la température  $t''$  du réfrigérant soit égale à 288°, c'est-à-dire égale à la température du milieu ambiant; le gaz, détendu de T à  $t'$ , serait donc refroidi de  $t'$  à  $t''$ , soit à 288° : puis commencerait une compression adiabatique qui ramènerait le gaz à la pression de l'atmosphère en élevant sa température à  $t$ , température initiale du cycle. Cette série d'opérations serait possible : elle conduirait à une valeur de  $\rho$  égale à 0,50 si nous faisons  $t$  égal à 576°. Le cycle de Carnot donnerait  $\rho = 1 - \frac{288}{1.802}$ , soit 0,85 : le rendement générique des moteurs atmosphériques serait donc égal à 0,58. C'est un rendement remarquable, par le fait qu'il est obtenu sans compression.

Telles sont les conclusions de notre étude.

Résumons dans un tableau synoptique tous les résultats de ces calculs : ce sera une première base pour le parallèle que nous cherchons à établir entre les divers types de moteurs à gaz. Les quatre groupes seront représentés par les chiffres romains correspondant à leur rang;  $\rho$  sera le coefficient propre et  $\rho_1$  le coefficient générique.

	$t$	$\pi$	$\theta$	T	P	$t'$	$\rho$	$\rho_1$
	degrés	atmosph.	degrés	degrés	atmosph.	degrés		
I.....	288	»	»	1.800	6,5	1.182	0,23	0,28
	288	3	371	1.883	19,5	1.007	0,38	0,45
II.....	288	5	417	1.929	23,15	937	0,44	0,51
	288	10	489	2.001	40,96	853	0,52	0,60
	288	3	371	1.535	3	1.191	0,23	0,28
	288	5	417	1.581	5	1.091	0,31	0,38
III.....	288	10	489	1.653	10	970	0,41	0,49
	288	35	652	1.816	35	»	0,56	0,66
	288	250	1.025	2.189	250	»	0,72	0,75
IV.....	576	»	»	1.802	6,5	1.182	0,50	0,58



Les remarquables propriétés des machines atmosphériques ressortent tout d'abord de ce tableau : les moteurs à compression préalable du second type les serrent de près, il est vrai ; les moteurs primitifs à explosion sans compression sont les moins parfaits, et leur abandon est justifié.

A un autre point de vue, non moins général, nous constatons la grande influence sur le rendement de la *compression* et de la *détente* ; ce sont les *facteurs principaux* de l'amélioration du rendement des moteurs.

Si la combustion graduelle, sous pression constante, est moins avantageuse spécifiquement que la combustion explosive sous volume constant, elle a par contre l'avantage de se prêter facilement aux hautes compressions : les moteurs du troisième type peuvent de ce chef gagner une prééminence indiscutable et se mettre à la tête des machines à combustion interne. Le moteur Diesel en a donné la preuve : il lui suffit d'une compression de 35 atmosphères pour prendre le premier rang.

Donnons à ces résultats une forme plus concrète encore en déterminant les consommations de gaz, correspondantes à ces diverses conditions de marche, de nos quatre types de moteurs : prenons un gaz de ville moyen, à 5.250 calories par mètre cube à 0° et 760 millimètres, et évaluons la dépense par 270.000 kilogrammètres développés sur le piston, c'est-à-dire par cheval-heure.

#### Consommations théoriques.

	Compression.	Consommation en litres.
Premier type.....	Nulle.....	526
Second type.....	3 atmosphères.....	318
	5 — .....	275
	10 — .....	232
Troisième type.....	3 atmosphères.....	526
	5 — .....	390
	10 — .....	295
Quatrième type.....	35 — .....	217
	Nulle.....	242

La théorie cyclique, basée sur l'étude des diagrammes en PV, nous a permis d'établir un parallèle complet entre les divers types de moteurs ; on peut lui reprocher, ce dont je ne me défends pas, de reposer sur des calculs de température, qui ne disent rien à l'esprit avant d'être achevés.

En recourant aux diagrammes entropiques, en ST, on se trouve en face des mêmes calculs et l'on aboutit aux mêmes formules de rendement, mais les figures que l'on emploie parlent aux yeux et permettent de comparer les types à l'aide d'une représentation graphique très suggestive.

C'est ce qu'il nous reste à exposer.

Envisageons tour à tour les moteurs des trois premiers genres, à explosion,



sans compression ou avec compression, et à combustion avec compression. Supposons que l'on admette dans chacun d'eux le même poids de mélange tonnant, au même dosage, et qu'on opère une combustion et une détente également complète des produits de la combustion. Prenons le mélange à la température initiale  $t$  de  $300^{\circ}$  absolu ( $27^{\circ}$  centigrades) et sous la pression atmosphérique : la chaleur développée dans les différents cycles sera la même, mais les températures réalisées après explosion ou combustion différeront beaucoup, pour des causes diverses et surtout par suite des compressions inégales qu'on aura pratiquées. C'est en cela que réside l'intérêt majeur de cette démonstration.

Dans un moteur à explosion sans compression, genre Lenoir, l'explosion du mélange correspond à la ligne AB, partant de l'état initial, à la température de l'air extérieur  $t = 300^{\circ}$ , pour lequel nous faisons l'entropie égale à zéro, et aboutissant à l'état B, à la température  $T$  développée par l'explosion. Le phénomène ayant lieu à volume constant, nous avons (fig. 36) :

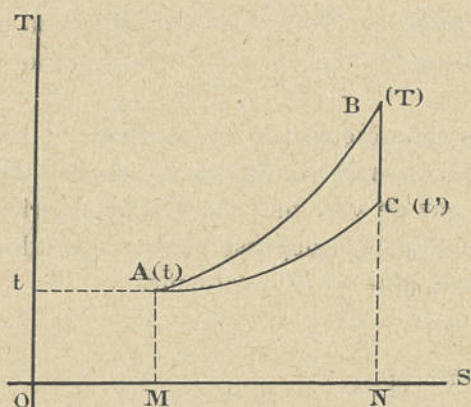


Fig. 36.

Diagramme entropique du premier type.

$$S = c \log' \frac{T}{t}.$$

$T$  se calcule comme ci-dessus, par les éléments de la composition du mélange.

L'entropie suit une courbe logarithmique.

La détente adiabatique est figurée par la ligne isentropique BC, parallèle à l'axe des températures ; le point C doit être tel que le mélange soit ramené à son état initial par une soustraction de chaleur effectuée sous pression constante. La ligne CA qui ferme le cycle est connue par conséquent et elle a pour équation :

$$S = C \log' \frac{T}{t}$$

La surface MABN représente la chaleur développée par l'explosion ; l'aire ABC montre quelle part a été transformée en travail ; la chaleur rejetée par la décharge est figurée par l'aire MACN.

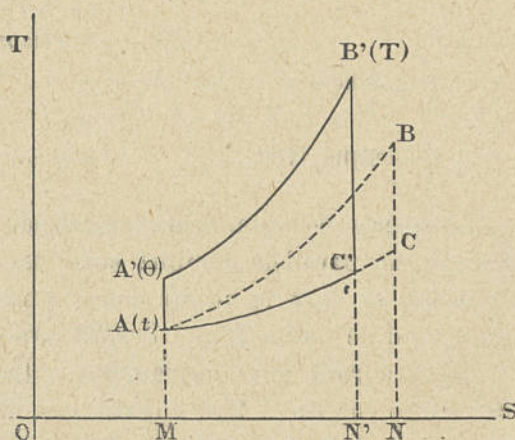


Fig. 37.

Diagramme entropique du deuxième type.

Mais passons au moteur à explosion avec compression ; le cycle commence



par une compression adiabatique, qui élève la température sans augmenter l'entropie (fig. 37). Appelons  $\gamma$  le degré de compression, et  $\theta$  la température à la fin de la compression; nous savons d'abord que :

$$\left(\frac{\pi}{H}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\gamma)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{\theta}{t}.$$

L'isentrope de compression est donc la droite AA' : puis vient l'explosion à volume constant, figurée par la ligne A'B' et représentée par l'équation :

$$S = c \log' \frac{T}{\theta}.$$

On passe aisément de la courbe AB, correspondante au premier type, à la courbe A'B', en observant que les points des deux courbes, ayant même abscisse, correspondent à des températures proportionnelles à  $\frac{t}{\theta}$ .

Comme la même quantité de chaleur a été développée sur AB et sur A'B', nous pouvons écrire :

$$\text{aire MA'B'N'} = \text{aire MABN}.$$

La température B' est d'ailleurs plus grande que B, car il y a même différence entre les températures T' et  $\theta$  qu'entre T et t :

$$T' - \theta = T - t.$$

Les températures étant plus grandes, il faut donc que l'entropie soit moindre, sinon l'on n'aurait pas l'égalité des aires M'A'B'N' et MABN. Il faut par suite que MN' soit plus petit que MN.

Le cycle se ferme par la ligne B'C' et par la courbe C'A (').

Nous voyons ainsi que la compression a pour effet de conduire à une température plus faible en C' qu'en C, à la fin de la détente.

De même, la chaleur perdue à la décharge est moindre, car MAC'N' est plus petit que MACN. Il faut donc que le rendement soit plus grand; il sera du reste d'autant meilleur que la compression initiale aura été plus forte.

C'est ce que nous voulions démontrer.

Le diagramme entropique d'un moteur du deuxième type a par conséquent la forme AA'B'C'A.

Une augmentation de compression fait croître la ligne AA' et fait remonter d'autant le point B', sans modifier la ligne AC'; l'aire AA'B'C'A augmente donc et par suite aussi le travail.

C'est la seconde démonstration que nous voulions faire.

1. On pourrait construire directement cette courbe en augmentant les ordonnées de AC proportionnellement au rapport  $\frac{\theta}{t}$ .



Abordons maintenant l'étude des moteurs à combustion.

Nous débutons par la compression qui nous conduit comme précédemment au point A'; puis il se produit une combustion à pression constante, représentée par la ligne A' B'', dont l'équation est (fig. 38) :

$$S = C \log' \frac{T}{\theta}$$

La température finale T'' de la combustion en B'' peut se déduire de la valeur calculée ci-dessus de  $\theta$ , par la condition que la quantité de chaleur engendrée dans les deux opérations est la même.

On pose donc :

$$Q = C(T'' - \theta);$$

d'où il vient :

$$T'' = \theta + \frac{Q}{C}$$

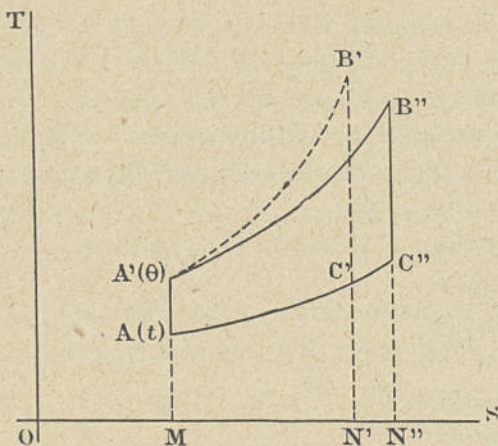


Fig. 38.  
Diagramme entropique du troisième type.

La courbe a dès lors pour équation :

$$S = C \log' \left( 1 + \frac{Q}{C\theta} \right)$$

Elle est figurée en A' B'.

Le cycle est donc représenté par le contour AB''C''; la température T'' est manifestement moindre que T' et même que T. Il faut dès lors pratiquer une compression plus forte pour obtenir un rendement égal à celui des machines du second genre à explosion : mais, comme la combustion s'opère à pression constante, la pression maximum du cycle ne dépasse pas celle de la compression initiale.

Ces considérations sont entièrement à l'avantage des moteurs à combustion; elles confirment les conclusions déduites de notre théorie générale.

Les rapprochements effectués sur les figures 36, 37 et 38 permettent déjà

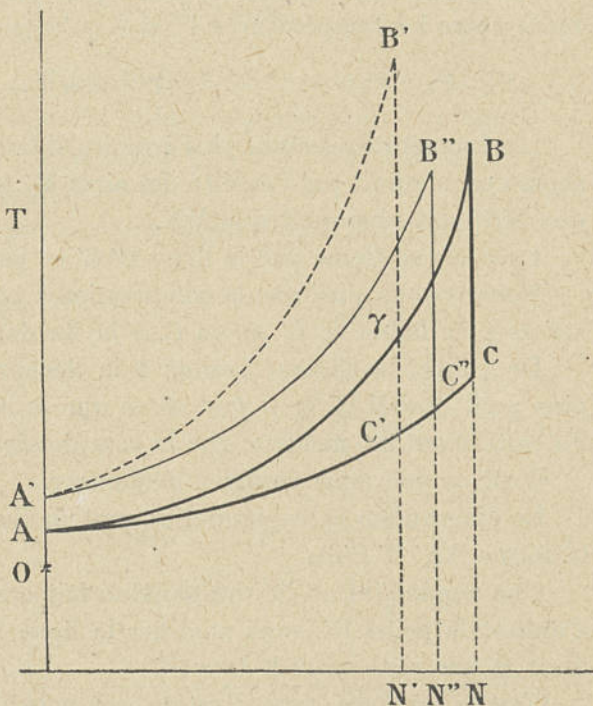


Fig. 39. — Parallèle entropique des trois types.



d'apprécier la valeur relative des trois types; en les rassemblant tous sur une même figure, nous rendrons notre parallèle encore plus suggestif. La figure 39 réalise cette comparaison.

On y voit d'un coup d'œil que la compression a pour effet de diminuer la température à la fin de la détente, de réduire par conséquent le transport de calorique au réfrigérant et d'améliorer le rendement.

Nous allons étudier maintenant quelques variantes de nos cycles types, en commençant par celui qui est le plus communément appliqué dans les moteurs à combustion interne, et qui est connu sous le nom usurpé d'Otto.

### III

#### Étude du Cycle Beau de Rochas-Otto à détente tronquée.

Le cycle, imaginé par Beau de Rochas, et appliqué par Otto, ne réalise pas notre concept du second type, attendu que la course de compression est égale à la course de détente, d'où il résulte que cette détente est nécessairement incomplète : le cycle Otto est donc inférieur à notre type.

Il est représenté par la figure 40.

La compression et la détente s'effectuent dans un seul cylindre; le mélange tonnant est d'abord aspiré à la pression atmosphérique H, suivant AB, puis comprimé adiabatiquement de B en C, de la pression atmosphérique à la pression  $\pi$ . L'explosion qui a lieu à volume constant porte la pression de  $\pi$  à P et la température de  $\theta$  à T.

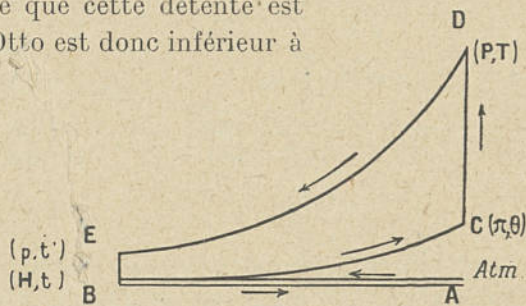


Fig. 40. — Cycle Beau de Rochas-Otto.

La détente adiabatique suit immédiatement l'explosion, que nous supposons instantanée; elle ramène les gaz brûlés de la pression P à p, de sa température T à  $t'$  et elle s'arrête en E; pour fermer la série d'opérations, il faut ensuite refroidir les gaz de  $t'$  à t, sous volume constant.

Les gaz sont enfin expulsés du cylindre et renvoyés dans l'atmosphère.

Nous avons, par conséquent :

$$Q = c(T - \theta)$$

$$q = c(t' - t)$$

$$\eta = \frac{c(T - \theta) - c(t' - t)}{c(T - \theta)} = 1 - \frac{t' - t}{T - \theta}$$



La formule n'est donc plus celle que nous avons trouvée pour le deuxième type; elle est la même que pour le troisième type, à détente complète.

Calculons les valeurs de  $\rho$  sur les mêmes données que ci-dessus, en faisant varier le rapport de compression  $\gamma$ , que nous prendrons successivement égal à 3, à 5 et à 10.

Rappelons d'abord que nous avons, en appelant  $v$  le volume de la chambre de compression et  $V$  celui du cylindre :

$$\frac{\pi}{H} = \left(\frac{V}{v}\right)^\gamma = \frac{P}{p}$$

$$\frac{\theta}{t} = \left(\frac{\pi}{H}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T}{t''};$$

D'où :

$$t'' = \frac{T}{\theta} t.$$

Tous calculs faits, il vient :

$\gamma = 3$	$\gamma = 5$	$\gamma = 10$
$t'' = \frac{1883 \times 288}{371} = 1463^\circ$	$t'' = \frac{1929 \times 288}{417} = 1333^\circ$	$t'' = \frac{2001 \times 288}{489} = 1180^\circ$
$p = 6,5 \text{ atm.}$	$p = 4,6 \text{ atm.}$	$p = 4,1 \text{ atm.}$
$\rho = 1 - \frac{1463 - 288}{1883 - 371}$	$\rho = 1 - \frac{1339 - 288}{1929 - 417}$	$\rho = 1 - \frac{1180 - 288}{2001 - 489}$
$= 0,23$	$= 0,31$	$= 0,412$

Ces chiffres sont extrêmement instructifs.

Et d'abord, ils montrent que le rendement du cycle Otto est moins élevé que celui du cycle que nous avons pris comme type des moteurs à explosion et compression; c'était à prévoir. Pour une compression à 3 kilogrammes, la différence est grande, puisque le rendement tombe de 0,45 à 0,23. L'écart diminue et il est presque comblé à 10 kilogrammes (1) : l'augmentation de compression est donc doublement utile pour les moteurs du genre Otto, puisque non seulement elle améliore leur rendement, mais encore parce qu'elle tend à les mettre de pair avec les meilleurs moteurs du type.

Nous avons rapproché, dans la figure 41, les trois diagrammes correspondants aux compressions à 3, à 5 et 10 atmosphères : leur forme est différente. La pression finale  $p$ , quoique toujours grande, diminue néanmoins à mesure que la compression augmente et, en même temps, la température  $t''$  baisse, de sorte que les gaz s'échappent du cylindre à une température moindre. C'est la cause principale de l'amélioration du rendement.

1. Voir le tableau de la page 316.



L'examen de ces diagrammes nous fournit la solution d'un problème, qui a longtemps excité la curiosité des ingénieurs : la pratique avait démontré qu'on obtenait plus de travail d'un moteur donné en réduisant le volume de sa chambre de combustion, donc en augmentant la compression préalable. Or, on ne voit pas *a priori* comment il se fait que, toutes choses égales d'ailleurs et pour une même charge admise, dans un même cylindre, une augmentation de la compression ait pour conséquence immédiate un accroissement de puissance. Mais nos diagrammes expliquent la chose sans peine, attendu qu'ils démontrent que leur pression moyenne s'accroît au fur et à mesure que la compression devient plus forte.

Mais on peut aussi faire la même constatation en observant que le travail développé est proportionnel à  $c(T - \theta) - c(t'' - t)$ . Or, la chaleur développée par l'explosion d'un kilogramme de mélange est la même, quelle que soit la compression; l'élevation de température  $T - \theta$  est donc la même aussi, nous l'avons déjà dit. Mais  $t'' - t$  diminue, quand  $\theta$  augmente alors que  $t$  reste constant, puisque l'on a

$$\frac{t'' - t}{t} = \left(\frac{T - \theta}{\theta}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Si  $t'' - t$  diminue, avec la compression, il est démontré que le travail augmente.

Quelques praticiens ont cru observer que le rendement thermique était d'autant meilleur que le mélange de gaz et d'air était plus riche; soumettons encore cette question au contrôle de notre théorie.

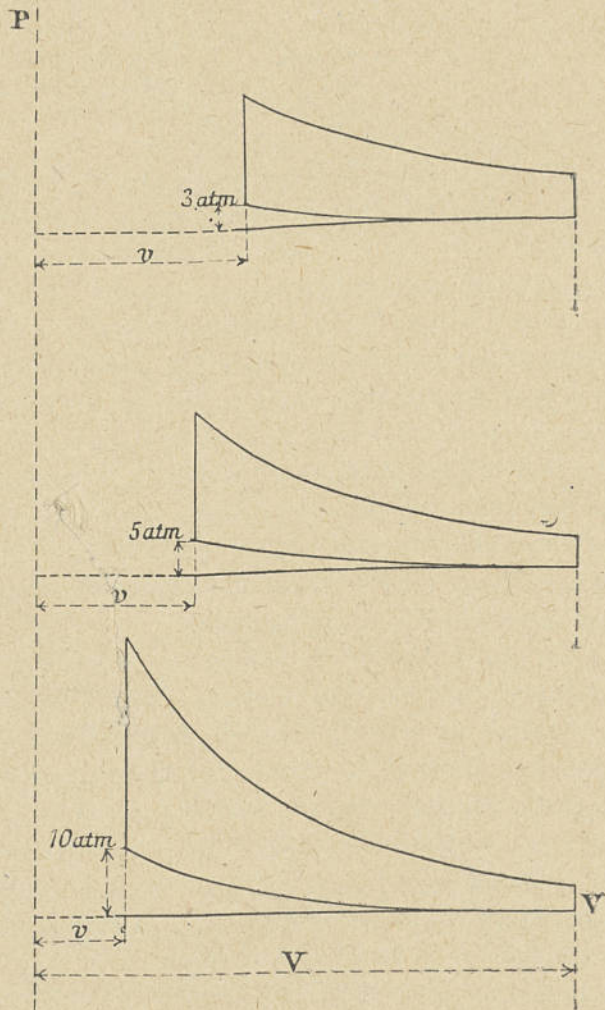


Fig. 41. — Diagrammes comparés à compression croissante.



Refaisons pour cela les mêmes calculs que ci-dessus, en supposant que le mélange admis au cylindre soit plus pauvre, et prenons, par exemple, une proportion qui donne une température sans compression  $T$  égale à  $1.650^{\circ}$  absolus au lieu de  $1.800^{\circ}$ , que nous avons prise précédemment comme point de départ.

Les résultats du calcul sont alors les suivants :

$\eta = 3$	$\eta = 5$	$\eta = 10$
$\theta = 371^{\circ}$	$\theta = 417^{\circ}$	$\theta = 489^{\circ}$
$T = 1.733^{\circ}$	$T = 1.779^{\circ}$	$T = 1.851^{\circ}$
$P = 14,00 \text{ atm.}$	$P = 21,32 \text{ atm.}$	$P = 37,85 \text{ atm.}$
$l' = 1.345^{\circ}$	$l' = 1.229^{\circ}$	$l' = 1.090^{\circ}$
$\rho = 0,223$	$\rho = 0,309$	$\rho = 0,412$

Nous trouvons, pour les valeurs de  $\rho$  : 0,223 au lieu de 0,230; 0,309 au lieu de 0,310 et 0,412 dans les deux cas. Le rendement est par suite très légèrement abaissé, mais d'une quantité assurément très faible et presque négligeable. Or, dans un certain nombre de moteurs du genre Otto, on règle la vitesse en modifiant le dosage du mélange tonnant; la chaleur dégagée dans l'explosion diminuant, le travail produit sur le piston subit une diminution proportionnelle et l'équilibre s'établit entre le travail moteur et le travail résistant. A demi-charge, on marche avec un mélange pauvre; à pleine charge avec un mélange riche. Mais il résulte de notre calcul que le rendement ne change pas sensiblement; la consommation par cheval-heure développé sur le piston moteur (c'est-à-dire par cheval-heure indiqué) ne devrait donc pas varier non plus, en théorie; nous verrons qu'il n'en est pas ainsi en pratique et nous expliquerons le fait par notre théorie expérimentale.

Un grand nombre de moteurs sont réglés par admission de *tout ou rien*; la teneur du mélange reste alors constante; des passages à vide, c'est-à-dire sans production de travail, réduisent la puissance de la machine, quand sa vitesse tend à s'exagérer. Le rendement théorique n'est évidemment pas modifié de la sorte, puisque chaque cycle individuel ne subit aucune modification.

C'est par notre théorie cyclique qu'ont été établies les règles que nous venons de formuler relatives à la compression préalable, à la détente plus ou moins complète, à la qualité du mélange, à la puissance des machines, etc.; l'expérience a confirmé *a posteriori* les résultats de ces calculs, et elle a démontré que la fiction d'un cycle fermé sur laquelle ils reposent est justifiée, dans la mesure d'exactitude que réclament les applications pratiques.

Mais il nous reste à démontrer que les méthodes substituées à la nôtre, auxquelles on prêtait une rigueur plus grande, n'ont pas abouti à d'autres résultats, et qu'elles ont, par suite, légitimé notre manière de procéder en même temps que nos conclusions.

Nous voulons parler des procédés de calcul, basés sur la simple application du principe de l'équivalence, procédés qui avaient déjà été appliqués par Hirn à l'étude de la machine à vapeur. On peut les exposer ainsi qu'il suit pour les



moteurs fonctionnant avec détente tronquée, selon les suites d'opérations (nous n'osons plus dire suivant les cycles) de Beau de Rochas et d'Otto.

Si nous négligeons le travail d'aspiration du mélange tonnant et celui du refoulement à l'atmosphère des gaz brûlés, travaux qui sont presque nuls tous deux et qui se retranchent d'ailleurs, l'un de l'autre, il ne reste que les opérations AB de compression, BC de combustion explosive à volume constant, CD de détente adiabatique et DA de refroidissement à volume constant de la figure 42.

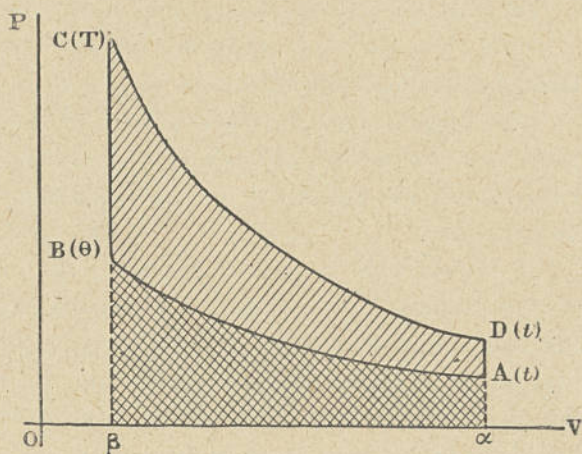


Fig. 42. — Cycle à détente tronquée.

Les températures  $t$ ,  $\theta$ ,  $T$  et  $t''$  sont celles qui ont été précédem-

ment désignées; convenons de représenter par  $U_A$ ,  $U_B$ ,  $U_C$  et  $U_D$  les chaleurs internes des gaz aux divers états A, B, C et D; les travaux de détente et de compression seront exprimés par  $\bar{c}_D$  et  $\bar{c}_C$ .

Pour la compression adiabatique, nous pouvons écrire :

$$Q = (U_B - U_A) - A \bar{c}_C = 0$$

par application du principe d'équivalence; il vient par suite :

$$\bar{c}_C = J (U_B - U_A) = \text{aire } \alpha A B \beta.$$

Il n'y a aucun travail effectué sur BC.

Mais, pour la détente adiabatique CD, nous avons encore :

$$Q = (U_D - U_C) + A \bar{c}_D = 0$$

d'où :

$$\bar{c}_D = J (U_C - U_D) = \text{aire } \beta C D \alpha.$$

Retranchant membre à membre ces deux équations, et notant que le travail utile  $\bar{c}$  est égal à  $\bar{c}_D - \bar{c}_C$ , on obtient la relation :

$$\begin{aligned} \bar{c} &= J [(U_C - U_D) - (U_B - U_A)], \\ &= J [(U_C - U_B) - (U_D - U_A)], \\ &= J [c(T - \theta) - c(t'' - t)] = \text{aire } A B C D. \end{aligned}$$

Cette aire ABCD, qui représente le travail utile, est produite par la chaleur de la combustion explosive sous volume constant  $c(T - \theta)$ , et le rendement est, par suite, égal à :

$$\eta = \frac{\text{aire } A B C D}{J c(T - \theta)} = \frac{J [c(T - \theta) - c(t'' - t)]}{J c(T - \theta)} = 1 - \frac{t'' - t}{T - \theta}.$$



C'est le rendement auquel nous a conduit la théorie cyclique, par une méthode bien plus simple.

La voilà donc lavée du reproche d'incorrection qui lui avait été fait.

Mais on nous a fait un autre reproche : nous n'avons pas fait état des variations des chaleurs spécifiques et de leur rapport.

En effet, nous avons établi notre théorie générique, en admettant une constance des chaleurs spécifiques et de leur rapport  $\gamma$  qui n'existe nullement : nous avons sacrifié la rigueur de nos calculs à la simplicité que procure cette manière de procéder.

Il convient de revenir maintenant sur ce point.

Constatons d'abord qu'il est absolument impossible de faire intervenir mathématiquement dans les calculs les variations des chaleurs spécifiques, sans compliquer singulièrement les formules. En effet, les chaleurs spécifiques sont des fonctions de la température, qui croissent continûment avec elle : si nous adoptons la fonction de M. Vermand,  $c = a + bRT$ , nous voyons, par exemple, que la quantité de chaleur à fournir à un kilogramme de gaz, pour élever sa température de  $t$  à  $T$ , sous volume constant, est égale à :

$$Q_t^T = a(T-t) + \frac{bR}{2}(T^2 - t^2) = \left(a + bR \frac{(T+t)}{2}\right)(T-t).$$

Un échauffement à pression constante se calculerait ainsi qu'il suit :

$$C = c + AR = a + bRT + AR$$

$$Q_t^T = (a + AR)(T-t) + \frac{bR}{2}(T^2 - t^2) = \left(a + AR + bR \frac{(T+t)}{2}\right)(T-t).$$

Dans le cas de la compression ou de la détente isothermique d'un gaz, on retrouve évidemment l'équation connue :

$$Q = Ap_0v_0 \log' \frac{v}{v_0}.$$

Mais, pour une compression adiabatique, entre les températures  $T$  et  $T_0$ , on aura :

$$A \bar{c} = (T - T_0) \left(a + \frac{bR}{2}(T + T_0)\right).$$

La loi des variations de  $p$ ,  $v$  et  $T$  est donnée par la relation :

$$\frac{p}{p_0} \left(\frac{v_0}{v}\right)^{\frac{a+AR}{a}} = e^{\frac{bR}{a}(T-T_0)}.$$

La complexité de ces formules se répercute sur les formules de rendement que



nous avons établies ci-dessus; ainsi le rendement des moteurs du deuxième type à détente complète, prend la valeur ci-dessous :

$$Q = \left( a + bR \frac{(T + \theta)}{2} \right) (T - \theta)$$

$$q = \left( a + AR + bR \frac{(t' + t)}{2} \right) (t' - t)$$

$$\eta = \frac{a(T - \theta - t' + t) - AR + bR \left( \frac{T^2 - \theta^2}{2} - \frac{t'^2 - t^2}{2} \right)}{\left( a + bR \frac{T + \theta}{2} \right) (T - \theta)}$$

Avec une formule de ce genre, le travail fécond de comparaison, auquel nous nous sommes livré, devient pour ainsi dire impossible.

On calculera la température de sortie  $t'$  des gaz de l'échappement par l'équation :

$$\frac{bR}{a} \frac{(T - t')}{e} = \frac{H}{\pi} \left( \frac{v'}{v} \right) \frac{a + AR}{a}$$

Quelques auteurs ont esquivé la difficulté de ces calculs en prenant une valeur moyenne de  $c$  et de  $C$ , correspondante à l'écart des températures de la phase du cycle considérée : la correction à effectuer ne porte alors que sur les valeurs numériques, et contribue sans doute à obtenir des rendements plus exacts (1).

Boulvin de Gand s'est aussi préoccupé de l'influence qu'exerce sur la valeur des rendements la considération de la variation des chaleurs spécifiques avec la température (2).

Notre savant collègue est parti des équations de MM. Mallard et Le Chatelier :

$$C = C' + BT$$

$$c = c' + BT.$$

L'élévation de température qui accompagne une compression adiabatique est facile à calculer en fonction du taux de compression  $\gamma$ . On a, en effet, pour une adiabatique :

$$\frac{dQ}{T} = -AR \frac{dp}{p} + (C' + BT) \frac{dT}{T} = 0;$$

d'où :

$$\frac{dT}{T} + \frac{B}{C'} dT = \frac{AR}{C'} \frac{dp}{p}$$

et

$$\log' \frac{\theta}{t} + \frac{B}{C'} (\theta - t) = \frac{C' - c}{C'} \log \gamma.$$

1. Dans son remarquable ouvrage, intitulé *Théorie des Moteurs à Gaz* (Paris, 1902), M. George Moreau envisage aussi l'influence des variations du coefficient de dilatation des gaz et il établit la forme nouvelle que prend l'équation de Poisson, quand on fait de  $\alpha$  une fonction du temps. Nous renvoyons nos lecteurs à cet excellent traité.

2. BOULVIN, *Considérations sur le rendement théorique des moteurs à explosion*, Congrès de Liège 1905, tome II, page 91.



L'élévation de température  $T - \theta$ , produite dans la combustion sous volume constant par un kilogramme de mélange, ayant un pouvoir  $Q$ , est, d'autre part, donnée par les relations :

$$(C' + BT) dT = Q$$

$$C'(T - \theta) + \frac{1}{2} B (T^2 - \theta^2) = Q.$$

Enfin, on a évidemment, pour l'accroissement d'entropie dans une transformation à volume constant entre les températures  $\theta$  et  $T$  :

$$S - S' = C' \log \frac{T}{\theta} + B (T - \theta).$$

Voici, dès lors, comment on peut calculer un rendement en fonction de  $\gamma$  et de  $Q$ . On commence par déterminer la température  $\theta$  après compression; on calcule ensuite  $T$ ; il n'y a plus qu'à exprimer au moyen de l'équation en  $S$  que l'entropie ne varie pas pendant la détente adiabatique, et qu'une transformation à volume constant doit ramener à la température initiale  $t$ , pour trouver la température  $t'$  à la fin de la détente. On cherche alors la valeur de la chaleur portée au dehors et l'on en déduit le rendement du cycle.

Adoptant les valeurs ci-dessous de  $C$  et de  $c$ , et prenant un gaz à 5.000 calories, qu'on suppose mêlé de 9,6 volumes d'air, on trouve les résultats suivants :

$$c = 0,2268 + 0,000094 T$$

$$C = 0,1562 + 0,000094 T.$$

	$\gamma = 3$	$\gamma = 3$
Température initiale..... $t$	273 degrés.	273 degrés.
— après compression..... $\theta$	370 —	447 —
— explosive..... $T$	1.890 —	1.940 —
— après détente..... $t'$	1.580 —	1.440 —
Rendement..... $\rho$	0,205 —	0,309 —

Or, nous avons trouvé  $\rho$  égal à 0,270 et à 0,400 en admettant la constance des chaleurs spécifiques; nos chiffres étaient donc trop forts.

Pour une composition donnée du mélange, le rendement s'élève un peu moins que nous ne l'avions indiqué, en tablant sur la constance des chaleurs spécifiques.

D'autre part, en calculant les rendements correspondants à des mélanges de 1 de gaz, à 5.000 calories, pour 7,6, 9,6 ou 12,9 d'air, Boulvin a constaté un léger affaissement des rendements consécutifs d'un enrichissement du mélange, mais cet effet diminue avec la dilution au point de devenir négligeable.

M. Mees s'est donné la peine de calculer, dans les deux hypothèses de la constance et de la variation des chaleurs spécifiques, les diverses conditions de fonctionnement d'un moteur déterminé alimenté de gaz de ville d'un pouvoir



inférieur de 5.000 calories (1) : il prend le cas d'un moteur de cylindrée égale à 1.000 litres, avec chambre de compression de 200 litres, comprimant donc théoriquement en volume à  $\frac{1.000 + 200}{200} = 6$ .

Voici quelques chiffres obtenus :

	CHALEURS SPÉCIFIQUES			
	CONSTANTES		VARIABLES	
	Mélange à 312 calories	Mélange à 715 calories	Mélange à 312 calories	Mélange à 715 calories
Température explosive.....	1.950°	3.340°	1.700°	2.380°
Pression explosive.....	31 atm.	53 atm. 5	29 atm. 5	39 atm.
Température fin de détente.....	975°	1.730°	940°	1.565°
Pression fin de détente.....	2 atm. 9	4 atm. 6	2 atm. 8	4 atm. 1
Rendement calculé.....	0,495	0,480	0,476	0,407

Les résultats de M. Mees complètent ceux du calcul de Boulvin.

En somme, l'erreur que nous avons commise en ne tenant point compte des variations de la chaleur spécifique des gaz avec la température est largement rachetée par la simplification des formules de rendement.

Il était nécessaire de le constater avant de poursuivre l'étude des divers cycles des moteurs.

#### IV

#### Etudes des Cycles à compression et admission variable.

La compression variable paraît avoir été inventée par Charon, qui n'était pas un théoricien, mais un praticien ingénieux. On lui avait signalé le point faible du cycle Otto, qui est sa détente incomplète, et il avait cherché à réaliser les conditions de notre second type, à course réduite de compression; il y arrivait en laissant échapper du cylindre une partie du mélange comprimé, qu'il remisait dans un serpentín afin de pouvoir l'utiliser au coup suivant; c'était une trouvaille. Il fut amené naturellement à régler la marche de son moteur en faisant varier la quantité de mélange remisé; il en résultait une compression variable : on pourrait dire que son cycle était à *décompression*. La composition du mélange restait constante.

Pour étudier ce cycle, il nous faut revenir à notre second type tel que nous l'avons défini, avec course de compression moindre que la course de détente.

L'admission s'effectuant dans le premier temps, qui est la course variable,

1. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, tome LI, page 1.587, 5 octobre 1907.



il est évident que les variations de compression sont liées aux variations d'admission.

On peut soumettre au calcul ce cas très intéressant (1).

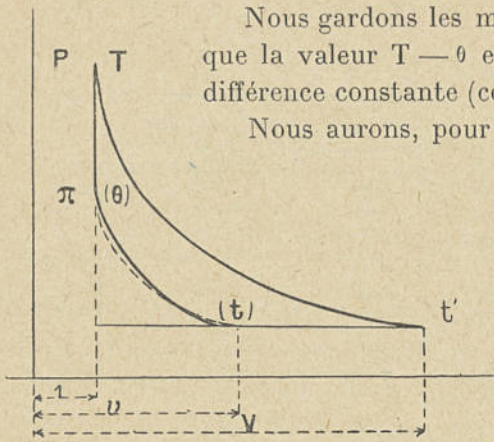


Fig. 43. — Cycle à compression variable.

Nous gardons les mêmes notations que ci-dessus; rappelons que la valeur  $T - \theta$  est indépendante de  $\theta$ ; représentons cette différence constante (constante pour un mélange donné), par  $\delta$ .

Nous aurons, pour le rendement du cycle :

$$\varepsilon = 1 - \gamma \frac{t' - t}{\delta}$$

Exprimons les volumes de la masse gazeuse, évoluant dans le cycle, en fonction du volume de la chambre de compression pris pour unité : le volume du mélange au moment où la compression commence sera  $v$ ;  $V$  représentera le

volume total à la fin de la détente (fig. 43).

Nous pouvons écrire :

$$\frac{t'}{t} = \frac{V}{v}$$

$$\frac{t' - t}{t} = \frac{V - v}{v}$$

$$t' - t = t \frac{V - v}{v}$$

On a aussi :

$$\frac{\pi}{1} = \left(\frac{v}{1}\right)^\gamma \quad \text{et} \quad \pi = v^\gamma$$

$$\frac{\theta}{t} = \left(\frac{v}{1}\right)^{\gamma-1}$$

$$\theta = tv^{\gamma-1}$$

De même, par les mêmes moyens :

$$P = V^\gamma$$

Mais :

$$\frac{P}{\pi} = \frac{T}{\theta}$$

$$P = \pi \frac{T}{\theta} = \pi \frac{\theta + \delta}{\theta} = \pi \left(1 + \frac{\delta}{\theta}\right)$$

1. La théorie ci-dessous a été donnée la première fois par Letombe, avec des notations différentes, au Congrès de mécanique appliquée de 1900; tome II, page 153.



Il vient finalement :

$$V^\gamma = v^\gamma \left( 1 + \frac{\delta}{\gamma v^{\gamma-1}} \right) = v^\gamma + v \frac{\delta}{\gamma}$$

d'où :

$$\delta = (V^\gamma - v^\gamma) \frac{v}{\gamma}$$

Portons cette valeur dans l'expression de  $\rho$  et remplaçons-y  $l' = l$  par  $l \frac{V-v}{v}$ .

$$\rho = 1 - \gamma \frac{l \frac{V-v}{v}}{\frac{v}{\gamma} (V^\gamma - v^\gamma)}$$

On obtient, en simplifiant :

$$\rho = 1 - \gamma \frac{V-v}{V^\gamma - v^\gamma} \quad (1)$$

$V$  et  $v$  sont connus; on calcule  $V^\gamma$  et  $v^\gamma$ , mais on peut aussi en relever la valeur sur les diagrammes d'une machine en marche, puisque  $P = V^\gamma$  et  $\pi = v^\gamma$ .

Il faut observer qu'en augmentant le volume admis  $v$ , on comprime davantage.

Faisons varier  $v$  et prenons la dérivée de  $\rho$  par rapport à cette grandeur prise comme variable; il vient :

$$\frac{d\rho}{dv} = \frac{\gamma}{\gamma v^{\gamma-1}} = v^{1-\gamma}$$

$\rho$  décroît donc avec  $v$ , ce qui démontre que le rendement du cycle diminue en même temps que la compression; on peut dire aussi qu'il diminue avec l'admission et, par suite, avec le travail produit.

La haute compression avec longue détente pratiquée dans le moteur Charon lui assurait un rendement excellent à pleine charge; mais il valait beaucoup moins à demi-charge par le fait même de la décompression. Le rendement devait fléchir, en effet, au fur et à mesure que la compression diminuait, car la prolongation de la détente ne pouvait compenser cet inconvénient. Mais, quel que fut le régime de marche, le cycle Charon gardait le bénéfice résultant d'une course de compression moindre que la course de détente, dont l'effet direct était de

1. Cette notation présente l'avantage de ne renfermer que des données connues des constructeurs. Quand on l'applique aux cycles Otto à détente incomplète, limités au volume de la compression  $V$ , on trouve :

$$\rho = 1 - \frac{l-l}{T-\theta} = 1 - \frac{l}{\theta} \quad \text{car} \quad \frac{T}{\theta} = \frac{l}{l} \quad \text{et} \quad \frac{T-\theta}{\theta} = \frac{l-l}{l}$$

Or :

$$\frac{l}{\theta} = V^{1-\gamma}$$

Donc :

$$\rho = 1 - V^{1-\gamma}$$



diminuer la température des gaz de l'échappement. J'ai fait ressortir cet avantage du moteur Charon lors de mes premiers essais de mars 1889, qui ont fait connaître au public cette intéressante machine, à la veille de l'Exposition de Paris.

V

**Etude du cycle à admission variable et surcompression.**

Ce cycle ingénieux a été imaginé par Letombe.

Letombe paraît s'être formé à l'école de Charon; mais instruit par l'expérience et guidé par son grand savoir théorique et technique, il a su éviter la décompression, qui était la tare du cycle Charon, et il a eu le mérite de la remplacer par une surcompression, qui constitue la caractéristique remarquable de son invention.

Voici les conséquences de cette transformation du cycle : Charon, nous venons de le dire, réglait la vitesse de son moteur en réduisant l'admission, donc la compression, ce qui faisait baisser le rendement. Au contraire, Letombe règle par une augmentation de compression qui améliore le rendement : alors donc que Charon dépensait plus à demi-charge, Letombe devrait dépenser moins : tel est le résultat théorique très intéressant de cette manière de procéder.

Mais, pour faire de la surcompression, Letombe a dû augmenter le volume de l'admission; le travail augmenterait donc au lieu de décroître, et l'effet de l'opération serait contraire au but poursuivi, si la surcompression n'était accompagnée d'un appauvrissement simultané du mélange : on évite d'ailleurs ainsi les allumages prématurés et les pressions explosives exagérées. Or, j'ai démontré précédemment <sup>(1)</sup> que les réductions du titre du mélange ne modifient pas sensiblement le rendement; la méthode de réglage adoptée par Letombe est donc très rationnelle <sup>(2)</sup>.

Letombe a donné une théorie de son cycle <sup>(3)</sup> : nous l'exposerons succinctement de la manière qui suit.

Le cycle Letombe, ABCDFA, peut être décomposé en deux autres, ABGFA et FGCDF; le premier à détente complète, le second à détente incomplète (fig. 44).

Or, on sait que le rendement d'un cycle est égal à la somme des rendements des

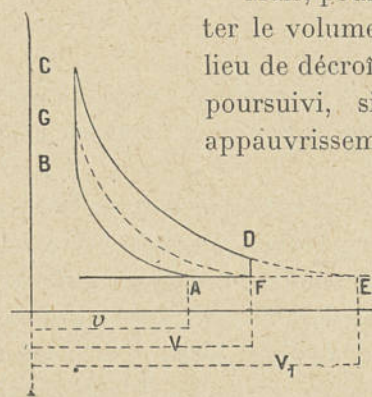


Fig. 44. — Cycle à admission variable et surcompression.

1. *Vidi supra*, page 324.

2. Nous supposons qu'il ne se produise pas de ratés d'allumage.

3. *Congrès de Mécanique appliquée de 1900, loc. cit.*



cycles élémentaires qui le composent, rendements évalués en tenant compte de la quantité proportionnelle de chaleur mise en œuvre pour chacun d'eux.

Ainsi, si les rendements des deux cycles élémentaires sont  $\rho'$  et  $\rho''$ , et que les quantités de chaleur disponibles dans chacun d'eux soient  $\alpha' Q$  et  $\alpha'' Q$ , on aura :

$$\rho = \alpha' \rho' + \alpha'' \rho''.$$

Dans le cas proposé :

$$\rho' = 1 - \gamma \frac{V - v}{V^\gamma - v^\gamma}$$

et :

$$\rho'' = 1 - \frac{V}{V^\gamma}.$$

Il vient donc :

$$\begin{aligned} \rho &= \alpha' \left( 1 - \gamma \frac{V - v}{V^\gamma - v^\gamma} \right) + \alpha'' \left( 1 - \frac{V}{V^\gamma} \right) \\ &= 1 - \alpha' \gamma \frac{V - v}{V^\gamma - v^\gamma} - \alpha'' \frac{V}{V^\gamma}. \end{aligned}$$

Mais les quantités de chaleur apportées dans le cycle sont proportionnelles à BG et à GC; on peut donc écrire :

$$\alpha' = \frac{V_1^\gamma - v^\gamma}{V_1^\gamma - v^\gamma} \quad \text{et} \quad \alpha'' = \frac{V_1^\gamma - V^\gamma}{V_1^\gamma - v^\gamma}.$$

D'où, finalement, simplifications faites :

$$\rho = 1 - \left( \gamma \frac{V - v}{V_1^\gamma - v^\gamma} + \frac{V_1^\gamma - V^\gamma}{V_1^\gamma - v^\gamma} \cdot \frac{V}{V^\gamma} \right).$$

Cette formule est longue et elle manque peut-être d'élégance; mais elle fait ressortir clairement le bénéfice de la surcompression, car il suffit d'y faire  $v = V$  pour voir que  $\rho$  augmente, *c. q. f. d.*

Le diagramme montre d'ailleurs aux yeux comment la surcompression en diminue la surface et comment décroît, par suite, la puissance du moteur; le diagramme s'use par le bas, la courbe CD restant invariable.

## VI

### Etude du Cycle Diesel.

Il y a lieu de distinguer entre ce que Diesel s'était proposé de faire et ce que lui et ses collaborateurs ont su réaliser.

En 1893, l'ingénieur-docteur Rudolf Diesel, de Munich, faisait paraître un



travail intitulé : *Théorie et construction d'un moteur thermique rationnel destiné à supplanter la machine à vapeur et les autres machines à feu connues aujourd'hui* (1).

L'auteur de cette étude déclarait résolument que moteurs à vapeur, à air chaud et à gaz tonnants mettaient en œuvre des principes erronés, et qu'il ne fallait en attendre aucune amélioration conduisant à des résultats plus favorables, aussi longtemps qu'on appliquerait ces principes. « Il présentait un type de machine conçu, disait-il, d'après des données nouvelles qui devaient réduire la consommation au minimum de ce que l'état actuel de la science laissait entrevoir (2). »

Pour arriver à ce résultat, l'ingénieur allemand a cherché à se rapprocher le plus possible des conditions du cycle de Carnot en fournissant le calorique à température constante : il se trouve conduit ainsi à formuler ce principe que le *combustible doit être introduit dans le cycle graduellement, de façon à ce que la chaleur développée par sa combustion se transforme en travail au fur et à mesure de sa production.*

Cette opération, ainsi faite, correspond à la définition même d'une détente isothermique. L'opération est celle-là même que Carnot a indiquée pour la phase en cession de calorique par le foyer.

Cette détente isothermique effectuée au contact du foyer a une autre conséquence; c'est que la température maximum du cycle doit être atteinte à la fin de la compression adiabatique constituant la première phase du cycle. Diesel trouve ainsi l'occasion de formuler un autre principe qui est le suivant : *la température de combustion ne doit pas se produire par et pendant la combustion, mais avant elle et indépendamment d'elle, uniquement par une ignition mécanique.* Cette formule est aussi implicitement renfermée dans les conditions mêmes du cycle de Carnot; Carnot suppose, en effet, que c'est la compression adiabatique qui amène le gaz à la température constante de la détente isothermique.

C'était donc le cycle de Carnot, de rendement maximum, que Diesel cherchait à réaliser. Un brevet, portant la date de février 1892, donc antérieur à la publication de son ouvrage, énonçait de la manière qui suit les caractéristiques de la nouvelle machine : « Dans le cylindre d'un moteur, on comprime de l'air pur jusqu'à ce que la température ainsi produite soit bien supérieure à celle de l'allumage du combustible employé; l'introduction de ce combustible commence alors au point mort et se continue peu à peu pendant une partie de la course du piston, de manière que la détente du gaz comprimé s'effectue sans accroissement

1. *Theorie und Construction eines rationellen Waerme Motors zum Ersatz der Dampfmaschinen und der heute bekannten Verbrennungs Motoren*, Berlin, 1893.

2. Un compatriote de Diesel, nommé Lüders, professeur à l'École polytechnique d'Aix-la-Chapelle, a signalé que l'idée fondamentale du nouveau moteur avait déjà été énoncée par Kohler dans sa *Théorie der Gasmotoren*, mais abandonnée par lui comme irréalisable; nous pourrions ajouter que Kohler a lui-même importé l'idée de l'étranger où elle avait été réalisée partiellement.



sensible de température; puis l'introduction de combustible terminée, la détente se poursuit et s'achève. »

Pour réaliser le cycle de Carnot, il fallait prolonger cette détente adiabatique jusqu'à la température initiale  $t$  et terminer la série des opérations par une compression isothermique à cette même température. Le cycle projeté est dès lors celui de la figure 45,

sur lequel nous avons marqué les températures correspondantes aux points A, B, C et D. C'est bien le cycle de Carnot, limité par deux adiabatiques et deux isothermiques, si toutefois on peut admettre la réalité de ces opérations successives, adiabatiques et isothermiques, dans un même cylindre et au contact d'une même paroi. Inutile de dire que le rendement d'un tel cycle serait maxi-

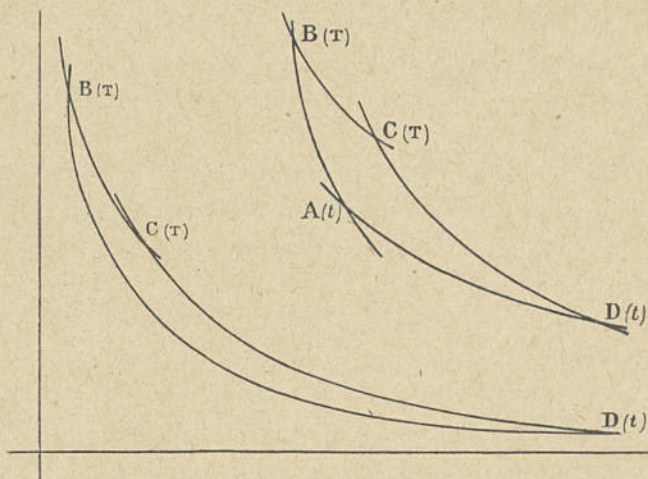


Fig. 45. — Cycle original Diesel.

mum : on n'avait pas attendu qu'on nous le fit savoir.

Pour maintenir la constance de température le long de DA, Diesel accompagnait la compression d'une injection d'eau pulvérisée. Mais on se heurtait à une grosse difficulté en voulant opérer de la manière que nous venons de dire. En effet, pour atteindre par la seule compression adiabatique AB la température  $T$  capable d'enflammer spontanément le combustible à son introduction, il fallait développer une pression énorme, difficile à réaliser en pratique, même pour Diesel qui ne reculait pourtant pas devant ces pressions. On chercha donc à tourner cette difficulté : or, la première compression DA isothermique contribuait à élever la pression, sans intervenir dans l'élévation de température; elle était donc, dans l'esprit de Diesel, nuisible d'une part et inutile de l'autre. On l'abandonna et les deux temps DA et AB furent remplacés par une seule opération adiabatique DB.

Le cycle théorique Diesel devenait dès lors celui du contour BCD, formé de deux adiabatiques CD et DB et d'une isothermique BC.

L'adiabatique DB est celle qui correspond à la compression d'une certaine masse d'air pur; la courbe CD représente, d'autre part, la détente de cette même masse de gaz augmentée de la masse du combustible introduit dans la phase BC. C'est ce qui explique la possibilité de l'intersection de ces deux courbes, qui correspondent à des masses différentes.

Dans son premier projet, Diesel avait prévu une compression d'air de



250 atmosphères; il comptait injecter dans les cylindres du charbon finement pulvérisé; son moteur devait avoir trois cylindres et marcher en compound.

Il espérait que la détente serait assez complète pour que les gaz s'échappent à une température très basse et qu'il fût inutile de recourir à l'emploi d'une enveloppe d'eau de réfrigération du cylindre.

Les faits ne répondirent pas à l'attente de l'inventeur, dont le mémoire se terminait cependant par un *exegi monumentum* que le marquis de Worcester n'aurait pas désavoué et qui témoignait d'une confiance absolue dans le succès.

Il fallut renoncer à l'emploi du charbon pulvérisé et se contenter de fonctionner au pétrole; d'autre part, les diagrammes étaient d'une maigreur désespérante, et le moteur se trainait péniblement, sans puissance. On eut grand-peine à réaliser une compression de 35 atmosphères; on renonça au compoundage et à la détente complète. Le seul cylindre employé dut être entouré d'une chemise d'eau.

Cette douloureuse constatation fut faite aux ateliers de la *Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg*, dont les ingénieurs apportèrent à Diesel un précieux concours, sans lequel il n'eut peut-être pas réussi à surmonter les difficultés de la première heure.

Après trois ans de laborieux efforts, on aboutit à un moteur à pétrole, à quatre temps, qui ne ressemblait guère au concept primitif de l'inventeur, et qui donna néanmoins de remarquables résultats, qu'il est aisé d'expliquer, attendu que c'était une machine à combustion, à très haute compression. La combustion isothermique était remplacée par une combustion à pression à peu près constante, à la fin de laquelle la température avait passé de  $650^{\circ}$  à  $1.800^{\circ}$ , au lieu de rester invariable.

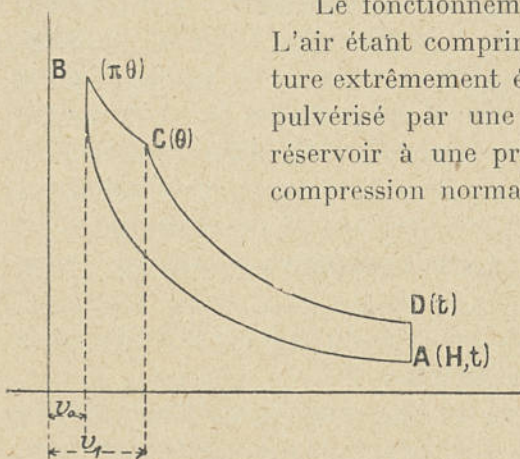


Fig. 46. — Cycle Diesel.

Le fonctionnement est généralement à quatre temps. L'air étant comprimé et amené par le fait à une température extrêmement élevée, on y injecte un filet de pétrole pulvérisé par une petite chasse d'air, provenant d'un réservoir à une pression supérieure au maximum de la compression normale du moteur. En pénétrant dans cet air surchauffé, l'huile brûle spontanément; le régulateur en limite la proportion demandée par le travail en agissant sur le débit de la pompe d'injection.

Cette suite d'opérations correspond à un genre nouveau, que nous appellerons le cycle Diesel. L'espoir qu'on avait conçu de remplacer le cycle irréalisable de Carnot par un cycle pratique de rendement maximum ne s'est pas entièrement



confirmé. On retrouve plus ou moins, dans le moteur qu'on nous a montré, l'intention initiale de l'inventeur, mais la machine que nous voyons diffère grandement de l'idée qui l'a fait naître.

Nous dirons plus loin quels résultats pratiques elle a donnés.

Bornons-nous à calculer ici le rendement théorique du cycle Diesel.

Les diagrammes relevés sur les moteurs affectent la forme de celui que nous reproduisons sur la figure 46.

S'inspirant de cette donnée, M. Schöttler (1) a pris comme objet de ses calculs le diagramme ABCDA, de la figure qui indique le cycle suivant :

- 1° Compression AB d'air adiabatique;
- 2° Combustion BC isothermique;
- 3° Détente adiabatique CD;
- 4° Refroidissement DA, de  $t'$  à  $t$ , sous volume constant.

La chaleur  $Q$  fournie par le foyer le long de l'isothermique BC est égale à :

$$AR\theta \log' \frac{v_1}{v_0};$$

la chaleur reprise sur DA est donnée par l'équation :

$$q = c(t' - t).$$

Il vient donc :

$$\rho = \frac{Q - q}{Q} = 1 - \frac{c(t' - t)}{AR\theta \log' \frac{v_1}{v_0}}$$

M. Schöttler est conduit par cette formule à attribuer à  $\rho$  une valeur théorique égale à 0,47, qui est admissible, attendu que le rendement thermique réel indiqué atteint 0,31, et que le cycle réel présente sur ce cycle schématique des imperfections nombreuses, ainsi que nous l'avons déjà dit ci-dessus.

Ces imperfections ressortent immédiatement de l'examen des diagrammes de la figure 47 relevés sur des machines Diesel en excellent ordre de marche, dont la forme diffère sensiblement des tracés schématiques précédents.

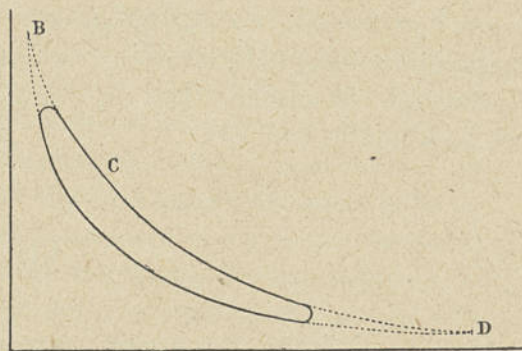
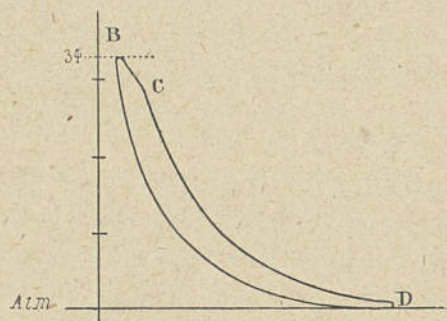


Fig. 47. — Diagrammes Diesel.

1. SCHÖTTLER, *Die Gasmachine*, page 228.



Nous croyons être plus près de la vérité que l'ingénieur allemand, en faisant rentrer tout simplement le cycle Diesel dans notre classification.

En effet, si l'on ne tient pas compte du changement de masse qui se produit lors de l'introduction dans le cycle du combustible, on est autorisé à appliquer au cycle Diesel les conclusions relatives au troisième type; on aurait donc un moteur à compression préalable, avec combustion graduelle et progressive, sous pression constante. Or, il est intéressant de faire ressortir une coïncidence qui justifie cette façon de calculer : pour un moteur de ce type, avec compression à 250 atmosphères, nos formules ont donné  $\rho = 0,719$  (1). Mais Diesel, partant de considérations particulières différentes des nôtres, a été conduit à attribuer par le calcul à  $\rho$  une valeur égale à 0,730; l'écart est insignifiant et cette concordance donne à notre calcul l'appui de celui de l'inventeur.

Voici un autre rapprochement qui a peut-être plus de valeur encore : dans les essais faits le 17 février 1892, par M. Schröter, la pression de l'air comprimé atteignait 35 atmosphères, et l'on trouva un rendement indiqué de 34 % en moyenne; or, un moteur à combustion donnerait, dans des conditions identiques, 55 %, en théorie; mais ce résultat doit être diminué de toutes les pertes par la paroi et à l'échappement qui ne sont pas inférieures à 20 % et il fournit, par suite, un grand caractère de vraisemblance aux considérations que nous venons de présenter.

Concluons en disant que c'est grâce à sa haute compression que le moteur Diesel est devenu le plus remarquable des moteurs à combustion interne, dont le rendement dépasse celui de toutes les autres machines thermiques.

Le rêve de l'ingénieur allemand s'est donc réalisé, mais par des moyens bien différents de ceux qu'il avait exposés dans son célèbre mémoire et dans ses premiers brevets. La collaboration de praticiens éminents l'a conduit aux remarquables résultats que nul ne conteste et que tous admirent. Il a déclaré lui-même que sa machine était un compromis entre la théorie et la pratique. C'est ainsi que l'on réussit.

## VII

### Étude de divers autres cycles proposés.

Les succès remportés par les moteurs à gaz et le rapide développement qu'ont pris ces machines dans toutes les industries ont provoqué une fièvre d'invention qui n'est pas encore calmée. D'innombrables brevets ont été accordés en tous pays avec la garantie des gouvernements ou bien S. G. D. G., et leur liste s'allonge encore tous les jours. Pour se rendre compte de l'extraordinaire

1. Voir ci-dessus page 314.



fécondité dont le génie créateur des ingénieurs, théoriciens et praticiens, a fait preuve depuis Beau de Rochas et son heureux plagiaire Otto, il faut se reporter aux listes de brevets, publiées annuellement par les divers États. Mais il sera plus facile de consulter les ouvrages de G. Richard, dans lesquels sont décrites les principales innovations proposées, souvent même non exécutées, pour atteindre aux fins envisagées par la théorie : ces ouvrages, compilation un peu massive, mais extrêmement complète, constituent un véritable monument, auquel se reporteront toujours avec fruit ceux qui seraient encore tentés d'entreprendre quelque nouveauté dans ce domaine si intensivement exploité (1).

Nous n'avons pas la prétention, dans ce traité, que nous devons nous garder de rendre trop volumineux, de signaler et de discuter tout ce qu'on a essayé de faire : nous nous limiterons aux créations, d'une originalité moins discutable et d'une réalisation plus facile, en maintenant notre étude dans les grandes lignes d'une pratique avertie par de nombreux échecs.

Voici d'abord une idée qui a séduit de nombreux esprits : c'est d'opérer la compression et la combustion dans une enceinte séparée, distincte du cylindre moteur; les arguments, qu'on faisait valoir en faveur de cette manière de faire, étaient d'ordre divers, ainsi que nous allons le voir.

Pour partir d'un cas concret, considérons d'abord un cycle proposé par un ingénieur belge, M. Heirman. On comprimerait par deux pompes, dans deux réservoirs séparés, de l'air et du gaz, et on les admettrait dans le cylindre moteur par une soupape spéciale directement placée sous la dépendance du régulateur, de telle façon qu'il réaliserait une admission variable comme dans les machines à vapeur. Dès la fermeture de la soupape d'admission, et à ce moment même, l'allumage du mélange tonnant se ferait par le jeu même de cette soupape, et la course du piston se terminerait par une détente que l'on pourrait prolonger aussi loin que l'on voudrait; on ne serait donc plus astreint, comme dans le moteur à quatre temps, à introduire toujours le même volume de mélange, et l'on ne perdrait pas l'avantage du cycle à explosion; de plus, on réaliserait un moteur à deux temps, donnant un coup par tour. Le diagramme serait celui de la figure 48. La course en arrière expulserait les gaz brûlés et l'on n'en laisserait que la quantité nécessaire pour remplir les espaces morts, que l'on réduirait du reste au minimum; on y opérerait une certaine compression analogue à celle qui se pratique dans la machine à vapeur.

La chaleur à fournir sur le chemin BC serait reprise aux gaz de l'échappement.

La théorie de ce cycle pourrait s'établir en le décomposant en deux autres,

1. *Les Moteurs à gaz*, de G. Richard, ont paru chez la V<sup>e</sup> Dunod, avec un volume de planches, en 1885. Ils ont reçu trois compléments en 1892, 1893 et 1895, et formaient par leur ensemble, à cette date, la publication la plus importante relative aux moteurs à combustion interne. Le nombre des patentes s'est encore considérablement accru depuis 1895, en même temps que s'élargissait le vaste champ des applications, en automobilisme et en aviation surtout; mais le livre de Richard a gardé de l'intérêt pour les inventeurs désireux de connaître ce qui a été fait avant eux. Nous saisissons avec satisfaction la nouvelle occasion qui nous est offerte de rendre hommage au mérite de l'œuvre d'un ingénieur laborieux et désintéressé.



correspondants au troisième et au second type des moteurs; nous en laissons le travail au lecteur, en nous contentant de faire remarquer que le rendement théorique sera nécessairement compris entre ceux des moteurs à combustion et à explosion.

Le cycle de M. Heirman présente un certain intérêt, résultant de ce qu'il semblerait se prêter à l'application des *régénérateurs* aux moteurs à gaz.

Les régénérateurs constituent un élément essentiel des machines de Stirling

et d'Ericsson (<sup>1</sup>), attendu que dans ces machines la série des opérations comprend une compression et une détente, que l'on ne peut rendre *isodiabatiques* qu'en prenant de la chaleur dans une de ces phases et en la restituant au cycle dans la phase conjuguée. Mais le cycle des moteurs à gaz ne comporte pas d'*isodiabatiques*; il se rapproche, au

contraire, beaucoup de celui de Joule, conçu précisément dans le but de supprimer le générateur dont Stirling et Ericsson ne pouvaient se passer; le moteur à gaz n'a donc pas besoin du régéné-

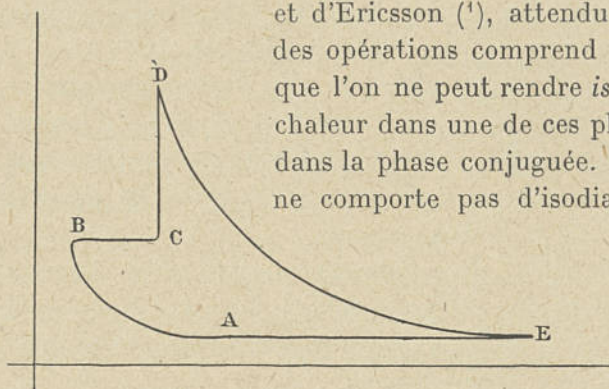


Fig. 48. — Cycle Heirman.

rateur. Ces appareils ont eu néanmoins leurs partisans et voici ce qu'en écrivait G. Richard, en 1892 : « L'utilité d'un régénérateur est presque évidente, théoriquement; le rendement thermique d'un moteur à compression moyenne passerait de 0,45 à 0,56; avec une compression plus élevée, ce rendement passerait de 0,54 à 0,72 (<sup>2</sup>). » Il est permis de ne point partager cette opinion optimiste.

Nous pourrions poser la question préalable, et demander d'abord s'il existe des régénérateurs.

C'est qu'en effet voilà soixante-dix ans que les plus grands esprits, les chercheurs les plus ingénieux et les constructeurs les plus habiles s'épuisent à trouver le moyen de réaliser ces appareils que Hirn appelait des *tamis expirateurs*; le succès n'a pas répondu à leurs efforts. On a appelé au secours mécaniciens, physiciens, chimistes et métallurgistes! Puis, las de chercher, on s'en est remis à un hasard heureux et l'on a attendu la solution rêvée; elle n'est pas venue.

Mais supposons qu'il soit enfin trouvé ce régénérateur idéal, de volume aussi réduit que possible, ayant néanmoins une énorme capacité calorifique, possédant une puissance colossale d'échange de températures, offrant un libre passage aux gaz, sans les étrangler, ni créer de contrepression, présentant des surfaces inaltérables, ne brûlant pas, ne s'effritant pas, etc., etc.; nous ne lui ménageons aucune qualité! Eh bien, qu'on le mette en fonctions: au bout de

1. Voir ci-dessus, pages 98 et 106.

2. G. RICHARD, *Les nouveaux moteurs à gaz et à pétrole*, page 460.



quelques heures, « il se couvrira intérieurement de la graisse plus ou moins brûlée qu'apportera le gaz » (1), et il n'arrêtera plus du tout le calorique.

Mais les partisans convaincus du régénérateur tiennent à leurs chères illusions; nous ne devons donc négliger aucun argument pour les éclairer.

Voici une autre considération qui fait bien ressortir le mal-fondé de leurs espérances.

Admettons encore que nous disposions d'un régénérateur parfait, ne perdant pas ses propriétés absorbantes et émissives du calorique; nous dirigerons le gaz de la décharge à travers ses mailles, pour les dépouiller de la chaleur qu'ils emportent en pure perte, et nous la restituerons au mélange tonnant admis au cylindre. En apparence, ce serait une opération profitable; en réalité, il faut reconnaître qu'elle ne pourrait même pas être tentée. C'est qu'en effet il en résulterait de trop multiples inconvénients. Et d'abord, le mélange plus chaud serait moins dense : il occuperait un volume plus grand, et il faudrait en admettre davantage par cylindrée pour obtenir le même travail.

D'autre part, il y aurait augmentation de l'action des parois, non seulement parce que la différence de température entre gaz et métal aurait crû, mais encore parce que la surface de contact aurait plus d'étendue pour une même masse de gaz combustible mise en œuvre. On nous répondra peut-être qu'il n'y aurait qu'à changer le dosage de la charge ou à diminuer la dilution, ou bien encore qu'on pourrait forcer le degré de compression; c'est une nouvelle erreur, car un mélange tonnant préalablement échauffé ne tolérerait même plus la compression habituelle, attendu qu'il exploserait spontanément, sans allumage.

Nous présenterons enfin une dernière considération plus importante encore : les cylindres des moteurs à gaz, alimentés d'un mélange froid, sont déjà tellement chauds, qu'il faut *absolument* les refroidir par des enveloppes à circulation d'eau froide; aucun moteur n'échappe à cette loi. Et voilà que l'on voudrait surchauffer davantage le mélange admis? Qu'en résulterait-il? Les parois prendraient une température tellement élevée que le piston gripperait, que les tiroirs et les soupapes perdraient leur étanchéité, que les bourrages et les huiles brûleraient et que l'on ne pourrait même pas introduire de gaz tonnant dans le cylindre.

On n'échapperait à ces dangers qu'en exagérant encore la réfrigération des parois : mais alors, on tomberait dans un cercle vicieux, car on soutirerait par la paroi la chaleur récupérée à grands frais par le régénérateur.

Il n'y a qu'une espèce de moteurs à gaz, auxquels le régénérateur serait applicable et profitable; ce sont les moteurs à combustion, dans lesquels la compression isothermique du mélange se fait dans un cylindre distinct. Ces moteurs permettent de très fortes compressions suivies de longues et complètes détentes; le régénérateur serait placé entre le compresseur et le cylindre moteur.

1. Ces derniers mots sont de Hirn. *Exposition analytique et expérimentale de la Théorie mécanique de la chaleur*, tome II, page 132, 3<sup>e</sup> édition de 1876.



La détente abaisserait la température des gaz de telle façon que l'on ne rejetterait pas à l'échappement le calorique récupéré et reversé dans le cycle par le régénérateur; il faudrait peut-être activer la réfrigération du cylindre en augmentant la circulation de l'enveloppe, mais on ne se trouverait pas limité comme on l'est avec les moteurs à explosion opérant une compression probable dans le cylindre moteur lui-même.

C'est dans ces conditions que Siemens projetait de régénérer le calorique. L'opération est alors possible et elle peut procurer un certain bénéfice : et d'abord, on utilise des calories jetées à l'air dans les moteurs ordinaires; de plus, le calorique ainsi introduit dans le cycle contribue à améliorer son rendement en élevant la température supérieure. Un récupérateur était disposé de la sorte entre le compresseur et le cylindre moteur dans la machine Gardie; Hirsch, Arson, Babcock, Atkinson ont inventé des combinaisons analogues; mais elles n'ont pas donné les résultats qu'on en espérait, attendu qu'elles sont toutes abandonnées aujourd'hui.

Faisons remarquer en finissant que la récupération (ce mot est plus exact que celui de régénération) du calorique n'améliorerait pas la nature du cycle des moteurs à gaz : elle ne procurerait que l'utilisation des chaleurs perdues par une imperfection du cycle. Pour obtenir ce résultat, il suffirait de vulgaires échangeurs à surfaces planes ou à tubes, traversés en sens inverse, d'un côté du métal par les gaz de l'échappement, de l'autre côté par l'air frais ou bien par le mélange tonnant déjà comprimé, ce qui serait mieux; ce genre d'appareils est peu coûteux et durable; ce sont ceux que l'on emploie pour réchauffer l'air de certaines machines à air comprimé. L'expérience a montré (1) que, dans ces machines, le travail indiqué croît d'un cheval pour une dépense de 180 grammes de charbon par heure : aucun moteur n'a encore donné directement un tel rendement.

Ce qui précède justifie, dans une certaine mesure, l'idée de M. Heirman, qui a été le point de départ de cette discussion.

Il y a une autre considération que l'on a fait valoir en faveur de la compression dans une enceinte séparée : c'est le concept de la compression isothermique, que l'on substituerait à la compression préalable adiabatique.

L'idée de remplacer la compression adiabatique par une compression isothermique devait venir à l'esprit des ingénieurs préoccupés de faire bénéficier les moteurs des moindres économies à réaliser.

*A priori*, on ne voit pas l'avantage que procurera une compression isothermique substituée à la compression adiabatique : elle coûte moins de travail, mais aboutit à une pression moins élevée; le rendement peut en souffrir. D'ailleurs, le surplus de travail dépensé adiabatiquement est regagné dans la détente qui lui succède, quand on opère les deux dans un même cylindre : il se produit

1. KENNEDY, *Experiments upon the Transmission of power by compressed air in Paris.*



là un effet de ressort avec restitution de l'énergie dépensée dans sa compression.

Pour savoir ce qui peut résulter de l'emploi d'une compression isothermique dans un moteur du second type, à quatre temps, il faut recourir à un calcul précis.

Le rendement d'un cycle du deuxième type à compression isothermique se calcule sans difficulté de la manière suivante :

Chaleur disponible.....	$c(T-t)$
— employée dans le travail de la compression.....	$ARt \left( \log \frac{v}{v_0} \right)$
— transformée en travail utile (1).....	$c(T-t')$

$$\eta = \frac{c(T-t') - ARt \log \frac{v}{v_0}}{c(T-t)}$$

M. Vermand a pris la peine de calculer les valeurs des principales données de la question, pour diverses compressions isothermiques; il suppose un mélange de 1 volume de gaz de ville avec 10 volumes d'air. Nous mettons en parallèle les chiffres correspondants aux compressions isothermiques et adiabatiques.

*Pression maximum P.*

Compression isothermique.			Compression adiabatique.		
3 atm.	5 atm.	7 atm.	3 atm.	5 atm.	7 atm.
17,16	28,59	40,02	13,40	19,80	25,80

*Température d'évacuation des gaz.*

Compression isothermique.			Compression adiabatique.		
3 atm.	5 atm.	7 atm.	3 atm.	5 atm.	7 atm.
940°	835°	772°	1.105°	1.044°	1.020°

*Rendements théoriques.*

Compression isothermique.			Compression adiabatique.		
3 atm.	5 atm.	7 atm.	3 atm.	5 atm.	7 atm.
0,562	0,628	0,665	0,558	0,593	0,630

Ne nous occupons que des valeurs relatives de ces divers rendements : on voit que le bénéfice est minime, alors même que les températures  $t'$  sont beaucoup moindres que dans le cas étudié précédemment.

1. Le travail développé dans une détente adiabatique, effectué depuis la pression P jusqu'à la pression atmosphérique H, en passant de la température explosive T à la température  $t'$  des gaz détendus, est donné par la formule :

$$\mathcal{C} = \frac{RT}{\gamma - 1} \left( 1 - \left( \frac{H}{P} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right) = \frac{c(T-t')}{A}$$

Voir notre *Thermodynamique à l'usage des ingénieurs*, 3<sup>e</sup> édition, pages 84 et 90.



Il a paru néanmoins à plusieurs ingénieurs qu'il y avait lieu de chercher à réaliser cette économie.

Mais il faut remarquer qu'une compression isothermique n'est point facile à réaliser. D'ailleurs, il est pour ainsi dire impossible de la faire dans un moteur à quatre temps, dans lequel le cylindre compresseur est confondu avec le cylindre de travail; on est donc amené à pratiquer cette compression hors de ce cylindre. C'est ce qui nous ramène à la considération des enceintes séparées.

On a recouru à divers dispositifs : nous signalerons d'abord celui de M. Vermand. Pour obtenir une compression réellement isothermique, cet ingénieur l'opère dans un cylindre, constamment refroidi à l'intérieur par une injection d'eau froide et au dehors par une abondante circulation; de plus, pour mieux assurer l'effet cherché, les faces du piston seraient recouvertes d'une épaisse couche de feutre constamment humecté. L'air, puisé dans l'atmosphère, est ainsi comprimé à basse température jusqu'à la pression de régime adoptée, laquelle doit toujours être élevée; au sortir du compresseur, l'air se mêle à des vapeurs de pétrole qui brûlent dans un réservoir parfaitement protégé contre le refroidissement; les gaz brûlés sont alors introduits dans un cylindre moteur et déchargés dans l'air après une longue détente : cette détente doit abaisser leur température à 25°.

Voici comment M. Vermand calcule le rendement théorique de cette machine.

Admettons que l'air soit pris au compresseur à 25° et surchauffé à 300°; la quantité de chaleur  $Q$  fournie par la combustion d'un kilogramme d'huile de pétrole permet de chauffer un poids  $x$  d'air, lequel est donné par l'équation :

$$Q = x C (300 - 25) = x C \times 275.$$

En prêtant au pétrole un pouvoir de 10.000 calories (c'est un minimum), on peut chauffer ainsi 150 kilogrammes d'air, soit 115 mètres cubes environ. Ce volume d'air doit être comprimé d'abord à une pression  $P_1$ ; ce travail, effectué par le moteur lui-même, peut être estimé en chaleur; ce calorique, égal à  $Q'$ , vient évidemment en décompte du calorique  $Q$  disponible au moteur. Il reste donc  $Q - Q'$ .

On a pour une compression isothermique :

$$Q' = x A R T \log \frac{P_1}{P_0}$$

La détente ramène la pression de  $P_1$  à la pression  $P_0$  de l'atmosphère; on peut calculer la température absolue des gaz de la décharge  $T_0$  en fonction de  $T_1$ , température de l'air chaud, par l'équation :

$$\frac{T_0}{T_1} = \left( \frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Nous connaissons la température des gaz évacués et, par suite, on peut calculer la chaleur  $q$  emportée par la décharge.



M. Vermand détermine dès lors la valeur du rendement économique  $\rho$  par l'équation connue :

$$\rho = \frac{Q - Q' - q}{Q}$$

Faisant :

$$\begin{aligned} Q &= 10.000 \text{ calories.} \\ T_1 &= 300^\circ \text{ centigrades} = 573^\circ \text{ absolus.} \\ P_1 &= 10 \text{ kilogrammes.} \end{aligned}$$

Il trouve :

$$\begin{aligned} T_0 &= 21^\circ \text{ centigrades} = 294^\circ \text{ absolus.} \\ Q' &= 5.550 \text{ calories.} \\ q &= 545 \text{ —} \\ \rho &= 0,39. \end{aligned}$$

L'auteur de ce projet a calculé qu'on pourrait ainsi obtenir le cheval-heure effectif par 163 grammes de pétrole; mais ce résultat est purement théorique.

M. Neu a abordé le même problème, mais il l'a résolu d'une manière différente (1). Le *processus* adopté par lui est le suivant : compression isothermique d'air préalablement refroidi; réchauffage de l'air comprimé dans un échangeur de température, alimenté par les gaz d'échappement du moteur; introduction de l'air réchauffé dans un four calorifugé (ou une chambre de combustion) où il se mélange avec le combustible et brûle à pression constante jusqu'à une température déterminée par le réglage du combustible; admission et détente adiabatique du mélange dans le cylindre moteur; échappement des gaz dans l'échangeur de température et de là à l'air libre.

Ce projet, dont nous empruntons la description à l'étude de M. Schwob, indiquée en note, ne laisse pas que d'entraîner des complications inattendues. Pour réaliser la compression isothermique, M. Neu emploie des compresseurs compound, à réfrigérants intermédiaires, qui aspirent de l'air préalablement refroidi à  $-20^\circ$ , par le concours d'une machine frigorifique. On évite l'abaissement du rendement organique, que provoque l'emploi d'un compresseur distinct, en commandant celui-ci directement par le piston du moteur principal: le groupe moteur-compresseur forme ainsi un tout compact soumis au seul mouvement alternatif d'une tige de piston unique. En outre, la saumure des machines à froid est utilisée pour assurer le refroidissement des cylindres du compresseur, ainsi que l'alimentation des réfrigérants intermédiaires. Une partie de l'air comprimé et réchauffé alimente des chalumeaux servant à injecter le combustible dans un four sous pression, à enveloppe métallique avec garniture réfractaire; le reste passe directement dans le four au travers de soupapes de réglage et de détendeurs; des régulateurs thermiques et manométriques maintiennent dans le four une température et une pression déterminées, grâce à des relais gouvernant les arrivées d'air et de combustible. Des soupapes

1. Schwob, *Quelques remarques sur le moteur Diesel les et moteurs à air chaud*, Paris, Gauthier-Villars, 1914.



réglables commandées laissent pénétrer à temps voulu la quantité nécessaire du mélange d'air et d'élément combustible dans le cylindre de détente.

Quel rendement peut-on attendre de cette combinaison d'appareils? M. Neu l'a calculé avec précision, par une formule qui a plus de prétentions d'exactitude que de simplicité; nous la reproduisons d'après M. Schwob.

Commençons par déterminer, en prenant le kilogramme de combustible et de comburant, le nombre de calories correspondant au cheval-heure, c'est-à-dire à  $3.600 \times 75 = 270.000$  kilogrammètres. Appelons C la chaleur spécifique du mélange mis en œuvre,  $T_x$  la température absolue de l'air comprimé à son entrée dans le four, et T celle du four. Nous aurons  $270.000 C (T - T_x)$ , avec  $T_x = T \left( \frac{p_0}{p} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ . Mais M. Neu retranche  $125^\circ$  de cette valeur calculée de  $T_x$  et il la multiplie par la fraction  $\frac{10.000}{10.000 - 1,4T}$  pour tenir compte des pertes par parois.

Passons à la détermination du travail d'admission, sous pression constante, et de détente de ce kilogramme de mélange dans le cylindre moteur : elle repose sur l'application de la formule classique :

$$RT_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right],$$

dans laquelle la température  $T_1$  est celle du mélange au début de la détente,  $p$  la pression au même point du diagramme et  $p_0$  la pression finale, après détente. On adopterait pour  $\gamma$  la valeur 1,3, au lieu de 1,4, valeur à admettre pour une détente vraiment adiabatique.

Mais de ce travail, il faut retrancher le travail théorique de la compression du kilogramme d'air froid : on l'écrit ainsi qu'il suit :

$$K R_a (T_1 - 10) \log' (p + 0,5)$$

K, coefficient de réalisation du travail de compression;

$R_a$ , constante de l'air, égale à 29,26;

$T_1$ , température de l'air ambiant, abaissé de  $10^\circ$  avant son aspiration.

$p + 0,5$ , pression par centimètre carré à l'intérieur du réservoir d'air comprimé.

Le coefficient K doit se déduire des chiffres moyens donnés par la pratique pour des compresseurs compound à réfrigérants intermédiaires et commande directe; de plus, on aura à tenir compte du travail de réfrigération supposée à un seul étage, de  $+15^\circ$  à  $-20^\circ$ , avec machine frigorifique fournissant 2.100 frigories par cheval-heure indiqué. Dans ces conditions, on trouve  $K = \frac{1}{70}$ .

Disons enfin que le rendement organique de la machine est égalé à 0,85.

Le mode de calcul adopté par M. Neu repose sur une théorie éclairée et



amendée par des coefficients pratiques, posés comme vraisemblables; c'est une judicieuse combinaison, qui a conduit aux résultats suivants :

PRESSIONS.	TEMPÉRATURES					
	1.000°		1.400°		1.800°	
	Calories.	Rendement.	Calories.	Rendement.	Calories.	Rendement.
8 atmosph.	2.000	31,7 %	1.700	37,3 %	1.680	37,8 %
15 —	2.060	30,8	1.780	35,6	1.760	36,0
25 —	2.200	28,8	1.910	33,2	1.800	35,3
40 —	2.010	31,6	1.720	36,9	1.630	39

Ainsi la consommation de calories par cheval-heure effectif serait de 1.630 calories, avec un rendement de 39 %, sous une compression de 40 kilogrammes et une température de 1.800° absolus. Ces chiffres remarquables justifieraient toutes les espérances : mais ce sont des résultats de calcul !

D'autres moyens analogues ont été proposés dans le but de réaliser des rendements comparables à ceux du moteur Diesel, devenu le point de mire de tous les inventeurs.

M. Duperron <sup>(1)</sup> reprenant les idées anciennes de Simon, a cru pouvoir promettre, au nom d'une théorie nouvelle, un rendement extraordinaire à un moteur mixte à gaz et à vapeur, et il a indiqué aussi un projet d'établissement d'un *brûleur vaporisateur* distinct du moteur, dans lequel la combustion d'un carbure se ferait dans une atmosphère saturée de vapeur d'eau. Le cycle de ce moteur est encore à combustion; une longue détente permettrait d'opérer une condensation de la vapeur d'eau mise en œuvre. M. Duperron estime la consommation probable à 225 grammes de pétrole par cheval-heure effectif. C'est encore un résultat théorique <sup>(2)</sup>.

L'introduction de la vapeur d'eau dans le cycle a été pratiquée surtout dans les moteurs à explosion, qui emploient comme combustible les huiles de pétrole et les essences : malgré tous les efforts des théoriciens et des praticiens, leur consommation restait élevée, relativement à celle qui devenait la règle commune des moteurs alimentés aux gaz. En effet, c'était merveille de ne brûler que 350 grammes par cheval-heure effectif : or, pour des produits d'un pouvoir supérieur de 10.500 calories, cette dépense ressortait à 3.675 calories, et à un rendement thermique de 17,5 %; avec le gaz, on dépassait souvent 27 %. Cette infériorité n'avait d'autre cause qu'une insuffisance de compression. On ne pouvait dépasser une pression de 4 kilogrammes sans s'exposer à des coups brisants, qui occasionnaient de fréquentes ruptures d'arbres et de cousinets. Dans ces conditions, on devait renoncer aux hauts rendements.

C'est à Banki que revient d'avoir repris le premier l'injection d'eau essayée

1. DUPERRON, « Le moteur économique », dans *le Génie civil*, 2 juin 1900.

2. On a proposé d'adjoindre à ce genre de moteurs des condenseurs; on abaisserait ainsi la température du réfrigérant, mais ce bénéfice serait acquis au prix d'une complication notable.



par Hugon, dans le but d'atténuer la brutalité de l'explosion d'un mélange fortement comprimé; il réalisa ainsi une machine qui permit de marcher avec 15 kilogrammes de compression préalable. La consommation d'essence fut du coup abaissée à 260 grammes.

Cette pratique a été conservée par la plupart des constructeurs des moteurs dits « semi-Diesel », à quatre ou à deux temps, qui sont encore des moteurs à combustion, mais dans lesquels l'inflammation du combustible, progressivement injecté à partir du point mort, ne résulte plus de la haute compression de l'air dans la chambre de combustion, mais du contact d'une boule d'allumage, à l'instar de ce qu'avait fait Gardie. Toutefois, ces questions sont moins du ressort de la théorie générique que de la théorie expérimentale : nous les renvoyons donc à une étude ultérieure.

Un grand nombre d'inventeurs se sont donné pour objectif, en ces derniers temps, de réaliser une admission variable avec compression et composition constante du mélange introduit dans le cylindre. Cette manière de procéder placerait ces moteurs dans une catégorie intermédiaire entre les moteurs Charon à décompression et les moteurs Letombe à surcompression; elle constituerait un progrès sur le cycle Charon, mais elle serait moins rationnelle que celle qui a été adoptée par Letombe. La consommation à demi-charge serait moindre que dans le moteur Charon et plus grande que dans le moteur Letombe. Le but poursuivi par les inventeurs dont nous nous occupons reste néanmoins fort intéressant, car il réaliserait déjà un perfectionnement notable du cycle Otto et il se prêterait aisément au réglage de la vitesse. MM. Marius et Brellier d'Uccle (Belgique) ont été des premiers à s'engager dans cette voie (1) : voici comment ils ont réalisé la constance de la compression. Un piston auxiliaire, pouvant se déplacer dans les espaces morts du cylindre, partage ceux-ci en deux chambres, l'une de compression, l'autre de remisage; une partie du mélange tonnant passe dans cette dernière à un moment donné et se trouve ainsi séparée de la masse qui explose et se détend derrière le piston moteur. C'est sous la dépendance du régulateur que se fait ce partage; il est produit par la position que prend le piston auxiliaire; il se fait de telle sorte que le mélange, de volume variable, logé entre le piston moteur et le piston auxiliaire, reçoit toujours la même compression. Aussitôt le partage fait, le piston est immobilisé dans la position qu'il a prise. Ces dispositions très rationnelles et fort ingénieuses sont malheureusement compliquées et leur fonctionnement reste délicat.

M. Marmonnier s'est proposé le même but, et il recourt aussi à l'emploi d'un piston auxiliaire, mais le fonctionnement de son moteur est entièrement différent. Le piston auxiliaire, ou contrepiston, constitue en réalité le fond du cylindre moteur, mais ce fond est mobile et il prend les positions voulues pour que la quantité de gaz brûlés restant dans le cylindre après chaque course d'expulsion

1. « Brevets allemands du 16 juin 1899 et du 23 septembre 1900. »



soit réduite ou augmentée proportionnellement au volume de gaz frais admis; il en résulte que, pour une admission maximum ou minimum, la composition et la compression du mélange reste la même. Le contrepiston reçoit un mouvement alternatif de va-et-vient par l'intermédiaire d'une coulisse, dont le coulisseau est sous la dépendance du régulateur. Ce dispositif permettrait même de réduire le volume des gaz brûlés à demi-charge de telle façon qu'il se produise une surcompression légère, comme dans le moteur Letombe. Enfin, on peut récupérer sur l'arbre moteur une partie du travail dépensé dans la phase de compression : M. Marmonnier démontre que, pour une admission aux  $\frac{3}{10}$ , la course du contrepiston devient égale au  $\frac{1}{10}$  de celle du piston; comme celui-ci subit tout le temps la poussée de la compression, il recueille les  $\frac{7}{10}$  du travail de compression.

Pour évaluer cet avantage, il faut calculer le travail de compression adiabatique depuis le volume primitif  $v_0$  jusqu'au volume  $v$  auquel elle s'arrête : il est égal à  $\frac{RT}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{v_0}{v}\right)^{\gamma-1}\right)$ ; son équivalent en chaleur est  $c(\theta - t)$ . Le calorique gagné par cycle est donc égal aux  $\frac{7}{10}$  de  $c(\theta - t)$  et le rendement croît de  $\frac{7}{10} \cdot \frac{\theta - t}{T - \theta}$ .

Les beaux résultats obtenus par la machine atmosphérique de Langen et Otto étaient de nature à faire regretter la disparition de ce quatrième type de moteurs; MM. Vermand, Seraine, et d'autres encore, ont donc essayé de ramener l'attention des constructeurs sur ces machines remarquables, dont on espérait améliorer encore le rendement par l'application de la compression préalable.

Le rendement de ce nouveau genre de moteurs peut se calculer de la manière qui suit.

Le travail négatif de compression, qu'il serait utile de faire isothermique, d'un volume  $v_0$  à un volume  $v$ , est égal à  $RT \log' \frac{v}{v_0}$ ; la chaleur à fournir entre la température initiale  $t_0$  et la température  $T$  est  $Q = c(T - t_0)$ ; enfin, le travail utile est produit par l'action de l'atmosphère sur le piston, pour ramener le mélange dilaté du volume  $v'$  au volume primitif  $v_0$ , et son équivalent en chaleur est  $AH(v' - v_0)$ ; nous avons donc :

$$\rho = \frac{AH(v' - v_0) - ART \log' \frac{v}{v_0}}{c(T - t_0)}$$

M. Vermand a calculé les diverses valeurs de  $\rho$  (1) pour des compressions

1. VERMAND — « Les Moteurs à gaz et à pétrole », aide-mémoire de la collection Leauté, pages 73 et 159.



de 3,5 ou 7 atmosphères d'un mélange de 1 volume de gaz de ville avec 6, 8 ou 10 volumes d'air, et il les a rapprochées du rendement obtenu sans compression dans les mêmes conditions; le tableau ci-dessous réunit synoptiquement les résultats de ce calcul.

MÉLANGE	RENDEMENTS			
	sans COMPRESSION	AVEC COMPRESSION ISOTHERMIQUE		
		à 3 atmosph.	à 5 atmosph.	à 7 atmosph.
A 6 volumes.....	0,605	0,720	0,781	0,804
A 8 — .....	0,656	0,765	0,788	0,814
A 10 — .....	0,610	0,733	0,752	0,780

Il résulterait de ces chiffres que la consommation théorique d'un semblable moteur pourrait descendre à 151 litres par cheval-heure indiqué : il serait bien désirable que ces espérances de M. Vermand se réalisent.

Il nous reste un mot à dire des moteurs à temps multiples et, en particulier, du moteur Griffin à 6 temps.

L'expulsion des gaz brûlés est suivie d'une aspiration d'air, constituant le 5<sup>e</sup> temps, et d'une expulsion en 6<sup>e</sup> temps. La théorie générique, qui ne considère pas l'influence des parois, fait rentrer ces machines dans la catégorie des quatre temps, attendu que les deux temps surnuméraires sont représentés par une même ligne de pression constante parcourue en sens inverse.

## VIII

### Les cycles d'aviation.

L'admirable essor de l'aviation, dont le moteur à essence a constitué le facteur principal, a imposé à celui-ci des conditions nouvelles de fonctionnement, auxquelles il n'a pu satisfaire qu'en s'y adaptant par quelques modifications importantes, sinon essentielles. Il s'agissait surtout de se libérer dans la condition du possible de l'influence déprimante de l'altitude, qui diminue la puissance du moteur, en réduisant la masse de la charge admise au fur et à mesure que l'air se raréfie. Cet effet est très marqué dès qu'on s'élève quelque peu, et il avait déjà été sensible pour les moteurs d'automobiles : un moteur d'une puissance de 100 chevaux, au niveau de la mer, n'en développe plus que 89 à 1.000 mètres et 78 seulement à 2.000 mètres. C'est que cette puissance est proportionnelle, pour une allure déterminée, à la densité de la cylindrée et par suite à celle de l'air ambiant, laquelle décroît au fur et à mesure que l'on prend de la hauteur. Le tableau ci-dessous permet de se rendre compte de la rapidité



avec laquelle s'effectue cette diminution : nous y joignons les abaissements de température qui interviennent aussi dans le fonctionnement des moteurs à essence.

ALTITUDE	PRESSION DE L'AIR H	TEMPÉRATURE DE L'AIR t	$\frac{H}{760}$	POIDS DU LITRE d'air
Niveau de la mer = 0.....	760 $\frac{m}{m}$	15°	1	1,225
1.000 mètres.....	673	9	0,886	1,112
2.000 —.....	596	2	0,784	1,008
3.000 —.....	526	— 5	0,692	0,907
4.000 —.....	462	— 11	0,608	0,820
5.000 —.....	405	— 18	0,533	0,735
6.000 —.....	354	— 24	0,465	0,660
8.000 —.....	267	— 37	0,351	0,525
10.000 —.....	198	— 50	0,260	0,413
12.000 —.....	145	— 63	0,190	0,311

On s'étonnera peut-être de nous voir envisager une altitude de 12.000 mètres, mais les Américains détiennent déjà le record de 11.000 mètres et, s'ils ne sont pas montés plus haut, cela tient uniquement à une insuffisance des appareils respiratoires à oxygène dont les audacieux prospecteurs de l'espace étaient pourvus : ils n'ont pas été arrêtés par impuissance de moteur. On peut juger d'après cela des progrès réalisés dans la performance de ces machines, dont nous trouvons une nouvelle occasion d'admirer la souplesse et la faculté d'adaptation aux conditions les plus diverses.

En s'élevant, les moteurs perdent le souffle, comme la machine humaine. Pour soustraire les moteurs à cette action atmosphérique, il faudrait qu'ils fussent alimentés à pression constante à toute hauteur, c'est-à-dire que le carburateur fût toujours traversé par le même flux d'air et que le mélange admis au cylindre s'y trouvât comprimé au même taux. En d'autres termes, il s'agirait de *suralimenter* le moteur. C'est la première idée qui est venue à l'esprit des inventeurs, si ce n'est toutefois pas la plus simple.

Le procédé avait déjà été appliqué à certains moteurs d'automobiles de course, appelés à rouler sur des routes de montagne : il consistait à réaliser une admission forcée d'air carburé sur la fin de l'aspiration. On procédait de deux manières différentes. Quelquefois, on injectait au moment voulu de l'air dans la chambre de compression, pour parfaire sa charge, en employant un distributeur s'ouvrant au temps opportun, et l'on faisait ainsi une suralimentation partielle; plus souvent on recourait à un compresseur à pression constante, par débit réglable, et l'on opérait une alimentation totale. On maintenait de la sorte l'air à une pression égale à celle du sol, à son entrée au carburateur. La solution était théoriquement fort simple : il suffisait d'adjoindre au moteur un compresseur approprié.

Les seuls compresseurs qui pouvaient donner des résultats pratiques étaient les compresseurs centrifuges. On les commandait directement par le moteur



lui-même du côté opposé à l'hélice; cette manière de faire convenait bien aux moteurs de quelques centaines de chevaux communément employés en aviation, mais elle fut insuffisante, quand on en vint aux avions géants. Sur la fin de la guerre, les Allemands installèrent sur leurs appareils des moteurs Mercedes de 1.200 chevaux, auxquels ils durent accoler des compresseurs qui absorbaient 120 chevaux; en débitant 4.200 kilogs à l'heure d'air aspiré à une demi-atmosphère de pression, et en le refoulant à la pression d'une atmosphère, ces compresseurs permettaient de s'élever à plus de 4.000 mètres; il n'y avait qu'à développer ces appareils de compression pour monter plus haut. Le grand avantage de la commande séparée sur la commande directe consistait dans l'indépendance relative du moteur et de son auxiliaire, qui permettait de régler la pression d'air suivant le besoin : une liaison rigide entre les deux appareils exposait à fournir trop d'air aux basses altitudes, afin qu'il y en eût assez dans les régions supérieures (1).

M. Rateau perfectionna le procédé de la suralimentation par surcompression d'une manière très ingénieuse avec l'aide de son turbo-compresseur, qui récupère, au moyen d'une turbine, une partie de l'énergie évacuée par les gaz de la décharge et l'utilise pour actionner un compresseur. Les Allemands, qui connurent cette solution, n'ont pas voulu l'employer, en prétextant que l'augmentation de poids et la complication des installations motrices créaient des inconvénients qu'ils préféraient ne pas affronter. On peut aussi objecter au système la perturbation qu'il apporte au fonctionnement du moteur par la contrepression qu'il fait naître à l'échappement. Il est difficile de se prononcer avec certitude sur le bien-fondé de ces critiques et objections : on ne sera fixé sur la question que par des expériences comparatives, mettant en parallèle les dispositifs de commande directe et séparée des turbo-compresseurs, intercalés sur le chemin des gaz brûlés, abandonnant le moteur.

Mais il existe d'autres systèmes. M. Villey en a donné une ingénieuse classification dans un mémoire présenté à l'Académie des Sciences (2) : il considère, en dehors des moteurs à suralimentation dont nous venons de parler, trois autres catégories. Dans une première, il range des moteurs qu'il appelle *sur-comprimés* : par une réduction de la chambre de compression, on élève le taux du coefficient volumétrique de compression au-dessus de sa valeur normale, c'est-à-dire que l'on comprime le mélange à 5,5 ou 6 kilogrammes, alors que le moteur se trouve encore sur le sol; on exagère donc la compression, afin d'avoir une compression suffisante en plein vol. Pour éviter les allumages prématurés et les coups durs qui ne manqueraient pas de se produire au départ, on restreint alors la charge par un étranglement ou par un robinet décompresseur.

1. On consultera avec profit une étude du capitaine Lehr intitulée « La suralimentation des moteurs en Allemagne », *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 19 janvier et 8 mars 1920, publiée dans la *Technique aéronautique* du 1<sup>er</sup> février 1921.

2. *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 14 janvier et 9 mars 1920.



Une deuxième catégorie est constituée par les moteurs à *compression variable*. Au début de ces recherches, on avait songé d'abord à faire des cylindres à chambre de volume variable : on n'a pas encore découvert le moyen d'y réussir. On obtint une solution approchée du problème en coiffant le piston d'une sorte de faux piston auquel il était relié par des ressorts, dont l'action s'ajoutait à celle des forces d'inertie pour réaliser une pression réelle, en fin de compression, à peu près indépendante de la quantité des gaz aspirés dans la cylindrée. M. Villey a aussi signalé un déplacement du vilebrequin parallèlement à lui-même, dans le cas de moteurs fixes à cylindres en ligne, ou bien une modification du bras de ce vilebrequin, dans le cas des moteurs rotatifs.

Les moteurs *allégés* forment une autre classe, à limitation d'admission, pour que la masse de la cylindrée ne dépasse pas celle obtenue par admission totale à une altitude supérieure : ce sont des moteurs ordinaires, suivant le cycle Beau de Rochas-Otto, spécialement étudiés pour être toujours alimentés à une pression inférieure à celle de l'atmosphère au niveau du sol. D'après M. Villey, l'application pratique de son idée est subordonnée à la mise au point d'un limiteur automatique d'admission, qui ne présenterait pas de difficulté et assurerait une sécurité complète aux basses altitudes. M. Rateau a fait la critique du système avec quelque vivacité (séance de l'Académie du 29 mars 1920), en objectant des incertitudes d'allumage d'un mélange froid et à faible pression ainsi que l'importance des résistances passives d'une semblable machine, dont il faudrait augmenter les dimensions et qui consommerait beaucoup d'essence.

Les ingénieurs allemands ont créé un type dit *suralésé*, ayant une cylindrée trop forte pour les dimensions des organes de transmission fonctionnant à une allure réduite aux faibles altitudes. Cette solution suffirait pour les vols à moins de 4.000 mètres.

J'ai cru utile <sup>(1)</sup> de signaler aux inventeurs et aux constructeurs un système qui pourrait rentrer dans la catégorie à compression variable, que j'ai appelé à *admission de masse constante avec compression constante* ; je l'ai retenu parce qu'il présente des avantages particuliers.

Je pars du fait que le meilleur type de moteur à explosion est celui qui présente une course d'admission et de compression moindre que la course de détente et qui permet une détente plus complète des gaz brûlés. J'ai surabondamment démontré que ce type possède le rendement le plus élevé. La différence n'est pas négligeable, attendu que ce rendement est égal à 0,41 pour une compression à 5 kilogrammes, alors que celui du cycle à course d'admission de même longueur que la course de détente, laquelle est tronquée, ne dépasse pas 0,31, toutes choses égales d'ailleurs <sup>(2)</sup>.

Or, prenons un tel moteur à course réduite, et portons-le à une altitude supérieure : pour maintenir la constance de la masse admise et celle de la pression  $\pi$

1. WITZ, *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 14 mars 1921.

2. Voir ci-dessus page 322.



de compression, il faudra allonger la course d'admission et de compression. En admettant l'adiabaticité de la ligne de compression, un calcul simple établit que, pour arriver à la même valeur de  $\pi$ , dans une atmosphère de densité moitié moindre que celle qui règne au niveau de la mer, il suffira d'allonger la course variable de  $\frac{7}{10}$ ; cela correspond déjà à une altitude de 5.500 mètres. On doublera la course pour monter à 10.000 mètres, où la pression n'est plus que de 198 millimètres de mercure.

Voilà donc bien un moteur dans lequel la charge admise et sa compression restent invariables à toute altitude, par le seul allongement de la course du piston au premier temps et au deuxième. La compression constante lui garde toujours sa même valeur de rendement, qui est supérieure; sa puissance ne baisse pas, car la pression moyenne exercée sur le piston est proportionnelle à la différence des pressions d'explosion et de compression. On est même porté à croire, sur la foi de diagrammes théoriques tracés d'après ces données, que la puissance augmentera quelque peu, par suite de l'augmentation d'aire, résultant d'une détente poussée plus loin et d'une ligne de décharge établie en dessous de celle du départ. De plus, le débit d'essence au carburateur croîtra par l'allongement de la course d'aspiration, malgré l'abaissement de température du milieu ambiant, dont l'effet sera atténué par le fait.

Le système prête le flanc à une critique qu'il convient d'examiner. Pour satisfaire aux conditions d'un vol horizontal près du sol, dans lequel l'hélice doit tourner à sa plus grande vitesse, le moteur, alimenté par une course et une admission réduite, doit pouvoir développer à ce moment une puissance déterminée : celle-ci imposera à notre moteur un alésage de cylindre plus fort que serait celui d'un moteur à course et admission pleine. Il en résultera une augmentation de poids, qui dépendra de la hauteur de plafond envisagée pour l'avion. Si l'aviateur limite son ambition à 5.500 mètres, la section du piston sera augmentée de  $\frac{7}{10}$ ; de 100 millimètres de diamètre, par exemple, elle sera portée à 130 et l'on n'aura pas à prévoir d'autre augmentation de section que celle des soupapes.

La surcharge imposée à l'avion sera de ce chef peu considérable, puisqu'il ne s'agit que d'un suralésage de cylindre, sans renforcement d'aucun autre organe. D'ailleurs, le système procurera des allègements compensateurs, dus à son rendement supérieur et à une réfrigération moins active, conséquence d'une détente complète; il permet d'escompter une réduction des provisions d'essence et d'eau, et des poids de réservoirs et de radiateurs. En somme, notre machine sera moins surchargée que celles qui fonctionnent à surcompression, par l'adjonction de moteurs et de compresseurs auxiliaires.

Il me reste à dire par quel moyen pratique pourra se réaliser la course variable sur laquelle repose le projet, me réservant d'ailleurs d'y revenir plus loin. On



ne doit pas songer à faire usage de mécanismes du genre de celui de M. Atkinson; il faut résoudre le problème par un artifice. La course ne sera pas réellement réduite, mais elle sera rendue inopérante sur une fraction de sa longueur, en coupant l'admission au moment voulu du premier temps; de ce point au bout de la course, le piston détendra la charge et la recomprimera; cette double opération, effectuée pour rien, ne coûtera aucun travail, et contribuera à produire un meilleur brassage des éléments combustible et comburant du mélange. Une soupape d'aspiration commandée remplira la fonction. La chose est possible: Niel l'a pratiquée en sens inverse du mien et le procédé a fait ses preuves. On pourrait aussi adopter une autre solution, inspirée de celle de Charon, reposant sur l'emploi d'une soupape de décompression, avec remisage momentané du mélange, refoulé hors du cylindre, dans un tube enroulé en spirale pour tenir moins de place, où il serait repris pour le cycle suivant. Dans les deux cas, on mettrait la soupape commandée sous la dépendance d'un régulateur, constitué par une capsule manométrique étanche et extensible, remplie d'air au départ du sol, dont le volume subira l'influence des variations de température et de pression de l'atmosphère ambiante.

## IX

### Examen critique de quelques théories.

Notre exposé de la théorie générique ne serait pas complet, si nous ne faisons pas une place à quelques manières de traiter la question, différentes en principe de celle que nous avons adoptée.

Le but des travaux de ce genre devrait être surtout de découvrir ce qu'il faut réaliser et ce qu'il faut éviter pour obtenir le meilleur rendement, c'est-à-dire pour tirer le plus de travail possible des calories disponibles dans un combustible de valeur et de quantité donnée. On pourrait aussi se proposer de démontrer, correctement et par de bons arguments, certaines lois découvertes précédemment à l'aide de méthodes discutables et d'arguments spécieux: ce serait encore un objectif louable, car il faut toujours combattre l'erreur, même cachée sous de modestes équations. Malheureusement, ainsi que l'a fait remarquer (1) avec esprit notre savant et regretté collègue Letombe, quelques-uns de ces nouveaux collaborateurs ont eu le tort de vouloir faire croire « qu'il n'y aurait eu, avant eux, que vieilles méthodes et vieux auteurs », ce qui leur a valu en retour une définition assez piquante des « théoriciens, brûlant du désir de doter ces intéressantes machines (les moteurs à gaz) de théories nouvelles dont

1. LETOMBE, *Les Moteurs*, page 53. J.-B. Baillièrre et fils, Paris, 1909.



le besoin ne se fait nullement sentir ». Letombe était même plus incisif encore; mais nous ne voulons pas réveiller des polémiques, dans lesquelles on a quelquefois montré plus de passion que de raison, et qui sont du reste oubliées.

Notre objectif est de présenter les diverses solutions, proposées par des ingénieurs qualifiés, à ce difficile problème du fonctionnement des moteurs à combustion interne, que l'on ne résoudra peut-être jamais d'une façon complète et qui prêtera longtemps encore à de savantes discussions : nous résumerons les arguments que l'on a fait valoir en faveur de thèses différentes, et le lecteur gardera la liberté de prononcer entre elles.

La méthode cyclique, appliquée ci-dessus, a été acceptée telle quelle par les uns, plus ou moins modifiée par les autres; par contre, quelques théoriciens lui ont nettement refusé leur adhésion et ils ont cherché la lumière dans des directions opposées.

Commençons par l'examen des développements donnés à la théorie des cycles.

On avait reproché à nos formules de rendement de mettre en évidence uniquement des températures, qu'il est possible et même aisé de calculer sans doute, mais qu'on n'a guère le moyen de mesurer avec quelque précision et qui en tout cas parlent médiocrement à l'esprit. Mieux vaudrait établir des formules dans lesquelles il n'entrerait que des volumes ou des pressions, et mieux encore des rapports de volumes et de pressions, qui permettent d'ailleurs d'arriver encore par le calcul à la détermination des températures, quand on le désire. Cette remarque est exacte.

M. Dugald Clerk, auquel l'étude des moteurs à gaz est redevable de beaux travaux et de lumineuses suggestions (<sup>1</sup>), a établi comme nous, par le procédé des cycles, les formules de rendement, et il les présente sous une forme presque identique : ainsi, pour le deuxième type, il écrit, comme nous, en détente complète :

$$\rho = 1 - \gamma \frac{t' - t}{T - \theta};$$

en détente incomplète (genre Otto), il trouve aussi :

$$\rho = 1 - \frac{t' - t}{T - \theta}.$$

Mais il exprime cette valeur en fonction des volumes  $V$  du cylindre et  $v$  de la chambre de compression, par les transformations qui suivent :

$$\frac{T}{t'} = \frac{\theta}{t} = \frac{T - \theta}{t' - t} = \left(\frac{V}{v}\right)^{\gamma-1}.$$

$$\rho = 1 - \left(\frac{v}{V}\right)^{\gamma-1}.$$

<sup>1</sup> DUGALD CLERK, *The gas and oil Engine; new impression*, Londres, 1902, page 42.



Cette formule permet de mettre en vedette le taux de compression  $\eta = \frac{\pi}{H}$ .

En effet :

$$\frac{\theta}{t} = \left(\frac{\pi}{H}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \eta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\rho = 1 - \frac{1}{\eta \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Boulvin est arrivé au même résultat en tenant compte du fait, démontré par la comparaison des diagrammes entropiques de la figure 39, que les températures correspondantes à une même entropie, sur les lignes AB et A'B', sont entre elles dans le rapport de la température  $\theta$  de compression à la température initiale  $t$ . Le rapport des deux aires est donc égal au rapport des deux ordonnées correspondantes, soit à  $\frac{\theta - t}{\theta}$ , d'où :

$$\rho = 1 - \frac{1}{\eta \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

C'est bien la formule de M. Dugald Clerk.

Le rendement a la même valeur pour les moteurs du deuxième type, à détente tronquée (genre Otto), et pour les moteurs à combustion du troisième type, à détente complète.

Ce résultat avait déjà été signalé ci-dessus.

Le rendement ne dépendrait donc que du degré de compression : faisant  $\eta$  égal à 3, 4, 5 ou 6, on trouve  $\rho = 0,270; 0,327; 0,369; 0,400$ ; pour  $\eta$  égal à 10, 12 ou 14,  $\rho$  devient 0,482; 0,509 et 0,530; on gagne de moins en moins à pratiquer la surcompression, quoique le rendement croisse toujours un peu. C'était à relever.

Les températures explosives sont généralement calculées en admettant constantes les deux chaleurs spécifiques et en prenant leur rapport  $\gamma$  égal à 1,40 : c'est ainsi qu'on a déterminé les valeurs du rendement  $\rho$ . On serait évidemment plus près de la vérité en tenant compte de la variation des chaleurs spécifiques avec la température, ainsi que nous l'avons reconnu plus haut.

Letombe a aussi apporté de son côté une importante contribution à la théorie des cycles, ainsi que nous l'avons déjà montré ci-dessus dans l'étude du cycle à compression et détente variable (page 329). Il a trouvé une expression générale du rendement par une méthode particulièrement élégante, qui doit trouver sa place ici.



Le distingué professeur de l'École centrale part d'un remarquable théorème, qu'il a établi en 1900 (1) et dont voici l'énoncé :

*Le rendement est le même pour tous les cycles fonctionnant entre deux adiabatiques de compression et de détente, ayant même adiabatique de compression, si la chaleur à rejeter pour chaque cycle est reprise avec les mêmes coefficients de chaleur spécifique que la chaleur qui a été rapportée ; ce rendement a pour valeur le rendement d'un cycle de Carnot, qui fonctionnerait entre les températures initiales et finales de compression.*

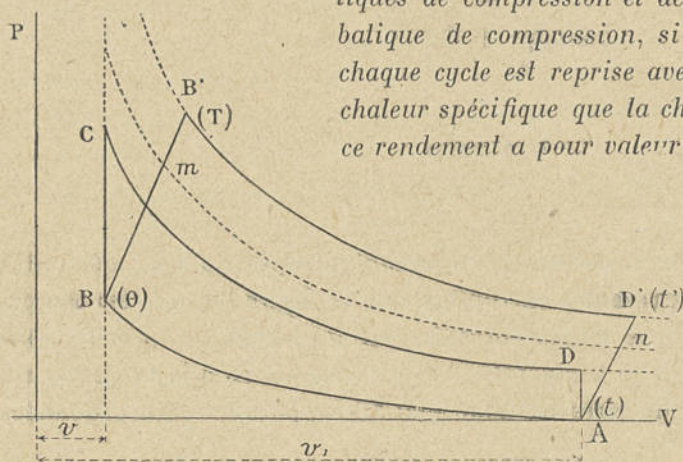


Fig. 49. — Cycles de même compression.

En effet, soient  $t$ ,  $\theta$ ,  $T$  et  $t'$  les températures correspondantes aux points A, B, B' et D' du cycle ABB'D', dans lequel

AB et D'B' sont des adiabatiques et BB' et A'D' deux lignes, satisfaisant à la condition que les chaleurs spécifiques des gaz ont une même valeur moyenne K (fig. 49).

La chaleur fournie  $Q = K (T - \theta)$ .

La chaleur emportée  $q = K (t' - t)$ .

Le rendement a pour valeur :

$$\epsilon = \frac{Q - q}{Q} = 1 - \frac{q}{Q} = 1 - \frac{t' - t}{T - \theta}$$

Remarquons que les entropies sont égales entre deux adiabatiques; soient donc deux températures  $\tau$  et  $\tau'$  correspondantes par exemple en  $m$  et en  $n$ ; nous pouvons écrire :

$$\int \frac{dQ}{\tau} = \int \frac{dq}{\tau'}$$

Mais :

$$dQ = KdT$$

$$dq = Kdt'$$

donc :

$$\int \frac{dT}{\tau} = \int \frac{dt'}{\tau'}$$

1. LETOMBE, Contribution à l'étude des moteurs thermiques; Congrès de mécanique de 1900. Tome II, page 153.



L'intégration entre les limites T et  $\theta$  d'une part et  $t'$  et  $t$  d'autre part, donne :

$$\log \frac{T}{\theta} = \log \frac{t'}{t};$$

or :

$$\frac{T}{\theta} = \frac{t'}{t} \quad \text{et} \quad \frac{t' - t}{T - \theta} = \frac{t}{\theta}.$$

Il vient donc :

$$\varphi = 1 - \frac{t}{\theta} = \frac{\theta - t}{\theta}.$$

C'est précisément le rendement d'un cycle de Carnot compris entre les températures  $\theta$  et  $t$  entre lesquelles s'effectue la compression.

Comme on a d'ailleurs :

$$\frac{\theta}{t} = \left( \frac{v_1}{v} \right)^{\gamma-1}$$

il vient, pour  $v = 1$  :

$$\frac{\theta}{t} = v_1^{\gamma-1}$$

et :

$$\varphi = 1 - \frac{1}{v_1^{\gamma-1}}.$$

Le volume  $v_1$  est exprimé en fonction du volume  $v$  de la chambre de compression, pris comme unité; on a donc :

$$v_1^{\gamma-1} = n \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

et, par suite, comme ci-dessus :

$$\varphi = 1 - \frac{1}{n \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma}}.$$

Nous retrouvons la formule de Clerk et de Boulvin.

Letombe a déduit de son théorème quelques conclusions qu'il importe de consigner ici, en renvoyant le lecteur aux démonstrations qui en sont données dans le mémoire original de l'auteur (1).

Et d'abord, le rendement des cycles, à compression égale, est d'autant plus élevé que la valeur de l'exposant  $\gamma$  est plus grande : il y a par suite avantage à fonctionner avec un mélange de gaz dilué dans un grand volume d'azote ou d'air, cas pour lequel  $\gamma$  est maximum.

D'autre part, un cycle à combustion isothermique est inférieur au cycle à combustion sous pression constante, attendu que les détentes aboutissant à une pression moindre que celle de l'atmosphère ambiante ne sont pas possibles. De plus, dans un cycle à combustion sous pression constante, la température monte proportionnellement à la durée de la combustion, sans aucun profit pour le rendement. Ces considérations éclairent l'étude des moteurs Diesel.

1. Voir aussi : *Les Moteurs*, page 81.



M. Eugène Meyer, professeur à Charlottenburg, a étudié les cycles des moteurs à gaz par une méthode qui se prête à d'intéressants parallèles, sans apporter toutefois une contribution importante à la théorie. L'ingénieur allemand décompose les cycles en une infinité de cycles élémentaires, en les coupant par une série d'adiabatiques infiniment voisines, et il considère chacun d'eux

comme un cycle de Carnot, dont le rendement est égal à  $\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{p_2}{p_1} \frac{\gamma - 1}{\gamma}$ ,

$T_1$  et  $T_2$  étant les températures limites correspondantes aux pressions respectives supérieure et inférieure  $p_1$  et  $p_2$ . Températures et pressions des cycles élémentaires varient de l'un à l'autre suivant

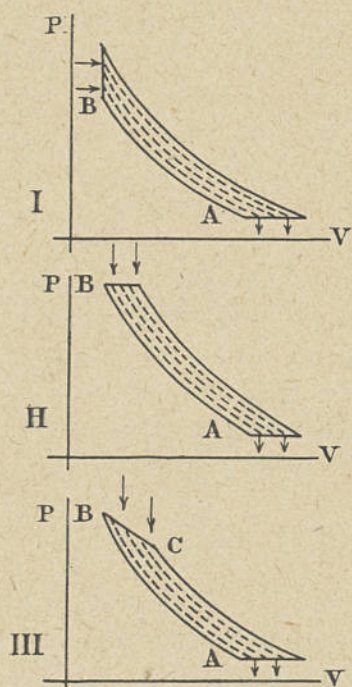


Fig. 50. — Cycles décomposés.

une loi déterminée, qui dépend de la forme du cycle total. Comparons, en effet, les trois cycles I, II et III de la figure 50, présentant même courbe de compression, AB, mais recevant du calorique sous volume constant, sous pression constante ou bien sous température constante. Pour un même afflux de chaleur venant du foyer, le rendement croît d'un cycle élémentaire à l'autre, reste constant ou décroît, ce qui établit la prééminence du premier cycle total et l'infériorité essentielle du dernier, à ligne d'admission BC isothermique. Mais le premier peut conduire à une température et une pression excessive, quand l'apport de calorique augmente, alors que le second exclut cette éventualité, ce qui lui permet d'égaliser son rendement au premier; le rendement du cycle III s'abaisse par contre de plus en plus. Un avantage est toujours acquis pour la plus basse température et la moindre tem-

pérature de la cession de la chaleur au réfrigérant. Si l'on exprime le rende-

ment par la formule  $\eta = 1 - \frac{v_1}{v_2} \frac{\gamma - 1}{\gamma}$ , on voit l'intérêt qu'il y a à fournir la

chaleur par le plus petit volume de gaz, donc à surcompresser le plus possible : or, on ne peut dépasser une certaine limite dans les moteurs à explosion, tandis qu'on peut, dans le moteur Diesel, qui comprime de l'air pur, monter à la plus haute compression mécaniquement possible. Ces conclusions ne sont pas nouvelles, mais la méthode qui y conduit est extrêmement simple (1).

1. Le travail de M. Meyer, publié dans la *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, en 1897, a été reproduit dans l'ouvrage de M. Güldner, *Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren*.



L'exposé que nous venons de faire des principales théories cycliques montre qu'elles ont conservé des adhérents nombreux et autorisés, qui les ont maniées avec habileté et ont su en tirer d'importantes déductions, dont la pratique a largement bénéficié. On ne saurait contester qu'elles aient contribué aux rapides et étonnants progrès des moteurs.

Néanmoins des ingénieurs distingués ont cru devoir aiguiller leurs recherches sur des voies différentes : nous allons les y suivre.

Nous avons déjà signalé une méthode étudiant la suite des opérations qui se déroulent derrière le piston dans ses courses avant et arrière, sans faire état de la fermeture d'un cycle et en appliquant simplement le principe de l'équivalence. C'est une manière ingénieuse de se dérober à une objection; nous avons vu qu'elle ne conduit pas à des résultats nouveaux. Elle a donc confirmé la théorie que l'on avait si amèrement critiquée et condamnée (1).

M. Moreau avait pris pour premier objectif (2) d'étudier les résultats produits par la variation d'éléments supposés fixes, tels que les coefficients de dilatation et de chaleur spécifique des gaz; puis il a cherché à déterminer l'influence que peut avoir sur le travail développé la durée de la détonation.

Ce savant mémoire, bourré d'équations, ne peut être analysé ici : nous nous bornerons à faire connaître les principales conclusions auxquelles M. Moreau a été conduit.

Il fait ressortir d'abord combien la réalité des phénomènes est éloignée des hypothèses primitives, et combien il est irrationnel de représenter la marche d'un moteur par son diagramme théorique. Il retrouve à son tour l'intérêt des fortes compressions; il estime que les cylindres doivent être courts, leur diamètre étant égal à la course du piston augmentée de la longueur de la chambre de détonation, supposée cylindrique et de même diamètre que le piston. Enfin, il termine en disant que « l'examen des phénomènes d'explosion conduit à désirer des mélanges homogènes et à prendre des précautions pour en produire la parfaite combustion. Il y a donc peut-être lieu de multiplier les points d'allumage et de se préoccuper de leur répartition par rapport à la masse des gaz tonnants ». Ces dernières considérations, qui appartiennent plutôt à la théorie expérimentale qu'à la théorie générique, ne ressortent pas des formules de l'auteur, mais des réflexions qu'il a faites sur le fonctionnement des moteurs.

M. Jouguet a proposé une théorie nouvelle, que nous aurons aussi le regret de ne pouvoir rapporter dans son ampleur magistrale; nous en tracerons du moins les grandes lignes (3).

Cette théorie est fondée sur un théorème de M. Gouy, qui fait connaître le

1. Voir ci-dessus, page 324.

2. MOREAU, « Note sur le régime des moteurs à explosion », *Annales des Mines*, 9<sup>e</sup> série, tome XX, 1901.

3. JOUGUET, « Le théorème de M. Gouy », *Revue de Mécanique*, mars 1907. — « Sur la théorie des moteurs thermiques », *Congrès de Liège*, 1905.



travail maximum que peut fournir une machine donnée (1); voici les considérations sur lesquelles repose ce théorème.

Quel que soit le moyen employé pour engendrer de la puissance motrice, il est toujours réductible au *processus* suivant : le système de corps, constituant la machine, passe d'un état E à un état F différent du premier; on peut admettre que, durant cette transformation, il ne s'effectue que des échanges de chaleur intérieurs et des échanges extérieurs avec l'atmosphère ambiante, qui garde une température constante  $T_0$ . Le système est soumis à des forces extérieures, dont les principales sont les résistances à vaincre, au prix d'un travail  $-\mathfrak{C}_e$ ; il y a de plus la pression atmosphérique  $p_a$ , exercée sur la périphérie du système. La machine se compose d'ailleurs de corps ou d'agents actifs (mélange tonnant), qui passent de l'état E à l'état F, et d'organes divers, que l'on peut considérer comme des intermédiaires; les agents actifs ne décrivent pas des cycles fermés, puisque l'on envoie dans le moteur un mélange de combustible et de comburant, et qu'il en sort des gaz brûlés; le cycle est au contraire fermé pour les intermédiaires.

Or, l'équation de la conservation de l'énergie appliquée à la machine s'écrit sous sa forme différentielle :

$$dQ = dU + p_a dv - d\mathfrak{C}_e + dw,$$

en désignant par  $v$  le volume de la machine et  $w$  la force vive.

Mais, pour un cycle composé d'éléments irréversibles, la relation de Clausius nous donne :

$$\frac{dQ}{T_0} \leq dS = dS - dP,$$

$dP$  représentant la transformation non compensée, qui est toujours positive ou nulle, et n'est pas une différentielle exacte.

Il vient ainsi :

$$-d\mathfrak{C}_e = -d(U - ST_0 + p_a v) - T_0 dP + dw.$$

Intégrons entre les états extrêmes E et F; nous avons pour le travail  $\mathfrak{C}$  produit :

$$\mathfrak{C} = (U - ST_0 + p_a v)_E - (U - ST_0 + p_a v)_F - T_0 \int_E^F dP = G_E - G_F - T_0 \int_E^F dP.$$

Comme  $T_0 \int_E^F dP$  représente les pertes dues aux phénomènes irréversibles, on voit que le travail produit est égal, au maximum, à la variation de la fonction  $G$ , relative seulement aux agents actifs, puisque les intermédiaires décrivent un cycle; le terme  $T_0 \int_E^F dP$  s'applique en réalité aux corps actifs et aux intermédiaires, et il renferme toutes les pertes dues aux phénomènes irréversibles produits en un point quelconque du moteur.

1. *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, tome CVIII, page 507, 1889; *Journal de Physique*, 1<sup>re</sup> série, tome VIII, page 501, 1889.



Pour aucune machine réelle, on n'a  $\mathcal{E} = G_E - G_F$ ; son travail est toujours inférieur à cette différence; le maximum  $G_E - G_F$  sert donc pour cette machine de point de comparaison. Malheureusement la fonction  $G$  ne peut se calculer dans la pratique, de telle sorte qu'on est obligé de choisir une autre base de comparaison. On ne parlera donc plus de la fonction  $G$  que pour mémoire, et M. Jouguet définit une évolution type qu'il appelle *évolution théorique complète*.

Le diagramme de la figure 51 représente cette évolution; les points intéressants du tracé portent des chiffres qui serviront d'indices aux températures et pressions correspondantes.

Le mélange, aspiré à la pression  $p_1 = p_a$  et à la température  $T_1$ , est comprimé adiabatiquement, jusqu'en 2, brûlé de 2 en 3, détendu adiabatiquement jusqu'à la température  $T_4 = T_0$ ; sa pression est tombée en dessous de  $p_a$ , et il faut comprimer isothermiquement les gaz brûlés pour les ramener à la pression de l'atmosphère et les évacuer de 5 en 6. La surface de ce diagramme représente le travail produit par le gaz. M. Jouguet

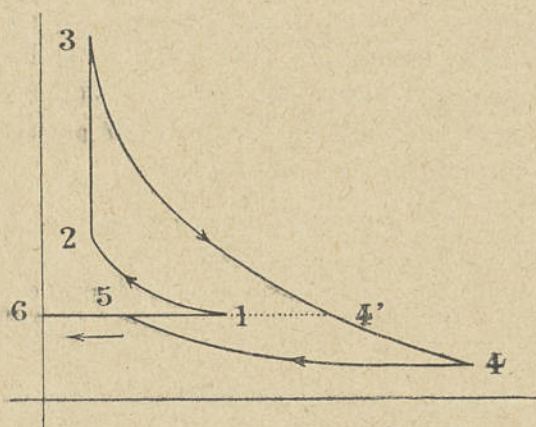


Fig. 51. — Diagramme de M. Jouguet.

déclare qu'il est inutile de donner une formule algébrique exprimant ce travail; il construit la figure d'après la nature du combustible, la composition du mélange, la pression et la température d'admission, le degré de compression adopté, etc.; il prend les chaleurs spécifiques fournies par la formule de M. Le Chatelier, admet que la combustion est complète et néglige la dissociation.

En réalité, dans les moteurs, la détente n'est jamais poursuivie jusqu'en 4; elle s'arrête à 4' et elle est suivie d'une évacuation 4'6. Les gaz sont jetés dans l'atmosphère à une température supérieure; ils s'y refroidissent à pression constante. Il en résulte une perte.

Pour l'évaluer, M. Jouguet suppose que la chaleur perdue dans l'atmosphère, par conductibilité, soit utilisée dans une machine idéale de Carnot, fonctionnant entre  $T_0$  et  $T_6$ ; elle donnerait un travail :

$$\int_{T_0}^{T_6} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) C dT.$$

Comme ce travail est perdu, son expression donne la valeur d'une perte spéciale, que M. Jouguet appelle la *perte à l'échappement*; elle caractérise une *évolution incomplète*.



Cela étant, on calcule, dans des cas variés, les températures et les pressions, puis on détermine sur le diagramme le travail de l'évolution complète et la perte à l'échappement, d'où l'on déduit, par différence, le travail de l'évolution incomplète et l'on discute les chiffres obtenus. Il n'est plus question dès lors de la fonction G.

Un exemple fera comprendre la méthode.

Imaginons qu'on gazéifie, dans un gazogène, un atome, soit 12 grammes de charbon solide; on marche à l'air seul : il faudra une demi-molécule d'oxygène, donc 2,5 d'air (1), ou O accompagné de 2 Az<sup>2</sup>, ce qui donne CO + 2 Az<sup>2</sup>. Le calcul montre que le gaz sort du gazogène à 1.561° (absolus); pour le brûler dans le moteur, donnons-lui le double d'air qu'il lui faut, soit O<sup>2</sup> + 4 Az<sup>2</sup>; le mélange aura pour composition CO + O<sup>2</sup> + 6 Az<sup>2</sup>; mais en l'additionnant avec de l'air à T° = 273°, sa température a été abaissée à 783°. On trouve ainsi, pour une compression à 10 atmosphères :

$$\begin{array}{cccc} T_1 = 783^\circ & T_2 = 1.410^\circ & T_3 = 2.440^\circ & T_4 = 1.423^\circ \\ p_1 = p_a & p_2 = 10 p_a & p_3 = 16,2 p_a & p_4 = p_a \end{array}$$

Évolution complète : travail en calories = 70.

Perte à l'échappement = 44.

Évolution incomplète = 70 — 44 = 26.

Dans la pratique des moteurs, le gaz pauvre est livré au moteur à la température T<sub>0</sub>; dans ce cas, on a :

$$\begin{array}{cccc} T_1 = 273^\circ & T_2 = 527^\circ & T_3 = 1.840^\circ & T_4 = 857^\circ \\ p_1 = p_a & p_2 = 10 p_a & p_3 = 32,7 p_a & p_4 = p_a \end{array}$$

Evolution complète : Travail en calories = 51.

Perte à l'échappement = 16.

Evolution incomplète = 51 — 16 = 35.

On voit, par cet ingénieux procédé, qu'il n'y aurait aucun intérêt, et qu'on y perdrait même, à alimenter le moteur de gaz pauvre chaud; cela tient à ce que les gaz brûlés s'échappent à une température fort élevée, qui augmente la perte considérablement.

M. Jouguet procède de la sorte à une étude de cas nombreux; il est conduit à d'intéressantes conclusions, que nous devons résumer brièvement, nous contentant de renvoyer le lecteur à son remarquable travail.

Nous avons obtenu en travail l'équivalent de 35 calories, en fabriquant du gaz à l'air; si l'on avait fait du gaz mixte, le travail obtenu eût été de 40,6, donc notablement supérieur. Le pouvoir calorifique du gaz brûlé sous pression constante monterait de 68 à 82,5 calories, pour 12 grammes de charbon gazéifié.

Il faut provoquer l'explosion à partir d'une compression aussi élevée que possible, donc comprimer le plus qu'on le peut; en introduisant dans le cylindre

1. Une molécule gazeuse est la masse de gaz qui occupe, dans les conditions normales de pression et de température, 22,32 litres; l'air a la composition  $\frac{1}{2}$  O<sup>2</sup> + 2 Az<sup>2</sup>.



un mélange chaud, on aboutirait rapidement à des allumages prématurés, ce qui condamne une fois de plus cette pratique.

Le rendement augmente avec la dilution du mélange; il ne faut donc pas redouter l'emploi des mélanges pauvres.

Les compressions isothermiques présentent un faible avantage; mais elles augmentent les pressions explosives.

L'injection d'eau dans la chambre de compression fait baisser le rendement, mais des considérations pratiques peuvent modifier cette conclusion d'ordre exclusivement théorique.

Les moteurs à combustion sont théoriquement inférieurs aux moteurs à explosion.

Les bénéfices qui résultent des hautes compressions sont confirmés par cette théorie.

Pour ce qui est de l'utilisation des gaz de hauts fourneaux, le moteur à gaz vaut 1,68 fois ce que vaut une machine à vapeur avec chaudière sans réchauffeur, chauffée aux gaz; l'utilisation directe des combustibles gazeux déjà formés est avantageuse.

Des considérations utiles ressortent de l'analyse des pertes dans les cylindres des moteurs : les pertes par détente tronquée sont considérables, mais les fortes compressions en diminuent l'importance; le laminage à l'échappement est nuisible; les combustions retardées et lentes sont une cause de perte.

La plupart de ces résultats concordent avec ceux qui avaient déjà été formulés à l'aide de la théorie des cycles : la fonction  $G$  n'y a guère contribué qu'en suggérant à l'ingénieur très distingué qu'est M. Jouguet de s'occuper de moteurs à gaz, et d'appliquer à leur étude les puissantes ressources de son esprit.

M. Mérieux (1) a présenté, en 1905, un autre projet de théorie, dans lequel il tourne la difficulté des cycles en partant de l'équation classique :

$$dQ = dU + Ad\mathfrak{C},$$

donc :

$$Q = U_2 - U_1 + A\mathfrak{C}.$$

$U_2$  et  $U_1$  sont les chaleurs internes du mélange aux états A, fin de l'aspiration, et D, fin de la détente;  $\mathfrak{C} = \int_A^D p dv$ , c'est-à-dire le travail développé par le moteur. On peut calculer  $U_2 - U_1$  par la différence  $q - M$ ,  $q$  étant la chaleur qu'il faut fournir aux gaz pour les ramener de la température initiale  $T_1$  à la température finale  $T_2$  en D, et  $M$  le pouvoir calorifique du mélange contenu dans le cylindre, pris à  $T_1$  et ramené à  $T_1$ .

Le rendement est dès lors égal à :

$$\eta = \frac{A\mathfrak{C}}{M} = \frac{M - q}{M} = 1 - \frac{q}{M}.$$

1. *Annales des Mines*, tome VII, 10<sup>e</sup> série, 1905.



Or, on trouve aisément que :

$$q = \frac{M}{\left(\frac{V}{v}\right)^{\gamma-1}} - (C - c) \frac{T_1}{M} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{V}{v}\right)^{\gamma-1}}\right);$$

négligeant le second membre, M. Mérigeault écrit :

$$\varepsilon = 1 - \left(\frac{v}{V}\right)^{\gamma-1}.$$

C'est le même résultat que celui auquel conduit la théorie des cycles (1), ainsi que je l'ai déjà fait remarquer il y a plusieurs années, à propos d'une théorie analogue.

M. Mérigeault passe ensuite au cas où la paroi intervient dans le phénomène, par un apport de chaleur,  $q'$ ; on a :

$$q' = \Delta\bar{c} + q - M$$

et le travail  $\bar{c}_a$  réellement utilisé devient :

$$\bar{c}_a = J (M + q' - q) - p (V_2 - V_1);$$

dans cette formule,  $p$  est la pression atmosphérique,  $V_1$  et  $V_2$  les volumes initial et final, de la fin de l'admission à la fin de la détente. Un long calcul donne une nouvelle valeur de  $p$ , représentée par une expression extrêmement complexe, qui ne permet aucune discussion. Il en ressort seulement que le rendement est indépendant de  $p$ , ce qui présente un certain intérêt en aviation.

Sous le nom de machines à admission progressive, l'auteur de ce savant travail étudie ensuite les moteurs à combustion par une méthode analogue; il arrive à la même formule du rendement.

L'influence de la vitesse de combustion est enfin soumise au calcul; on démontre qu'une combustion instantanée conduit à un rendement plus élevé qu'une combustion non instantanée, toutes choses égales d'ailleurs : ce résultat a été démontré expérimentalement par nous et nous sommes heureux de voir sur ce point la théorie confirmer nos résultats.

M. Mérigeault est encore conduit à affirmer que, pour les moteurs à parois réfractaires (l'auteur du travail désigne par ce mot les parois imperméables à la chaleur), le point représentatif de la fin de la combustion est au-dessus de l'adiabatique du cycle parfait. C'est ce qu'on voit, en effet, dans tous les diagrammes relevés sur les moteurs. On s'en rend compte aisément, sans calcul, en considérant que les aires des diagrammes doivent être égales, pour une combustion complète dans les deux cas; si la combustion lente était incomplète, le raisonnement ferait défaut aussi bien que le calcul.

Une note additionnelle est consacrée à la démonstration d'une proposition paradoxale, à savoir *qu'il peut exister des diagrammes théoriques où le rendement*

1. Voir ci-dessus, pages 357 et suivantes.



*du cycle de Carnot est dépassé* (1). L'auteur justifie l'étrangeté de ce résultat de sa théorie par ces mots : « On ne s'étonnera pas de ces résultats si on remarque, d'une part, que les opérations d'un moteur à gaz ne constituent pas des cycles fermés et, d'autre part, que le rendement tel que nous l'avons défini n'a rien de commun avec le rendement d'un cycle fermé pour lequel le principe de Carnot conserve toute sa portée. » Si nous comprenons bien cette phrase, cela signifie que le mot de rendement est détourné de sa signification habituelle : dans ce cas, la conclusion formulée devrait donner lieu à une discussion des termes plus ou moins propres en usage, dans laquelle nous ne croyons pas utile de nous engager.

1. *Loc. cit.*, page 202.

---



## CHAPITRE SIXIÈME

---

### THÉORIE EXPÉRIMENTALE DES MOTEURS A GAZ

---

C'est Hirn qui a créé la théorie expérimentale des machines thermiques; il l'a définie en disant que c'est une théorie qui considère les choses comme elles sont en réalité, en cherchant à tenir compte du rôle que jouent les divers éléments du moteur en vertu de leurs propriétés physiques; il l'a opposée à la théorie générique qui voit les choses comme elle les suppose, qui admet des lois simples, et néglige à dessein un certain nombre de facteurs internes et externes, venant modifier les lois et compliquer les résultats. Cette dernière méthode a fourni de précieuses indications et elle a conduit à la découverte de théorèmes généraux; mais elle repose en somme sur des fictions, et elle aboutit à des conclusions que l'expérience seule peut sanctionner.

Les deux théories contribuent, sans doute, également au progrès des moteurs; la première, fondée sur la thermodynamique, fait germer des idées et provoque des recherches; la seconde, basée sur l'expérimentation, contrôle la première, la vérifie ou l'infirme et lui sert souvent de frein et de correctif. Mais c'est cette dernière qui fournit le *criterium* absolu de nos jugements et de nos interprétations dans ce domaine: elle analyse et groupe des faits dûment constatés, en se gardant le plus possible des conclusions dogmatiques; ses résultats immédiats sont et restent indiscutables, les déductions qu'elle en tire pourraient seules être combattues.

La première devait précéder la seconde; elle était nécessaire pour ouvrir la voie des recherches et éclairer le terrain; elle n'est pas suffisante. Elle a donné ce qu'on pouvait attendre d'elle, en guidant les premiers pas des inventeurs; mais l'heure n'est plus des calculs approximatifs et des considérations spéculatives dont on a trop souvent fait un instrument de polémique. La parole est maintenant à l'expérience et à l'étude de faits précis. Ce patient et rude labeur se poursuit depuis soixante ans; il a été fructueux, il le deviendra plus encore.

Toutefois, l'établissement d'une théorie expérimentale est une œuvre difficile et de longue haleine; l'histoire de la machine à vapeur en est la preuve. Elle ne peut être l'œuvre d'un seul homme, ni même d'une seule école; elle demande à être appuyée sur des expériences répétées dans les conditions les plus variées, sur des machines de tous systèmes, à l'aide d'appareils divers et par des méthodes



différentes. La théorie expérimentale du moteur à gaz n'est pas encore faite, c'est évident; elle n'est guère encore qu'ébauchée, et les résultats obtenus fourmillent encore de contradictions et d'incohérences. Que cela ne décourage pas ceux qui se sont adonnés à cette rude tâche; quelque compliqués que soient ces phénomènes explosifs par lesquels s'actualise l'énergie du mélange tonnant, quelque considérables que soient les actions des parois, les phénomènes de dissociation, etc., quelque ardues que soient les observations et les mesures, la théorie pratique s'établira enfin et elle nous mettra en possession de la meilleure formule à appliquer pour aboutir aux rendements les plus élevés.

Nombreux sont les pionniers qui ont porté la pioche dans ce sol, vierge encore il y a quelques années, et qui ont contribué à le défricher : leurs successeurs auraient tort d'oublier ces premières tentatives de MM. Tresca, Schöttler, Steward et Brooks, Mallard et Le Chatelier, Dugald Clerk, Ayrton et Perry, Schröter, Slaby, Kidwell et Keller, Salanson et Debuchy, Donkin, Ebbs, Meyer, Letombe, Unwin, Köhler, Stodola, Lencauchez, Banki, Boulvin, Kennedy, Burstall, Grover, Mathot, Moreau, Lumet, etc.; je voudrais n'oublier personne.

Il y a deux manières de diriger les expériences qui ont pour objet d'établir une théorie expérimentale; on peut, en effet, procéder par analyse ou par synthèse.

La méthode analytique consiste à faire varier tour à tour les diverses conditions du fonctionnement d'un moteur, compression, vitesse, fréquence et nombre des explosions, température des parois, composition du mélange, etc., et à comparer les résultats obtenus; cette méthode fournit certainement des données intéressantes et utiles, mais elle ne permet pas de découvrir les lois générales aboutissant à la marche la plus économique des moteurs, car il est extrêmement difficile de dégager des conclusions certaines de cet amas de résultats souvent contradictoires. Alors même que, pour un moteur déterminé, ces lois sembleraient découvertes, elles seraient contestables pour un autre type de moteurs; démontrées pour un gaz de composition déterminée, elles pourraient être fausses pour une autre nature de gaz combustible. C'est en cela surtout que le moteur à gaz diffère du moteur à vapeur.

Il est plus rationnel de procéder par voie synthétique; voici ce que j'entends par ces mots. La théorie, ou bien certaines expériences de laboratoire, exécutées dans des conditions déterminées et fort simples, conduisent à formuler des lois; telles sont les lois énoncées par M. Dugald Clerk, par MM. Ayrton et Perry, par M. Grover, par M. Salanson, par Letombe, par moi ou par d'autres. Ces lois se vérifient dans des cas déterminés, pour certains moteurs, pour des gaz de nature définie, mais il peut arriver qu'elles soient fausses dans d'autres cas : elles sont fausses alors, parce que d'autres influences interviennent dans le phénomène observé. L'objet des recherches doit être de découvrir quand et pourquoi la loi cesse d'être la loi du phénomène. Le but qu'on se propose est alors limité, le domaine exploré est plus étroit et l'on a plus de chances d'aboutir à quelque



chose; le problème présente certes encore d'énormes difficultés, et l'on n'est pas sûr de trouver une solution en dépit des plus longues et des plus patientes recherches, mais du moins a-t-on l'avantage de bien savoir ce que l'on veut; une solution négative constitue elle-même un progrès.

Les vérifications d'une loi admise comme point de départ ne doivent pas être faites sur un seul moteur, mais sur de nombreux types et sur de nombreux modèles, et dans les conditions les plus diverses de la pratique : ce n'est pas le travail d'un seul homme, ni d'un seul comité, ni d'une année, ni peut-être même d'une vie entière, mais c'est le travail de tous, patiemment continué pendant un long intervalle de temps, qui pourra conduire à élucider les points douteux de la théorie et de la pratique, et qui nous fera découvrir les moyens les meilleurs pour produire le plus de travail par unité de chaleur disponible dans les moteurs à gaz. Chaque chercheur ne pourra espérer qu'apporter une pierre au grand édifice qui se construit et s'élève par les efforts de tous.

Il ne s'agit pas, comme on voudrait le faire croire, d'attendre uniquement la lumière des laboratoires d'enseignement, établis à grands frais dans les Universités et les Écoles techniques : certes, il serait désirable qu'on pût mettre à Paris, à Londres, à Liège et ailleurs, une machine à vapeur et un moteur à gaz à la disposition d'un professeur savant et compétent, actif, persévérant, ingénieux, qui poursuivrait sur ces machines une série de belles expériences, destinées à éclaircir des points douteux et à trancher une question controversée. Mais il ne faut rien exagérer : ce n'est pas ainsi que s'édifiera la théorie expérimentale du moteur à gaz, pas plus que ne s'est établie ainsi la théorie de la machine à vapeur. Le laboratoire de Hirn était au Logelbach, dans un établissement industriel; les machines qu'il étudiait n'étaient pas de petites demi-fixes de 10 chevaux, mais de puissants moteurs de 300 et 500 chevaux; c'est ainsi qu'il a fait progresser la science. Les essais effectués par MM. Schöttler, Donkin, Meyer, auxquels je demande la permission de joindre mon nom, sur de puissants moteurs d'atelier, ont été plus profitables que celles qu'il nous eût été loisible de faire sur un petit moteur de 6 ou 8 chevaux d'un laboratoire d'université.

Traçons le plan des travaux à faire pour aboutir à des résultats pratiques.

Pour établir une théorie expérimentale fructueuse, nous devons d'abord définir les différences qui existent entre les cycles théoriques fictifs admis par la théorie générique et les cycles réels parcourus par les gaz dans les moteurs en service industriel; nous chercherons ensuite à démêler, dans les phénomènes complexes qui se passent dans les moteurs, les actions externes ou internes, dont la théorie générique n'a pu ou voulu tenir compte; enfin nous chercherons dans quelle mesure se vérifient en pratique les lois expérimentales que nous aurons été amenés à formuler.

Nous éprouverons de sérieuses difficultés à mettre de l'ordre dans notre exposé; la méthode analytique s'enchevêtre fréquemment avec la méthode



synthétique, au point de n'en pouvoir être séparée; du moins essaierons-nous d'en harmoniser les déductions et de dégager de cet ensemble confus des conclusions, conduisant à des améliorations de rendement et à des perfectionnements de construction et de fonctionnement.

I

### Imperfections des cycles réels.

Après avoir considéré les cycles tels qu'ils devraient être, nous allons donc chercher à les voir tels qu'ils sont.

C'est évidemment cette comparaison qui s'impose à nous avant toute autre recherche : elle orientera nos études et leur fournira un premier objectif.

Les cycles, parcourus par les moteurs, sont bien ceux que nous avons définis : mais ils subissent des déformations nombreuses, qui produisent dans le rendement un abaissement dont il faut se rendre compte.

Nous avons fait les hypothèses suivantes :

1° La détonation est instantanée et l'échauffement des produits de la combustion s'opère à volume rigoureusement constant;

2° La combustion des produits est complète;

3° Il n'y a aucune déperdition extérieure de calorique;

4° La détente s'effectue suivant une adiabatique, sans perte ni gain de chaleur; et l'exposant  $\gamma$  a la même valeur en détente qu'en compression, celle que lui assignent les théories de la chimie-physique;

5° La détente est complète;

6° Il ne s'exerce pas de contrepression sur le piston dans sa période de retour vers sa position primitive; le diagramme se ferme donc par une parallèle à l'axe des volumes, sous une pression constante égale à l'atmosphère.

Or, ces conditions ne sont pas réalisées dans la pratique, ainsi qu'il ressort de la comparaison des diagrammes théoriques et réels.

Le diagramme de la figure 52, qui est celui du moteur primitif Lenoir, de

1860, nous en donne une première preuve; cette figure, ainsi que les suivantes, reproduit les courbes, relevées sur les machines à l'aide de l'indicateur de Watt.

J'ai supprimé les oscillations produites par le lancé du piston; elles sont

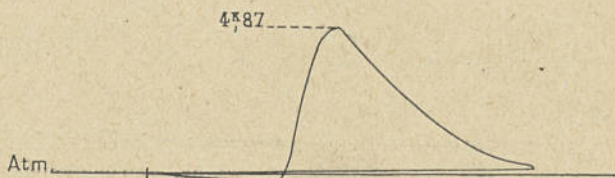


Fig. 52. — Diagramme Lenoir.



presque inévitables dans les machines à marche rapide, quel que soit le soin avec lequel les constructeurs de ces ingénieux instruments s'efforcent de réduire l'inertie des pièces mobiles.

Ce diagramme du moteur à air dilaté Lenoir montre que l'aspiration du mélange a lieu à une pression moindre que l'atmosphère; l'arrondi et l'inclinaison de la ligne d'explosion témoignent d'une combustion qui ne se fait ni instantanément, ni à volume constant; la pression des gaz refoulés est, d'autre part, un peu supérieure à la pression atmosphérique.

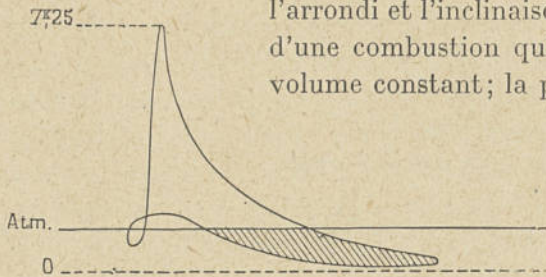


Fig. 53. — Diagramme Langen et Otto.

Ces imperfections se révèlent encore sur le diagramme de la figure 53 qui est celui du moteur atmosphérique du type Langen et Otto.

Il est particulièrement difficile de relever le diagramme de ces machines, dont le piston est libre dans son ascension : le tracé de la figure 53 est la reproduction de celui qui est donné dans le remarquable travail de M. Dugald Clerk (1). La partie ombrée est seule utilisée pour produire du travail. La chute de pression est extrêmement rapide : le vide maximum est de près de  $\frac{3}{4}$  d'atmosphère; les gaz brûlés subissent une légère compression avant d'être expulsés. La détente des gaz est complète dans ce cycle et cette condition, qu'aucun autre moteur ne réalise au même degré, suffit pour expliquer l'étonnant succès de cette curieuse machine, en 1867. La rapidité de la détente dans la première période du cycle

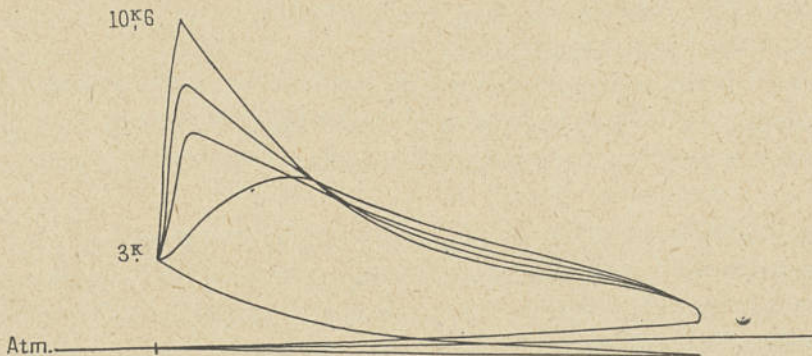


Fig. 54. — Diagramme Otto.

est un autre élément qui contribue à l'excellence du rendement : le piston est lancé vers le haut du cylindre comme un véritable projectile.

La figure 54 représente le diagramme d'un des premiers moteurs Otto, modèle 1878, dans lequel on pratiquait une faible compression, à 3 kilogrammes;

1. *On the Theory of the Gas engine*, page 33, figure 12, 1<sup>re</sup> édition.



la constitution du tiroir d'admission ne permettait pas d'aller au delà. Dans ce moteur, les quatre phases du cycle, aspiration du mélange tonnant, compression, explosion et détente, et enfin décharge des gaz brûlés s'effectuent dans le cylindre moteur; c'est la marche à quatre temps. Le diagramme de la figure montre de nombreuses imperfections, explosion non instantanée, quelquefois très lente, détente interrompue par une avance à l'échappement, refoulement des gaz à l'atmosphère avec notable compression.

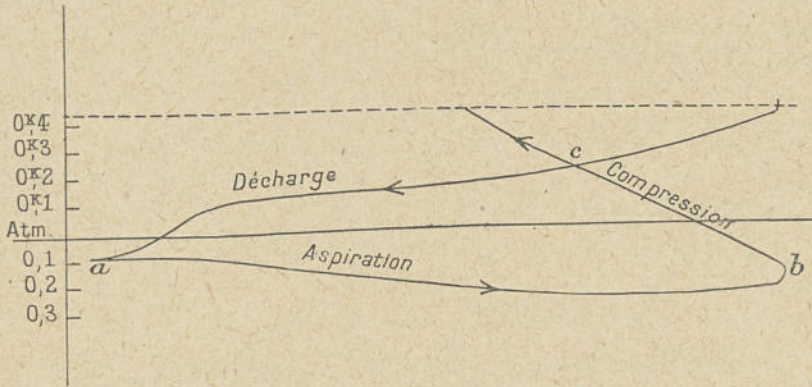


Fig. 55. — Diagramme amplifié d'admission et de décharge.

Sur la figure 55, correspondante à un faible ressort de l'indicateur, on suit avec facilité les conditions dans lesquelles s'effectuent les phases d'admission du mélange et de charge des gaz brûlés; elles diffèrent sensiblement de celles de nos diagrammes théoriques et constituent une imperfection qui n'est point négligeable; le triangle *abc* représente, en effet, un travail négatif dont l'aire vient en déduction de celle du diagramme total, et qui peut se chiffrer par quelques pour cent.

Dans les moteurs à deux temps, dont la machine Dugald Clerk constitue un

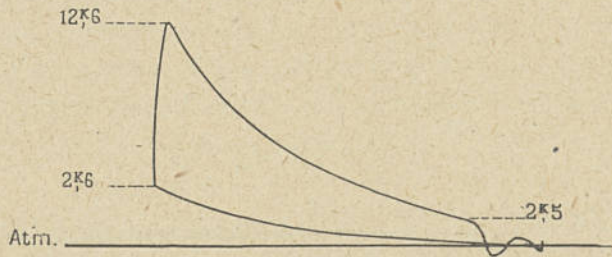


Fig. 56. — Diagramme Dugald Clerk.

des premiers types, et non des moindres en valeur, l'aspiration a lieu dans un cylindre auxiliaire qui commence la compression, laquelle se poursuit dans le cylindre moteur, mais n'atteint pas une pression suffisante; l'explosion et la détente se produisent dans le cylindre moteur, celle-ci restant incomplète, ce qui est une autre imperfection du cycle réel. Sous ces réserves, le diagramme présente une correction de forme qu'il faut remarquer (fig. 56).

M. Atkinson a obtenu une détente complète conforme aux promesses de la



théorie; le diagramme de la figure 57, à course réduite, témoigne d'une réalisation heureuse des qualités de ce type.

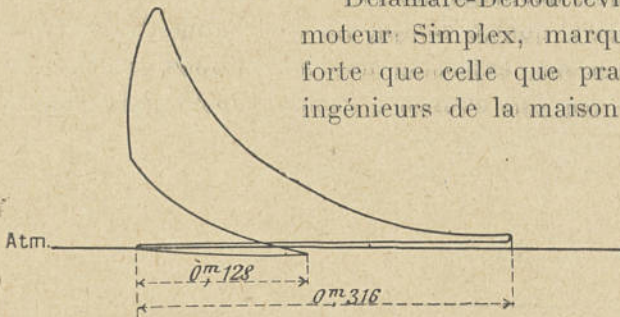


Fig. 57. — Diagramme Atkinson.

Delamare-Deboutteville et Malandin ont créé le moteur Simplex, marqué par une compression plus forte que celle que pratiquaient alors, en 1884, les ingénieurs de la maison Otto, à Deutz, qui restaient imbus de la théorie illusoire des tranches et cherchaient la perfection dans une combustion lente; nos ingénieurs compatriotes poursuivaient au contraire les combustions vives. Le

succès couronna leurs efforts. Toutefois, quand ils abordèrent la construction de leurs puissantes machines, ils connurent des ruptures d'arbres qui les amenèrent à faire des allumages retardés, effectués après le passage du piston au point mort, pour un angle de 15° de la manivelle; cette pratique, à laquelle correspond le diagramme de la figure 58, faisait coïncider l'explosion avec une certaine vitesse acquise du piston et contribuait

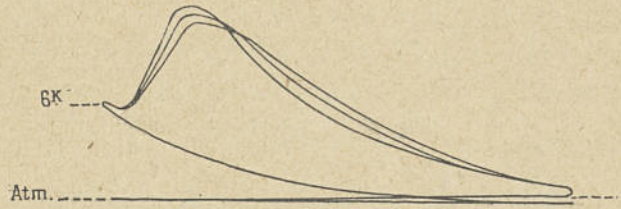


Fig. 58. — Diagramme Simplex.

à adoucir le choc sur l'arbre et les paliers, mais elle nuisait légèrement au rendement et donnait des diagrammes surbaissés et peu élégants. Il y avait excès : on n'y persista pas, du reste, tout en maintenant la compression à 6 kilogrammes.

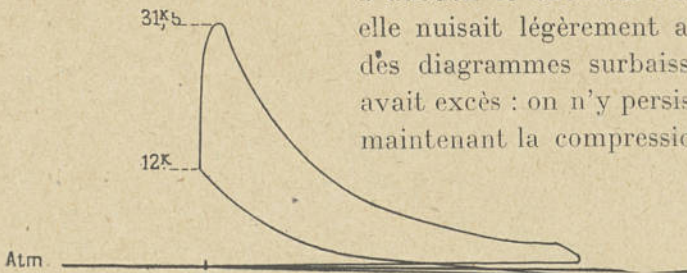


Fig. 59. — Diagramme à haute compression.

Dans la suite, on monta à 12 kilogrammes, et l'on obtint les beaux diagrammes analogues à celui de

la figure 59, dont on admirera la correction de la forme. Cette courbe a été relevée sur un moteur Niel, du modèle 1901, d'une puissance de 40 chevaux, mais un grand nombre de constructeurs étaient à même d'en montrer d'aussi belles.

Aux grandes vitesses des moteurs actuels de l'automobilisme, on obtient des diagrammes moins purs; tel est celui que nous donnons, figure 60, relevé par M. Lumet sur un moteur Gillet-Forest, de 10 chevaux, faisant 800 révolutions à la minute; il est encore très intéressant. Nous l'avons corrigé de l'oscil-



lation due au lancé du piston de l'indicateur. Le moteur était alimenté à l'essence, ce qui explique sa faible compression relative.

C'est le moteur Gardie, à combustion et à deux temps, qui mérite le premier rang au point de vue spécial de la correction du cycle; on voit son diagramme sur la figure 61. La compression s'effectuait dans un cylindre auxiliaire, qui alimentait le cylindre moteur de mélange comprimé de la même façon qu'une chaudière sert la vapeur à un cylindre de machine à vapeur. C'est à peine s'il y a un peu de contrepression à l'échappement. La ligne d'admission est une ligne parallèle à l'axe des volumes.

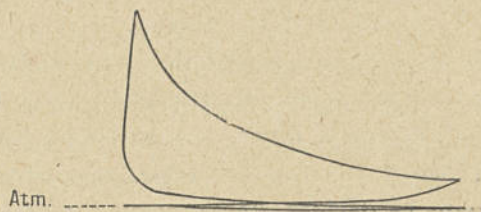


Fig. 60. — Diagramme Forest à essence.

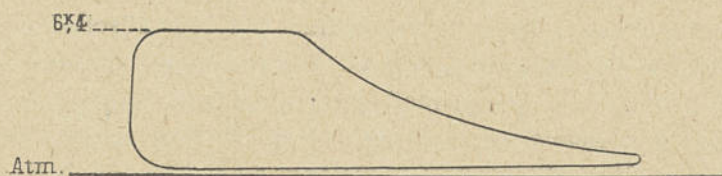


Fig. 61. — Diagramme Gardie.

Le diagramme Diesel de la figure 62 a été relevé par moi sur un moteur construit par la Société de Winterthur. On reconnaît difficilement, derrière les arrondis de la courbe, les intentions primitives de Diesel, mais c'est un beau diagramme de l'espèce.

L'examen sommaire auquel nous venons de nous livrer des diagrammes réels des moteurs va nous permettre d'étudier successivement l'influence exercée, au point de vue de l'utilisation du calorique, par les imperfections qu'ils manifestent relativement aux phénomènes plus ou moins fictifs auxquels s'appliquaient les calculs de notre théorie générique.

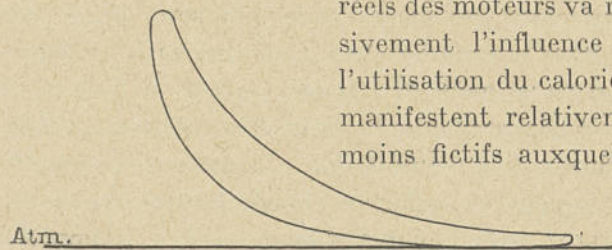


Fig. 62. — Diagramme Diesel.

Et d'abord, occupons-nous des conséquences de la non-instantanéité de l'ex-

plosion : elle se marque par une inclinaison plus ou moins grande de la ligne d'ascension de la courbe, par son incurvation et par des arrondis du sommet du diagramme; elle a pour conséquence une réduction des pressions et des températures maximum. La surface du diagramme se trouve, par suite, nécessairement diminuée, et cette première imperfection du cycle n'est certes pas une des moins importantes parmi celles que nous avons à signaler. Il faut renoncer à exprimer son influence en valeur absolue pour tous les cycles, car il faudrait



faire des calculs spéciaux pour les divers cas de la pratique : mais il est facile de reconnaître que cette perte est en général appréciable.

La pression explosive est d'autant plus grande et elle s'établit d'autant plus vite que le mélange tonnant est plus riche, la combustion plus rapide et les causes d'atténuation moins actives : l'action de paroi, la plus énergique de ces causes, se trouve presque annulée, et c'est pour ce motif que nous voyons, dans le diagramme Langen et Otto, mieux que dans tout autre, la courbe s'élever presque parallèlement à l'axe des pressions. La pression explosive atteint dans ce moteur 7 atm. 4, alors qu'elle restait inférieure à 5 atmosphères dans le moteur de Lenoir ; dans ce dernier, l'arrondi du sommet du diagramme montre aussi que la combustion n'était pas achevée au moment du maximum de pression.

La compression préalable active visiblement la rapidité de la combustion explosive pour les raisons rappelées ci-dessus : ainsi, dans le moteur Dugald Clerk, comprimant à 4 kilogrammes, la pression maximum dépasse 15 atmosphères et la température des gaz a été évaluée à 1.810° absolus. Il y a déjà un notable progrès sur les moteurs Lenoir et les autres sans compression.

Au début, quand on ne comprimait guère qu'à 2 ou 3 kilogrammes, la pression explosive était beaucoup moindre : MM. Brooks et Steward, essayant un moteur Otto, en 1884, dans lequel un mélange à 7 volumes d'air était comprimé à 2 kilogrammes, relevaient une pression maximum de 9 kg. 3 et une température de 1.410° centigrades ; le calcul faisait prévoir 13 kilogrammes et 1.654°. Dans un moteur Tangye, expérimenté par moi en 1902, un mélange à 7 volumes comprimé à 7 kg. 1 développait 26 kg. 3 ; un moteur Niel, à haute compression, mais à mélange dilué relativement pauvre, donnait une foulée puissante de 29 kilogrammes. Une réduction de consommation de gaz était corrélative des compressions dont nous venons de retracer la progression croissante.

Passons à la deuxième imperfection des cycles réels : la combustion est incomplète. Ce fait a été signalé pour la première fois, à ma connaissance, par M. Bousfield, à la Société des ingénieurs civils de Londres, le 4 avril 1882 : cet ingénieur a déclaré que les gaz de la décharge d'un moteur Otto restaient parfois explosibles et qu'ils pouvaient donner lieu à une faible détonation en passant sur un brûleur. Je n'ai pas eu l'occasion de vérifier ce phénomène, qui peut, du reste, être attribué à un coup raté ; mais j'ai mis la combustion incomplète hors de doute, en faisant détoner les gaz soi-disant brûlés avec un certain volume de gaz de la pile, suivant la méthode de Bunsen : j'y ai constaté souvent la présence de l'oxyde de carbone. Toutefois, la perte qui en résulte est généralement faible, car la quantité de gaz non brûlé est minime, lorsque l'allumage est normal.

La troisième supposition que nous avons faite est absolument inexacte : nous avons admis qu'il ne se perdait pas de calorique par la paroi ; or, il se dissipe en réalité une très notable portion du calorique rendu disponible par la détonation. Nous avons un procédé très simple pour évaluer la perte correspondante ;



il consiste à calculer la quantité de chaleur empruntée au cycle par l'eau de circulation de l'enveloppe du cylindre. Cette enveloppe joue le rôle du réfrigérant d'une façon continue, pendant toute la durée des opérations; ce rôle, qui est inévitable et prévu dans la seconde période des transformations, est nuisible dans la première. Voyons dans quelle mesure.

Dans des expériences, que j'ai faites en 1883 sur un moteur de Otto 4 chevaux, j'ai constaté que, sur 6.250 calories disponibles dans cette machine, il en passait 2.232 à l'enveloppe, soit 35 %. Une portion de ce calorique a pu être reprise aux gaz dans la phase de compression; mais la majeure partie de cette chaleur est soustraite aux gaz dans la période de détente, au détriment du travail développé par eux. L'intervention des parois froides est donc nuisible; elle se traduit par une perte sensible, qui correspond à une grave imperfection du cycle. Tresca avait trouvé une perte de 66 % dans un petit moteur Hugon : je pense que c'est le chiffre le plus fort qui ait été relevé. Dans un Otto de 7 chevaux effectifs, Brooks et Steward ont évalué la perte par circulation à 52 %, et Haber et Weber l'ont estimée à 53 % dans un Otto de 4 chevaux. Les fortes compressions pratiquées dans la suite ont fait baisser ces chiffres : dès 1885, mes essais du Simplex de Delamare-Deboutteville et Malandin me faisaient constater que l'eau de circulation emportait 40 % du calorique disponible; plus tard, M. Capper indiquait 38,9 pour un Crossley de 7 chevaux. Mais voici mieux encore : dans un Otto de 80 chevaux, alimenté de gaz pauvre, M. Meyer ne trouvait plus que 26 %; on ne peut guère tomber en dessous.

Diesel avait inscrit à son programme une réduction considérable de ces pertes par l'eau de réfrigération, et il avait escompté de ce chef un notable perfectionnement, qui ne lui est pas venu du côté où il l'attendait, mais dont ses études avaient souligné la grande importance.

La perte correspondante à l'enveloppe du cylindre à circulation d'eau peut être atténuée, mais non supprimée : il faut s'y résigner. C'est la principale imperfection qu'il est le plus difficile de réduire, car on ne peut point se passer d'enveloppes d'eau dans les moteurs dont la puissance est supérieure à 4 chevaux. Il faut, en effet, nécessairement rafraîchir le cylindre, sinon l'on atteindrait des températures incompatibles avec la bonne marche des appareils, ou bien l'on se verrait obligé à une dépense effrayante d'huile de graissage. Les cylindres peuvent être munis d'ailettes ou de nervures; mais le résultat est toujours le même à l'intensité près. Le moteur à gaz se trouve, par conséquent, dans des conditions absolument inverses de celles de la machine à vapeur : dans cette dernière, on entoure le cylindre d'une chemise de vapeur dans le but de maintenir la température de la paroi au degré le plus élevé, pour améliorer le rendement; dans le moteur à gaz, on se voit obligé de refroidir cette paroi le plus possible, au grand détriment du rendement, pour assurer la conservation des organes de la machine. On peut faire remarquer, il est vrai, que si l'enveloppe d'eau froide exerce une action nuisible dans la période de détente, en soutirant de la chaleur sans la



transformer en chaleur; elle peut, au contraire, devenir utile dans la phase d'évacuation, parce qu'elle remplit alors la fonction de réfrigérant; mais cet effet est moins marqué que le premier, par suite des moindres écarts de température entre les gaz et le métal dans cette période.

La quatrième déformation des cycles consiste dans l'allure des courbes de détente qui ne répondent pas à la définition des adiabatiques. Comment, en effet les produits de la combustion pourraient-ils se détendre, sans perte ni gain de chaleur, dans une enceinte métallique conductrice? C'est manifestement impossible. Nous avons donc fait ci-dessus une hypothèse inadmissible; mais il sera extrêmement difficile d'évaluer la perte qui résulte de cette imperfection, car nous avons affaire ici à un phénomène très complexe.

Le rapport théorique des deux chaleurs spécifiques des gaz brûlés est voisin de 1,30 à la température élevée à laquelle se produit la détente : la courbe devrait donc répondre à l'équation  $pv^{1,30} = \text{constante}$ . En réalité, l'exposant est toujours plus fort, et il peut s'élever au-dessus de 1,50 : la courbe est donc toujours au-dessous de l'adiabatique et il en résulte un déchet qu'on cherche à apprécier par la diminution correspondante de l'aire du diagramme. Cet effet est dû surtout à l'action refroidissante de la paroi et à la déperdition du calorique; il est inévitable. Toutefois l'examen des diagrammes des divers types de moteurs nous démontre que la perte est très inégale. C'est dans les moteurs du premier groupe qu'elle est la plus considérable : ainsi dans le moteur primitif Lenoir la courbe était très en dessous de l'adiabatique. Elle se rapproche davantage de la ligne théorique dans la plupart des moteurs à explosion, à moins que la combustion n'y soit retardée par une extrême dilution du mélange.

La valeur de  $\gamma$  en compression est différente de la précédente, parce que la nature et la température des gaz n'est pas la même : nous avons donc adopté une hypothèse inexacte en prenant une même valeur de  $\gamma$  pour la compression et la détente. En réalité, la courbe de compression est inférieure à l'adiabatique théorique; c'est encore une conséquence de l'action de paroi, mais celle-ci est plutôt favorable au rendement, car le travail de compression est, par le fait, très légèrement diminué.

Nous étudierons par la suite les variations de  $\gamma$  et nous chercherons à en déterminer les causes réelles.

Les détentes incomplètes constituent la cinquième déformation des cycles théoriques : ce point n'a pas besoin d'être développé. Il est évident qu'en ne détendant pas les fluides jusqu'à la pression de l'atmosphère, on n'utilise pas toute l'énergie disponible et qu'on porte au réfrigérant, c'est-à-dire à la décharge, des gaz trop chauds dont la chaleur est perdue par le fait.

L'absence de contrepression ressortait de la manière même dont les cycles se fermaient après détente complète : nous supposons en effet que les gaz étaient ramenés à leur état initial, sous la pression constante de l'atmosphère, par soustraction de calorique, avant d'être rejetés à l'air extérieur. Cette



condition n'est pas réalisée, et il en résulte une sixième imperfection des cycles.

La plus fâcheuse détérioration du cycle est produite par le départ des gaz brûlés à haute température : c'est la cause de l'infériorité réelle des moteurs du genre Otto sur les Charon, les Heynen, les Letombe et autres.

Les gaz s'échappent toujours trop chauds; Tresca leur trouvait 280° dans un moteur Lenoir et 186° dans un Hugon : Brooks et Steward ont relevé 432° dans un Otto et j'ai constaté des températures de 500°, voire même de 530° dans certains moteurs de ce type. Par contre, un Charon de 8 chevaux m'a donné 300° et un Letombe à double effet de 300 chevaux n'échappait qu'à 347°.

Ces différences notables sont tributaires de causes diverses, parmi lesquelles la richesse du mélange admis, le degré de détente et la réfrigération des parois sont prépondérantes; mais il faut y joindre aussi le plus ou moins grand surmenage des moteurs, qui a pour effet d'élever considérablement la température de la culasse, des soupapes et du piston.

La chaleur emportée par les gaz de la décharge est au minimum égale à 20 % de la chaleur disponible; dans un excellent moteur Tangye, elle ne dépassait pas 23 %; dans le moteur Diesel, elle atteint 27; dans le moteur Otto essayé par M. Meyer, elle montait à 54 %, y compris les pertes par rayonnement, qui étaient sans doute de 5 %. Ce même moteur ne perdait par contre que 26 % par la paroi du cylindre : nous voyons ainsi que la chaleur emportée par les gaz croît lorsque les calories prises par l'eau de réfrigération décroissent. Nous reviendrons sur ce fait qui est général, mais qui demande à être discuté.

On considère quelquefois ce départ de calories par l'échappement comme une imperfection du moteur; c'est une erreur, car cette chaleur est portée au réfrigérant, et on ne saurait ni éviter ce transport, ni même l'atténuer au delà d'une certaine limite dans aucune machine thermique. Plus  $q$  grandit, plus le rendement  $\frac{Q-q}{Q}$  s'abaisse, c'est vrai; mais  $q$  ne peut tomber en dessous d'une certaine valeur limite, qui serait atteinte dans le cas d'une détente complète prolongée jusqu'à la pression atmosphérique.

En somme, les cycles réels sont plus ou moins imparfaits et le rendement pratique doit nécessairement être moindre que le rendement théorique. C'est ainsi que les moteurs à combustion interne, qui sont théoriquement à la tête des machines thermiques, n'ont pas marqué dès le début leur remarquable supériorité.

Tout le génie des inventeurs et des constructeurs devrait s'appliquer à rechercher le moyen de réduire ces imperfections des cycles.

Ils y ont déjà réussi, car on a pu voir, par le rapide exposé qui précède, que toutes les pertes que nous avons eu à signaler ont progressivement diminué d'importance. C'est un premier résultat extrêmement remarquable.

On a déjà gagné beaucoup; mais il y a encore mieux à faire : on y arrivera.



Pour cela, il faut plus de théorie expérimentale que d'empirisme : la théorie est lumineuse, l'empirisme est aveugle, et, s'il arrive à quelque chose, c'est par tâtonnement ou par un **hasard** heureux.

Il faut établir une théorie expérimentale rationnelle et solide et suivre ses indications.

Nous allons nous efforcer de les mettre en lumière et de les dégager des travaux poursuivis, en tous pays et dans toutes les directions, par une armée d'inlassables travailleurs.

## II

### De l'action de la paroi sur les combustions.

La paroi du cylindre joue un rôle considérable dans toutes les machines à feu.

Son action est bien connue dans la machine à vapeur : la vapeur d'eau qui afflue de la chaudière, rencontre une paroi de fonte parfaitement décapée et relativement froide, et elle se condense par contact immédiat. Le métal se recouvre par suite d'une couche liquide plus ou moins épaisse, laquelle se vaporise de nouveau pendant la détente. En somme, il y a condensation partielle pendant la durée de l'admission et évaporation pendant la détente et la décharge; il en résulte un déchet qu'on ne peut atténuer que par l'emploi d'une enveloppe de vapeur vive, ou par la multiple expansion de la vapeur dans des cylindres étagés ou encore par la surchauffe.

On réduit ainsi l'évaporation instantanée de l'eau, qui-mouillait la paroi à la fin de la détente au moment où commence l'échappement au condensateur. « C'est, dit Hirn, la cause la plus désastreuse de perte de chaleur dans la machine à vapeur. »

L'action de paroi se produit aussi dans les moteurs à gaz, on pouvait l'affirmer *a priori* : mes études sur *l'Effet thermique des parois d'une enceinte sur les gaz qu'elle renferme*, de 1879, ont d'ailleurs démontré que les surfaces métalliques sont diathermanes et qu'elles cèdent beaucoup de calorique aux fluides qui évoluent à leur contact. Beau de Rochas avait déjà signalé l'utilité qu'il y aurait à réduire au minimum cette fuite des calories. Dès le début de la construction des moteurs, ces prévisions de la théorie avaient été confirmées et j'en ai déjà fait ci-dessus de nombreuses constatations. Nous avons vu que l'eau de circulation emporte parfois la moitié de la chaleur totale de combustion du gaz dépensé. Tout le déchet qui résulte de l'imperfection du cycle, de la détente incomplète, de la décharge des gaz chauds et des résistances passives diminue d'importance devant une telle déperdition. Aussi voyons ce qui se passe dans un bon moteur, parfaitement construit, fort bien entretenu et admirablement conduit : sa consommation par cheval-heure effectif est inférieure à 400 litres



de gaz de ville. Or, à vide, il consomme 110 litres par heure et par cheval nominal, soit plus du quart de sa dépense normale ! Où passe le calorique dépensé ainsi pour mouvoir la machine sans produire un seul kilogrammètre de travail utile ?

Une bien minime partie est employée à surmonter les résistances passives du mécanisme ; une fraction est emportée par les gaz de l'échappement ; il s'en perd aussi par rayonnement et conductibilité. Mais le total de ces pertes est loin d'égaliser la somme des calories apportées au cylindre. Il y a un reste. Qu'en advient-il ?

Le reste passe au ruisseau avec l'eau de circulation.

Tel est l'effet de l'enveloppe d'eau dans les moteurs à gaz.

Malheureusement l'intervention de cet agent refroidissant s'impose, ainsi que nous l'avons déjà constaté, aussitôt que l'on aborde les productions de puissances considérables : on ne peut alors songer à supprimer la chemise d'eau ; mais on doit chercher à atténuer ses ruineux effets. Pour cela, il est nécessaire de connaître parfaitement les échanges de chaleur effectués entre les gaz et les parois : dans cette recherche, le physicien doit précéder l'ingénieur.

J'ai essayé de remplir le premier rôle (1).

On avait déjà fait exploser des mélanges tonnants dans des enceintes, en observant les températures et les pressions développées, au moment même de la conflagration, et celles qui suivent au bout de temps soigneusement déterminés : mais il fallait serrer les phénomènes de plus près encore.

Il s'agissait d'analyser et de suivre les phénomènes d'explosion et de détente qui se succèdent derrière le piston en mouvement des moteurs, en les faisant varier dans leurs principales circonstances.

A cet effet, j'ai opéré dans le cylindre de fonte dont je m'étais servi précédemment pour étudier le refroidissement des gaz et des vapeurs ; cet appareil a été décrit (2) à plusieurs reprises et représenté par la gravure, ce qui me dispensera d'entrer dans de trop minutieux détails. Je me bornerai aux traits principaux.

Le cylindre, qui est disposé verticalement, a un diamètre intérieur de 200 mm. l et une hauteur de 400 millimètres. Un piston libre, à garniture métallique de bronze, se meut dans ce cylindre, de bas en haut, sous l'action du mélange tonnant : sa course et ses déplacements se mesurent à l'aide de repères tracés sur sa tige. L'effort à développer pour le faire monter dans le cylindre a été déterminé et trouvé égal à 31 kg. 500. Son mouvement ascensionnel peut être accéléré ou ralenti, grâce à un contrepoids compensateur ou à un frein.

Grâce à ce double dispositif, la vitesse du piston et, par suite, la rapidité

1. Ce qui suit est une analyse sommaire de mes *Etudes sur les moteurs à gaz tonnant*, publiées chez M Gauthier-Villars, brochure in-8°, 70 planches, avec planches et figures, 1883. Voir aussi ma conférence sur « l'action de paroi » à la Société industrielle du Nord, en 1883.

2. *Annales de chimie et de physique*, 5<sup>e</sup> série, tome XV, page 433 (1878) ; tome XVIII, page 280 (1879) ; tome XXIII, page 131 (1881). Je ne peux donner ici qu'une analyse sommaire de ce travail.



de la détente se trouve à la disposition de l'opérateur, et il peut la faire croître de 0 m. 25 à 10 mètres par seconde.

Le mélange tonnant est admis sous le piston à travers un robinet dont la manœuvre est aisée; des crans de repère, tracés sur la tige du piston indiquent le volume de gaz enfermé dans le cylindre et permettent de le jauger avec une exactitude suffisante. Le mélange est enflammé par l'étincelle d'une forte bobine d'induction, jaillissant au fond d'une petite cavité ménagée dans la paroi du cylindre. L'explosion a lieu et projette le piston vers la partie supérieure : des événements ménagés au couvercle livrent issue à l'air comprimé; en les fermant, on constitue un *dashpot* qu'on peut utiliser pour amortir le choc du piston et atténuer l'ébranlement qui l'accompagne toujours. Le piston s'arrête lorsque le travail résistant de la pression atmosphérique, celui du déplacement de son propre poids et celui des frottements ont absorbé sa force vive : il redescend lentement, au fur et à mesure du refroidissement et de la condensation des produits de la combustion.

Les pressions développées sous le piston sont mesurées par un appareil Richard, monté sur le cylindre et commandé par un cordon attaché à la tige du piston : les diagrammes tracés de la sorte ont donc leurs ordonnées proportionnelles aux pressions et leurs abscisses proportionnelles aux volumes occupés par les gaz. Un diapason horizontal inscrit ses vibrations sur une ligne parallèle aux abscisses et marque les temps avec une grande précision : le diapason que j'ai employé donnait la note *ut*, et battait par conséquent 128 vibrations simples par seconde, de sorte qu'il était facile d'observer au moins le  $\frac{1}{200}$  de seconde.

En relevant les courbes de l'indicateur et en évaluant leur aire, il devenait possible de connaître toutes les circonstances caractéristiques d'une explosion et de calculer le travail effectué, pour une dépense de gaz connue, dans des conditions quelconques. Le mélange tonnant étant composé sur la cuve à eau; on en introduisait un volume variable dans le cylindre, à l'aide d'une vessie en caoutchouc, en soulevant le piston jusqu'aux repères désignés à l'avance : l'étincelle jaillissait, l'indicateur traçait sa courbe en même temps que le diapason marquait une sinusoïde plus ou moins allongée; on lisait à la fois, sur le même papier, les volumes et les pressions occupés par les gaz, la vitesse d'ascension du piston, la durée totale du phénomène de détente, etc. L'enveloppe à circulation d'eau ou de vapeur, dont le cylindre était revêtu, maintenait à point voulu la température des parois de l'enceinte, dont l'effet thermique sur les gaz qu'elle renferme m'était connu par mes études précédentes. Toutes les conditions de l'expérience étaient de la sorte bien déterminées.

Un tarage des ressorts de l'indicateur, employé dans ces essais, permettait de calculer, par l'aire du diagramme relevé, le travail  $\tau$  effectué par le piston.



Telle est la méthode à laquelle j'ai eu recours pour étudier les phénomènes qui se produisent dans le cylindre des moteurs à gaz.

La rapidité de la détente des gaz brûlés devenait un élément expérimental, dont on pouvait faire varier l'importance.

L'emploi des détentes rapides présentait en particulier le double et précieux avantage de limiter les températures et de réduire les pressions développées dans l'explosion. En limitant les températures, j'écartais les effets de dissociation qui ne se produisent assurément pas au-dessous de 1,500° centigrades; de plus, en réduisant et en graduant les pressions, j'évitais les mouvements oscillatoires, qu'on ne réussit généralement à supprimer que par un étranglement des conduites, au préjudice de la rapidité et de l'exactitude des indications.

Je n'ai malheureusement pu réussir à expérimenter sur des mélanges tonnants préalablement comprimés et c'est une grave lacune de mes recherches que je n'ai pu combler.

Ces travaux, faits en 1883, m'ont conduit à des observations utiles, que je vais résumer succinctement en me bornant à ce qui intéresse la théorie expérimentale des moteurs à gaz.

Une première série d'essais démontra que les phénomènes ne dépendaient nullement de la chaleur plus ou moins grande de l'étincelle d'inflammation; en effet, soit qu'on employât un ou six éléments Bunsen, soit que la bobine d'induction fût petite ou grande, soit même qu'on y adjoignît une cascade de trois bouteilles, les résultats de la détonation restaient identiques. Il suffisait que l'étincelle eût une valeur déterminée.

Dès le début de ces recherches, je reconnus que le gaz d'éclairage offrirait les plus sérieuses difficultés d'expérimentation, par suite des variations de composition qu'il présente d'un jour à l'autre dans une même ville.

C'est ainsi que je fus amené à entreprendre des recherches spéciales sur un mélange tonnant de composition constante : j'ai eu recours au mélange d'oxyde de carbone et l'air.

Le mélange théorique d'oxyde de carbone et d'air est de 2 vol. 404 d'air pour 1 volume de gaz combustible : en prenant 2 vol. 675 d'air pour assurer une combustion complète, nous formons un mélange qui dégage par litre à zéro et à 760 millimètres, 0 cal. 83.

A 15°, le calorique dégagé par litre serait égal à 0 cal. 78; à 64°, 0 cal. 66.

Avec l'oxygène pur, augmenté de  $\frac{1}{20}$  d'air, on recueillerait 1 cal. 93 par litre de mélange tonnant à zéro et 1 cal. 82 à 15°.

La proportion du comburant venant à augmenter, la chaleur varie suivant des lois qu'il est aisé de calculer par les formules que nous avons données ci-dessus; il suffit de connaître le pouvoir calorifique du gaz combustible.

Le premier objectif de mes recherches était d'observer l'effet produit sur



une explosion par la vitesse de la détente : cette vitesse peut être représentée par  $\frac{dl}{dt}$ , rapport du déplacement du piston au temps. Le tableau ci-dessous fait ressortir à l'évidence l'influence des vitesses de détente.

*Mélange de 1 volume d'oxyde de carbone avec 2 vol. 675 d'air à 15° C.*

(Volume du mélange, 2 l. 081.)

DURÉE de L'EXPLOSION $t$	COURSE du PISTON $l$	VITESSE $\frac{dl}{dt}$	TRAVAIL THÉORIQUE $\bar{C}$	TRAVAIL CALCULÉ par le diagramme $\bar{C}'$	UTILISATION % $\eta$
s.	mm.	m.	kgm.	kgm.	
0,17	254	1,5	688	22,0	3,2
0,12	258	2,15	»	29,0	4,2
0,11	»	2,35	»	34,0	4,9
0,08	»	3,25	»	42,0	6,1
0,05	»	5,20	»	53,0	7,7
0,045	»	5,60	»	60,0	8,7

Les expériences, dont nous venons de rapporter les résultats, démontrent à l'évidence que l'utilisation croît avec la vitesse; en opérant sur le gaz d'éclairage, nous voyons se dégager les mêmes conclusions, malgré quelques divergences introduites par les variations de composition du gaz des usines. Le travail théorique  $\bar{C}$  a été calculé en admettant un pouvoir de 5.250 calories par mètre cube de gaz : c'était la moyenne des pouvoirs déterminés à l'aide de ma bombe eudiométrique.

Voici deux séries de résultats observés.

*Mélange de 1 volume de gaz d'éclairage avec 9 vol. 4 d'air.*

(Volume du mélange, 2 l. 081.)

$t$	$l$	$\frac{dl}{dt}$	$\bar{C}$	$\bar{C}'$	$\eta$
s.	mm.	m.	kgm.	kgm.	%
0,48	122	0,25	446	5,3	1,2
0,47	127	0,27	»	5,3	1,2
0,39	132	0,34	»	6,6	1,4
0,31	140	0,45	»	7,8	1,7
0,23	147	0,64	»	10,8	2,4

*Mélange de 1 volume de gaz d'éclairage avec 6 vol. 33 d'air.*

(Volume du mélange, 2 l. 081.)

$t$	$l$	$\frac{dl}{dt}$	$\bar{C}$	$\bar{C}'$	$\eta$
s.	mm.	m.	kgm.	kgm.	%
0,15	259	1,7	633	17,6	2,7
0,09	»	2,9	»	40,1	6,2
0,06	»	4,3	»	50,5	7,9
0,06	280	4,8	»	50,7	9,3



L'effet de la vitesse de détente est encore sensible avec des mélanges tonnants de richesse différente, ainsi que le prouvent de nombreuses expériences faites dans les conditions les plus diverses.

L'utilisation croit donc toujours avec la vitesse : ce premier point est acquis pour nous jusqu'à la vitesse de 6 mètres par seconde, laquelle dépasse celle des pistons de la plupart des moteurs.

L'influence de la température de la paroi est un second facteur de son action dont il fallait rechercher les effets. J'ai donc effectué deux séries parallèles de recherches avec un gaz tonnant identique, emprunté à un même réservoir, et introduit dans mon cylindre dont la paroi était portée à 15°, 64° et 93° par une circulation d'eau chaude ou de vapeur.

Que j'aie opéré avec de l'oxyde de carbone ou avec le gaz d'éclairage, l'allure des courbes de détente a été entièrement différente suivant que le cylindre était réchauffé ou refroidi.

A chaud la pression initiale s'établit rapidement, tandis qu'à froid l'arrondi du diagramme témoigne d'une combustion graduelle et lente; la courbure de la ligne de détente varie elle-même et elle répond tour à tour, pour l'oxyde de carbone, aux formules  $pv^{0,22}$  et  $pv^{0,8}$ . Enfin, l'utilisation est augmentée ou diminuée du même coup, ainsi que le prouvent les chiffres suivants :

	Température de la paroi.	Utilisation %	Bénéfice %
A froid.....	15°	1,9	} 0,7
A chaud.....	64°	2,6	
A froid.....	15°	3,0	} 0,8
A chaud.....	64°	3,8	

A chaud, la pression initiale est plus considérable qu'à froid, et la combustion est beaucoup plus rapide; dans quelques diagrammes relevés à froid, j'ai même trouvé que la diminution de pression due aux progrès de la détente pouvait être compensée par l'augmentation qui résultait de la combustion prolongée de telle sorte que la courbe de détente était presque parallèle à l'axe des volumes.

Les diagrammes obtenus avec un mélange de 1 volume de gaz avec 9,40 volumes d'air ont été plus caractéristiques encore.

Ces expériences et d'autres encore que nous ne pouvons décrire ici en détail, ont établi nettement l'action énergique des parois sur les phénomènes de combustion.

L'emploi simultané de l'indicateur et du diapason m'a permis de déterminer en fonction du temps la suite des températures et des pressions développées dans les produits de la combustion, et j'ai pu analyser les phénomènes d'explosion et de détente tels qu'ils se passent dans une enceinte, derrière un piston mobile.

Nous reproduisons ci-contre une courbe tracée par l'indicateur dans l'explosion et la détente d'un mélange tonnant : celle que nous avons choisie (fig. 63)



est précisément relative à un mélange de 1 volume de gaz et de 6 volumes d'air. Le diagramme supérieur donne les pressions en ordonnée et les volumes en abscisse; la sinusoïde inférieure, inscrite par le diapason, marque le temps; une vibration simple correspond à  $\frac{1}{128}$  de seconde.

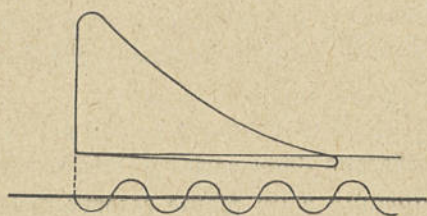


Fig. 63. — Diagramme pression-temps.

J'ai recueilli un nombre considérable de diagrammes plus ou moins semblables à celui-ci (1), correspondants à tous les mélanges et à toutes les vitesses : leur étude a été des plus fructueuses.

En effet, la température initiale  $t$  étant connue, on détermine la température  $T$  instantanément produite, par la formule  $\frac{T}{t} = \frac{P}{H}$ , dans laquelle  $P$  est la pression maximum du diagramme et  $H$  la pression atmosphérique, égale à 1 kg. 033. Puis, dans le cours de la détente, les températures  $T'$  des gaz à chaque point de la courbe sont données par la formule  $\frac{P'V'}{T'} = \frac{PV}{T} = \text{constante}$ ,  $P$ ,  $V$  et  $T$  étant les données initiales,  $P'V'T'$  celles qui correspondent au point considéré. Dans toutes ces formules, les températures sont absolues.

La pression  $P''$ , qu'aurait atteinte le gaz à volume constant, se calcule par la formule  $P''V''^\gamma = P'V'^\gamma$  : nous prendrons pour  $\gamma$ , rapport des chaleurs spécifiques, la valeur admise ci-dessus, égale à 1,30. Enfin la température  $T''$ , qui aurait été réalisée dans ces conditions fictives, s'obtient par la relation  $\frac{T''}{T'} = \frac{P''}{P'}$ .

J'ai dressé, d'après un certain nombre de diagrammes, des tableaux donnant au bout d'intervalles égaux d'une durée de 0 sec., 016, les pressions et les températures observées, qui ont été mises en face des pressions et des températures calculées. Les pressions observées  $P'$  décroissent rapidement, tandis que les températures  $T'$  correspondantes à cette observation croissent et passent par un maximum : à ce moment, la combustion est achevée. L'action de la paroi ressort de la comparaison des chiffres calculés et observés.

Cette action refroidissante est, par le fait même, déterminée, car nous savons de combien la température maximum réalisée est inférieure à la température théorique : au lieu de trouver 2.755°, par exemple, nous trouvons 2.197°; la perte totale est donc de 558°. Il s'agit de calculer la perte élémentaire éprouvée pendant chaque intervalle de temps égal à 0 sec., 0,16 et de faire la somme. Cherchons quel est, pendant chacun de ces intervalles, l'excès moyen de la température du gaz sur celle de la paroi; puis, les valeurs moyennes de la sur-

1. Nous en avons reproduit les divers types dans nos *Etudes sur les moteurs à gaz tonnant*; le lecteur désireux d'approfondir ces questions est prié de s'y reporter.



face S de la paroi et du volume V des gaz étant inscrites en face de ces excès, appliquons la formule de la vitesse de refroidissement pour le temps 0 sec., 016. Il n'y a pour nous dans cette formule d'autre inconnue que l'exposant de l'excès de température; c'est une fonction de l'excès lui-même, que nous devons déterminer par tâtonnement. Dans ce cas, la formule donnant la vitesse  $v$  de refroidissement est <sup>(1)</sup> :

$$\frac{d\epsilon}{dt} = v = \frac{S}{V} 0,02357 \epsilon^{1,203} + 0,00048 \epsilon.$$

Il n'y a qu'à multiplier cette valeur de  $v$  par le temps 0,016 pour connaître la perte par intervalle. La somme des pertes ainsi calculée est égale à 547°; il eût fallu trouver 558° pour être absolument d'accord avec l'observation; la différence est négligeable.

Cette formule aurait besoin de subir une légère modification de son paramètre pour convenir aux divers mélanges de gaz d'éclairage et d'air.

L'étude dont je viens de retracer les grandes lignes m'a conduit à formuler les deux lois qui suivent :

1° *L'utilisation croît avec la vitesse de détente, et avec la température de l'enceinte ;*

2° *La combustion des mélanges tonnants est d'autant plus rapide que la vitesse de détente est plus grande et la paroi plus chaude.*

Ces lois sont d'une grande importance dans la question des moteurs à gaz tonnant : elles définissent l'action de la paroi.

Et d'abord, cette influence si grande de la vitesse de détente n'est qu'une conséquence de l'action de paroi; comment pourrait-on expliquer autrement cette modification de tout l'ensemble des phénomènes explosifs avec la vitesse de la détente? Ce ne peut être que par le refroidissement au contact de la surface métallique qui, s'exerçant pendant un temps plus ou moins considérable, vient soustraire le calorique au sein même de ce foyer et diminue l'intensité de la réaction. Or, ce n'est pas seulement la rapidité de la combustion qui manifeste cette influence, mais la surface du diagramme elle-même est réduite, le travail diminue et l'utilisation baisse, ainsi que nous l'avons constaté ci-dessus. Pour tirer le meilleur effet du calorique disponible dans les mélanges tonnants, il importe donc d'opérer la détente des produits de la combustion au contact d'une paroi chaude, dans le temps le plus court, et de réduire le plus possible la surface de la paroi du cylindre, c'est-à-dire de faire  $\frac{S}{V}$  minimum. C'est le phénomène qui a aussi été observé, après nous, par M. Vieille; la pression maximum explosive dépend du rapport de la surface refroidissante du récipient au volume de la masse gazeuse. Nous reconnaissons ainsi immédiate-

(1) J'ai établi cette formule par ma thèse inaugurale : De l'effet thermique des parois d'une enceinte sur les gaz qu'elle renferme; Paris, 1878.



ment l'avantage de réaliser le maximum de  $\frac{Q}{V}$ , rapport de la quantité de chaleur disponible au volume occupé par le mélange tonnant.

*L'action de paroi est donc un régulateur des phénomènes explosifs.* Elle suffit pour activer ou ralentir plus ou moins une combustion et pour produire une combustion lente et graduelle : pas n'est besoin de recourir aux phénomènes de dissociation pour expliquer cette réaction prolongée du comburant sur le combustible. En effet, nos expériences étaient faites dans des conditions telles que la dissociation était impossible, puisque la température dans notre cylindre ne dépassait pas 1.500°. La dilution du mélange tonnant dans une masse de gaz inertes, dans laquelle il est noyé, produit le même effet que la paroi, attendu qu'elle n'agit pas autrement, c'est-à-dire par refroidissement.

Pour réduire le plus possible l'action de paroi, on ne saurait trouver de moyen plus simple que de réduire  $\frac{S}{V}$  au minimum, donc de comprimer énergiquement le mélange tonnant avant d'opérer la mise de feu : les hautes compressions ne sont donc pas seulement indiquées par la théorie générique, elles sont justifiées par la théorie expérimentale. Voilà pourquoi nous les avons préconisées dès le début de nos études sur les moteurs. Nous sommes heureux de constater que M. Dugald Clerk a partagé notre manière de voir. Il s'exprimait, en effet, dans les termes suivants dans son premier *Traité des Moteurs* :

« Sans compression préalable, un moteur ne peut engendrer de force économiquement : quelle que soit la dilution du mélange, quel que soit le mode d'introduction de l'air dans le cylindre, quelque manière de stratifier les couches qu'on emploie, sans compression, il n'y a pas de réussite possible. Les proportions du mélange tonnant sont les mêmes dans nos dernières machines que dans le moteur Lenoir primitif, la durée de l'inflammation n'est pas moindre; il n'y a de différence que dans la compression. La combustion, ou plutôt la propagation de la combustion, est plus rapide dans le moteur moderne, parce que la masse du mélange employé par cylindrée est plus considérable, alors que le temps nécessaire pour l'achèvement de la combustion n'a pas augmenté (1). » Tout se réduit en somme à diminuer le plus possible l'étendue des surfaces de contact d'une masse de gaz donnée avec la paroi qui l'enserme. Voilà où il faut tendre; l'action de paroi est un des ennemis contre lesquels il faut se défendre.

Telle est la conclusion que l'on est porté à déduire des expériences de laboratoire qui viennent d'être exposées.

Toutefois il y a lieu de se demander si cette conclusion peut être appliquée sans discussion et sans réserve, dans le domaine de la pratique industrielle des moteurs à gaz. C'est ce qu'il nous reste à examiner, sans parti pris et sans illusion.

Nous analyserons ce qui se passe dans le cylindre; mais une remarque préli-

1. Dugald CLERK, *On the Theory of the gas engine*, London, 1883, page 33.



minaire s'impose et doit dominer nos considérations : il faut préciser ce qu'est en réalité la température de la paroi.

Le métal, qui forme la paroi du cylindre, partage sur ses deux faces la température des fluides qui les baigne (les gaz du côté du cylindre, l'eau du côté de l'enveloppe), sur une épaisseur minime qu'on peut dire pelliculaire, mais qui présente néanmoins une certaine masse thermique appréciable. Le calorique passe continûment de la face la plus chaude à celle qui l'est moins, en même temps qu'il s'en échange entre la pellicule terminale et les gaz et l'eau. Cet échange est extrêmement rapide du côté des gaz; il est très lent à travers l'épaisseur du métal de la paroi. Ce sont là des faits incontestables.

Les échanges sont fonction des différences de température entre les corps en présence; c'est un résultat de convection, de rayonnement et de conductibilité; les lois du phénomène sont complexes, mais on peut admettre en première approximation que la chaleur cédée croît rapidement avec l'écart des températures.

Cela posé, considérons avec Boulvin (1) un moteur à gaz de ville, admettant un mélange au dixième, comprimant à 6 kilogrammes : on peut attribuer aux gaz les températures marquées ci-dessous :

Gaz.	Températures.	
1° A l'admission.....	15°	
2° Après compression.....	434°	Eau de circulation :
3° A l'explosion.....	1.927°	50°.
4° Sur fin de détente.....	1.427°	
5° En décharge.....	De 1.427° à 500°	

Au premier temps, la pellicule superficielle, encore chaude à la suite du cycle précédent, cède de la chaleur aux gaz admis; elle en emmagasine peut-être en compression, certainement beaucoup au moment de l'explosion et même durant la détente; elle en restitue vers la fin, et pendant la décharge. Il faut tenir compte de la durée de ces échanges : on devrait pouvoir en faire la sommation. C'est au-dessus de nos moyens. Une chose est sûre néanmoins : la pellicule emprunte plus aux gaz qu'elle ne leur rend, et elle passe cet excédent à l'eau, par voie de conductibilité métallique; la preuve en est que cette eau s'échauffe.

Ces calories prises aux gaz ne peuvent plus se transformer en kilogrammètres; la restitution partielle qui en est faite s'effectue en des temps qui ne sont pas moteurs. En définitive, nous constatons, par conséquent, que l'action de paroi doit être nuisible et qu'elle fait baisser le rendement.

Le calorique, encaissé par la pellicule, est notable, quelque mince qu'elle soit et quelque faible que soit sa capacité calorifique; en effet, arrêtons le moteur et cessons de faire circuler l'eau; on constate que sa température monte.

1. BOULVIN, *Congrès de Liège, section de mécanique*, tome II, page 94.



Autre remarque : plus l'eau de l'enveloppe sera froide, plus il passera de chaleur des gaz à l'eau. Il y a donc intérêt à ce que cette eau ne soit pas trop froide.

Letombe avait bien compris ces phénomènes en déclarant que la chaleur traverse la paroi par pulsations. Il ne se trompait pas en estimant que les échanges s'opèrent, vers l'intérieur, entre la pellicule et les gaz, et que ces échanges changent de signe. Mais, quand il posait en axiome que la somme des pertes par la paroi et par les gaz, rejetés à l'air, est une constante, attendu que ce qui est gagné sur la paroi est perdu par la décharge, il estimait la question au jugé, et généralisait outre mesure quelques observations qu'il avait faites. C'est vrai quelquefois, avec de notables exceptions qui ne confirment pas la règle, quoi qu'on en dise.

Letombe a fait une observation très judicieuse, en signalant qu'un mélange trop pauvre, faisant long feu, doit provoquer un plus grand échauffement du cylindre, parce que la combustion se prolonge durant toute la course motrice et que le mélange continue même de brûler dans la tuyauterie d'échappement; dans ce cas, le métal reçoit pendant un temps très long de la chaleur. L'intervention du facteur temps se fait alors sentir (1).

Il est évident que la majeure partie de la perte par les parois s'effectue au moment de l'explosion, alors que la température des gaz est la plus élevée et la vitesse du piston la moins grande; on constate aussi que cette perte s'opère surtout par la paroi de la culasse, qui voit le feu plus longtemps. C'est donc une pratique rationnelle de moins réfrigérer la culasse que le corps cylindrique, et de réduire pour elle au minimum la valeur du rapport  $\frac{S}{V}$ ; c'est la justification des culasses hémisphériques et l'explication de leur succès.

Concluons : on doit reconnaître l'influence des parois dans les moteurs. Elle sera peut-être moindre que d'aucuns ne l'ont cru; mais on ne peut la nier.

L'étude expérimentale que nous ferons permettra d'apprécier son importance réelle.

### III

#### **Influence de la qualité du mélange tonnant.**

La qualité du mélange tonnant, introduit dans le cylindre, est un des premiers éléments que nous devons considérer.

Nous avons déjà signalé que, même sous volume constant, l'explosion n'est jamais instantanée : sa durée se prolonge bien plus, lorsque le mélange détone

1. LETOMBE, *Les Moteurs*, page 109 et suivantes.



derrière un piston qui recule, par suite de la détente qui accompagne le phénomène; mais d'autres causes interviennent, de nature intrinsèque et extrinsèque, qu'il importe de distinguer et de mettre en évidence. C'est ce que nous allons faire, en commençant par les facteurs intrinsèques, pour autant qu'on puisse les dégager des autres.

Les remarquables travaux de MM. Mallard et Le Chatelier ont jeté une vive lumière sur ces actions si complexes.

Deux conditions sont nécessaires pour que la combustion se propage dans un mélange gazeux : il faut, en premier lieu, que le gaz soit inflammable, c'est-à-dire que la combustion puisse être provoquée en un point par une simple élévation de température; en second lieu, il est indispensable que la quantité de chaleur dégagée par la combustion soit assez considérable pour que la fraction, qui est transmise aux parties voisines du mélange non encore brûlées, puisse les élever à leur température d'inflammation. La vitesse de propagation de la flamme est donc intimement liée à la nature du mélange et à sa richesse, au point de vue calorifique.

Nous nous en tiendrons d'abord aux gaz de distillation de la houille, mieux étudiés que les autres, pour lesquels les limites de combustibilité des mélanges de gaz sont bien définies. L'inflammabilité commence pour un mélange de 1 volume de gaz de ville et 3 vol., 7 d'air; elle paraît maximum pour 6 volumes d'air; avec 13 volumes d'air, elle cesse d'être possible par l'étincelle d'induction, mais elle se fait encore bien au chalumeau, comme cela avait lieu dans le moteur Otto à tiroir; enfin, la flamme ne se propage plus, dès que l'air dépasse 16 volumes. Tous ces résultats s'appliquent aux mélanges pris sous la pression de l'atmosphère.

Mais la combustibilité augmente avec la pression : c'est un effet que nous expliquons sans peine par le rapprochement des molécules, sans avoir besoin d'en appeler aux influences externes, quelle que soit leur importance.

Le volume de l'allumeur joue un rôle indéniable dans l'inflammation des mélanges tonnants. Aussi, d'après l'observation de tous ceux qui se sont occupés des moteurs à gaz, l'étincelle d'induction, qui a cependant une température très élevée mais un très faible volume, ne peut toujours provoquer l'inflammation de mélanges peu combustibles, qui brûlent au contraire fort bien quand on les allume par un dard de chalumeau ou par le transport d'une flamme assurément moins chaude que l'étincelle de la bobine, mais infiniment plus étendue. Ainsi s'explique l'abandon momentané des allumeurs électriques employés au début par Lenoir dans son premier moteur; l'étincelle ne donnait pas une certitude absolue dans les moteurs sans compression, ou à faible compression, et l'on y renonça pendant de longues années. M. de Kabath y revint, en 1882, mais il prit le soin de former un mélange riche autour des points entre lesquels jaillissait l'étincelle; sir W. Siemens obtenait le même résultat par l'introduction de gouttes de pétrole, qui devaient enrichir le gaz par carburation.



Otto a gardé longtemps le privilège important du meilleur allumage; imbu de sa théorie des *tranches*, il préparait un mélange riche dans le canal d'allumage, lequel faisait l'office d'une sorte de cartouche, et projetait un jet de flamme dans le mélange moins riche et plus dilué formé derrière le piston. La mise de feu était ainsi assurée. Ce procédé a perdu de son mérite, du jour où les constructeurs ont abordé les fortes compressions préalables, grâce auxquelles la combustion s'effectue dans les conditions les meilleures.

La propagation de la combustion se fait suivant deux modes absolument distincts, découverts par MM. Berthelot et Vieille. Dans les mélanges riches, il se produit une onde explosive, qui se propage avec une vitesse très supérieure à celle du son, pouvant atteindre 2.000 mètres par seconde : ce mode ne se présente pas dans les moteurs à gaz. Au lieu de cette déflagration, pour ainsi dire instantanée, on y observe une détonation relativement lente, qui présente un tout autre caractère. La propagation de la flamme ne dépasse guère 1 m. 23 dans ce mode, pour les mélanges tonnants formés avec le gaz d'éclairage; cette vitesse correspond au mélange le plus tonnant contenant 6 volumes d'air pour F volume de gaz; MM. Mallard et Le Chatelier ont observé des vitesses de 0 m. 25 dans les mélanges pauvres. D'après ces habiles observateurs, ces vitesses sont variables avec la température initiale de l'allumeur, avec sa surface et avec le diamètre des tubes dans lesquels se fait la détonation.

Les phénomènes que l'on observe ainsi dans des tuyaux de petit diamètre ne présentent qu'une analogie avec ceux que j'ai étudiés dans mon cylindre d'expérience derrière un piston mobile; et pourtant mes essais m'ont conduit à des résultats voisins de ceux de MM. Mallard et Le Chatelier : je n'ai pu observer, sous la pression atmosphérique, de vitesse égale à 1 m. 60, et la moindre vitesse que j'ai observée dépassait 0 m. 24; pour un même mélange, elle variait de 0 m. 64 à 0 m. 24, suivant la rapidité de la détente. Cette vitesse n'est pas absolue, mais elle est fonction de données complexes, parmi lesquelles l'action refroidissante de la paroi est certainement agissante, car on peut constater que la vitesse augmente quand la température de la paroi s'élève. La vitesse de la flamme augmente aussi avec l'agitation des gaz, leur température initiale et leur pression, éléments importants des combustions effectuées dans les cylindres des moteurs.

MM. Dugald Clerk et Kœrting ont pratiqué des explosions dans des cylindres de 180 millimètres de diamètre et 250 de long.

M. Naegel a employé une sphère, et il a utilisé la bombe de Langen qu'il avait trouvée dans le laboratoire de l'Ecole Technique de Dresde (1).

C'est une bombe en acier coulé, au centre de laquelle aboutissent les fils de platine donnant l'étincelle de mise de feu : elle est plongée dans un récipient plein d'eau, dont on peut faire varier la température de 0 à 100°. La fermeture

1. « Versuche über die Zündgeschwindigkeit explosibler Gasmische », *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 15 février 1908.



est effectuée par un couvercle portant les soupapes d'introduction et d'échappement des gaz, et l'appareil d'enregistrement des pressions développées dans la bombe. Cet appareil est constitué par un manographe à miroir mobile autour d'un axe horizontal, reposant sur un diaphragme métallique encastré dans la paroi de la bombe. Le miroir est éclairé par une lampe à arc et il projette un rayon de lumière sur un tambour enregistreur portant une feuille de papier sensible : un moteur électrique donne à ce tambour un mouvement de rotation rapide, uniforme et continu.

Le mélange de composition déterminée étant chargé dans la bombe, on note l'instant de l'allumage et le moment précis où la pression cesse de croître dans la bombe; l'intervalle de temps observé fait connaître le temps nécessaire à la flamme pour se propager du centre de la bombe à la périphérie. La bombe mesure 400 millimètres de diamètre et elle a une capacité de 33,5 litres.

Les expériences ont été entreprises d'abord sur des mélanges d'air et d'hydrogène, dans des proportions variant de 10 à 24 %; la pression originelle croisait par moitié d'atmosphère depuis 1/2 jusqu'à 2,5 atmosphères. On a reconnu que la vitesse d'inflammation dépendait, avant tout, de la composition du mélange : à pression initiale égale, la vitesse était proportionnelle à l'enrichissement, compté à partir du dosage minimum correspondant à la limite inférieure d'inflammabilité. L'influence de la pression initiale ne se fait pas sentir sur les mélanges pauvres à 10 %; mais son effet est d'autant plus marqué que le mélange est plus riche. Un mélange à 24,5 %, pouvant fournir 600 calories par mètre cube, pris à 15° et sous une pression de 2,5 atmosphères, a donné une vitesse de propagation de flamme de 14 mètres par seconde; on n'a pas observé les ondes explosives de Berthelot et Vieille, dont je n'avais non plus constaté les effets dans mes expériences.

M. Naegel a opéré ensuite sur divers mélanges de gaz de ville et de gaz pauvre : ces expériences ont donné des résultats qui se concilient assez difficilement avec les précédents. Ainsi, pour des mélanges de faible teneur, l'influence de la pression initiale s'est manifestée sensiblement, alors qu'elle cessait d'être appréciable pour les mélanges plus riches. L'action de la température initiale ne s'est marquée que pour les mélanges pauvres. Il est vrai de dire que les différences relevées n'ont pas été considérables; un mélange à 16 % de gaz de ville, pris à 15°, a donné une vitesse de 3,5 mètres par seconde; à la température de 75°, elle montait à 3 m. 8. Un mélange à 46,5 de gaz pauvre a fait observer 1 m. 95, alors qu'on relevait 2 m. 10 à 75 %.

Le mélange le plus faible était à 8 % pour le gaz de ville, et il correspondait à 343 calories par mètre cube; pour le gaz pauvre, il était à 30 % pour 355 calories. Contre toute attente, ce dernier mélange possédait une vitesse d'inflammation plus grande que le premier.

Le mélange à 7,65 de gaz de ville (687 calories par mètre cube) n'a indiqué que 4 mètres par seconde; un mélange à 5 d'hydrogène (600 calories) possé-



daît, par contre, une vitesse de 12 mètres. Ce résultat doit être retenu, car il caractérise nettement l'influence de l'hydrogène dans les gaz.

Ces expériences de M. Naegel ont été instituées et conduites avec beaucoup de méthode et une grande habileté; malgré cela, les résultats obtenus n'ont pas toujours présenté la concordance qu'on pouvait espérer. C'est que ces phénomènes sont d'une complexité extrême : il est fort malaisé de tenir compte de tous les éléments efficients, et de dégager des lois précises de quelques essais de laboratoire. Remarquons d'ailleurs que des expériences, effectuées dans une enceinte close, ne peuvent donner une représentation exacte de ce qui se passe dans un cylindre, derrière un piston mobile; l'influence des parois doit assurément s'exercer tout différemment dans de longs cylindres que dans des sphères,

dans des gaz agités que dans des gaz immobiles. Il faut donc conclure avec beaucoup de prudence et se méfier de généralisations trop absolues.

Un travail du même genre a été conduit à bonne fin par des moyens analogues, par M. Bertram Hopkinson (1); cet ingénieur a opéré dans une enceinte cylindrique à fonds bombés, de 0 m. 595 de diamètre et 0 m. 730 de longueur. L'allumage du mélange était fait au centre, mais les températures étaient prises en divers points, par un fil de platine très fin, dont on mesurait les résistances, comme on le fait dans le bolomètre. Un indicateur à miroir servait de manomètre. Les indications de ces deux instruments étaient instantanées; elles ont donné des gra-

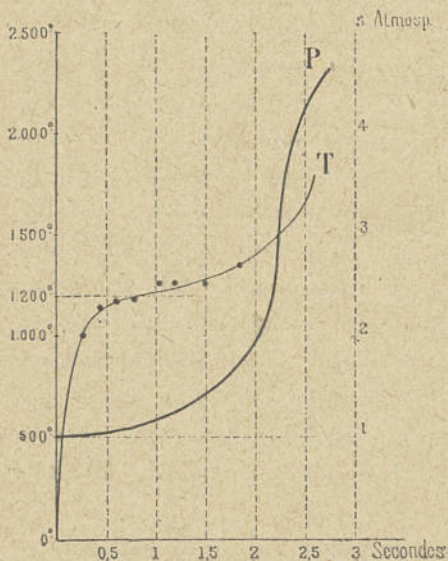


Fig. 64. — Diagramme Hopkinson.

phiques analogues à celui de la figure 64 dans lequel se voient les variations de température et de pression observées simultanément pour un mélange déterminé.

Opérant d'abord sur un mélange de 9 volumes d'air pour 1 de gaz de la ville de Cambridge, M. Hopkinson a relevé des pressions de 5,34 à 5,76 kilogrammes au-dessus de l'atmosphère, développées un quart de seconde après l'allumage; mais la flamme n'avait envahi tout le volume de l'enceinte qu'un trentième de seconde avant que le maximum de pression ne fût atteint. Au centre, la température montait presque instantanément à 1.225°; elle y était de 1.900° au moment du maximum de pression, alors qu'on n'observait que 850° contre la paroi. La perte de calorique par la paroi paraissait un effet de convection et de contact

1 « Explosions of Coal gas and air », *Proceedings of the Royal Society*, volume 77, 1906.



et non de rayonnement. Le maximum de pression développé correspond au moment précis où les pertes sont égales à la quantité de chaleur développée par la réaction. Des mélanges plus pauvres, à 12 d'air pour 1 de gaz, ont fourni des résultats d'allure assez différente; nous renverrons au mémoire original pour le détail des faits observés; le maximum de pression de 3,15 kilogrammes met 2,5 secondes à se développer.

M. Borth (1) a entrepris à son tour des recherches sur la combustion des gaz tonnants dans les moteurs, en prenant spécialement pour objet de déterminer dans quelles conditions se dégage la chaleur pendant l'explosion et la détente, pour une cylindrée et pour des cylindrées successives, le mélange étant plus ou moins intime et l'étincelle d'allumage étant plus ou moins chaude. Cet important travail a été poursuivi dans le laboratoire de mécanique de l'École Technique de Dantzig; on a opéré sur un moteur Kœrting de 20 chevaux à quatre temps, attaquant par courroie une génératrice à courant continu. Le diamètre du cylindre était de 260 millimètres, la course du piston de 0 m. 470: la capacité de la cylindrée étant de 24,95 litres et celle de la chambre de compression de 4,202, le degré théorique de compression ressortait à 6,93. On relevait avec le plus grand soin de nombreux diagrammes sur le cylindre, à l'aide d'un indicateur Rosenkranz; c'étaient les diagrammes habituels en PV. Mais deux appareils inscrivaient simultanément des diagrammes donnant les vitesses de piston et les volumes en fonction des temps. En rapprochant les indications de ces divers instruments, on était à même d'analyser avec une grande précision les phénomènes qui se passent derrière le piston moteur.

Deux séries d'expériences ont été effectuées sur des mélanges de 7,935 et 9,67 volumes d'air pour 1 volume de gaz de ville.

On a constaté que l'étincelle d'allumage ne provoque jamais une augmentation absolument instantanée de la pression; il semble que l'inflammation se propage d'abord progressivement dans la masse gazeuse avant de s'étendre à tout son volume; mais alors l'évolution peut être extrêmement rapide. Toutefois, le développement des calories se prolonge assez longtemps durant la détente, et la combustion prolongée (*Nachbrennen*) se manifeste à l'évidence. M. Borth a pu mesurer les valeurs de  $\frac{dq}{dt}$ ; le maximum est de 53 calories par seconde pour le mélange à 7,935 volumes d'air, et de 37 seulement pour celui à 9,67 d'air; cette valeur est moindre d'un tiers que la première. Dans le premier cas, la durée de la combustion est de 0,043 seconde et de 0,059 dans le deuxième cas. La chaleur rendue sensible est toujours inférieure à la quantité calculée; on n'en retrouve que 75 % pour le mélange riche et 86 % pour le mélange plus pauvre. L'action de paroi serait donc plus énergique pour le premier: mais on peut se demander ce que devient le calorique déficitaire, alors que les mêmes

1. « Untersuchungen über den Verbrennungs-Vorgang in der Gasmachine, » *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, tome III, n° 14, 4 avril 1908.



expériences ont assigné le même rendement thermique pour les deux mélanges. Le vaste champ des hypothèses est ouvert pour ceux qui ont le goût d'en faire.

Des mouvements oscillatoires rythmés se sont produits dans les conduites d'amenée d'air et de gaz, surtout dans les premières : ces ondes peuvent avoir une influence sur la composition du mélange appelé dans le cylindre et il y aurait lieu de s'en préoccuper pour les puissantes machines ; l'effet d'une résonance doit être sensible pour une longue et forte canalisation.

En suspendant l'allumage du moteur quatre coups de suite, on n'a pas modifié sensiblement les diagrammes, de sorte que l'influence des gaz brûlés, restés dans la culasse, n'a pu être reconnue.

L'allumage intervient dans la combustion par le temps précis où il s'effectue et par son intensité. La durée de l'étincelle fournie par une magnéto Bosch fut trouvée, par des méthodes photographiques, égale à 0,062 seconde ; celle de l'extra-courant d'une bobine fut de 0,033. Une étincelle plus chaude produit une inflammation plus rapide d'un mélange déterminé, sans néanmoins marquer son effet d'une manière appréciable sur le diagramme.

Ces expériences montrent bien que l'allure des phénomènes de combustion n'est pas la même dans un vase clos que dans un cylindre, dans lequel le mélange explosé agit sur un piston, qui fuit devant la pression : or, c'est cette forme de l'expérience qui présente l'intérêt le plus grand et le plus direct pour la théorie expérimentale. Cette question a donc continué de préoccuper les ingénieurs consacrés à l'étude des moteurs à gaz.

M. Petin <sup>(1)</sup> a apporté à la solution du problème une intéressante contribution en appliquant une méthode

de relevé de diagrammes instituée par le professeur E. Meyer : elle consiste à décaler de  $\frac{\pi}{2}$  la manivelle commandant l'indicateur, de manière à ce que l'ascension explosive se place au milieu du diagramme, alors que le déplacement du papier est à sa vitesse maximum : on peut ainsi mesurer le temps mis à la déflagra-

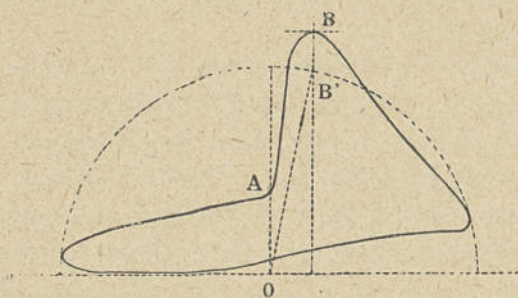


Fig. 65. — Diagramme décalé.

tion pour s'achever, si toutefois l'on admet qu'elle se produise d'un coup, sans faire long feu, et qu'elle soit complète, au moment où le style trace le point culminant de la courbe <sup>(2)</sup>. Le diagramme pris de la sorte affecte la forme de la figure 65 ci-dessus ; la compression finit en A et l'allumage se produit aussitôt, donc au point mort ; la courbe BA est la ligne explosive, pendant

1. *Le Génie civil*, 14 novembre 1903.

2. On pourrait aussi faire usage des *time base diagrams* de Bryan Donkin, dont nous parlerons plus loin.



laquelle la manivelle décrit l'angle AOB'. M. Petin tient compte de l'obliquité de la bielle pour déterminer cet angle et il en déduit la durée de l'explosion. Les résultats obtenus sont les suivants :

ALLUMAGE RÉEL ANGLE de la manivelle	DURÉE D'EXPLOSION		COMPRESSION AU MOMENT de l'allumage.	PRESSION EXPLOSIVE
	EN DEGRÉS	en 1/1000 de seconde		
Moteur à gaz de ville : 272 tours par minute.				
			kg.	kg.
Retard 19°.....	12°	7,45	4,6	19,0
— 12°5.....	13	8,00	5,8	20,0
— 11°.....	13	8,00	6,0	21,3
— 4°.....	15	9,30	6,6	20,7
— 2°.....	14	8,70	6,5	22,7
Avance 2°5.....	15	9,30	6,3	21,5
— 3°.....	15	9,30	6,6	18,0
— 7°.....	13	8,00	7,0	21,0
— 10°.....	18	11,20	6,6	23,3
— 29°.....	14	8,70	6,3	24,6
Moteur à essence : 280 tours par minute.				
Retard 10°.....	13°	7,67	»	»
— 7°.....	14	8,26	»	»
— 2°5.....	14	8,26	»	»
Avance 1°.....	14,5	8,55	»	»
— 1°5.....	16	10,03	»	»

D'après ces expériences, le minimum de durée correspondrait à un retard à l'allumage de 19° au gaz, et de 10° à l'essence, alors que la compression est encore relativement grande : ce résultat était imprévu et M. Petin s'en est étonné lui-même, mais il a fait remarquer que la différence n'est que de  $\frac{37}{10.000}$  de seconde et que les erreurs de lecture et de tracé sont du même ordre de grandeur.

La durée moyenne est inférieure à  $\frac{9}{1.000}$  de seconde et elle paraît être la même pour le gaz que pour l'essence. M. Petin a déduit de ses expériences les conclusions ci-dessous :

- 1° Pour un même mélange la durée de l'explosion est toujours identique;
- 2° Elle paraît influencée par la compression, mais en pratique cette augmentation semble négligeable;
- 3° Les durées d'explosion seraient plutôt diminuées par la vitesse du piston;
- 4° L'avance ou le retard à l'allumage n'ont d'influence que par suite de la compression, mais le fait n'a pas d'importance pratique;
- 5° Pour l'essence ou pour le gaz, les différences des durées d'explosion sont d'ordre négligeable; la durée est toujours inférieure à  $\frac{1}{100}$  de seconde.

La troisième conclusion correspond parfaitement aux résultats de mes expériences de laboratoire; la deuxième est, au contraire, en contradiction avec elles; M. Petin la présente, du reste, avec une grande réserve, étant données



les faibles différences relevées et en exprimant le vœu que ses essais soient repris. Il conviendrait, en effet, d'opérer avec des indicateurs de haute précision, et l'on devrait mesurer le pouvoir des gaz, la richesse du mélange, la température des parois, etc., en même temps que l'on procéderait aux prises de diagramme.

Pour que les expériences que nous venons de rapporter soient rigoureusement comparables, il faut supposer que le mélange du combustible et du comburant est très intime, et que le premier trouve à côté de lui, en chaque point de la masse, l'élément qui est nécessaire à sa combustion.

Cela nous amène à insister sur l'influence d'un parfait mélange des gaz dans les moteurs. Les premiers inventeurs, et notamment Lenoir, avaient déjà pressenti l'importance d'une complète diffusion du combustible dans le comburant, et ils avaient fait de grands efforts pour réaliser la chose au moyen de soupapes spéciales de diffusion et de mélange. Mais les derniers travaux de MM. Denayrouse et Bandsept ont mis plus vivement en lumière l'avantage qu'il y a à opérer un brassage parfait des gaz à leur admission au cylindre.

M. Bandsept avait exposé ses idées, en 1893, dans un intéressant travail sur la production et l'utilisation rationnelles de la chaleur des gaz; d'après lui, pour se rapprocher des limites théoriques de la combustion parfaite, il faut faire subir au mélange de gaz et d'air trois actions: « des chocs superficiels par volumes, des frottements multiples par jet et un laminage moléculaire. » Ces mots, que nous empruntons à M. Bandsept, ne sont peut-être pas très clairs, mais l'éminent ingénieur savait bien ce qu'il voulait dire, et il l'a prouvé en établissant des brûleurs qui ont encore accru la luminosité des manchons Auer et lui ont permis de réaliser des économies inattendues. Il disait aussi que le mélange intime des éléments et leur dosage exact produiraient mieux leur effet si l'on faisait ce mélange au préalable, avant de l'introduire dans l'appareil destiné à effectuer sa combustion: on devait réussir ainsi à déterminer la plus grande somme de réactions élémentaires en un espace et en un temps donnés. C'était donc le moyen de développer la plus haute température de combustion, attendu que les effets du refroidissement externe ne se feraient plus sentir d'une manière appréciable. Je trouve enfin, dans ce mémoire, l'axiome suivant, que l'on ne saurait assez méditer: « La combustion est plutôt une question d'air que de gaz. »

Ces idées devaient trouver leur application dans les moteurs aussi bien que dans les appareils d'éclairage.

Pénétré de l'importance d'une parfaite diffusion des éléments combustibles au sein des charges d'air comburant, M. Pétréano s'est efforcé, dès 1896, de la réaliser dans les moteurs en même temps qu'il cherchait à chauffer l'air avant son admission au cylindre. Il est évident qu'en opérant un brassage intime du combustible et du comburant et en élevant la température de ce dernier, on arrive à rendre explosif un mélange qui ne le serait pas dans les conditions



ordinaires du fonctionnement des moteurs; l'explosion d'un mélange déterminé est rendue ainsi plus soudaine et, par suite, la pression explosive augmente; enfin, dans un moteur donné, on évite ces combustions lentes et prolongées qui sont quelquefois encore inachevées au moment où les gaz brûlés sont rejetés à l'atmosphère par la soupape de décharge. L'expérience a justifié ces déductions de la théorie. En effet, en faisant passer l'air et le gaz à travers un réchauffeur qui brasse le mélange en même temps qu'il l'échauffe, M. Pétréano a obtenu des diagrammes d'une forme toute différente, plus aigus que ceux qu'on relève habituellement, dans lesquels la pression explosive se développe presque instantanément, et monte à un niveau beaucoup plus élevé. La combustion est alors effectuée entièrement au début du cycle et l'on ne voit plus, en démontant le tuyau d'échappement, l'inflammation se prolonger jusqu'au sortir du cylindre, comme on le constate souvent dans certains moteurs. Il n'est dès lors pas étonnant que le travail développé par une masse de gaz déterminée augmente sensiblement; on a obtenu 24 chevaux par un moteur Otto qui en développait d'abord difficilement 16. Les encrassements du cylindre disparaissent par suite de ces combustions plus rapides et plus complètes. Enfin, le rendement du moteur est amélioré, et l'on gagne de 50 à 150 litres sur la consommation de gaz de ville par cheval-heure; aussi nous a-t-on cité une expérience faite sur le moteur Otto de 16 chevaux dont nous venons de parler, dans lequel le cheval-heure effectif aurait été obtenu par 450 litres. Bref, il y a bénéfice à tous égards.

Une question a été l'objet de l'attention des physiciens et des ingénieurs qui se sont occupés de la combustion des mélanges tonnants; c'est l'influence exercée sur elle par l'état plus ou moins grand d'agitation de ses molécules. Il est incontestable que les tourbillons qui se produisent au sein de la masse gazeuse exercent une action très nette sur les combinaisons qui ont lieu entre le comburant et le combustible.

M. Dugald Clerk avait été le premier, je crois, à observer que, dans les moteurs à grande vitesse, les mélanges pauvres témoignent d'une facilité d'inflammation beaucoup plus considérable, et que cet effet se marquait surtout aux vitesses de 1.600 à 2.000 tours. Il a signalé, d'autre part, que la durée de l'explosion est plus longue dans les bombes que dans une machine en fonctionnement; dans une bombe, il mesurait des durées de  $\frac{1}{4}$  à  $\frac{1}{5}$  de seconde, qui ne pourraient se produire dans les cylindres des moteurs sans nuire à leur rendement, et que ces diagrammes ne font constater que dans des marches absolument défectueuses.

Ces résultats devaient être attribués surtout à ce qu'on a appelé depuis lors la turbulence moléculaire (1).

M. Hopkinson fut amené à reprendre l'étude de la question en installant un ventilateur à l'intérieur d'une chambre d'explosion : le résultat de ses expé-

1. *British Association*, communication de M. Dugald Clerk, en septembre 1912.



riences fut d'une remarquable netteté. Avec un mélange au dixième d'hydrogène carburé et d'air, la durée d'une explosion était de 0,13 seconde, tant que le ventilateur restait au repos; elle tombait à 0,02 seconde lorsque celui-ci tournait à 4.500 tours. L'influence du tourbillonnement était moindre pour les mélanges riches, ainsi qu'on pouvait le prévoir.

M. Dixon reprit ces expériences sur des mélanges à 4,6 % d'éthane, puis à 3,3 % et il trouva des résultats concordants avec les précédents.

Ces constatations de la théorie expérimentale nous permettront d'expliquer ultérieurement les rendements élevés, qu'on a obtenus par les moteurs ultra-légers, à grandes vitesses linéaires des pistons. L'agitation moléculaire des mélanges tonnants est donc un facteur dont la considération s'impose dans l'étude pratique des moteurs à gaz tonnant. Nous ne nions pas que ce facteur ne soit lié à plusieurs autres, dont il est impossible de le séparer, mais son influence doit être du même ordre que la pression et la température.

Une autre influence a été mise en lumière par les études expérimentales dont les phénomènes de combustion ont été l'objet; je veux parler de celle qu'exerce sur eux la présence des gaz brûlés inertes, retenus au fond de la culasse, dans la chambre d'explosion des moteurs à quatre temps.

On avait admis d'abord que ces gaz, confinés dans le réduit de leur espace mort, ne se mélangeraient pas à la charge fraîche introduite derrière le piston. Le premier brevet d'Otto, de 1876, revendiquait, en effet, la formation d'un mélange hétérogène, obtenu en conservant dans l'espace mort du cylindre des gaz brûlés, à la suite desquels on introduisait d'abord de l'air pur, puis un mélange tonnant de richesse déterminée, qui restait cantonné dans la partie postérieure de la culasse et dans le canal d'admission. On prétendait que ces gaz brûlés, cet air et ce mélange ne se diffusaient pas l'un dans l'autre et constituaient, au contraire, des tranches dont la richesse augmentait depuis le piston jusqu'au canal d'admission par lequel s'effectuait la mise de feu. La flamme se propageait de l'arrière à l'avant avec une vitesse décroissante, produisant une combustion lente (*eine verlangsamende Verbrennung*), qui se prolongeait jusqu'au bout de la détente: le coup faisait donc long feu, et cette combustion graduelle et poursuivie (le *nachbrennen* des Allemands dit bien la chose) devait être la cause de l'amélioration considérable et indéniable obtenue par Otto sur ses prédécesseurs. Telle était la prétention des ingénieurs allemands. On chercha à établir l'existence des tranches par des arguments variés qui présentent aujourd'hui un médiocre intérêt, d'une faible importance dans l'espèce (1); les preuves invoquées ne furent pas décisives. Il eût été plus important de démontrer que le *nachbrennen* améliorait le rendement; cette preuve ne nous a point été fournie.

1. Signalons en particulier les expériences de MM. Teichmann, Lewicki et Schöttler dans lesquelles l'allumage s'effectuait par le fond de la culasse ou bien par le côté du cylindre; la combustion était moins vive dans ce dernier cas, comme on devait s'y attendre, puisque la mise de feu se faisait dans de moins bonnes conditions.



Au contraire, les faits proclamaient l'inanité de la théorie des tranches et confirmaient la théorie de l'action de paroi : je me contenterai de le constater. La théorie des tranches ne vit plus que dans les souvenirs du passé et les moteurs Otto, qui s'étaient laissés devancer, ont reconquis le rang qu'ils n'auraient jamais dû perdre en faisant, comme tout le monde, de la haute compression et des mélanges homogènes.

Tout le monde reconnaît aujourd'hui que les gaz brûlés se mêlent plus ou moins bien au mélange admis dans le cylindre. Or, voici dès lors la question qui se pose à nous. Ces gaz favorisent-ils, ou bien faut-il admettre, avec quelques ingénieurs, qu'ils retardent les réactions? N'y aurait-il pas avantage à les balayer et à les remplacer par de l'air pur et frais, suivant le mode préconisé par d'importants constructeurs anglais?

M. Emerson Dowson s'est fait le champion de cette idée, dont la paternité appartient peut-être à M. Atkinson; il prétend que c'est une erreur de diluer les gaz tonnants avec les produits de l'explosion précédente, et qu'il faut, au contraire, expulser ces produits par une chasse d'air, effectuée au moment opportun. Voici les arguments qu'il produit à l'appui de sa thèse :

1° L'inflammation de la charge est beaucoup plus rapide et sa combustion plus complète;

2° Il se produit une perte de puissance moins considérable et, par suite, une machine de dimensions données développera une puissance plus grande;

3° On évite les inconvénients provenant des allumages prématurés;

4° La conservation des gaz brûlés derrière le piston élève la température du cylindre et la nouvelle charge qui se mêle à ces résidus se dilate beaucoup, ce qui a pour effet de réduire l'énergie disponible dans un volume déterminé de gaz tonnant;

5° On évite les ratés d'inflammation, et le gaz tonnant ne s'accumule pas dans le cylindre; on supprime ainsi ces explosions brutales qui nuisent à la stabilité du moteur et compromettent la régularité de la vitesse;

6° Ces avantages sont plus marqués encore avec le gaz pauvre de gazogène qu'avec le gaz riche de ville.

Cette argumentation était fort logique, mais elle n'a pas convaincu tout le monde : l'expérience seule pouvait prononcer. Jusque-là, il était difficile de prendre parti pour ou contre l'expulsion complète des produits de la combustion.

De nombreuses expériences ont été dirigées dans le but d'élucider ce problème; les solutions recueillies ne sont malheureusement pas d'accord.

MM. Mallard et Le Chatelier avaient annoncé que la pression maximum explosive d'un mélange dilué d'oxygène et d'oxyde de carbone, était plus vite atteinte lorsque le diluant était de l'azote au lieu d'être de l'acide carbonique : ils concluaient donc en faveur du balayage des gaz brûlés.



MM. Salanson et Debuchy (1) ont publié sur la question un intéressant mémoire, sous le titre de : *Recherches expérimentales sur le moteur à gaz*, dans lequel ils ont étudié l'influence du dosage des mélanges tonnants, de son homogénéité, de sa dilution et de son inflammabilité. Ces habiles opérateurs se sont servis d'un moteur à gaz spécialement établi pour se prêter aux essais les plus variés : on mesurait sa puissance effective à l'aide d'un frein appliqué sur l'arbre moteur, et l'on déduisait du travail recueilli la valeur du rendement dans les conditions de l'essai. Ils ont formulé quelques lois, parmi lesquelles nous citerons les suivantes :

1° On doit employer, dans les moteurs à gaz, des mélanges au dosage le plus faible possible : il n'y a de limite à cet égard que la limite même d'inflammabilité du mélange;

2° On doit chercher à avoir une pression initiale au cylindre aussi élevée que possible à la température la plus basse possible.

Ces lois sont d'accord avec les nôtres, et elles mettent en pleine lumière l'influence des parois, car l'avantage des basses températures résulte de la réduction de l'effet nuisible des parois, lequel est fonction de la différence de température du gaz chaud et du métal relativement froid. Nous disons qu'il importe d'élever le plus possible la température du métal; nos collègues préfèrent abaisser la température du gaz : cela revient pratiquement au même point de vue.

La nature du diluant interviendrait énergiquement d'après MM. Salanson et Debuchy, et ils ont cru voir aussi que le résidu gazeux conservé derrière le piston retardait la combustion plus que ne le ferait une charge d'air pur : la température initiale développée devenait moindre par le fait; le rendement devait donc s'améliorer en vertu de leur seconde loi. MM. Salanson et Debuchy se trouvaient ainsi d'accord avec MM. Mallard et Le Chatelier sur la matérialité du fait, mais ils en déduisaient une conclusion inverse.

Une autre contribution à ces études est due à M. Grover (2), qui a mesuré, lui aussi, les effets produits par la teneur des mélanges tonnants en gaz brûlés. Ce savant ingénieur a effectué une longue série d'expériences au laboratoire du collège de Leeds : son mode opératoire ne diffère pas de celui que j'ai employé dans mes expériences de 1883 sur la combustion des mélanges tonnants. Il a employé un cylindre résistant, en fonte, ayant 28 litres de capacité; la charge était allumée par une étincelle d'induction; les pressions étaient enregistrées par un indicateur Crossby sur un tambour tournant, sur lequel un diapason traçait, par sa sinusoïde, des repères permettant de mesurer les temps avec précision. Les volumes des gaz constitutifs des mélanges étaient déterminés en remplissant d'abord le cylindre d'eau et en jaugeant le liquide qu'il fallait

1. Cette étude a été insérée dans le *Bulletin de la Société technique de l'industrie du gaz en France*, 1887.

2. Frederick GROVER, « The effects of the products of combustion upon explosive mixtures of coal gas and air », dans *The Practical Engineer*, 1895.



faire écouler pour aspirer le gaz. On commençait par conserver dans le cylindre le volume de gaz brûlés sur lequel on se proposait d'opérer; on introduisait ensuite un demi-volume d'air pur, puis le gaz d'éclairage et l'on complétait la charge par une aspiration d'air. Le gaz, fourni par l'usine de Leeds, avait la composition suivante en volume :

$H^2 = 52,9$ ;  $CO = 6,5$ ;  $CH^4 = 35,2$ ; carbures divers = 4,2;  $CO^2, O$  et  $Az = 1,2$ .

Ce gaz exige, pour sa combustion complète, 5,7 volumes d'air.

On a expérimenté sur des mélanges de 16, 15, 14, 13, 12, 10, 8 et 7 volumes d'air : le premier dosage donnait souvent lieu à des ratés d'explosion.

M. Grover a fait connaître d'intéressants et très importants résultats que

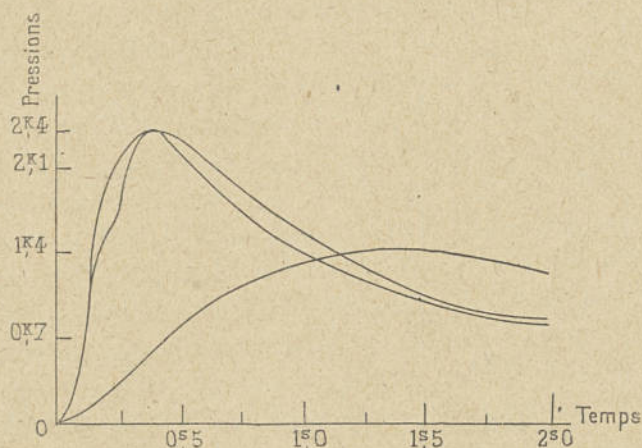


Fig. 66. — Diagramme Grover.

nous ne pouvons tous rapporter ici; nous ne signalerons que les plus saillants.

Il a démontré, contrairement à la loi Salanson, que les explosions sont plus rapides lorsque l'excès d'air est remplacé par des gaz brûlés inertes; cela ressort du diagramme ci-dessus dans lequel on a porté en abscisses les temps et en ordonnées les pressions. La courbe la plus surbaissée (fig. 66) est celle d'un mélange fait dans la proportion de 15 pour 1; les autres sont des courbes obtenues avec des substitutions à l'air de 18 et 20 % de gaz brûlés (Voir tableau page suivante).

On voit que, pour certains dosages, la substitution des gaz brûlés à l'air excédent provoque d'abord un accroissement de la pression explosive; toutefois, une augmentation graduelle de la teneur en gaz brûlés conduit fatalement, plus ou moins vite, à une diminution de pression.



Tableau donnant en chiffres les résultats relevés avec divers mélanges.

RAPPORT ENTRE LES VOLUMES du mélange et du cylindre	RAPPORT ENTRE LES VOLUMES de gaz et d'air	RAPPORT ENTRE LES VOLUMES de gaz brûlés et d'air + gaz	PRESSION MAXIMUM	ACCROISSEMENT
$\frac{1}{15} = 6,6 \%$	$\frac{1}{14} = 7,1 \%$	0	K : cm <sup>2</sup> 1,69	»
»	$\frac{1}{12,5} = 8,0$	$\frac{1}{9} = 11,1$	2,32	0,63
»	$\frac{1}{11} = 9,1$	$\frac{1}{4} = 25$	2,53	0,84
»	$\frac{1}{6,6} = 15,1$	1 = 100	2,32	0,63
»	$\frac{1}{5,2} = 19,2$	—	1,76	0,07
$\frac{1}{13} = 7,7$	$\frac{1}{12} = 8,3$	0	2,53	—
»	$\frac{1}{10,7} = 9,3$	$\frac{1}{9} = 11,1$	2,81	0,28
»	$\frac{1}{9,4} = 10,6$	$\frac{1}{4} = 25$	2,88	0,07
»	$\frac{1}{5,5} = 18,3$	1 = 100	3,37	(— 0,28)
$\frac{1}{11} = 9,1$	$\frac{1}{10} = 10,0$	0	2,25	—
»	$\frac{1}{8,9} = 11,2$	$\frac{1}{9} = 11,1$	3,37	0
»	$\frac{1}{8,3} = 12$	$\frac{1}{5,6} = 17,8$	3,51	0,14
»	$\frac{1}{7,2} = 13,8$	$\frac{1}{3,3} = 30$	3,09	(— 0,28)
$\frac{1}{9} = 11,1$	$\frac{1}{8} = 12,5$	0	4,36	—
»	$\frac{1}{7,1} = 14,2$	$\frac{1}{9} = 11,1$	4,00	(— 0,36)
$\frac{1}{7} = 14,3$	$\frac{1}{6} = 16,2$	0	4,36	—
»	$\frac{1}{5,8} = 17,7$	$\frac{1}{19} = 5,2$	4,15	(— 0,21)

Voici les lois formulées par M. Grover :

1° On obtient les pressions les plus considérables lorsque l'air mélangé dépasse faiblement le volume strictement nécessaire pour la combustion complète;

2° Dans quelques mélanges, on réalise un accroissement notable de pression lorsque les gaz brûlés prennent la place de l'air en excès;



3° Quand le volume des gaz brûlés n'excède pas 58 % du volume du mélange, celui-ci reste encore explosif, pourvu que le volume d'air ne soit pas inférieur à 5,5 fois le volume du gaz;

4° En remplaçant l'air excédent par des gaz brûlés, on réduit la durée de l'explosion.

L'auteur de ce beau travail ne conclut pas autrement; il semble qu'il n'ose pas condamner absolument le balayage et qu'il veuille laisser au lecteur la responsabilité de son verdict.

M. Atkinson a cherché à trancher le différend par une série d'essais décisifs, et il a observé longuement la marche d'un moteur Crossley, permettant de chasser les gaz résiduels ou de les conserver dans le cylindre; il a été conduit à conclure en faveur de leur expulsion, et il a créé son *Scavenging engine*, dont le rendement a justifié d'abord les plus belles espérances.

De cet ensemble de théories et d'expériences résultent, en définitive, des conclusions fort divergentes.

On pourrait essayer de mettre tout le monde d'accord, en acceptant les vues de M. Atkinson, mais en les soumettant à des correctifs nécessaires. L'expulsion des gaz brûlés peut constituer en elle-même une opération fructueuse, mais elle entraîne des conséquences qui compensent en partie le bénéfice qu'elle pourrait procurer et elle impose, d'autre part, des complications fâcheuses. La compensation s'effectue par la perte de la chaleur des gaz brûlés qu'on rejette dans l'atmosphère au lieu de l'utiliser à réchauffer la charge de mélange tonnant; le balayage augmente aussi l'effet nuisible de paroi. La complication est produite par l'adjonction obligée des pistons et pompes auxiliaires effectuant la chasse; Beck et Griffin ont employé à cet effet la marche à six temps, qui fait perdre deux temps et diminue la puissance du moteur. En dernière analyse, le balayage constitue un progrès discutable.

Il faut toutefois se garder de conclusions trop absolues. Dès avant la guerre (1), plusieurs grandes maisons de construction allemandes étaient revenues au balayage, en le combinant avec un remplissage du cylindre sous pression, et l'on avait obtenu de la sorte des résultats extrêmement intéressants. Et d'abord, la puissance des moteurs avait augmenté, par le double effet d'un relèvement de la ligne d'aspiration et de l'accroissement qu'il avait fallu donner à l'espace neutre, pour éviter de trop fortes pressions explosives : cette augmentation de puissance a pu atteindre 37 %. D'autre part, les rendements avaient crû de 8 %. Mais voici qui était plus inattendu : des essais indiscutables ont établi que la quantité de chaleur emportée par l'eau de réfrigération du cylindre est la même quand on marche avec balayage, en développant une pression moyenne de 5,5 kg., que sans balayage, avec 4,5 kg. de pression moyenne.

Voici enfin un autre problème qui s'est posé aux techniciens des moteurs

1. Stahl und Eisen, 7 août 1913.



à gaz : ce sont les combustions incomplètes que l'on constate quelquefois et qui se manifestent surtout par la présence de l'oxyde de carbone dans les gaz de la décharge; il en résulte à l'évidence une perte sèche sur le rendement.

Je me suis préoccupé vivement de cette imperfection du cycle, dont je m'étais peut-être exagéré l'importance : elle est fréquente mais, heureusement, peu importante en général. On la constate en introduisant dans l'échappement un papier imprégné de chlorure de palladium; il noircit toujours, plus ou moins rapidement. L'analyse des gaz fait aussi reconnaître des traces de CO : elles sont, il est vrai, difficiles à déceler. Aussi ai-je préféré opérer à la bombe, en mêlant les gaz brûlés de gaz de la pile, suivant le procédé de Bunsen : il est délicat, mais sûr.

M. E. Meyer a publié une très intéressante étude sur ce sujet : il dépouillait d'abord les gaz de leur vapeur d'eau et de l'anhydride carbonique qu'ils renfermaient, puis il les dirigeait à travers des tubes capillaires en platine, chauffés au blanc; dans ces conditions, les moindres traces de gaz combustibles sont oxydées et elles donnent une quantité de CO<sup>2</sup> qu'il est facile de déterminer. Le tableau ci-dessous est emprunté à ce travail.

	GAZ DE VILLE				GAZ PAUVRE		
Pouvoir inférieur du gaz.....	5.150	5.060	5.490	5.200	1.140	1.260	1.188
Compression.....	8 kg. 0	8 kg. 35	6 kg. 12	5 kg. 8	7 kg. 2	7 kg. 5	5 kg. 8
Proportion d'air au gaz.....	7,89	11,43	8,44	11,11	1,12	1,25	1,53
Excès d'air pour cent.....	37	103	56	74	16	22	53
Calories par cheval-heure indiqué.	2.470	2.600	2.530	2.610	2.560	2.480	2.960
Perte en calories par mètre cube de gaz par combustion incomplète.....	166	770	245	721	60	156	129
Perte p <sup>r</sup> cent sur la chaleur totale.	3,2	15,1	4,7	14,4	5,3	12,9	11,3
Puissance effective en chevaux..	10,24	6,13	8,24	6,16	8,16	8,06	6,10

La plus forte perte coïncide avec l'existence d'un grand excès d'air dans un mélange faiblement comprimé, le moteur travaillant à demi-charge; mais une diffusion imparfaite du gaz dans l'air est sans doute le facteur le plus efficace dans ce phénomène.

M. Treadwell a analysé les gaz de la décharge d'un moteur Winterthur alimenté de gaz Dowson; il a relevé les compositions suivantes, en volume, sous diverses charges.

	A VIDE	A DEMI-CHARGE	A PLEINE CHARGE
CO <sup>2</sup> .....	»	98,7	101,2
O.....	»	87,7	89,9
Az.....	»	812,7	808,3
H <sup>2</sup> .....	»	0,13	0,05
CO.....	2,65	0,70	0,50
CH <sup>4</sup> .....	»	0,07	0,05
		1.000,00	1.000,00

La combustion est donc moins complète en marche à vide.







M. Sewell a confirmé ces observations (1); prenant comme sujet d'expérimentation un moteur Otto de 10 chevaux, il a observé des pertes croissantes de 4,8 et même 15 %, quand ce moteur travaillait à charge réduite, le réglage s'opérant par appauvrissement du mélange. Ces résultats expliqueraient les insuccès de certains moteurs de ce genre, dont la consommation est, d'ailleurs, toujours supérieure à celle des moteurs réglés par admission de *tout ou rien*.

Un dernier point nous reste à étudier : nous voulons parler des températures développées dans les explosions de mélanges tonnants : nous avons déjà dit qu'elles sont toujours inférieures à celles que l'on détermine par le calcul; mais il importait de connaître de quel ordre de grandeur sont ces différences entre la théorie et la réalité.

M. Bertram Hopkinson a repris dans ce but l'étude des phénomènes explosifs dans une enceinte calorimétrique, spécialement agencée à cet effet; il en a garni la paroi d'une mince bande de cuivre, appliquée sur un fond isolant, dont il appréciait ainsi les variations de température en mesurant ses variations de résistance électrique (2); la capacité calorifique du cuivre étant connue, on pouvait calculer la chaleur absorbée. Sans vouloir insister sur les corrections diverses à apporter aux résultats observés, du chef notamment de la partie de paroi non recouverte par la bande de cuivre, nous nous bornerons à signaler les conclusions principales de la savante étude que nous analysons.

En enregistrant simultanément les pressions développées dans l'enceinte calorimétrique en fonction du temps, à partir de l'allumage, et les températures correspondantes du cuivre formant paroi, on arrive aux résultats suivants :

Composition du mélange tonnant. } gaz de ville de Cambridge ...	12,7 %
air .....	87,3
Chaleur du mélange contenu dans le calorimètre.....	14.000 calories.
Répartition du calorique, une seconde après l'allumage :	
Température des gaz brûlés.....	545°
Chaleur des gaz brûlés.....	2.327 calories.
— de la vapeur d'eau.....	1.480 —
Calories absorbées par la paroi.....	10.193 —
TOTAL.....	14.000 calories.

En une demi-seconde la paroi avait absorbé déjà 8.820 calories.

Ces chiffres paraissent importants; mais il faut remarquer qu'ils ne sont pas applicables directement aux parois du cylindre des moteurs, dans lesquels la durée de la phase explosive est généralement inférieure à une demi-seconde; d'autre part, il faut remarquer que la paroi restituée, durant les phases consécutives, une grande partie du calorique qu'elle a pris en phase explosive, et qu'elle

1. « Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure », tome XLIII, 1900. Ces résultats sont rapportés par M. Meyer dans son article intitulé : « Grosse Gasmaschinen ».

2. Bertram Hopkinson, « A recording calorimeter for Explosions », *Proceedings of the Royal Society*, volume LXXIX, janvier 1907.



ne transmet à l'eau de réfrigération qu'une fraction de ce qu'elle a absorbé par sa surface.

Ce travail de M. Hopkinson mérite l'attention par son ingéniosité et par les conclusions qui en découlent; le savant professeur a démontré que le procédé pourrait être utilisé pour mesurer les variations des chaleurs spécifiques des gaz aux températures élevées.

Cette idée a été reprise par M. Dugald Clerk, qui s'est donné le double objectif de déterminer ces chaleurs spécifiques des gaz (1), en même temps que les pertes

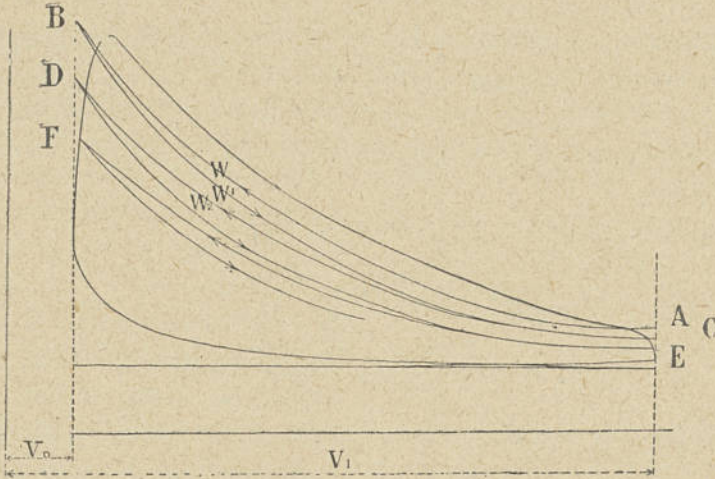


Fig. 67. — Diagramme des gaz brûlés de Clerk.

par la paroi : la méthode employée par cet ingénieur distingué est tout à fait neuve et elle mériterait une description plus complète que nous ne pourrions donner.

Elle consiste à lancer un moteur à sa vitesse de régime et à supprimer tout à coup la commande des soupapes d'admission et de décharge : les gaz brûlés sont alors alternativement comprimés et détendus du volume  $V_1$  au volume  $V_0$  et de  $V_0$  à  $V_1$ . L'indicateur marquera les courbes de la figure 67; les pressions successives au volume  $V_1$  sont A, C, E, etc., celles au volume  $V_0$  étant B, D, F, etc.; AB, CD, EF sont des compressions; BC, DE, etc., des détentes.

Admettons que le gaz reste plus chaud que la paroi et représentons par  $T_A$ ,  $T_B$ ,  $T_C$ , etc., les températures absolues du gaz aux points correspondants; leurs valeurs sont décroissantes par suite des pertes à la paroi et du travail effectué sur le gaz, mais elles dépendent aussi des variations des chaleurs spécifiques des gaz avec la température.

Une relation peut être établie pour chaque opération de compression ou de détente entre le travail  $W$ , les températures respectives des gaz  $T$ , la chaleur spécifique totale  $S$  de la masse de gaz qui évolue sous le piston, la perte  $\theta$  à la

1. « On the specific Heat of, Heat flow from, and other Phenomena of the Working fluid in the cylinder of the internal combustion Engine »; *Proceedings of the Royal Society*, volume LXXVII, 1906.



paroi (*temperature-fall due to the heat-flow through the walls*) pour une détente donnée, et  $g$  la chute réelle dans une double opération (*total or true temperature-fall due to heat-loss to the walls in the double operation*).  $W$ ,  $W_1$  et  $W_2$  sont des quantités de travail mesurables sur les diagrammes;  $S$  s'exprimera commodément en unités de travail et  $M. Clerk$  en rapporte la valeur au foot-pound (1), ce qui n'est guère dans nos habitudes françaises.

On a, en détente :

$$S = \frac{W_m}{(T_B - T_C) - \theta_m}.$$

Mais considérons une opération double : durant la première compression  $AB$ , le gaz subit un travail  $W$ ; le gaz restitue ensuite  $W_1$ , dans la détente  $BC$ , entre les mêmes limites  $V_0$  et  $V_1$ . La pression tombe de  $A$  en  $C$ . En somme, du travail a été dépensé sur le gaz et s'est trouvé transformé en chaleur, attendu que  $W$  est plus grand que  $W_1$ .

On peut donc écrire, entre les états  $A$ ,  $C$ ,  $E$ , etc. :

$$g_A = (T_A - T_C) + \frac{W - W_1}{S}$$

$$g_C = (T_C - T_E) + \frac{W_2 - W_3}{S_1}, \text{ etc.}$$

Si l'on considère les doubles opérations entre  $B$ ,  $D$ ,  $F$ , etc., on aura de même :

$$g_B = (T_B - T_D) - \frac{W_1 - W_2}{S}$$

$$g_D = (T_D - T_F) - \frac{W_3 - W_4}{S_1}.$$

Dans le premier cas, les chutes vraies de température sont plus grandes que les chutes apparentes de la différence de température, équivalente aux aires  $W - W_1$ ; dans le deuxième cas, les chutes vraies sont, au contraire, moindres. On se rend facilement compte de ces effets opposés.

Pour calculer les chaleurs spécifiques par les courbes  $BC$ ,  $DE$ , etc., il faudrait connaître, non seulement les valeurs de  $W_1$ ,  $W_3$ , etc., mais encore celles de  $\theta$  : ces dernières ne peuvent être obtenues que par approximation; on s'est servi du procédé qui suit.  $M. Clerk$  admet d'abord que  $(T_B - T_D)$ ,  $(T_D - T_F)$ , etc., représentent les chutes de température causées par l'effet des parois et il construit la courbe  $cd$  (fig. 68) en portant en ordonnée les températures et en abscisse les révolutions. Au bout d'un demi-tour et d'une détente  $BC$ , l'ordonnée  $cn$  donne la variation de température subie par le gaz; faisons une seconde approximation, en supposant que cette ordonnée représente  $g_n$ , et écrivons :

$$S_n = \frac{W_1}{(T_B - T_C) - g_n}.$$

1. Le foot-pound égale 0,13825 kilogrammètre.



Nous calculons ainsi  $S_n$  et ensuite  $g_n$  par l'équation :

$$g_n = \frac{W_1 - W_2}{S_n}$$

d'où l'on déduit enfin la chute vraie, correspondante au point  $c_1$ . Construisons de même le point  $d_1$  et les autres de la courbe pointillée, et le problème de la détermination des valeurs  $S$  est résolu.

La rigueur de l'opération est discutable, puisqu'elle repose sur des approximations, des relevés de diagrammes nombreux, etc., et qu'elle suppose un piston absolument étanche, une vitesse angulaire constante, etc. ; mais il faut reconnaître que la méthode est originale et qu'elle présente un grand intérêt.

M. Clerk a opéré sur un moteur National de 355,6 millimètres d'alésage et 0 m. 559 de course de piston, réglé à 160 tours par minute, et pouvant développer 60 chevaux effectifs : la chambre de compression présentait une capacité égale aux 18,59 centièmes du volume total du cylindre.

On a admis que l'on pouvait appliquer l'équation  $PV = RT$  des gaz parfaits, que les modifications étaient isothermiques et les combustions achevées aux  $\frac{7}{10}$  de la course. Le calcul a conduit aux valeurs ci-dessous des chaleurs spécifiques sous volume constant énoncées en foot-pounds ; nous ne transposerons pas leurs valeurs en unités décimales métriques, attendu que ce sont leurs variations seules qui présentent de l'intérêt.

TEMPÉRATURE	S	TEMPÉRATURE	S
0°	19,6	800°	26,2
100	20,9	900	26,6
200	22,0	1.000	26,8
300	23,0	1.100	27,0
400	23,9	1.200	27,2
500	24,8	1.300	27,3
600	25,2	1.400	27,35
700	25,7	1.500	27,45

Les valeurs moyennes changent un peu : ainsi de 0 à 1.000°,  $S$  est égal à 24,1 : d'après les formules de MM. Mallard et Le Chatelier, on aurait dû trouver 23,5 ;

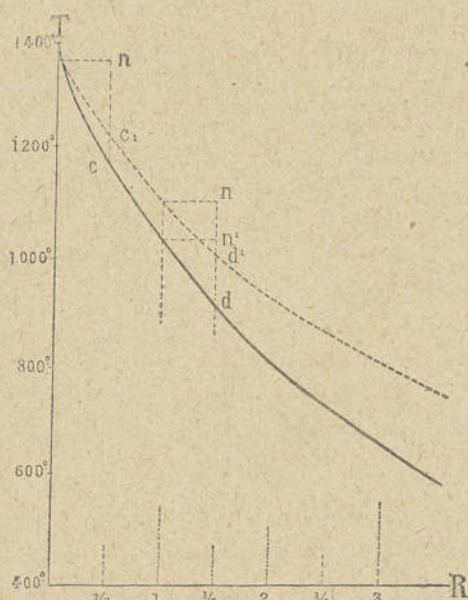


Fig. 68. — Diagramme températures-vitesses.



l'accord est satisfaisant. M. Clerk appelle chaleur spécifique apparente celle qu'il a pu déterminer de la sorte, car elle repose sur des observations dans lesquelles la combustion n'a pas été instantanée.

Cette belle étude a aussi démontré que les pertes à la paroi ne sont pas les mêmes aux divers points de la course du piston et qu'elles sont fonctions de la densité des gaz. Les températures de la surface interne du cylindre varient de 190°, valeur moyenne de toute la surface, à 400° valeur correspondante aux trois premiers dixièmes de la course, le moteur fonctionnant à sa pleine charge.

Cette question de la température des parois et des organes intérieurs des moteurs a aussi fait l'objet d'un travail de M. Bertram Hopkinson, dont nous ne signalerons que les plus importantes conclusions (1). La machine, mise en expérience, sortait des ateliers Crossley et présentait les conditions suivantes :

Puissance.....	40 chevaux effectifs.
Diamètre du cylindre.....	292 millimètres.
Course du piston.....	0 m. 533
Révolutions par minute.....	180
Compression.....	11 kg. 25
Gaz de ville de Cambridge.	

CONDITIONS DE L'ESSAI	CHARGE VARIABLE		ALLUMAGE		COMPRESSION	
			RETARDÉ	NORMAL	RÉDUITE	NORMALE
Charge de gaz.....	0 l. 831	3 l. 681	3 l. 454	3 l. 508	3 l. 394	3 l. 437
Perte à la paroi.....	29 %	34 %	28,1 %	31,3 %	35,5 %	32,6 %
Température du piston.....	300°	430°	258°	317°	271°	425°
— de la soupape de décharge.....	400°	540°	»	»	267°	458°
— de la soupape d'admission.....	240°	355°	207°	255°	167°	276°

Ces chiffres offrent un grand intérêt pour l'établissement de la théorie expérimentale, mais ils témoignent une fois de plus de la complexité des problèmes qu'elle soulève, car il faut bien reconnaître que les températures développées subissent des variations qui obéissent à des lois, dont nous ne possédons pas encore la formule exacte.

#### IV

### Phénomènes de combustion et de détente.

Le régime d'explosion ne dépend donc pas seulement de la qualité et de la constitution plus ou moins homogène du mélange tonnant introduit derrière le piston, dans le cylindre moteur, mais encore de l'étendue et de la température

1. « On Heat-flow and Temperature distribution in the Gas-Engine », *Proceedings of the Institution of Civils Engineers*, 1909.



des parois qui l'enserrent, des conditions de son allumage, de la vitesse du piston à cet instant, etc. Ces mêmes facteurs interviennent dans les phénomènes subséquents de combustion et de détente. Il importe maintenant de reconnaître leur influence réelle dans ces phases, au cours desquelles la chaleur se transforme en travail. Nous serons sans doute amené à tomber dans quelques redites dans cette nouvelle étude, mais elles sont inévitables, étant donné l'enchevêtrement des actions qui entrent en jeu dans la production de la puissance motrice.

L'allure du diagramme et sa forme donnent aux yeux de l'observateur averti le tableau de ce qui se passe dans le cylindre : l'indicateur est pour l'ingénieur ce que le stéthoscope est pour le médecin. Les lignes de compression et de détente sont les plus révélatrices à cet égard. Considérées comme des adiabatiques par la théorie générique, ces courbes ne répondent pas rigoureusement à cette définition, bien que leur équation paraisse encore être de la forme  $p v^\gamma = \text{constante}$ . Il s'agit de voir si l'exposant  $\gamma$  a la valeur que lui assigne la théorie et si cette valeur reste constante.

C'est par cette étude que nous commencerons nos recherches.

A la température moyenne de la compression généralement effectuée dans les moteurs,  $\gamma$  serait théoriquement égal à 1,36 pour le mélange de gaz de ville et d'air que l'on constitue habituellement. On pourrait croire que cette valeur se rapprocherait de 1,23 pour les gaz brûlés, à la température consécutive de la mise de feu et de l'explosion. Mais nous allons voir que les valeurs réelles de cet exposant diffèrent notablement de celles que la théorie leur assigne, et qu'elles se montrent même extrêmement variables, suivant les conditions intrinsèques et extrinsèques des phénomènes.

Qu'on remarque d'abord que ces différences présentent un caractère à la fois subjectif et objectif. Elles proviennent évidemment de la qualité des mélanges que l'on étudie, mais la manière dont on observe les faits intervient aussi dans les résultats obtenus. La manière joue en effet un rôle dans ces expériences délicates et difficiles, qui demandent à être conduites avec habileté et avec une méticuleuse précision.

Avant de rapporter les valeurs de  $\gamma$ , déterminées par divers expérimentateurs, nous insisterons donc d'abord sur les méthodes auxquelles ils ont eu recours. Elles reposent toutes sur la mesure rigoureusement exacte des pressions  $p$  et des volumes  $v$ .

C'est le diagramme qui fait connaître  $p$ , mais il faut que ce diagramme soit correct : l'indicateur doit d'abord être parfaitement monté sur la chambre de compression, et ne pas lui être relié par un tuyau trop long ou trop étroit, ou encombré de dépôts solides. Cette entière liberté des communications entre le cylindre et l'appareil est essentielle, sinon il se produit des retards d'équilibrage, capables de fausser les tracés, principalement pour les moteurs à marche rapide et haute compression. Ainsi j'ai relevé sur des machines Diesel à grande vitesse



des diagrammes qui ne marquaient que 30 kilogrammes de compression au lieu de 35, et dont la courbe correspondante au second temps se tenait très en dessous de la ligne vraie; cet écart se manifestait finalement par un accroissement d'aire, malgré que la pression enregistrée fût moindre.

Il faut, de plus, que l'appareil soit excellent et que son ressort soit taré avec une extrême précision, en tenant compte de l'influence exercée par son échauffement. Si le mécanisme avait du jeu, il se manifesterait un phénomène analogue à de l'hystérésis. Il y a une manière de s'assurer d'un excès de jeu : coupons l'allumage et relevons un diagramme. Rarement, les courbes de compression et de détente se superposent rigoureusement; mais il faut se méfier d'un appareil qui donnerait une courbe de compression passant fort en dessous de celle de détente.

Pour ce qui est de la valeur de  $v$ , elle ne peut pas se calculer d'après les dimensions de la chambre, dont le volume n'est pas géométrique, et qui, d'autre part, répond rarement aux dessins. On ne doit donc pas se dispenser d'une mesure de volume. Le plus souvent, on remplit la chambre d'huile ou d'eau, et l'on pèse la quantité de liquide introduite : le procédé est satisfaisant, si le piston est assez étanche; j'y ai eu souvent recours et m'en suis bien trouvé.

M. F. Charron, professeur à l'Université libre d'Angers, a imaginé une très ingénieuse méthode acoustique, basée sur une production d'interférences du son et sur l'observation des battements. Il insuffle de l'air par un tuyau à deux voies, en forme d'Y, à la fois dans la chambre de compression et dans une enceinte de capacité connue; les deux tubulures portent un sifflet identique, vibrant donc à l'unisson sous le même vent, et pour un même volume de la chambre et de l'enceinte. La fréquence des vibrations est en raison inverse de la racine carrée des volumes et elle est à peu près indépendante de leur forme. Y a-t-il une inégalité dans les volumes, le son ne sera pas à l'unisson, et cela se manifesterá par un battement. Or, servons-nous d'une enceinte de capacité réglable à volonté, telle que serait un cylindre dans lequel on fait mouvoir un piston : si un battement se produit, on pousse plus ou moins le piston, jusqu'à ce que le battement ait disparu. A ce moment, le volume de la chambre est égal à celui de l'enceinte de capacité variable : celle-ci se déduit aisément de la position du piston. Le dispositif Charron a été très apprécié par les constructeurs de moteurs polycylindriques d'aviation.

Voyons maintenant quelles sont les valeurs de  $\gamma$  trouvées par les meilleurs expérimentateurs.

Dans les premiers moteurs Otto et les similaires, la courbe de détente répondait généralement à la formule  $pv^{1.47}$ ; c'est la valeur observée par MM. Ayrton et Perry. J'ai relevé maints diagrammes qui répondaient à  $pv^{1.50}$  et même  $pv^{1.55}$  : par contre, MM. Brooks et Steward ont trouvé une valeur d'exposant égale à 1,33.

MM. Edgar Kidwell et Edwin Keller ont présenté au *Mechanical Engi-*



neering Departement de l'Université de Pensylvanie un travail fort complet sur un moteur Otto, dans lequel ils ont relevé les pressions successives développées dans le cylindre dans la phase de détente et dans celle de compression : l'équation de la courbe de détente a paru être :

$$pv^{1,4385} = 15,901$$

et celle de la courbe de compression :

$$pv^{1,5313} = 3,7557.$$

Le tableau suivant rapproche un certain nombre de valeurs de  $\gamma$  trouvées par divers expérimentateurs opérant sur des moteurs de toute espèce, alimentés au gaz de ville.

	$\gamma$	
	en détente	en compression
Slaby (Otto) (1886).....	1,3 à 1,4	»
Witz (Otto) (1883).....	1,54 à 1,48	»
Slaby (Otto).....	1,61 à 110 tours.	»
Unwin (Atkinson).....	1,52 à 273 —	»
Kennedy (Griffin).....	1,305	1,399
— (Atkinson).....	1,373	1,245
— (Crossley).....	1,350	1,262
Ayrton et Perry.....	1,264	1,205
Capper (Crossley).....	1,435	1,280
Witz (Tangye 1902).....	1,479	1,301
	1,374	1,302
	1,450	1,240

Nous voyons que, contrairement à la théorie,  $\gamma$  est supérieur en détente qu'en compression; seul M. Unwin trouve une valeur moindre. On doit en conclure que des influences externes interviennent dans ces phénomènes d'une désespérante complexité. Voici une preuve incontestable du fait.

La valeur de  $\gamma$  ne reste même pas constante le long d'une même courbe de détente; nous l'avons constaté sur de nombreux moteurs dont les pistons étaient cependant bien étanches : que penser dès lors des discussions de quelques théoriciens sur les rendements calculés des cycles?

Voici d'autres remarques à formuler sur les variations de  $\gamma$ .

Dans un même moteur,  $\gamma$  prend des valeurs différentes à pleine charge et à vide, toutes autres choses égales d'ailleurs; j'ai en effet relevé sur un moteur Otto les chiffres ci-dessous.

Valeur de  $\gamma$  à vide, à 45° : 1,639.

Valeur de  $\gamma$  à charge, à 45° : 1,586.

J'ai constaté aussi que  $\gamma$  dépend du volume du cylindre, c'est-à-dire de  $\frac{S}{V}$ , et M. Schöttler est du même avis que moi, attendu qu'il prête à  $\gamma$  une valeur



moindre dans les gros moteurs que dans les petits (1). M. Meyer a aussi remarqué une moindre perte à la paroi dans un moteur à pétrole de 270 millimètres que dans un autre de 140 de diamètre.

M. Ebbs a trouvé, dans des machines sans compression, que les grandes vitesses du piston augmentent la rapidité de l'explosion; la valeur de  $\gamma$  doit donc diminuer par le fait même. Il résulte de ses essais que la longueur de la course correspondante à la durée de l'explosion reste constante, quelle que soit la vitesse du moteur. C'est évidemment une action de paroi : il est fort possible qu'elle soit moins sensible quand le mélange tonnant a subi une forte compression préalable.

M. Frese a vu baisser  $\gamma$  dans un même cylindre aussitôt que le nombre de tours augmentait; il a d'ailleurs fait la remarque, très importante dans l'espèce, que la surface des diagrammes successifs (donc leur pression moyenne) restait constante, alors même que l'accélération de la machine tendait à la faire diminuer, puisque le volume de mélange aspiré dans le cylindre diminuait (2).

M. Slaby a fait une intéressante étude sur les variations de  $\gamma$ ; sa valeur serait une fonction de la vitesse angulaire  $u$  du moteur, ce qui est d'accord avec nos prévisions, fondées sur l'action de paroi (3).

Voici les chiffres publiés par cet expérimentateur.

Pour $u = 100$	$\gamma = 1,290$
150	1,289
200	1,287

Admettons en moyenne 1,289.

En détente,  $\gamma$  est plus fort : c'est ce que nous avons déjà constaté ci-dessus.

Le tableau suivant montre les variations de  $\gamma$  le long d'un même diagramme, et pour diverses vitesses de rotation du moteur.

VITESSE DU MOTEUR $u$ en tours	VALEURS DE $\gamma$ VALEURS ENTRE LES ORDONNÉES DU DIAGRAMME						
	2 à 3	3 à 4	4 à 5	5 à 6	6 à 7	7 à 8	8 à 9
110,1.....	1,598	1,560	1,551	1,565	1,607	1,670	1,717
116,5.....	1,601	1,544	1,500	1,560	1,628	1,650	1,655
155,8.....	1,545	1,502	1,460	1,505	1,566	1,647	1,563
162,7.....	1,504	1,490	1,492	1,515	1,564	1,589	1,556
173,8.....	1,563	1,485	1,425	1,508	1,551	1,606	1,534

Les moyennes sont les suivantes :

110,1	1,61
155,8	1,54
162,7	1,53
173,5	1,52

1. SCHÖTLER, *Die Gasmachine*, 3<sup>e</sup> édition, page 296.  
 2. FRESE, *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1886.  
 3. *Calorimetrische Untersuchungen über den Kreisprozess der Gasmachine*, Berlin, 1894.



La valeur de  $\gamma$  décroît donc quand la vitesse augmente (1); on aurait exactement  $\gamma = 1,75 - 0,00133 u$ .

C'est ici le lieu de signaler une observation faite par M. Monnier et communiquée, en 1883, à la Société technique de l'industrie du gaz : « Lorsqu'on ne demande à un moteur, réglé par tout ou rien, disait-il, qu'une partie du travail dont il est susceptible, le nombre des inflammations diminue, le piston aspire de l'air pur qui refroidit le cylindre et, s'il y a deux ou trois aspirations d'air successives, l'inflammation se fait dans de moins bonnes conditions. » Cette remarque fort judicieuse avait une grande portée; elle concordait avec les résultats que j'obtenais vers le même temps avec un moteur Otto sur lequel je relevais les diagrammes consécutifs ci-contre, caractérisés par des valeurs extrêmement diverses de  $\gamma$ .

Ces diagrammes montraient à l'évidence que, lorsque la paroi du cylindre se refroidit à la suite de plusieurs ratés consécutifs ou d'une marche à vide, la vitesse de combustion se ralentit aussitôt : c'est ce qui se voit sur la figure 69. Après avoir présenté un sommet aigu, la courbe de détente devient presque

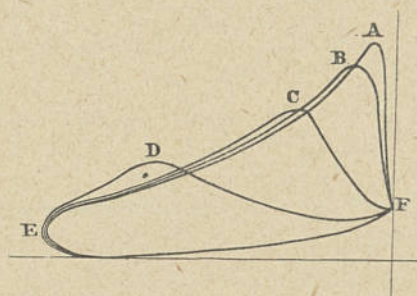


Fig. 69. — Diagrammes consécutifs à un passage à vide.

parallèle à l'axe des volumes, ce qui prouve que, dans ces conditions, la vitesse d'inflammation est tout au plus égale à la vitesse de propagation du piston. La pression explosive baisse en même temps.

Les ingénieurs de la maison Tangye ayant constaté le même fait, ont cherché à supprimer cette action nuisible de la paroi refroidie, en augmentant la richesse du mélange admis à la suite de deux refus d'admission, et ils ont augmenté ainsi la puissance et le rendement de leurs machines.

En somme, nous trouvons des causes multiples d'élévation de la valeur de l'exposant  $\gamma$  et par suite d'abaissement des courbes de détente, d'où résulte évidemment une diminution du travail indiqué. Cet effet est indiscutable; M. Bailly a montré (2) quelle était son importance. Opérant sur des mélanges de plus en plus pauvres, il a observé que le travail diminue à mesure que la combustion est plus lente, mais dans un rapport notablement moindre que la pression explosive; ainsi trois diagrammes pris successivement à une vitesse de 315 tours ont donné les résultats ci-dessous :

Pressions explosives.....	13 kg. 7	7 kg. 5	5 kg. 3
— moyennes.....	2,6	2,3	1,75
Puissance indiquée en chevaux.....	6,45	5,45	4,25
— relative.....	100	85	68

1. M. Slaby a démontré ainsi avec nous que la perte par les parois doit diminuer visiblement avec la vitesse.

2. Cité par Hubert dans son étude sur l'Utilisation directe des gaz de hauts fourneaux. *Annales des mines de Belgique*, tome II, 1897.



Ces résultats concordent pleinement avec ceux que j'avais relevés à l'aide de mon cylindre d'expériences.

Comment se justifierait dès lors la théorie célèbre de l'école de Deutz, qui produisait à dessein des combustions lentes en vue d'améliorer le rendement des moteurs?

Les gaz pauvres conduisent aux mêmes constatations que les gaz riches, de ville et autres.

Nous compléterons les études qui précèdent en donnant, à titre de documents, deux diagrammes relevés par M. Dowson sur des moteurs alimentés au gaz pauvre; sans effectuer de compression exagérée, mais en préparant savamment ses mélanges et en formant un gaz tonnant très homogène, cet ingénieur distingué a obtenu des diagrammes identiques à ceux qu'on obtient avec des gaz riches (fig. 70). Le diagramme A correspond à un gaz riche de la ville d'Openshaw, alors que le diagramme B a été pris sur le même moteur alimenté de gaz Dowson : l'échelle des deux diagrammes est la même, de 3,3 millimètres par kilogramme-centimètre carré; la pression moyenne est de 5 kilogrammes pour A et de 4,9 pour B.

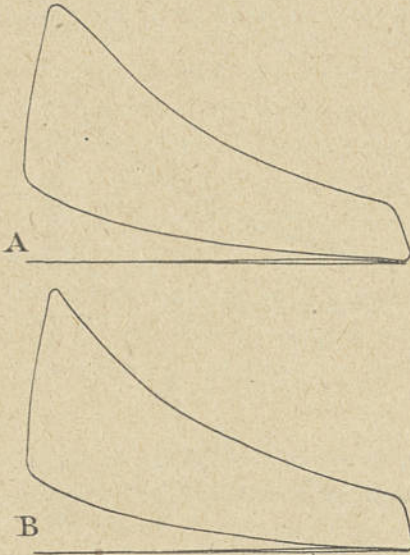


Fig. 70. — Diagrammes de gaz riches et pauvres.

Ces relevés démontrent qu'il est possible d'obtenir de beaux diagrammes avec

les gaz les plus pauvres : le tout est de faire de bons mélanges.

M. Meyer a relevé des résultats analogues.

Cet ingénieur a opéré sur un moteur Otto, à deux cylindres de 520 millimètres de diamètre, alimenté de gaz pauvre (de coke) donnant 1.202 calories par mètre cube (1), et il a relevé un grand nombre de diagrammes, parmi lesquels se trouvent quelques séries analogues à la figure 70. Elles constituent toutefois des exceptions, attendu que la majorité des tracés indique une combustion lente et retardée par des courbes surbaissées, alors que les courbes à pointe aigüe sont au contraire assez rares. Or, il est facile de constater, par les tableaux d'expérience de M. Meyer, que l'on a relevé des courbes du dernier genre au moment où le moteur tournait à la plus grande vitesse, et qu'on n'en a pas relevé une seule dans les intervalles où le moteur ralentissait légèrement sa marche. On pourrait dire, fait observer l'auteur de cette intéressante étude,

1. *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, tome XXX, 1896.



que les diagrammes correspondants à une inflammation rapide sont plus forts, et que, par suite, il s'est produit aussitôt une rotation plus rapide; mais on peut aussi croire, avec une grande vraisemblance, que c'est cette accélération du mouvement du moteur qui a occasionné la combustion plus rapide. Les beaux diagrammes sont donc l'effet de la vitesse et non sa cause; c'est bien ainsi qu'il faut interpréter ce phénomène, dans lequel les remous interviennent faiblement, mais qui est principalement dû à l'action de paroi.

L'effet est d'ailleurs nettement marqué et les différences sont relativement considérables : ainsi, pour une même admission, une même richesse de gaz et une même compression préalable de 9 kg. 14, on observe les variations suivantes de la pression :

	PRESSION		
	maximum	finale.	moyenne.
Combustion lente.....	8 kg. 3 à 13 kg.	3 kg. 23	3 kg. 52
— rapide.....	20 kg. 3	2 kg. 90	4 kg. 25

En combustion rapide, le phénomène est plus régulier et il est accompagné d'un plus grand développement d'énergie; l'écart est de 20,7 % et il serait suffisant pour élever le rendement d'un moteur de 19,3 % (chiffre trouvé par M. Meyer) à 23,8 %. Observons d'ailleurs encore que la pression finale est inférieure dans la combustion rapide.

M. Lumet (1) a fait d'intéressantes constatations sur les moteurs à essence; il a d'abord confirmé une observation, signalée autrefois par moi, à savoir que  $\gamma$  est plus petit en compression qu'en détente; d'après lui, si l'on veut représenter une détente complète, il faut prolonger la courbe par une droite horizontale. En donnant un léger excès d'essence, on augmente à la fois la puissance et la consommation spécifique; un plus grand excès conduit à une combustion incomplète et la courbe de détente se rapproche de celle des vapeurs. La courbe de détente avec combustion complète est placée au-dessus de celle qui correspond à une détente tronquée. L'alcool donne dans les produits de la combustion une proportion notable de vapeur d'eau par rapport à  $\text{CO}^2$ ; l'eau joue le même rôle que la vapeur d'essence. Le diagramme se gonfle et se corse par le fait.

Avant de quitter cette question des valeurs de  $\gamma$ , faisons une dernière remarque dont l'importance pratique n'échappera pas au lecteur. Théoriquement, le rendement d'un cycle à explosion est d'autant plus faible que l'exposant  $\gamma$  est plus grand; il y a donc désavantage à diluer le gaz dans un grand volume d'air, puisque l'on fait ainsi croître  $\gamma$ . En réalité, voici comment les choses semblent se passer : plus le mélange est pauvre, plus lentement il brûle; le diagramme est alors fortement surbaissé et aplati, parce que l'apport des

1. LUMET, *Etude générale de l'influence des différentes modifications apportées au fonctionnement des moteurs*, Paris, Dunod et Pinat, 1914.



calories ne s'effectue plus sous volume constant. La ligne d'explosion ne reste pas verticale, elle s'incline; d'autre part, la combustion n'est plus instantanée et elle s'achève pendant la course motrice du piston. Le rendement diminue en même temps, d'autant plus que cet effet se marque davantage. Tous les praticiens l'ont constaté : le réglage par appauvrissement n'est donc point favorable au point de vue des consommations à charge réduite. On s'en rend compte par le raisonnement qui suit. Dans le cas d'un diagramme surbaissé et couché, le mélange continue de brûler après le passage au point mort; cette combustion peut durer, nous l'avons dit, jusqu'à l'échappement. Le rapport de détente diminue;  $\gamma$  semble croître, mais ce n'est qu'une apparence trompeuse; on se rapproche du cycle à combustion, qui est d'un rendement inférieur : ce sont autant de raisons de décroissance du rendement, elles s'accordent avec la théorie générique elle-même. La théorie expérimentale apporte ainsi à celle-ci son enseignement pratique : on constate que la perte par la paroi augmente, ce qui explique encore mieux le résultat observé.

Les phénomènes de combustion sont favorisés grandement dans leur complet développement par la pression à laquelle le mélange tonnant a été préalablement soumis; j'ai déjà signalé le fait à plusieurs reprises, mais il est absolument nécessaire d'y revenir, parce qu'il n'est pas de question qui intéresse autant la théorie expérimentale. Il y a lieu, d'ailleurs, de préciser quelques points, qui ont besoin d'être particulièrement mis en lumière.

Et d'abord, il faut bien s'entendre sur ce qu'on appelle la compression préalable en moteurs à gaz; c'est un fait d'observation ou un résultat de calcul. Un fait d'observation, quand on peut relever un diagramme; un résultat de calcul, dans le cas contraire : ce dernier cas est celui des moteurs légers à très grande vitesse, de l'automobilisme et de l'aviation. Les ingénieurs spécialisés dans la construction de ces machines n'envisagent, pour définir la compression, que le rapport  $\frac{V}{v}$ , dans lequel  $V$  est le volume total du cylindre et  $v$  celui de la chambre, ou de l'espace mort; ils donnent à ce rapport le nom de *compression volumétrique* ou *compression froide* (1). Ce n'est nullement la *compression réelle*, définie par le rapport  $\frac{\pi}{H} = \gamma$ ,  $\pi$  étant dans cette formule la pression développée en partant de la pression atmosphérique  $H$ . Quelle relation y a-t-il entre ces deux compressions?

Théoriquement, la compression s'effectue adiabatiquement. On peut donc écrire :

$$\frac{H}{\pi} = \gamma = \left(\frac{V}{v}\right)^{\gamma}$$

et :

$$\frac{V}{v} = \gamma^{\frac{1}{\gamma}}$$

1. C'est le rapport  $\frac{V}{v}$  que les Anglais appellent communément *ratio of compression*.



La valeur de  $\eta$  dépend, par conséquent, de celle de  $\gamma$ . Or, nous venons de voir que  $\gamma$  varie beaucoup.

Prêtons d'abord à  $\gamma$  les valeurs 1,30 et 1,25 et calculons ce que devient  $\eta$  dans ces deux hypothèses :

$$\begin{array}{l} \gamma = 1,30 \dots \left\{ \begin{array}{l} \frac{V}{v} = 3 \quad 4 \quad 5 \quad 6 \quad 7 \quad 8 \quad 9 \quad 10 \\ \eta = 4,171 \quad 6,063 \quad 8,103 \quad 10,270 \quad 12,550 \quad 14,929 \quad 17,398 \quad 19,952 \end{array} \right. \\ \gamma = 1,25 \dots \quad \eta = 3,948 \quad 5,657 \quad 7,477 \quad 9,348 \quad 11,386 \quad 13,456 \quad 15,598 \quad 17,783 \end{array}$$

Les valeurs réciproques ne présentent pas moins d'intérêt.

$$\text{Pour } \gamma = 1,30 \dots \left\{ \begin{array}{l} \pi \quad 3^k \quad 5^k \quad 10^k \\ \frac{V}{v} = \quad 2,330 \quad 3,453 \quad 5,839 \end{array} \right.$$

Ces valeurs de  $\frac{V}{v}$  décroîtraient si l'on acceptait des valeurs supérieures de  $\gamma$ .

Il y a intérêt aussi à connaître, en fonction de  $\pi$ , les valeurs des rapports de  $\frac{V-v}{v}$  et de leurs inverses pour les diverses valeurs de  $\pi$ .

Nous avons donc dressé le tableau comparatif ci-dessous :

$\pi$		$3^k$	$5^k$	$10^k$	$15^k$
$\frac{V}{v}$	$\gamma = \{ 1,30 \dots$	2,330	3,453	5,839	8,000
	$\{ 1,38 \dots$	2,222	3,205	5,294	7,142
$\frac{V-v}{v}$	$\gamma = \{ 1,30 \dots$	1,328	2,451	4,878	7,043
	$\{ 1,38 \dots$	1,220	2,212	4,291	6,135
$\frac{v}{V}$	$\gamma = \{ 1,30 \dots$	0,430	0,290	0,170	0,125
	$\{ 1,38 \dots$	0,450	0,312	0,190	0,140
$\frac{v}{V-v}$	$\gamma = \{ 1,30 \dots$	0,753	0,407	0,205	0,142
	$\{ 1,38 \dots$	0,820	0,452	0,233	0,163

On voit, par ce qui précède, combien les différences entre la compression volumétrique calculée et la compression réelle, marquée aux diagrammes, peuvent devenir considérables.

Mêmes remarques pour les variations de  $\frac{\theta}{l}$  avec  $\pi$ . On a :

$$\frac{\theta}{l} = \left( \frac{\pi}{H} \right) \frac{\gamma^{-1}}{\gamma} = \eta \frac{\gamma^{-1}}{\gamma}$$

Calculons la valeur de  $\frac{\theta}{l}$  pour  $\pi = 7,477$  et  $17,783$ .

Il vient :

$$\frac{\theta}{l} = 7,477^{0,2} = 1,494 \quad \text{et} \quad 17,783^{0,2} = 1,778.$$

On voit donc que  $\theta$  croît beaucoup plus rapidement que  $l$ . L'action de paroi devient dès lors plus énergique sur le gaz comprimé, toutes choses égales d'ail-



leurs, et la pression doit diminuer; elle augmentera, au contraire, lorsque  $t$  diminuera, à la suite d'un balayage à l'air froid.

La différence de la compression ne saurait être très grande, mais elle serait assez sensible pour se marquer aux diagrammes. D'après un tableau dressé par le *Power* (1), pour une *ratio* égale à 6, l'écart sans ou avec balayage serait de 151,64 à 143,72 = 0 kg. 55 par centimètre carré.

La compression que l'on veut atteindre étant donnée, on calcule le volume  $v$  de la chambre de compression d'après le volume  $V$  du cylindre, limité par la position du piston à fond de course.

Les valeurs de la compression  $\pi$  dépassent rarement 12 kilogrammes, avec les gaz de ville et les gaz pauvres; on se limite d'ordinaire à 8 kilogrammes en constituant un mélange à 550 calories environ; on obtient ainsi un bon allumage et une pression moyenne au diagramme de 5 kg. 5 avec une pression explosive de 25 kilogrammes. Quand le gaz employé est riche en hydrogène, on réduit légèrement la compression. Dans les moteurs à essence ou à pétrole lourd, on ne peut comprimer à plus de 6 kg. 5 : si l'on carbure par l'alcool, on va à 10 kilogrammes et même plus. Il est à remarquer, dans ce cas, que, à égalité de compression, les diagrammes sont plus corsés avec l'alcool, ce qui tient à la formation de vapeur d'eau dans la combustion.

Les hautes compressions peuvent conduire à un allumage spontané, conséquence de la température élevée qu'elles développent : elles font cogner le moteur et peuvent même avoir de graves inconvénients.

De curieuses expériences ont été faites pour trouver quelles températures donnent lieu à un allumage prématuré (*frühzündung, pré-ignition*); de nombreux éléments interviennent pour produire cet effet, mais il a paru ressortir des essais qu'il faut au moins 690° pour produire le phénomène, lequel est, pour ainsi dire, fatal à partir de 740°.

Une injection d'eau dans le cylindre est un moyen préventif des allumages prématurés : de nombreux constructeurs anglais y ont eu recours, à l'exemple de la maison Crossley, et c'est ainsi qu'on a pu aborder des compressions de 14 kilogrammes dans des moteurs alimentés au gaz de ville anglais, toujours plus riche que celui de nos usines du continent. On prélève l'eau sur le tuyau de départ de la circulation de l'enveloppe du cylindre, et on la fait tomber goutte à goutte sur la soupape d'admission : des précautions sont à prendre, car un excès de liquide non vaporisé pourrait nuire à l'allumage. Les diagrammes relevés démontrent que les courbes de compression et de détente sont moins adiabatiques et plus isothermiques, l'exposant  $\gamma$  tendant à se rapprocher de l'unité. Les ingénieurs de la maison Koerting, redoutant les effets pernicieux pour l'allumage des injections d'eau, ont introduit, au milieu de la chambre de combustion, près de l'entrée du mélange tonnant, un corps creux à circulation

1. *The Power Quarterly*, New-York, 15 octobre 1900.



d'eau froide, qui a permis de même d'augmenter la compression préalable sans s'exposer à des allumages intempestifs. Dans ce cas, la surcompression peut compenser largement l'effet indéniable et nuisible de la paroi froide introduite ainsi au sein de la masse gazeuse : on corrige un mal par un autre.

L'injection d'eau a un effet marqué sur les échanges de chaleur entre gaz et parois. Le mélange est-il sec? les gaz s'échauffent notablement et cèdent du calorique au métal qui les enserme; y a-t-il de l'eau? celle-ci se vaporise, absorbe des calories, et il en passe moins à la paroi. On doit conseiller d'introduire l'eau à l'état liquide plutôt qu'en vapeur.

M. Mathot a expérimenté sur un moteur Banki à benzine; on injectait par coup de piston un poids d'eau égal à 3 ou 4 fois celui du carbure volatilisé; la pression explosive s'élevait à 30 kilogrammes par centimètre carré et la pression moyenne des diagrammes s'établissait à 10 kg. 5, pour une compression énorme de 15 kilogrammes. L'inflammation des gaz se trouvait légèrement retardée, mais le rendement n'en était pas affecté.

Une pratique nouvelle a été introduite par Griffin, qui a conduit à des effets d'un ordre différent; elle consiste à introduire de l'eau pulvérisée dans le vaporisateur des moteurs à pétrole lourd; on a prétendu qu'il en résultait une combinaison avec les hydrocarbures, ce qui est douteux. Mais le procédé permet des compressions élevées, et ce fait est acquis : il améliore le rendement d'une façon appréciable.

Pour conjurer les allumages prématurés et intempestifs, M. Junkers a proposé de refroidir le mélange tonnant avant son introduction dans le cylindre : il fut un temps où l'on cherchait, au contraire, à le réchauffer, sous le prétexte spécieux de retrouver et d'utiliser des calories perdues. L'expérience a prononcé entre ces deux thèses contradictoires et elle a démontré que : 1° la puissance du moteur croît proportionnellement à l'abaissement de la température du mélange; 2° toutes les températures du cycle subissent une réduction sensible à la suite du refroidissement initial; 3° le bénéfice de cette réduction se fait sentir sur la lubrification, qui exige une moindre dépense d'huile; 4° le refroidissement produit le double effet de supprimer les allumages prématurés et de diminuer le nombre des ratés d'allumage, toutes choses restant égales d'ailleurs; 5° enfin le refroidissement a pour résultat de permettre des compressions préalables plus fortes, qui augmentent le rendement thermique réalisé et la puissance développée.

M. Scheller a présenté sur ce sujet d'intéressantes considérations à la réunion provinciale des ingénieurs civils d'Aix-la-Chapelle (1), et il a fait connaître les résultats des expériences qu'il a entreprises pour mettre en lumière les effets qu'on peut attendre d'un refroidissement déterminé.

1. *Ergebnisse von Versuchen im praktischen Betrieb über den Einfluss der Ladungstemperatur auf die Leistung der Gasmaschinen*, octobre 1908.



Et d'abord, quand on construit les diagrammes théoriques, on constate les variations suivantes :

TEMPÉRATURE INITIALE DU MÉLANGE	DIFFÉRENCE	TEMPÉRATURE DE COMPRESSION	TEMPÉRATURE D'EXPLOSION
360° absolu .....	60°	602°	2.260°
300°.....		507°	2.160°

Mais la pression explosive est pourtant notablement supérieure, dans le deuxième cas, d'où ressort un gain de puissance qui n'est pas négligeable. Ces prévisions de la théorie sont confirmées par la pratique, ainsi qu'en témoigne le diagramme ci-contre (fig. 71),

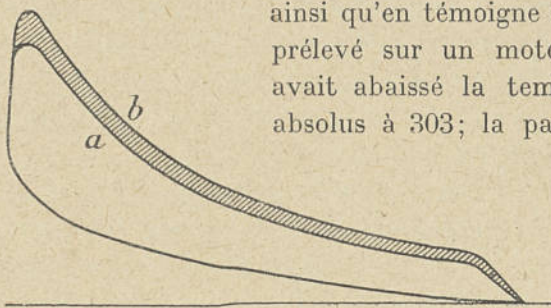


Fig. 71. — Diagramme à air refroidi.

prélevé sur un moteur von Oechelhaeuser, dont on avait abaissé la température du mélange de 363,5 absolu à 303; la partie couverte de hachures représente la quantité dont la puissance a augmenté. Sans refroidissement, la pression moyenne avait été trouvée de 4,55 atmosphères, correspondante à 395 chevaux indiqués; avec refroidissement,

la pression fut de 5,29 atmosphères, pour 460 chevaux : le rapport des températures ayant été de  $\frac{363,5}{303,5} = 1,198$ , le bénéfice réalisé sur la puissance atteint  $\frac{460}{395} = 1,165$ , soit environ 17 %. D'autre part, le travail absorbé par la pompe était de 55 chevaux sans refroidissement et de 51 avec refroidissement.

Voici encore des données calorifiques qui présentent le plus haut intérêt; le refroidisseur avait enlevé au gaz et à l'air d'alimentation (1) 38,500 calories par heure; pendant le même intervalle de temps, l'eau de réfrigération de l'enveloppe du cylindre entraînait à la décharge 276,500 calories; ce qui fait un total de 315.000 calories à l'heure. Or, cette réfrigération emportait 322.000 calories à l'heure, lorsque le mélange n'était point refroidi et que le moteur développait le même travail : la différence de 7.000 calories constituait le bénéfice de l'opération. Au cours de ces expériences, on observa que le refroidissement desséchait notablement le mélange, attendu qu'on recueillait au refroidisseur une certaine quantité d'eau condensée.

Nous avons dit que la réduction de toutes les températures du cycle permettait une plus forte compression préalable : M. Scheller a calculé qu'à égalité

1. L'air de balayage (*Spülluft, scavenging air*) était pris sur les conduites de vent des usines de Hørde où ces essais ont été effectués.



des conditions, on pouvait porter la valeur de la compression de 13 à 21 atmosphères, ce qui est relativement considérable et doit conduire à une augmentation de puissance. L'expérience est d'accord avec la théorie sur ce point, attendu qu'un moteur Kœrting à admission réfrigérée développait au frein une puissance supérieure de 12 %.

Les conducteurs des moteurs se font, nous l'avons fait remarquer il y a bien longtemps, de singulières illusions sur les *avances* à l'allumage : l'allumage doit être effectué aussi exactement que possible au point mort ; mais pour obtenir ce résultat, il est nécessaire de donner une avance déterminée au déclenchement qui fait jaillir l'étincelle dans la chambre de combustion ; c'est ce que nous avons appelé l'*avance apparente*. Elle ne dépend pas d'autre chose que de l'inertie des organes à mettre en mouvement et de leur disposition mécanique et électrique ; c'est une constante ; elle correspond à un intervalle de temps fort petit, de 1 ou 2 centièmes de seconde. De sa constance même ressort la nécessité de faire augmenter l'avance apparente quand la vitesse angulaire de rotation s'accélère : c'est un effet de l'accélération, mais ce n'en est pas la cause. Pour préparer une augmentation de vitesse, il faut donner de l'avance ; mais ce n'est pas cette avance qui fait croître cette vitesse ; au contraire, une avance exagérée, provoquant le jaillissement de l'étincelle avant le point mort, diminuerait la puissance disponible et elle tendrait, par suite, à produire un ralentissement pour peu qu'elle dépassât la limite. Aux mises en route, il faut donner un retard relatif pour être sûr de n'avoir pas d'avance réelle, qui pourrait faire partir le moteur en sens contraire. Il n'y a pas lieu d'insister davantage sur ce point que nous avons cru néanmoins devoir rappeler.

L'étude des appareils d'allumage est très avancée aujourd'hui et les discussions d'autrefois sont vidées. L'étincelle continue et le tiroir de Delamare-Deboutteville sont condamnés sans retour ; les accumulateurs conviennent beaucoup mieux (à voltage égal) pour alimenter les bobines d'induction que les piles chromiques ; l'emploi de cames de rupture du courant primaire donne d'excellents résultats ; mais ce sont les magnétos avec bougie à rupteur qui méritent la préférence, concurremment avec les appareils à haute fréquence de sir Lodge, reposant sur l'interposition d'un condensateur sur le secondaire.

Les expériences de M. Lefebvre, ingénieur de la Société de constructions de Denain, ont démontré que les qualités de l'allumeur et sa constitution peuvent influer sur la puissance disponible d'un moteur donné, fonctionnant dans des conditions identiques par ailleurs ; ainsi, un moteur a développé 34,5 chevaux avec un allumeur Delamare à pile, 35,2 chevaux, quand la pile a été remplacée par des accumulateurs et 39,8, lorsqu'on a fait usage d'une bobine avec rupture du primaire. M. Brazier a démontré plus tard qu'on obtient plus de puissance avec une étincelle très chaude, accompagnée d'un transport de métal d'une pointe à l'autre ; un contact en nickel est préférable au platine, parce que le nickel est plus volatilisable. Une étincelle trop grêle, bien que longue, donne



lieu à des mécomptes, la tension assure son jaillissement, mais il faut de la quantité pour assurer son effet. On dit que l'étincelle doit avoir du volume, et l'on recourt pour cela à divers artifices. Une couronne métallique entourant un point central a donné de bons résultats à M. Jeantaud; et M. Legay a observé les heureux effets produits par une perle de cuivre rouge terminant la pointe de l'exploseur.

M. Lumet a montré que l'influence heureuse d'une étincelle chaude et nourrie est incontestable; il se servait d'une bougie, d'une bobine à trembleur et de 2, 3 ou 4 accumulateurs donnant 4, 6 ou 8 volts. Dans un mélange carburé avec excès d'air, la puissance croît avec l'avance; s'il y a excès d'essence, une avance n'est, au contraire, pas avantageuse. Les deux facteurs, carburation et allumage, sont intimement liés, et de leur parfait accord résulte le maximum de puissance correspondant à une vitesse déterminée.

En opérant dans une enceinte close, M. Hopkinson a établi le fait important qu'il peut exister de grandes différences de température d'un point à un autre de la masse mise à feu : les gaz voisins des points d'allumage sont plus chauds que ceux qui se trouvent à une certaine distance. La position idéale de l'allumeur est au centre d'une chambre d'explosion de forme symétrique. Dans les grands moteurs, plusieurs allumeurs sont toujours utiles et souvent nécessaires. On conseille d'en placer un contre la soupape d'admission, l'autre à mi-distance de cette soupape et de celle de décharge.

La haute tension, préconisée par sir Lodge, assure en toutes circonstances un allumage excellent, quelle que soit la position de l'étincelle dans la culasse.

Nous terminerons cet exposé analytique des phénomènes de combustion par une dernière étude qui comporte elle aussi d'utiles enseignements.

La mesure de la température des gaz dans les cylindres durant les périodes d'aspiration et de compression a déjà fait l'objet de nombreux travaux, et pourtant on y revient toujours. MM. Callendar et Dalby (1) ont estimé que les résultats précédemment obtenus devaient être contrôlés par des appareils plus précis. Ils ont eu recours à un thermoscope électrique, dont le fil de platine est logé à l'intérieur de la soupape d'admission; une came l'en fait sortir au moment voulu par l'expérimentateur et il pénètre dans la chambre de combustion. Un pont de Wheatstone donne la température par les variations de résistance qu'il mesure. Le procédé est excellent : il a fourni les résultats ci-dessous, en opérant sur un moteur Crossley de 178 millimètres de diamètre et 0 m. 356 de course, comprimant à 4 kg. 68, alimenté de gaz de ville.

Révolutions par minute : 130.

Composition du mélange : 1 gaz + 7,1 air.

Température extérieure : 20° centigrades.

Température de l'enveloppe : 27°.

Combustion instantanée à volume constant.

1. *On the Measurement of Temperatures in the cylinder of a gas Engine*, Professor Callendar and Dalby; *Engineering*, 27 décembre 1907, tome LXXXIV, page 887.



Températures pendant la détente :

	Au point mort, à l'explosion.....				2.250°
à $\frac{2}{10}$	de la course	$\frac{4}{10}$	$\frac{6}{10}$	$\frac{8}{10}$	
1.680°		1.300°	1.125°	925°	

Les températures des parois des cylindres constituent un autre élément non moins important, qui est lié, d'une part, à la température des gaz; de l'autre, à celle de l'eau de réfrigération qui circule dans l'enveloppe et les garnitures de culasse; la température de la paroi interne du cylindre ne suit que de loin les variations de la température de l'eau de réfrigération.

On a beaucoup parlé et écrit sur ce point, quelquefois d'une façon inconsidérée, le plus souvent sans posséder aucune documentation précise. M. Coker a cru devoir entreprendre des expériences spécialement destinées à faire connaître la température du métal au contact duquel le mélange tonnant évolue : voici les résultats qu'il a obtenus (1).

Il a pris pour sujet d'essais un moteur National, de 178 millimètres de diamètre d'alésage et 0 m. 381 de course de piston, développant 12 chevaux par 240 révolutions à la minute; des cavités avaient été ménagées dans la paroi de fonte du cylindre en vue de recevoir des réservoirs de thermomètres; d'autre part, des piles thermo-électriques donnaient la température de la paroi superficielle.

Les thermomètres étaient logés, l'un en A, contre la lumière d'admission, et quatre autres en B, C, D et E en des points équidistants partageant en cinq intervalles égaux la longueur du cylindre; le tableau ci-dessous donne les températures marquées par ces divers thermomètres pour une puissance déterminée et une température *t* donnée de l'eau de l'enveloppe.

PUISSANCE DÉVELOPPÉE	TEMPÉRATURE <i>t</i> DE L'EAU de circulation	TEMPÉRATURES AUX POINTS				
		A	B	C	D	E
chevaux	degrés	degrés	degrés	degrés	degrés	degrés
7,3	21	238,9	51,7	35,0	34,4	35,0
7,4	32	238,4	57,2	40,6	40,0	40,6
7,3	38	179,6	57,2	47,8	45,0	46,1
7,4	40	239,4	62,8	46,7	45,0	45,6
7,8	60	186,3	81,7	65,6	68,3	65,6
7,8	87	188,5	101,1	92,8	90,0	88,9
7,8	99	196,9	108,3	107,3	102,2	101,1

Nous voyons d'abord que la température de la paroi du cylindre est très supérieure à celle de l'eau de l'enveloppe, surtout au voisinage de la culasse et de la chambre de combustion : on pouvait s'y attendre. Les températures de

1. *The Temperature of the Walls, of a Gas Engine Cylinder*; *Engineering*, tome LXXXVI, page 497.



la colonne A présentent des variations qui déroutent un peu et qu'il faudrait expliquer; mais on retiendra le fait qu'avec de l'eau à 21° le métal peut atteindre une température de 238°9. L'épaisseur de la paroi en B était de 22 millimètres et, en C, D et E, de 19 millimètres.

Pour ce qui est des températures superficielles, le galvanomètre mis dans le circuit de la pile thermo-électrique témoignait de différences marquées; on y lisait :

	microvolts
En phase d'aspiration.....	— 145
— de compression.....	De 135 à 118
— d'explosion.....	De 140 à 186
— de décharge.....	180

A noter que 68 microvolts correspondaient à 9°7.

Il faut reconnaître d'ailleurs que, en même phase, d'un point à un autre, la température subissait des variations considérables.

Ce travail de M. Coker présente un grand intérêt et se prêterait à une étude approfondie de l'action des parois; il donne la preuve indéniable d'alternances rapides dans les mouvements de la chaleur à travers la paroi. L'admission d'une charge de gaz frais provoque d'abord une reprise de chaleur; puis l'explosion donne lieu à une perte. Plus froide sera la paroi, moindre sera la reprise et plus grande la perte; celle-ci a pour effet de diminuer la pression explosive, d'abaisser la courbe de détente et de réduire par suite le travail moteur développé sur le piston. En phase de décharge des gaz brûlés, la paroi devenue plus chaude à sa surface (sur une très mince épaisseur) abandonne des calories aux gaz détendus rejetés dans l'atmosphère. Ces échanges périodiques de signes contraires défient une analyse précise. Mais on a le droit d'affirmer qu'avec une paroi plus chaude il doit y avoir gain de puissance et perte plus grande à l'échappement. Il peut se faire que le bénéfice thermique final soit nul, par compensation. Nous avons déjà signalé ces phénomènes d'échange que le raisonnement faisait prévoir.

\* \* \*

Ces études demandent à être complétées par un examen plus particulier des phénomènes de combustion présentés par les mélanges tonnants, constitués par les vapeurs de pétrole et d'autres hydrocarbures.

Cette question d'une actualité croissante, car l'emploi des huiles minérales en moteurs se développe tous les jours, occupe déjà une grande place dans les préoccupations des ingénieurs; au dire de M. Drosne, ce n'était jusqu'ici qu'un petit jardin isolé, cultivé surtout par l'empirisme; c'est maintenant un vaste champ, où l'activité des savants s'exercera conjointement avec celle des techniciens, que séduit surtout la recherche des résultats immédiats.



Il y a beaucoup à faire dans ce riche domaine, en partie encore inexploré. De nombreux problèmes ont été soulevés et attendent une solution; nous allons en examiner quelques-uns, qui intéressent plus spécialement les praticiens.

On peut diviser en deux classes les moteurs, qui s'alimentent de pétrole; dans les uns, fonctionnant suivant le type Diesel et semi-Diesel, on introduit du liquide; dans les autres, à quatre ou à deux temps, on admet de l'air carburé; c'est surtout pour ces derniers qu'il y a encore de nombreuses énigmes à résoudre. Assurément, si l'on n'employait que des huiles très volatiles, on pourrait déjà se déclarer satisfait de ce qui a été réalisé, car les moteurs à essence ont une légèreté spécifique, une simplicité de mécanismes, une élasticité et un rendement remarquables; mais ces machines ne s'accoutument guère encore des carburants lourds, dont la densité dépasse 0,75.

Si des camions et des tracteurs de motoculture ont pu marcher au pétrole lampant, on ne peut en dire autant des automobiles et des avions : il faudrait pourtant qu'il en fût ainsi, car nos disponibilités en lampant sont bien plus grandes qu'en gazoline, et le lampant est moins cher, à égalité de pouvoir calorifique.

A en croire quelques-uns, notamment M. Grebel, le lampant n'est pas un combustible volatil et l'on a tort de vouloir l'utiliser comme carburant volatil (1); d'autres, au contraire, estiment que les carburateurs à essence peuvent (ou du moins pourront) être alimentés de lampant : je partage l'avis de ces derniers.

Quelle est l'action d'un carburateur? Il pulvérise l'huile, puis il la vaporise en partie. Il envoie au cylindre un brouillard, constitué par des vésicules liquides, flottant dans un mélange d'air et de vapeurs extrêmement complexes, plus ou moins solubles les unes dans les autres. La physique et la physico-chimie n'ont pas encore découvert les lois qui régissent les fluides de cette nature : nous ne savons guère comment ils se vaporisent et de quelle façon leurs éléments constituants se mettent en équilibre réciproque : nous savons tout au plus que ces mélanges n'ont pas d'homogénéité et ne possèdent que peu de stabilité. Il reste donc beaucoup d'inconnues dans le phénomène de la carburation, pris en lui-même, et dans le transport de l'air carburé au cylindre moteur.

En chauffant le produit de la pulvérisation effectuée par un gicleur, on ne le transforme pas totalement en vapeur, ainsi qu'en témoignent les expériences poursuivies par la Society of Automotives Engineers; d'ailleurs, les vapeurs formées se recondensent plus ou moins dans les conduites. Et puis, sous l'action de la chaleur, il se produit du crackage, qui modifie la composition du mélange et tend à former un précipité de carbone. Si les huiles de schiste sont assez réfractaires à l'action des hautes températures, il est des huiles de pétrole qui sont d'une extrême sensibilité à cet égard.

D'après la loi de Dalton, la vitesse d'évaporation d'un liquide est fonction

1. Société des Ingénieurs civils de France, séance du 29 avril 1921.



de sa surface libre et de la différence entre la tension maximum de sa vapeur et sa tension actuelle dans le mélange; la pulvérisation augmente la surface libre; le réchauffement fait croître la différence des tensions en même temps qu'il fournit les calories de changement d'état. Ce réchauffement est nécessaire, mais il doit être pratiqué dans la juste mesure qui convient : exagéré, il diminuera le remplissage de la cylindrée et élèvera la température finale de compression, en exposant à des allumages spontanés. Il existe donc de nombreuses raisons de ne point dépasser la juste mesure : cette juste mesure, on ne peut la déterminer que pour une huile donnée.

Un élément mécanique intervient dans les phénomènes : on l'a appelé la turbulence; c'est l'agitation moléculaire. Elle contribue à l'homogénéité du mélange, mais ce n'est pas son seul effet, ainsi que nous allons le voir <sup>(2)</sup>.

Voici le mélange carburé introduit dans le cylindre; en revenant sur ses pas, le piston le comprime. En construisant le diagramme entropique, on constate qu'une compression adiabatique recondense la vapeur de pétrole : il est vrai que l'action de la paroi chaude de la culasse peut compenser cet effet : mais comment s'assurer ce résultat? L'allumage peut être influencé par l'état vésiculaire du fluide. Il est certainement influencé par l'état de turbulence. M. Dugald Clerk a observé une moins bonne mise de feu dans un moteur à quatre temps quand on fait jaillir l'étincelle après une suppression au cours du cycle précédent, et il a expliqué le fait par l'amortissement de l'agitation moléculaire dans le cylindre.

La vitesse de propagation de la flamme est plus grande dans un mélange air-vapeur que dans un brouillard : le diagramme en témoigne dans ce dernier cas par une moindre pression explosive et le rendement en souffre; il paraît du reste que la combustion est moins complète, ce qui résulte de ce que le vésicule brûle mal dans une atmosphère appauvrie d'oxygène par la combustion préalable des vapeurs. Il faut par conséquent s'efforcer de réduire le brouillard. On peut essayer d'y arriver en modifiant le dosage : l'expérience montre qu'un certain dosage donne le maximum de puissance, un autre le minimum de consommation; en deçà et au delà, le fonctionnement est mauvais. Plus le pétrole est lourd, plus resserrées sont les limites. C'est une difficulté de plus pour la carburation par le lampant : mais il ne faut pas désespérer de surmonter celle-ci. Ce sera le triomphe de la théorie expérimentale.

2. Nous avons déjà signalé ci-dessus (page 400) l'influence de cette agitation sur les mélanges de gaz.



**La théorie expérimentale devant les faits. — Bilans et rendements.**

La théorie expérimentale peut s'établir, avons-nous dit, par voie analytique ou synthétique; le premier procédé consiste à rechercher séparément l'influence particulière de telle pratique, de telle ou telle manière de faire; les travaux que nous avons analysés ci-dessus appartiennent généralement à cette catégorie. Ils se composaient d'observations qui portaient sur des phénomènes spéciaux considérés isolément.

S'il est assez aisé d'ordinaire de dégager l'inconnue de ces problèmes, il est moins facile de dire quel avantage ressortira finalement pour le fonctionnement des moteurs d'une disposition déterminée. C'est pourquoi un certain nombre d'expérimentateurs ont préféré opérer directement sur les moteurs et tout ramener à l'étude du rendement obtenu dans des conditions posées à l'avance. Les conclusions qui ressortent de ces méthodes synthétiques intéressent plus vivement les praticiens, qui cherchent avant tout à savoir ce qu'il faut faire pour réaliser le meilleur moteur et quel est le résultat final auquel on peut atteindre.

Nous allons aborder maintenant cette étude : elle repose sur les prémisses posées dans les articles qui précèdent; en les coordonnant et les rapprochant l'une de l'autre, nous en recueillerons le fruit.

Prenons quelques exemples pour bien mettre les choses au point.

L'action de paroi est reconnue; on ne saurait nier sa réalité. Il doit y avoir intérêt à la réduire en maintenant à cette paroi une température relativement élevée et en opérant des détenteurs rapides : est-ce à dire qu'en obéissant à cette indication de la théorie expérimentale, nous soyons assurés de faire baisser la consommation de n'importe quel moteur? Nous n'en avons jamais eu l'illusion. Il peut arriver, en effet, que l'on perde à l'échappement le calorique qu'on a pu épargner dans la course motrice, en disputant à la paroi les calories qu'elle absorbe. C'est facile à expliquer : si, dans l'évolution, constituant le cycle, les gaz ont moins cédé de calorique, ils se trouvent nécessairement plus chauds au moment de la décharge et l'on jette à l'air les calories que l'on n'a pas laissé couler au ruisseau avec l'eau de circulation. Le bénéfice peut donc être nul. Il en sera ainsi fatalement dant tout moteur pour lequel s'opère une combustion lente et prolongée arrêtée par une détente incomplète.

Autre conséquence des parois chaudes : leur température élevée diminue la masse du mélange tonnant introduit dans le cycle et tend, par suite, à diminuer aussi le travail disponible; le moteur travaille donc à moindre charge et le rendement en souffre inévitablement. Il peut se faire aussi que la proportion



du mélange soit modifiée et que la combustion s'opère moins bien, par défaut ou par excès de carburant; le mélange peut d'ailleurs s'allumer prématurément et donner lieu à un déchet notable d'énergie. Pour toutes ces causes, la marche à température élevée ne donnera pas les résultats attendus : une marche rapide peut de même entraîner une dépression à l'aspiration conduisant à un remplissage incomplet de la cylindrée, des modifications de dosage et d'autres phénomènes qui se répercuteront sur l'utilisation du calorique.

Voici un autre exemple des incertitudes que laisse subsister l'étude particulière et isolée d'un des phénomènes du cycle des moteurs : je veux parler de la compression préalable du mélange dans la culasse.

L'avantage des fortes compressions est établi par maintes constatations qu'il n'est pas permis de mettre en doute; et pourtant, ce serait une erreur de croire qu'en augmentant la compression dans n'importe quel moteur on améliorera son rendement. Il faut tenir compte de facteurs nombreux, dont l'action se superpose aux autres, tels que la richesse du gaz, la composition du mélange, la charge du moteur, sa vitesse, le degré de détente, etc. Quelquefois se produiront des résultats inexplicables; tel est ce fait, observé dans quelques moteurs, d'un accroissement de consommation en marche à vide, accompagnant une augmentation de la compression, alors qu'à pleine charge cette augmentation avait diminué la consommation du même moteur; c'est un argument qu'on a fait valoir en faveur des machines à compression et détente variable par le régulateur, genre Charon et Letombe.

Nous pourrions multiplier ces exemples démontrant qu'il n'y a rien d'absolu dans les lois de la théorie expérimentale elle-même.

Il est donc nécessaire de recourir à la méthode synthétique pour faire la lumière sur ces questions délicates, livrées à la controverse, et de procéder à des expériences suivies sur des moteurs en marche.

Nous allons décrire un certain nombre de travaux, effectués dans ce but par des hommes compétents et éclairés, disposant d'importantes ressources; ce sont de savantes études faites sur des moteurs, avec une habileté et une impartialité à laquelle nous rendons hommage, tout en nous réservant de critiquer quelques déductions tendancieuses qu'on en a tirées quelquefois.

Un des travaux les plus considérables qui aient été faits sur les moteurs à gaz est assurément celui de M. Slaby, professeur à la *Technische Hochschule* de Berlin (1) : c'est une étude expérimentale approfondie qui a coûté plusieurs années de travail à ce savant professeur. Elle a été exécutée sur un petit moteur Otto, disposé de manière à pouvoir faire varier à volonté le dosage du mélange, la température du cylindre, la vitesse du piston, la compression, le point d'allumage, la détente, l'avance à l'échappement, etc.; en un mot, c'est un moteur à

1. *Calorimetrische Untersuchungen über den Kreisprozess der Gasmachine*, Berlin, 1891.



gaz de laboratoire d'enseignement, de rendement malheureusement médiocre et de trop petites dimensions.

Le diamètre du cylindre était de 172,5 millimètres; la chambre de combustion et de compression avait un volume de 4 l. 345, mais ce volume s'élevait à 4 l. 841 par l'adjonction des divers canaux d'admission et de décharge. La course du piston était de 340 millimètres, ce qui correspond à 7 l. 942 par cylindrée. Le rapport de la chambre au cylindre était donc égal à  $\frac{4,841}{7,942} = 0,6095$ ; la compression volumétrique était donnée par le rapport :

$$\frac{4,841 + 7,942}{4,841} = \frac{12,783}{4,841} = 2,64.$$

M. Slaby a constaté que la compression aussi bien que la détente était marquée par une perte à la paroi, diminuant incontestablement avec la vitesse du moteur, mais il a observé par contre que la perte à l'échappement augmentait plus vite encore, de telle sorte que le bénéfice réalisé dans les phases précédentes était compensé par cette perte. Dans ces essais, la température des parois venant à augmenter, le rendement thermique n'en était nullement amélioré. Voici quelques chiffres qui établissaient ces résultats :

NUMÉROS	DURÉE DE L'ESSAI	TEMPÉRATURE DE L'EAU	VITESSE en TOURS par minute	PUISSANCE INDIQUÉE en chevaux	CONSUMMATION par CHEVAL-HEURE en litres
1.....	30 minutes.	9°	82,2 tours.	2,83	859
2.....	30 —	10	90,3 —	3,21	829
3.....	30 —	10	83,5 —	2,88	880
4.....	60 minutes.	10°	172,7 tours.	4,50	819
5.....	30 —	12	188,7 —	4,95	865
6.....	30 —	12	175,8 —	4,93	867
7.....	30 minutes.	80°	90,4 tours.	2,58	916
8.....	15 —	80	76,0 —	2,27	945
9.....	30 —	95	94,5 —	2,90	899
10.....	30 minutes.	86°	200 tours.	4,40	893
11.....	15 —	87	205,3 —	4,37	914
12.....	30 —	90	183,9 —	4,68	869

M. Slaby a conclu de ses essais :

« *Man wird es nicht für zu weit gehend halten, wenn ich durch meine Versuche die von Witz gefundenen Gesetze, in ihrer Anwendung auf Gasmotoren, für wiederlegt erachte.* »

« Je crois pouvoir déduire de mes expériences que les lois découvertes par Witz ne sont pas applicables aux moteurs à gaz. »

Il déclarait donc que les lois expérimentales que j'avais formulées étaient sans application dans le domaine de la pratique.

Je juge inutile de revenir sur la polémique qui s'engagea sur ces points : je rappellerai seulement que j'opposai aux expériences du savant berlinois



d'autres expériences qui confirmaient les lois incriminées, et que je relevai dans son propre travail des chiffres qui ne justifiaient pas ses critiques (1).

Voici, par exemple, les résultats obtenus par M. Slaby en produisant le même travail effectif, le même jour, avec un gaz identique, à des températures de 16 et 100° dans les mêmes conditions de vitesse.

Durée de l'essai.....	40 minutes.	40 minutes.
Température du cylindre.....	16°	100°
Vitesse en tours par minute.....	93,95 tours	95,75 tours.
Pression moyenne du diagramme.....	4 kg. 195	3 kg. 597
Consommation du gaz pour le même travail effectif.....	1.908 litres.	1.779 litres.

On voit que, la température passant de 16° à 100°, la consommation de gaz diminue de 129 litres sur 1908, soit de 6,7 %, ce qui n'est pas négligeable.

Le bénéfice eût été plus marqué si mon honorable contradicteur avait rapporté les consommations relevées, non pas au cheval-heure effectif, mais au cheval-heure indiqué, ainsi qu'il aurait dû le faire; en effet, la puissance effective dépend de facteurs nombreux, qui peuvent masquer les résultats par l'intervention de résistances passives, entièrement étrangères à la question. Il eût suffi d'employer une mauvaise huile de graissage, qui se serait dénaturée au contact d'une paroi trop chaude, pour faire croître énormément la dépense de gaz par cheval effectif. Et puis, le moteur sur lequel on opérait était bien imparfait, même pour l'époque, avec sa faible compression et sa vitesse de moins de 100 révolutions par minute.

Si les lois qu'on me faisait l'honneur de désigner par mon nom péchaient par excès de généralisation, on pouvait donc dire que la critique elle-même présentait le même défaut.

Les vives attaques de M. Slaby ne trouvèrent pas d'écho partout et j'eus des défenseurs même de l'autre côté du Rhin.

M. Schöttler, après avoir résumé les divers arguments présentés par les deux parties dans cette discussion, conclut en ces termes, que je crois intéressant de reproduire : « *Deshald bin ich der Ansicht, dass allerdings die Grundsätze welche Witz aus seinen Versuchen ableitet, auf Gasmaschinen anwendbar sind und angewendet werden müssen, obgleich bei einer einzelnen fertigen Maschine andere Einflüsse eintreten können, welche die günstigere Wandungswirkung aufheben. Diese muss man eben zu beseitigen suchen. Man soll also ein möglichst Gasarmes Gemisch bei möglichst grosser Kolbengeschwindigkeit möglichst schnell verbrennen* (2). » « C'est pourquoi je considère que les lois déduites par Witz de ses expériences sont applicables aux moteurs à gaz, et qu'elles doivent leur être appliquées, alors même que, pour un moteur déterminé, des influences étrangères interviendraient pour masquer l'influence des parois; ce sont ces influences

1. Cf. « Réponse à quelques objections contre l'action de paroi dans les moteurs à gaz », *Bulletin de la Société Industrielle du Nord*, 1886.

2. SCHÖTTLER, *Die Gasmaschine*, page 296, 3<sup>e</sup> édition, 1899.



qu'il faudrait écarter. Qu'on cherche donc à faire brûler le plus vite possible un mélange aussi pauvre que possible avec la plus grande vitesse de piston possible. »

L'assentiment de M. Schöttler à mes conclusions devait être relevé ici : je pourrais, d'ailleurs, reproduire d'autres adhésions à ma manière de voir. Je me contenterai d'en citer quelques-unes, auxquelles je joindrai du reste aussi des témoignages contradictoires.

M. Norris a communiqué au Congrès des Ingénieurs civils de Leeds une étude faite sur un moteur Robey de 16 chevaux, dans laquelle nous relevons des observations qui viennent aussi appuyer nos vues. Il déclare avoir constaté une économie de 7 à 10 %, en maintenant l'enveloppe du cylindre à 70° centigrades au lieu de 18°; toutefois, il ne pense pas que l'on obtienne d'aussi beaux résultats avec tous les moteurs. Il est encore d'accord avec nous pour affirmer l'influence favorable des détentes rapides et des hautes compressions (1).

L'expérience suivante, faite par M. Mathot, sur un moteur Dudbridge de 10 chevaux, à des températures différentes de l'enveloppe du cylindre, est aussi à signaler. Avec une circulation d'eau intense, maintenant le cylindre à 20°, le moteur ne développait que 10,45 chevaux; avec une circulation modérée, donnant 60° à l'écoulement, la puissance du moteur atteignit 11,24 chevaux : l'augmentation était de près de 6 %. Dans le premier essai, la consommation par cheval-heure effectif fut trouvée égale à 562 litres; elle tomba à 522 dans le second; le bénéfice atteignait 7 % (2). Le régime de combustion et de détente était évidemment modifié par l'action de paroi, attendu que les pressions moyennes furent 6 kg. 25 et 6 kg. 50. Le diagramme de la figure 72, obtenu en coupant l'allumage, la culasse étant fortement refroidie, montra un abaissement significatif de la courbe de compression.



Fig. 72. — Diagramme sans allumage.

M. Boursin, en expérimentant successivement sur un moteur dont le cylindre était réfrigéré, soit par son alliage, en fusion à 160°, soit encore par une circulation d'eau à 93°, a relevé, dans le premier cas, une diminution de consommation d'essence de 16 %.

Voici maintenant des constatations négatives, où l'action de paroi ne paraît pas sensible; M. Hubert, activant plus ou moins la circulation d'eau dans l'enveloppe d'un puissant moteur alimenté de gaz de haut fourneau, a observé que le rendement thermique effectif de la machine n'était pas affecté par la température de l'eau; que n'a-t-il fait porter son observation sur le rendement

1. *Journal du gaz et de l'électricité*, 31 janvier 1893.

2. MATHOT, *Construction et fonctionnement des moteurs à combustion interne*, Paris, Béranger 1909, page 296.



indiqué? D'ailleurs, l'action de paroi est moins marquée quand on admet des mélanges pauvres, comme c'était le cas, dans des machines de grande dimension, pour lesquelles  $\frac{S}{V}$  est moindre.

Letombe ne pensait pas qu'en élevant la température des parois on améliorerait le rendement, parce que, disait-il, la somme des chaleurs qui passent par la paroi et qui s'échappent par la décharge est une constante; gagne-t-on quelque chose sur la paroi, on le perd par les gaz évacués à l'air. Il était frappé aussi de ce que le rendement des puissants moteurs ne dépassait pas celui des petits, alors que la valeur de  $\frac{S}{V}$  était bien moindre pour les premiers. Malgré son scepticisme, Letombe hésitait cependant à se prononcer et, quand on l'accusa un jour de nier l'action de paroi, il s'en défendit énergiquement (1).

En somme, on doit déduire de l'expérience que le seul fait de fonctionner en paroi chaude ne suffit pas pour assurer une amélioration de rendement, mais qu'il y contribue souvent : il y a une question de mesure à observer en cela comme en tout.

C'est pourquoi on ne saurait trop varier et multiplier les expériences sur les moteurs en marche, en relevant le plus qu'on peut de données, non seulement sur la consommation spécifique, mais sur tout ce qui intéresse l'accomplissement correct du cycle.

\* Une des plus belles études qui ait été faite dans cet esprit est celle qu'a publiée le Comité des moteurs à gaz institué, par la Compagnie des ingénieurs-mécaniciens anglais (*Gas Engine Research Committee*), sous la signature du professeur Burstall (2). M. Kennedy a déclaré que les expériences poursuivies par ce Comité sont les plus importantes et les plus intéressantes de toutes celles qu'il a vu entreprendre par la Compagnie; ce témoignage hautement autorisé honore grandement les ingénieurs éminents qui ont organisé ces épreuves (MM. Burstall, Donkin, Fielding, Maw, Platt, Roberts-Austen et Wilson).

L'objet des travaux du comité était extrêmement large, puisqu'on se proposait de déterminer l'effet économique produit sur un moteur en modifiant toutes les diverses conditions de son fonctionnement, compression préalable du mélange, vitesse du piston, fréquence des explosions, température des parois, teneur du mélange en air et gaz, etc. On a pris comme sujet d'expérience un moteur à quatre temps de la maison Fielding et Platt, ayant 152,3 millimètres de diamètre et 0 m. 305 de course, pouvant aisément développer quatre chevaux; sa régulation était opérée par admission de tout ou rien : le régulateur était disposé de façon à pouvoir réduire à volonté la vitesse de 205 à 120 révolutions. En faisant varier la longueur de la bielle, on pouvait obtenir des compressions

1. LETOMBE, *Les Moteurs*, page 126.

2. *First Report to the Gas Engine Research Committee; description of apparatus and methods, and preliminary results*, by professor Frederic Burstall, 1898. *Second Report*, etc., 1901.



comprises entre 2 kg. 46 et 6 kg. 33 absolus par centimètre carré. Plutôt que d'employer un compteur pour mesurer le gaz dépensé, on a préféré recourir à un gazomètre jaugé, qui avait l'avantage de débiter le gaz sous une pression constante; mais le compteur a paru applicable à la mesure de l'air admis. Un appareil électrique assez compliqué était adapté au moteur en vue de recueillir les gaz de la décharge au moment même de l'ouverture de la soupape d'échappement, sans qu'il y eût possibilité de rentrée d'air. Le travail était relevé par un indicateur Wayne, à piston rotatif, fourni par la maison Elliott; les diagrammes d'une même série d'essais différaient si peu qu'on pouvait fort aisément construire un diagramme moyen, qui servait de base à la discussion des résultats obtenus.

L'allumage était effectué d'abord à l'aide d'un tube à incandescence en fer, pourvu d'une soupape (*timing valve*), analogue à celle de Crossley, mue électriquement; plus tard, on employa l'allumage électrique.

Le pouvoir calorifique des deux premiers échantillons de gaz employés était de 10.430 et 9.874 calories par kilogramme de gaz; ils exigeaient pour leur combustion complète 5,61 ou 5,47 volumes d'air; le troisième donnait 4.850 calories par mètre cube, et exigeait 5,49 volumes. Les pouvoirs ci-dessus sont les pouvoirs inférieurs.

Dix-sept séries d'essais, poursuivis avec une rigueur et une méthode parfaite, ont donné les résultats mentionnés ci-dessous.

NUMÉRO D'ORDRE	VITESSE EN TOURS	COMPRESSION	PRESSION MAXIMUM	EXPLOSIONS SUR 100	VOLUME D'AIR PAR LITRE DE GAZ	TEMPÉRATURE DU CYLINDRE	COMPOSITION de la DÉCHARGE		PUISSANCE INDIQUÉE	CONSOMMATION PAR CHEVAL-HEURE INDIQUÉ	RENDEMENT THERMIQUE INDIQUÉ	NUMÉRO DE MÉRITE
							CO <sup>2</sup>	O				
		kg.	kg.			degrés			chev.	litres		
1	118	3,65	8,29	89	9,1	60,0	6,0	10,0	1,72	934	12,6	16
2	161	4,36	14,83	50	8,0	62,7	7,6	6,4	2,65	724	16,2	6
3	158,3	4,50	12,02	58	8,36	64,7	7,2	7,4	2,69	733	15,5	8
4	164,3	4,50	14,27	52	7,13	63,5	8,0	5,2	2,79	770	15,4	9
5	204,4	4,57	11,74	67	8,35	64,5	7,2	7,6	3,79	761	15,6	7
6	204,2	4,57	7,38	88	8,48	60,8	7,2	7,6	3,41	908	13,4	15
7	156,2	5,06	12,02	64	9,48	62,7	6,0	9,6	2,87	659	18,0	2
8	158,2	5,20	16,66	53	7,18	66,0	8,2	5,6	2,44	842	14,4	12
9	157,7	5,34	16,17	55	7,08	65,0	8,2	5,8	2,61	784	15,24	10
10	155,5	5,62	11,32	69	10,10	71,3	5,2	10,8	2,61	681	17,65	4
11	154,2	5,83	14,27	69	8,75	56,5	6,5	7,0	2,50	751	16,40	5
12	154,9	5,83	20,11	61	5,28	75,6	9,3	0,4	2,52	993	11,7	17
13	117,6	6,05	12,58	75	10,40	60,0	6,2	9,4	1,84	798	15,0	11
14	117,7	7,17	14,76	78	9,25	60,8	5,4	10,6	1,60	880	13,6	13
15	197,2	7,24	14,13	92	8,60	62,0	6,8	8,6	5,10	576	21,0	1
16	157,5	7,38	19,54	70	7,18	59,0	7,4	6,6	2,48	857	13,4	14
17	148,9	7,38	9,49	85	10,80	76,0	3,6	11,6	2,56	673	18,0	3

Ce tableau présente un très grand intérêt et il comporte peut-être de graves enseignements; mais je crains qu'on n'éprouve de grandes difficultés à dégager des conclusions certaines de cet amas de chiffres.



Le Comité a commenté de la manière qui suit les résultats qu'il a obtenus. Il faut d'abord écarter l'essai n° 15, bien qu'il soit le premier par ordre de mérite, parce qu'il correspond exceptionnellement à une pleine charge de plus de 5 chevaux. Les meilleurs résultats, à charge normale, sont ceux qui portent les numéros d'ordre 7 et 17; ils correspondent à 9,48 et 10,80 volumes d'air, alors qu'il n'en fallait théoriquement que 5,5; mais 17 est caractérisé par une forte compression alors qu'au contraire 7 n'a qu'une faible compression. Le comité pense que l'influence des fortes compressions ne s'exerce heureusement sur le rendement que pour des compositions déterminées du mélange; ainsi, il fait remarquer que les essais 4, 8, 9 et 16, pour lesquels la teneur en air est identique, font ressortir un désavantage pour 16, dans lequel cependant la compression est la plus forte. Comparant aussi 1 et 14, dans lesquels la compression varie dans le rapport de 1 à 2, il constate que la forte compression du dernier essai n'a pas suffi pour améliorer le rendement. Il conclut dans les termes suivants : « Nos essais semblent prouver que l'économie dépend d'un choix judicieux dans la composition du mélange en air et en gaz, la teneur en air augmentant avec la compression. Mais ces expériences ne sont pas assez nombreuses en ce moment pour nous permettre de déterminer la teneur qui convient pour une compression donnée (1). »

Un second rapport a fait connaître les résultats de quatre nouvelles séries d'essais, dont nous extrayons les chiffres des tableaux de la page ci-contre.

Le comité n'a pas publié de déductions fermes sur ces nombreuses expériences.

Nous proposerions de conclure dans le sens de ce qui suit.

L'essai A, dans lequel la compression augmente au fur et à mesure que le mélange est constitué plus pauvre et que le travail diminue, fait ressortir l'avantage des hautes compressions et des mélanges pauvres; le résultat du n° 7 le prouve. L'essai B est ordonné de même et il conduit aux mêmes conclusions; toutefois, c'est principalement l'avantage des mélanges pauvres qui ressort de cette série dans laquelle la compression a peu varié. Les expériences C concordent avec les précédentes; on voit que, la puissance effective baissant de 4,04 à 2,45 chevaux, le rendement thermique indiqué monte néanmoins de 17,2 à 21,9 %. La série D attribue le meilleur rendement de 23,1 à une compression de 8 k. 36 absolus; pour un mélange pauvre formé à 10,7 volumes d'air, le moteur ne développe que 4,06 chevaux indiqués et 2,81 chevaux effectifs.

Le meilleur régime de marche de ce moteur correspond donc à 3 chevaux effectifs au plus, pour environ 7 kg. 5 de compression effective et 11 volumes d'air par volume de gaz, le pouvoir supérieur de ce gaz étant 5.300 calories environ.

Le comité n'a pas jugé utile de faire varier la vitesse, qui est restée voisine

1. *The tests seem to indicate that economy depends on the choice of the correct ratio of air to gas, and that this ratio increases with the compression. The number of experiments is not yet sufficient to determine what this ratio is for any given compression.*



de 200 tours par minute, ni la température de l'enveloppe, maintenue aux environs de 65° dans toutes ces expériences.

NUMÉRO D'ORDRE	VITESSE EN TOURS PAR MINUTE	COMPRESSION	PRESSION MAXIMUM	EXPLOSIONS PAR MINUTE	VOLUME D'AIR PAR LITRE DE GAZ	TEMPÉRATURE DU CYLINDRE	TEMPÉRATURE DE LA DÉCHARGE	EN DÉTENTE	PUISSANCE INDIQUÉE	PUISSANCE EFFECTIVE	CONSOMMATION PAR CHEVAL-HEURE indiqué	RENDEMENT THERMIQUE INDIQUÉ
		kg.	kg.			deg.	degrés		chev.	chev.	litres	
<i>Essai A.</i>												
1	191,5	3,82	10,39	95,7	5,5	63	1.097	1,501	5,11	3,98	770	16,6
2	190,3	3,75	10,19	94,4	6,4	64	982	1,491	4,68	3,51	749	17,4
3	200,6	3,85	10,10	96,2	7,2	62	937	1,426	4,53	3,30	716	17,9
4	201,5	3,98	9,23	95,7	7,8	66	947	1,400	4,41	3,55	707	18,7
5	207,5	4,07	8,78	89,9	8,2	60	932	1,328	3,95	2,98	707	18,7
6	197,1	3,67	9,13	94,3	8,1	58	847	1,405	4,24	2,88	708	18,3
7	206,8	4,32	7,35	99,2	10,1	64	857	1,347	3,86	2,72	703	18,9
8	201,3	3,67	8,57	91,7	8,6	64	737	1,410	3,75	2,55	720	17,7
<i>Essai B.</i>												
1	196,3	4,96	15,79	93,9	5,4	63	1.027	1,483	5,44	3,93	702	19,0
4	196,2	4,86	11,87	87,1	7,0	61	942	1,516	4,54	3,41	665	20,0
8	202,3	5,29	9,92	95,5	9,8	62	817	1,341	4,05	2,83	634	20,7
9	203,5	5,36	9,05	97,4	10,5	61	747	1,383	3,81	2,51	623	21,2
<i>Essai C.</i>												
1	198,7	6,45	14,75	95,2	5,0	64	992	1,413	5,27	4,04	754	17,2
3	200,8	6,73	17,32	95,1	5,8	66	907	1,382	4,93	3,84	708	18,2
5	198,8	6,59	11,72	99,1	7,9	62	857	1,332	4,65	3,66	640	20,0
7	201,6	6,52	9,65	92,5	9,8	61	817	1,299	4,03	2,45	586	21,9
<i>Essai D.</i>												
1	199,0	8,66	13,60	92,7	6,5	65	862	1,344	4,46	3,71	728	18,1
2	196,7	8,92	18,28	92,3	6,8	62	822	1,338	4,57	3,41	690	19,1
3	199,1	8,82	14,80	98,0	7,4	62	872	1,324	4,96	3,80	620	21,2
4	200,3	8,70	14,41	96,6	8,0	64	887	1,327	5,08	3,71	580	22,1
5	202,0	8,70	14,05	95,1	8,4	66	842	1,327	4,88	3,51	566	22,7
6	202,5	8,85	13,81	95,0	9,4	60	777	1,294	4,45	3,10	577	22,3
7	200,7	8,66	12,18	92,7	9,9	61	787	1,251	4,21	2,91	569	22,7
8	200,2	8,36	11,85	93,7	10,7	66	749	1,245	4,06	2,81	558	23,1
9	200,5	8,82	12,60	92,9	10,9	63	702	1,230	3,94	2,70	566	22,7
10	202,0	8,72	12,00	95,4	11,7	64	637	1,199	3,71	2,37	572	22,5

Le moteur soumis à ces multiples épreuves ne possède qu'un rendement de 23,1 en travail indiqué au maximum; il est le plus généralement égal à 19 ou 20 %; cette infériorité relative est due à ce que la détente est fort incomplète et que les gaz ont une température excessivement élevée à leur sortie du cylindre. Il est surtout très regrettable que le comité n'ait pas fait porter ses études sur une machine mieux conditionnée, utilisant plus parfaitement le calorique disponible. Un moteur de 4 chevaux, dépensant jusqu'à 700 litres de gaz de ville à 5.250 calories par cheval-heure indiqué et jamais moins de 558 litres, était, à l'époque de ces essais, une machine médiocre qui n'aurait pas dû servir de



sujet d'étude et qui ne pouvait fournir de conclusions utiles que par l'analyse de ses imperfections. J'ai toujours estimé qu'il était préférable d'expérimenter sur des machines en service dans l'industrie, que sur des moteurs de laboratoire, de puissance minime, de qualité discutable, sur lesquels on avait bientôt fait d'épuiser les recherches.

M. Eugène Meyer a du moins eu la bonne fortune de trouver à l'École de Hanovre un moteur de valeur moyenne, d'une puissance de 8 chevaux, dont il lui a été possible de modifier à son gré les conditions diverses du fonctionnement.

La compression étant d'environ 6 kilogrammes, on a obtenu les résultats ci-dessous :

NOMBRE DE TOURS PAR MINUTE	VOLUME D'AIR par VOLUME DE GAZ	CONSOMMATION DU GAZ par cheval-heure indiqué	CALORIES EMPORTÉES PAR L'EAU de circulation pour un litre de gaz
218	5,93	584	2.260
235	8,92	524	1.995

Nous voyons donc décroître la consommation de gaz au fur et à mesure que la vitesse augmente ainsi que la dilution du gaz dans le mélange tonnant; l'action de paroi est moindre, et cet effet se manifeste par une diminution de la chaleur emportée par l'eau de réfrigération du cylindre.

M. Meyer a fait des expériences analogues sur un moteur Otto de 50 chevaux, alimenté de gaz de ville dont le pouvoir inférieur était de 4.960 calories; le pouvoir supérieur peut donc être estimé à 5.400 calories; la compression était forte et atteignait 9 kg. 25 : la pression explosive montait à 22-25 kilogrammes.

Voici les chiffres relevés à diverses charges.

NOMBRE DE TOURS PAR MINUTE	PUISSANCE INDIQUÉE $\zeta_i$	PUISSANCE EFFECTIVE $\zeta_e$	RENDEMENT ORGANIQUE	$\zeta_i - \zeta_e$	CONSOMMATION		CALORIES EMPORTÉES PAR L'EAU de circulation pour un litre de gaz	TEMPÉRATURE D'ÉCHAPPEMENT
					par CHEVAL-HEURE indiqué	par CHEVAL-HEURE effectif		
	chev.	chev.	%					degrés
198,8	73,5	65,1	89	8,4	388	438	1,884	498
204,6	63,3	54,6	86,1	8,7	428	496	1,776	455
206,3	52,6	42,7	81,0	9,9	465	573	1,735	392
207,9	40,1	30,7	76,0	9,4	618	808	1,664	325
206,0	29,4	18,0	61,0	11,4	752	1.230	1,515	224
200,6	12,5	0	»	12,5	946	»	»	142

Le réglage de ce moteur s'effectuait par appauvrissement du mélange et les diagrammes se modifiaient profondément dans leur forme, passant de la courbe élançée I à la courbe surbaissée II de la figure 73.



Or, la consommation s'accroît rapidement par cheval-heure indiqué à mesure que la charge devient moindre, ce qui était attendu; mais la perte à la décharge et à la paroi diminue en même temps, de telle sorte qu'on ne saurait attribuer à l'action de paroi la consommation de plus en plus élevée que nous constatons. On ne peut l'expliquer autrement que par le ralentissement de la combustion, le *nachbrennen* manifesté par le diagramme II ayant sans doute pour effet une combustion incomplète. Nous voyons donc qu'on aurait tort de poser en principe que la dilution améliore le rendement; ce n'est vrai que si la dilution est accompagnée par une augmentation corrélative de la compression, suffisante pour maintenir une inflammabilité déterminée du mélange formé. Cette constatation confirme ce que la théorie nous avait appris sur les avantages des cycles à surcompression : elle justifie la pratique des constructeurs qui opèrent des compressions de plus en plus fortes à mesure qu'ils appauvrissent leur mélange.

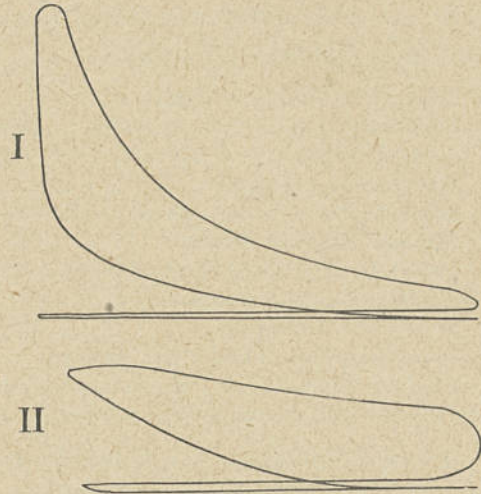


Fig. 73. — Diagrammes à combustion vive et ralentie.

M. Meyer <sup>(1)</sup> a mis en lumière ce point important de la théorie générale et expérimentale par une nouvelle série d'essais, poursuivis avec méthode, sur un moteur d'étude de son laboratoire de la *Technische Hochschule* de Berlin <sup>(2)</sup>. Nous extrayons du mémoire de M. Meyer les données suivantes :

NOMBRE de TOURS	PUISSANCE INDICUÉE en chevaux	PUISSANCE EFFECTIVE en chevaux	GAZ PAR CH.-H. effectif en litres	CALORIES par CH.-HEURE effectif	VOLUMES D'AIR pour un de gaz	PRESSION de COMPRES-SION	PRESSION EXPLOSIVE
<i>Gaz de ville.</i>							k
202,2	13,50	10,11	628	3.270	8,3	8*	20,2
202,8	13,04	9,74	645	3.290	8,7	7,4	19,9
203,3	13,18	10,16	676	3.555	7,8	6,2	17,1
<i>Gaz pauvre.</i>							
204,9	12,25	8,20	3.110	3.315	1,25	7,6	16,4
194,6	11,28	8,56	3.000	3.640	1,15	6,9	16,0
203,0	10,49	7,10	3.920	4.470	1,19	5,9	10,6

1. MEYER, *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, tome XLIII, 1900.

2. *Untersuchungen am Gasmotor*, par E. Meyer, Berlin 1903. Ce moteur mesure 220 millimètres de diamètre, 0 m. 330 de course, et il a une vitesse normale de 200 révolutions par minute; il sort des ateliers de Deutz; des dispositifs spéciaux permettent de faire varier à volonté la compression et le moment de l'allumage. Le rendement du moteur est bon, mais non excellent.



Les conclusions de ce travail sont formelles relativement aux avantages de la compression et nous nous trouvons entièrement d'accord avec lui sur ce point. Par contre, nous estimons qu'il n'attribue pas à l'action de paroi toute l'importance qu'elle possède et qui ressort de ses expériences elles-mêmes. Voici, en effet, quelques chiffres que nous trouvons à la page 12 du mémoire dont nous résumons les indications.

Nombre de tours par minute.....	197,6	198,5	198,1	199,1	203,0	200,8
Puissance indiquée en chevaux.....	13,86	13,20	12,87	13,52	13,30	12,84
— effective.....	9,88	9,93	9,90	9,96	10,15	10,04
Rendement organique.....	0,712	0,752	0,768	0,736	0,763	0,782
Gaz par cheval-heure effectif en litres....	743	705	667	698	673	615
Pouvoir inférieur du gaz.....	5.050	4.985	5.040	5.045	5.042	5.010
Calories par cheval-heure effectif.....	3.750	3.510	3.360	3.520	3.395	3.080
Température de la paroi.....	17,7	35,2	68,3	17,1	35,5	69,0
Degrés de l'allumage.....	5	5	5	4	4	4
Consommation d'huile par heure.....	9,6	14,0	26,4	49,0	64,6	37,1
Chaleur emportée par l'eau de l'enveloppe.	39,1	39,1	35,9	38,1	38,5	36,3
Calories par cheval-heure indiqué.....	2.650	2.640	2.585	2.590	2.590	2.405

La consommation par cheval-heure effectif tombe de 3.750 calories à 3.360 et même à 3.080; l'économie atteint 10 %; mais on l'attribue à un meilleur graissage et à une amélioration du rendement organique : admettons-le, tout en faisant observer que le moteur essayé possède un rendement organique fort médiocre et que, vraisemblablement, dans un moteur mieux établi, l'influence d'un excès de graissage serait moins sensible. Quoi qu'il en soit de ce qui précède, nous voyons que, pour une différence de température de l'eau de réfrigération de 35°,5 à 69°, la consommation par cheval-heure indiqué passe de 2.590 à 2.405 litres; le bénéfice de 181 litres correspond à 6 %. Nous estimons que ce n'est pas une quantité négligeable dans l'espèce.

Les effets heureux de la compression ressortent bien encore de la comparaison ci-dessous, établie par M. Dugald Clerk, entre des essais faits par lui à onze ans de distance sur des moteurs Crossley, qui ne diffèrent guère entre eux que par le degré de compression préalable. Ce tableau permet d'ailleurs de juger des progrès réalisés par les grands constructeurs anglais en un si court intervalle de temps.

Diamètre du cylindre.....	203 mm.	241,2 mm.
Course du piston.....	0 m. 4064	0 m. 4572
Volume d'une cylindrée.....	13 l. 17	20 l. 90
— de la chambre de compression....	8 l. 45	8 l. 35
Pression de compression.....	2 kg. 179	3 kg. 374
— explosive.....	8 kg. 858	14 kg. 060
— moyenne.....	4 kg. 007	5 kg. 729
Révolutions par minute.....	164	160
Puissance indiquée.....	9 HP	19,25 HP
— effective.....	6,75	15,75
Gaz consommé par ch.h. indiqué.....	722 litres.	600 litres.
— effectif.....	963 —	733 —
Rendement organique.....	0,75	0,82



Le perfectionnement réalisé par l'augmentation de la compression ressort mieux encore des comparaisons suivantes faites par M. Atkinson.

	Moteur Otto de 1882.	Moteur Crossley de 1888.	Moteur Crossley à balayage de 1894.
Diamètre du cylindre.....	229 mm.	241 mm.	291 mm.
Course du piston.....	0 m. 406	0 m. 457	0 m. 533
Tours par minute.....	154	160,7	173,6
Pression moyenne.....	5 kg. 04	4 kg. 79	6 kg. 94
Consommation par ch.h. indiqué. — effectif..	594 litres. 793 —	582 litres. 676 —	410 litres. 466 —
Compression.....	2 kg. 8	4 kg. 29	5 kg. 55
Pression explosive.....	11 kg. 95	14 kg. 34	19 kg. 68

Les trois diagrammes de la figure 74 sont caractéristiques de l'évolution dont nous venons de relever les résultats.

La pression explosive croît visiblement avec la compression préalable, et la forme du diagramme se modifie. La pointe aiguë du troisième diagramme témoigne d'une combustion plus rapide ; la consommation par cheval-heure est par le fait descendue à 466 litres.

La série des diagrammes de la figure 75 est fort suggestive aussi : j'emprunte ces courbes à un intéressant travail de M. Cuinat, basé sur des recherches de M. Allaire (1).

Ces diagrammes ont été pris sur un moteur Charon, à deux cylindres de 350 millimètres de diamètre, 0 m. 600 de course, faisant 150 tours par minute ; ils correspondent aux données suivantes :

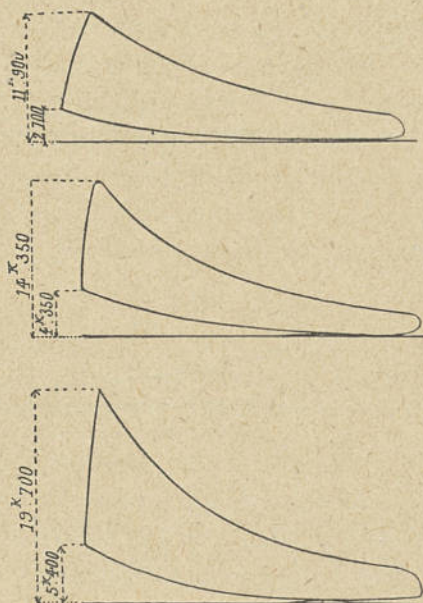


Fig. 74. — Effets de la compression.

	COMPRESSION	PRESSION MOYENNE	PUISSANCE INDIQUÉE	RENDEMENT ORGANIQUE	CONSUMMATION DE GAZ par ch. h. ind.
	kilogr.	kilogr.	chevaux		litres
A.....	4,0	1,575	31,1	0,53	1.072
B.....	4,3	2,200	43,2	0,69	638
C.....	4,7	2,540	49,5	0,81	538
D.....	5,2	2,820	54,7	0,87	497
E.....	5,7	3,010	58,3	0,91	479

1. « Résultats d'essais faits sur un moteur à gaz », par H. Cuinat, *Bulletin technologique de la Société des anciens élèves des Ecoles d'arts et métiers*, 1894.



Le rendement augmente avec la compression et la consommation baisse; l'allure des diagrammes change en même temps et caractérise la nature des combustions qui ont lieu dans ces diverses conditions. On ne saurait trouver une démonstration plus complète des résultats des fortes compressions et des combustions vives qui en résultent.

Nous pourrions accumuler les preuves en faveur des compressions considérables; citons encore des expériences faites par M. Bellamy sur un moteur Stockport; pour des compressions montant de 4 kg. 22 à 6 kg. 33 et 7 kg. 36, la

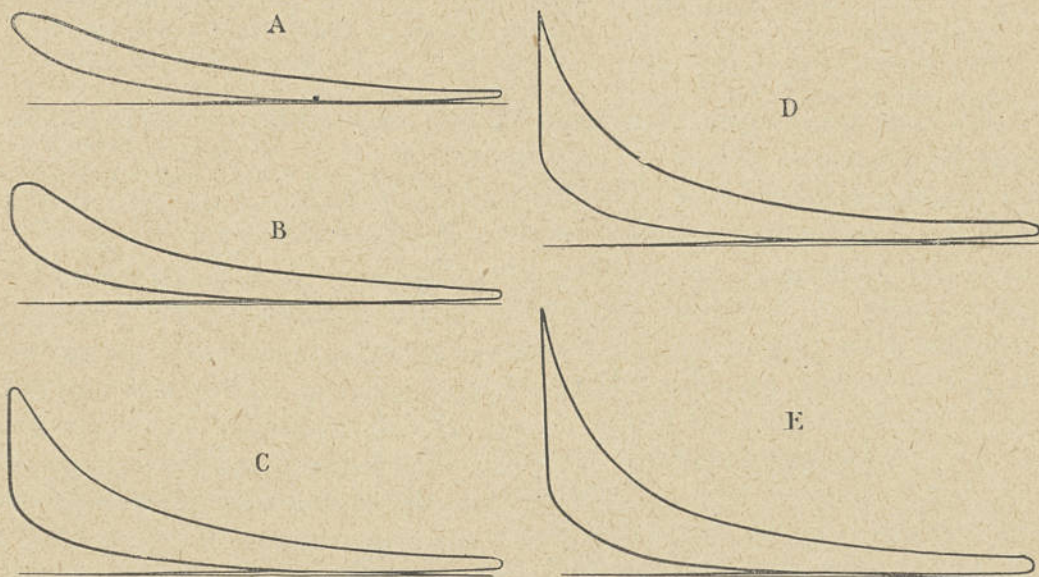


Fig. 75. — Diagrammes Charon à compression variable.

consommation de gaz a baissé de 538 à 500 et 481 litres par cheval-heure effectif. Le moteur Niel, que j'ai essayé à Évreux, en 1902, avec M. A. Moreau, comprimait à près de 11 kilogrammes, et ne consommait que 439 litres de gaz d'un pouvoir supérieur de 5.664 calories.

Tous les diagrammes reproduits ci-dessus confirment la conclusion que nous avons formulée, de par la théorie générique, que les fortes compressions diminuent la température des gaz de la décharge, même dans les cycles Beau de Rochas et Otto, qui opèrent toujours une détente incomplète. Le rendement thermique indiqué doit donc être amélioré.

Le rendement thermique effectif gagnera moins : en effet, M. Pétavel a démontré qu'à une augmentation de compression correspond nécessairement un accroissement des résistances passives; le rendement organique étant égal à 0,79, pour une compression de 3 kg. 7, tombe à 0,74, lorsque la compression monte à 5 kg. 6. L'effet est assez marqué pour qu'on en tienne compte (1).

1. *British Association*, 11 septembre 1913.



Nous en avons assez dit sur la compression, que tous les constructeurs s'accordent aujourd'hui à pousser aussi loin qu'ils peuvent, en s'efforçant d'atténuer ses inconvénients, en opérant sur des mélanges pauvres, en pratiquant des injections d'eau, en refroidissant plus spécialement la culasse, en améliorant sa forme, en faisant du balayage, etc., tous moyens signalés et discutés ci-dessus.

J'ai démontré, il y a quelques années, comment toutes ces théories relatives aux effets de paroi et aux fortes compressions trouvent leur illustration dans la technique des canons et des armes à feu, dont le rendement est égal de ce chef à celui des meilleurs moteurs à gaz : je ne peux que rappeler ici ces études (1).

Il me reste à signaler encore quelques recherches qui complètent les considérations précédentes.

M. E. Meyer a dirigé une série d'essais en vue de déterminer l'influence de la grandeur des moteurs sur leur fonctionnement et leur rendement (2) : ces recherches intéressent aussi la théorie expérimentale. Malheureusement, M. E. Meyer a opéré sur des moteurs à pétrole; il eut été préférable de prendre comme sujets d'expérience des moteurs à gaz; les résultats que nous allons synthétiser ci-dessous présentent néanmoins une grande importance.

Voici d'abord les données de construction relatives aux deux machines mises en parallèle.

	12 HP	2 HP
Diamètre du cylindre.....	270 mm.	140 mm.
Course du piston.....	0 m. 370	0 m. 210
Volume engendré par course.....	21,19 litres.	3,23 litres.
— de la chambre de compression	12,32 —	1,98 —
Vitesse de régime.....	175 révolutions.	230 révolutions.

Le pouvoir calorifique inférieur du pétrole employé était de 10.200 calories par kilogramme, vapeur d'eau non condensée : ce chiffre a servi de base à l'établissement du rendement thermique.

Le tableau synoptique ci-après présente les résultats dans l'ordre d'une admission de pétrole décroissante. Les essais ont duré en moyenne de 15 à 20 minutes, ce qui est trop court pour réaliser un régime normal de marche et atteindre cet état permanent que les allemands appellent *beharrungszustand*. La pression explosive oscillait dans le grand moteur entre 11,0 et 13,3 kilogrammes, entre 10,6 et 13,3 dans le petit; la valeur moyenne restait la même dans les deux machines. Les pressions à la fin de la détente étaient égales à 3,65 kilogrammes dans le gros cylindre, et 3,50 kilogrammes dans le petit. L'eau de réfrigération était admise à 12°5.

1. Witz, « Armes à feu et moteurs à gaz », *Revue des questions scientifiques*, tome LXI, août 1907. — « Canons et moteurs à gaz », *Société belge des ingénieurs et des industriels*, 1907. — « Canons et moteurs », *Dernière évolution du moteur à gaz*, page 140.

2. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, tome XL (tiré à part).



M. Meyer fait observer que, dans les essais 11 et 12, il s'est produit vraisemblablement une plus forte condensation d'huile contre les parois, qui a échappé à la combustion.

	NUMÉRO D'ORDRE	VITESSE EN TOURS	EXPLOSIONS PAR MINUTE	CONSOMMATION D'HUILE PAR EXPLOSION	PRESSION MOYENNE	PUISSANCE INDIQUÉE	PUISSANCE EFFECTIVE	CONSOMMATION PAR CHEVAL-HEURE EFFECTIF	TEMPÉRATURE DE LA PAROI	TEMPÉRATURE DE LA DÉCHARGE	DURÉE DE L'INFLAMMATION en secondes	CHALEUR %		
												TRANSFORMÉE en travail	EMPORTÉE par l'eau	EMPORTÉE par les gaz
		tours		gr.	kg	chev.	chev.	kg.	degr.	degr.	sec.			
Moteur de 12 chev.	1	177,3	79,5	1,206	4,94	17,76	15,48	0,394	40,9		0,031	19,1	37,3	43,6
	2	176,3	82,0	1,174	4,73	17,45	14,49	0,398	38,7		0,033	18,7	34,0	47,3
	3	177,2	80,1	1,155	4,67	16,82	14,57	0,381	44,7		0,032	18,7	35,6	45,7
	4	177,4	81,0	1,144	4,65	16,93	14,59	0,381	44,8		0,032	18,8	36,4	44,8
	5	176,1	83,5	1,127	4,69	17,61	14,48	0,390	38,8		0,034	19,3	34,0	46,7
	6	177,0	82,0	1,115	4,77	17,62	14,56	0,377	41,4		0,030	19,9	35,6	44,5
	7	177,0	82,7	1,095	4,63	17,21	14,56	0,373	43,5		0,032	19,6	35,4	45,0
	8	177,3	80,2	1,059	4,54	16,85	13,56	0,376	43,5		0,035	19,9	35,0	45,1
	9	176,6	80,8	1,052	4,36	15,79	13,46	0,379	39,4	au-dessus de 500	0,037	19,2	35,0	45,8
Moteur de 2 chev.	13	231,8	111,4	0,252	4,84	3,71	2,92	0,576	45,3	453	0,016	13,6	37,0	49,4
	10	231,9	108,6	0,235	4,88	3,65	2,92	0,524	43,1	434	0,017	14,8	39,8	45,4
	11	231,9	111,4	0,210	4,82	3,70	2,92	0,481	43,5	398	0,021	16,4	46,2	37,7
	12	231,6	110,0	0,194	4,81	3,63	2,81	0,456	42,3	398	0,027	17,5	43,3	39,2

Ces chiffres provoquent de curieuses et utiles observations.

Et d'abord, nous voyons que la perte due aux parois est certainement moindre dans le grand moteur que dans le petit; elle passe de 35 % à 46. Les essais 10 et 13 sont moins caractéristiques que les deux derniers, mais il est fort probable que le pétrole injecté n'a pas été complètement brûlé.

Le travail indiqué représente, dans le premier cas, 19,6 % de la chaleur disponible, et seulement 17,5 % dans le second cas : la réduction de l'action de la paroi n'aboutit, par suite, qu'à 2 % de bénéfice, la perte par l'échappement devenue plus grande étant venue compenser l'avantage obtenu. C'est du moins l'avis de M. Meyer; pour le justifier, il est obligé de sacrifier les essais 13 et 10. Je ne partage pas sa manière de voir à cet égard : à mon avis, il faut faire une moyenne entre les essais 10, 11, 12 et 13, et alors apparaît manifestement le bénéfice réalisé par la réduction de l'action de paroi. Je ne pousse pas cette opinion à l'extrême, parce que les pertes à l'échappement peuvent augmenter sensiblement dans les cylindres de fort diamètre; mais l'action de paroi ne doit pas être méconnue.

La durée d'inflammation est prolongée dans le gros cylindre; et pourtant, dit M. Meyer, la vitesse du piston est, dans ce cas, de 2 m. 16 au lieu de 1 m. 6. Cette constatation ne confirme, en effet, pas la loi que j'avais formulée.

L'expérience a démontré que les espoirs que les ingénieurs avaient fondés sur la construction des puissants moteurs ne se sont point réalisés, pour ce qui est de leur rendement thermique. Se basant sur la différence des rapports des



surfaces intérieures aux volumes des petits et des gros cylindres (1), on s'attendait à constater de notables augmentations de ces rendements ; ils éprouvèrent à cet égard une vive déception, car les faits ne répondirent nullement à leur attente.

On a voulu y voir principalement un échec de la théorie des parois : ce n'en était assurément pas une confirmation. Toutefois, on a singulièrement exagéré les déductions que suggérait cette constatation. En effet, on aurait eu le droit de raisonner de la manière qui suit : si les grandes machines de plusieurs milliers de chevaux, que l'on construit aujourd'hui, ne rendent pas davantage que les petits moteurs, à égalité de compression, et en se bornant à la considération du rendement indiqué, cela provient en grande partie de ce que l'on est obligé de refroidir tous leurs organes, non seulement la culasse et le cylindre, mais encore les pistons et les soupapes, d'où résulte une aggravation de l'action nuisible des parois froides sur les phénomènes d'explosion et de combustion, qui échappe à toute comparaison.

Mais restons-en au fait des rendements comparés des petits et des gros moteurs. Il est bien établi que ces derniers ne possèdent pas, du chef de leurs dimensions, des rendements supérieurs ; j'ai relevé des résultats aussi avantageux sur des moteurs de 20 chevaux que sur des moteurs de 1.600 chevaux, et les moteurs ultra-légers de l'aviation ont fourni récemment de véritables records de consommation. La question est donc hors de contestation. En machines à vapeur les résultats sont tout autres : mais aussi les phénomènes présentés, dans les machines à combustion interne, sont-ils beaucoup plus complexes et soumis à l'influence de facteurs d'un ordre tout différent.

\* \* \*

Passons, maintenant, aux bilans de fonctionnement, que l'on dresse à la suite des essais du moteur ; ils conduisent souvent à d'intéressantes et très utiles constatations.

La méthode des bilans fournit des indications précises pour analyser le fonctionnement d'un moteur et se rendre compte de l'utilisation du calorique : nous en rapporterons quelques-uns pour établir une base générale d'appréciation.

Voici, d'après MM. Thurston et Cartwright, la manière dont se répartit la cha-

1. Si nous désignons par L la longueur d'un cylindre et par D son diamètre d'alésage, par S sa surface interne et par V son volume, on a :

$$\frac{S}{V} = 2 \left( \frac{1}{L} + \frac{2}{D} \right),$$

rapport dont la valeur diminue quand L et D augmentent.



leur disponible dans un moteur consommant 600 litres par cheval-heure indiqué et 780 litres par cheval effectif.

Perte par l'eau de circulation.....	46,90
— par rayonnement.....	10,76
— à l'échappement.....	23,55
— par frottements.....	4,10
— par travail de la pompe.....	0,42
Utilisation nette.....	14,27
	<hr/>
	100,00

Ces résultats, admirés autrefois, sont grandement dépassés aujourd'hui.

MM. Brooks et Steward ont donné le tableau de répartition suivant, en 1884, à la suite de leurs essais d'Oboken.

Perte par l'eau de circulation.....	52,0
— par rayonnement.....	15,5
— à l'échappement.....	15,5
Utilisation en travail indiqué.....	17,0
	<hr/>
	100,0

Une détente plus complète a diminué la perte à l'échappement.

La grande étude publiée, en 1883, par M. Slaby, sur un moteur Otto de 4 chevaux, a conduit aux chiffres ci-dessous :

Chaleur transformée en travail.....	16,5 %
— emportée par l'eau de l'enveloppe.....	51,2
— entraînée dans la décharge.....	32,3
	<hr/>
	100,0

Répartition des gains et pertes :

Phase de compression.....	— 0 cal. 351
— d'explosion.....	+ 2 cal. 630
— de détente.....	— 0 cal. 095
— d'échappement.....	— 1 cal. 493

MM. Kidwel et Keller ont publié les chiffres ci-dessous, en 1890, pour un moteur Otto de 6 chevaux.

Perte par l'eau de circulation.....	50,16
— à l'échappement.....	27,93
Utilisation nette.....	21,91
	<hr/>
	100,00

Les essais de la Société des Arts ont conduit à des résultats comparables pour un moteur Otto-Crossley :

Perte par l'eau de circulation.....	35,2
— à l'échappement, etc.....	45,6
Utilisation nette.....	19,2
	<hr/>
	100,0



Mes expériences de 1885 sur le moteur Simplex sont résumées dans les chiffres suivants :

Perte par l'eau de circulation.....	41,4
— à l'échappement, etc.....	37,7
Utilisation nette.....	20,9
	<hr/>
	100,0

Une machine Atkinson, essayée par la Société des Arts, a rendu 22,8 %, ainsi qu'il ressort des indications publiées par le jury.

Perte par l'eau de circulation.....	27,0
— à l'échappement, etc.....	50,2
Utilisation nette.....	22,8
	<hr/>
	100,0

Les moteurs Otto de 200 chevaux du service des eaux de Bâle ont fourni à M. Meyer les résultats suivants; ils sont alimentés de gaz pauvre.

Perte par l'eau de circulation.....	25,9
— à l'échappement, etc.....	54,8
Utilisation en travail indiqué.....	19,3
	<hr/>
	100,0

Dans ses derniers essais de Berlin, le même expérimentateur a dressé le bilan suivant, pour son moteur de laboratoire de 10 chevaux.

Perte par avance à l'échappement %.....	0,46	0,35
— combustion retardée.....	0,72	4,23
— la paroi.....	14,07	11,27
— combustion incomplète.....	4,00	15,00

Il est à noter qu'on attribue généralement à l'échappement des gaz brûlés la perte résultant de la combustion incomplète; et de fait, c'est bien ainsi qu'il faut appliquer ce déchet. Nous croyons toutefois que le moteur de Berlin opérait médiocrement le mélange, ce qui était cause des pertes exagérées constatées par combustion défectueuse au cours de ces essais.

Le moteur Niel (nouveau type) essayé par M. A. Moreau et par moi, en 1902, qui ne consommait que 439 litres de gaz, à 5.664 calories (pouvoir supérieur), par cheval-heure indiqué, a donné lieu à d'importantes constatations :

Perte par l'eau de circulation.....	21,6
— la décharge et le rayonnement.....	38,8
— les frottements.....	14,1
Rendement thermique effectif.....	25,5
	<hr/>
	100,0

Ce moteur, de 46 chevaux, était caractérisé par une forte compression à 12 kilogrammes d'un mélange très dilué; son rendement organique à pleine charge était de 85,9 %.



Un des essais les plus complets que j'ai faits a eu pour objet un moteur Tangye, de 254 millimètres de diamètre, 0 m. 483 de course, développant 27 chevaux par 200 tours, en consommant par cheval-heure effectif 493 litres de gaz à 5.383 calories (pouvoir supérieur); j'ai dressé le bilan ci-dessous de son fonctionnement.

Perte par l'eau de circulation.....	35,3
— la décharge.....	23,0
— le rayonnement.....	4,2
— les résistances passives.....	13,6
Utilisation en travail effectif.....	23,9
	100,0

Dans ce moteur, on ne comprimait encore qu'à 5 kg. 4.

En somme, nous voyons dans ces divers essais les pertes par l'eau de circulation

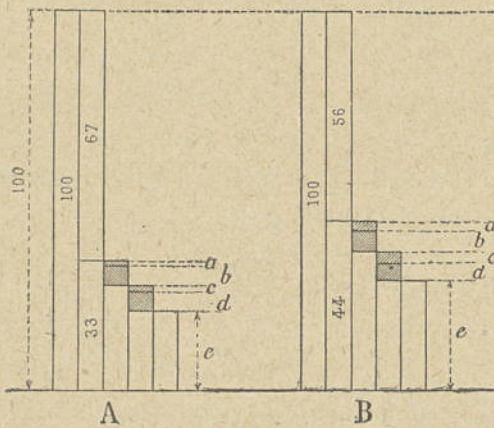


Fig. 76. — Rendements comparés.

passer de 52 % à 21,6 tandis que le calorique emporté par les gaz monte de 15,5 à 54,8 : on peut dire que, dans une certaine mesure, la somme de ces deux pertes ne varie guère, attendu qu'on est exposé à perdre par les gaz ce qu'on regagne sur la paroi; toutefois ce n'est pas toujours exact, et les derniers moteurs réalisent évidemment un meilleur rendement thermique, en portant moins de calories à la décharge, en même temps qu'en réduisant légèrement les pertes à la circulation d'eau.

M. E. Meyer, qui a publié un grand nombre de bilans, a voulu en comparer deux, dont le parallèle lui a paru plus suggestif (1); il a traduit ce parallèle par deux diagrammes rectangulaires juxtaposés, dont le rapprochement ne peut manquer d'éclairer l'esprit en frappant les yeux (fig. 76).

Le moteur A est de 10 chevaux, le moteur B de 70 chevaux; le premier était alimenté au gaz de ville de Goettingue, le second au gaz pauvre de lignite. La compression dans le premier atteignait 3,8 kilogrammes alors qu'elle était de 8 kilogrammes dans l'autre.

Le calcul indiquait que, dans ces conditions, la chaleur utilisable dans A pouvait être estimée à 33 % et dans B à 44 %, d'après les cycles théoriques.

1. E. MEYER, « Die Bedeutung der Verbrennungskraftmaschinen für die Erzeugung Motorischer Kraft », *Gesellschaft deutscher Naturforscher*, 1904.



Or, la répartition des calories s'opérait de la manière qui suit :

		A	B
Perte par combustion incomplète.....	a	4,0	2,3
Chaleur emportée par l'eau.....	b	15,2	14,9
— équivalente à l'aspiration et à la décharge.....	c	4,2	5,2
— — aux frottements.....	d	16,4	7,8
— transformée en travail effectif.....	e	60,2	69,8
		100,0	100,0

Cette manière de dresser le bilan n'est pas celle qui est adoptée d'ordinaire; elle présente l'avantage de faire mieux ressortir l'effet des imperfections du cycle et la manière dont se répartit la transformation du calorique utilisable. M. Meyer considère que 67 et 56 % de la chaleur totale traversent le moteur sans pouvoir être convertis en travail; cette portion s'en échappe en nature par l'eau de réfrigération, par la décharge des gaz brûlés, le rayonnement, etc.; pour la réduire il faudrait transformer le cycle : sur le reste, il y a des économies à réaliser, par un meilleur agencement du moteur. On peut s'étonner de l'importance de quelques chiffres adoptés dans cette étude. Ces machines doivent être considérées comme bonnes toutes deux, car elles possèdent des rendements thermiques effectifs qui sont respectivement de 19,9 et de 30,3 % : et pourtant la fraction non convertible est estimée très haut. Nous voyons qu'il se perd beaucoup de calories par la décharge des gaz brûlés : cela explique pourquoi le quantum des calories emportées par l'eau de réfrigération est faible; une certaine compensation s'est produite de ce côté, comme cela se voit d'ordinaire. La combustion est d'autant plus complète que la compression est plus forte ; cette compression présente donc aussi un avantage pratique, marqué par son action sur le régime explosif, sans donner lieu toutefois à une augmentation des résistances passives, comme quelques-uns le croient; le moteur B ne consomme en frottements que 7,8 au lieu de 16,4 % et il possède un excellent rendement organique.

Nous ne connaissons guère de bilans de fonctionnement que pour de petits moteurs; il faudrait maintenant les établir pour les puissantes machines, alimentées de gaz de hauts fourneaux. On éluciderait de la sorte, mieux que par des discussions trop souvent stériles, la grave question du réglage par dosage ou par admission variable. Malheureusement l'opération présente d'énormes difficultés, qui proviennent surtout de la mesure des quantités de gaz et d'air admises, des volumes et de la température des gaz brûlés et des pertes multiples par circulation d'eau et par refroidissement. Nous avons été arrêtés jusqu'ici par ces obstacles de toute nature, qui sont insurmontables.

Il faut donc se résoudre à prendre des moteurs de laboratoire pour sujets d'étude.



Dans l'*American Machinist* (1), M. Matteson a fait connaître les résultats d'essais entrepris par lui dans le but spécial de dresser le bilan d'un moteur à gaz, en vue de la mesure des pertes externes du cylindre; quatre expériences consécutives ont conduit à la répartition suivante des calories consommées de la sorte :

NUMÉROS DE L'ESSAI	1	2	3	4
Puissance effective en chevaux.....	8,124	2,14	4,21	6,73
Rendement organique, %.....	57,7	45,2	62,8	73,60
Chaleur transformée en puissance indiquée.....	15,0	20,5	19,12	18,70
— emportée par l'eau de circulation.....	43,2	44,06	44,55	46,00
— par l'échappement.....	22,0	30,44	29,16	27,80
— perdue par rayonnement extérieur.....	19,8	5,0	7,17	7,50

Les rendements organiques constatés ne témoignent pas grandement en faveur du moteur, qui a fait l'objet de ces épreuves, et les rendements thermiques indiqués sont eux-mêmes assez médiocres; ces expériences eussent été bien plus intéressantes si elles avaient été faites sur une machine en meilleure condition. Mais certains résultats obtenus sont instructifs et notamment l'augmentation des pertes par rayonnement, qui coïncide avec le gain réalisé sur les pertes à l'échappement. La somme de ces deux pertes est bien près d'être constante.

L'influence de la richesse des mélanges sur le rendement a fait l'objet d'une belle étude de M. Naegel, poursuivie en 1905 et 1906, dans le laboratoire de la Technische Hochschule de Dresde (2); il a pris pour sujet d'expériences un moteur Koerting à simple effet, fonctionnant à quatre temps, dont le cylindre mesurait 175 millimètres pour une course de piston de 0 m. 342, capable de développer 8 chevaux par 220 révolutions. Cette machine était munie d'un jeu de soupapes de mélange, permettant d'employer tour à tour et dans de bonnes conditions du gaz de ville, du gaz à l'eau ou bien du gaz pauvre. Des dispositions étaient prises, d'autre part, pour faire passer la compression de 3 kg. 63 à 8 kg. 16. L'allumage était effectué par magnéto, mais on a regretté de ne pouvoir régler l'avance à volonté et de ne pas avoir la possibilité de la faire varier entre des limites assez étendues. L'enveloppe du cylindre était coupée en deux, afin de permettre de séparer les effets de calorification de la culasse et du corps cylindrique. Une cloche à gaz de 50 mètres cubes de capacité recevait les gaz avant leur introduction au cylindre : un doute s'étant élevé sur l'homogénéité de composition des gaz, on adopta au plafond de la cloche un moulinet électrique, qui brassait les gaz et en opérait un mélange parfait. Ce dernier trait témoigne des soins apportés par l'expérimentateur pour assurer à ses résultats la plus grande précision possible.

1. *Le Génie civil*, 24 novembre 1906.

2. « Versuche an der Gasmaschine über den Einfluss des Mischungsverhältnisses », *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 7 et 14 septembre 1907.



Les résultats de ces expériences ont été rapportés au cheval-heure effectif et exprimés en calories : suivant l'usage des Allemands, on avait pris pour base le pouvoir inférieur des gaz.

Il a été établi, d'une manière absolument générale, que la consommation minimum du moteur mis à l'étude correspondait toujours à un dosage effectué avec un grand excès d'air, c'est-à-dire avec une quantité d'air supérieure d'un tiers au moins à celle que l'analyse chimique démontrait suffisante pour obtenir une combustion complète. Pour expliquer ce fait, on pourrait invoquer la nécessité reconnue pour toute combustion de mettre le combustible en présence d'un excès de comburant; mais M. Naegel repousse cette interprétation, en se fondant sur ce que la proportion caractéristique d'une meilleure utilisation de la chaleur est restée la même pour tous les gaz, quelle que fût la compression préalable. Il fait remarquer d'ailleurs que les diagrammes montrent que la durée de la combustion se prolonge d'autant plus qu'il y a plus d'air en excès, au point de donner lieu à des combustions incomplètes, qui ne sont même pas achevées à fin de course du piston. On peut croire que l'économie procurée par une dilution déterminée des gaz combustibles dans l'air est due surtout à une action de paroi, et sur ce point je suis entièrement d'accord avec M. Naegel; les mélanges pauvres développent une moindre température de combustion et il se produit par suite une moindre perte de chaleur au contact du métal relativement froid du cylindre et du piston. Le bénéfice résultant des hautes compressions préalables procède de la même cause, et il a été constaté de même dans les expériences que nous rapportons. Une diminution dans la quantité de chaleur évacuée par les gaz de l'échappement et emportée par l'eau de réfrigération, laquelle est corrélative de l'appauvrissement du mélange, complète du reste la démonstration.

Une observation très intéressante a été faite au cours de ces expériences : c'est que les diagrammes les plus favorables à l'utilisation de la chaleur ne sont pas ceux qui s'élèvent tout droit au moment de l'allumage et forment une pointe aiguë; ces courbes révèlent un mélange riche, formé avec la quantité d'air strictement suffisante, auquel ne correspond pas le maximum de rendement. Celles qui présentent un sommet arrondi, ou un petit plateau, sont obtenues avec un mélange moins riche, corrélatif du plus beau rendement possible. La remarque n'est pas nouvelle, mais M. Naegel est le premier qui ait démontré rigoureusement cette coïncidence : notons que le fait a un caractère très pratique, puisque les consommations ont été rapportées au cheval effectif; l'augmentation des résistances passives, consécutive des explosions brutales d'un mélange riche, contribue certainement au résultat que nous venons de signaler.

La discussion des observations recueillies a conduit à certaines considérations du plus vif intérêt. La condition de régler l'admission en vue de la production d'un mélange pauvre ne peut guère être maintenue que dans les moteurs



admettant tout ou rien; la régulation par la qualité du mélange donne tantôt un mélange plus riche, tantôt un mélange moins riche qu'il ne le faudrait; la régulation par la quantité permet de conserver un dosage déterminé à toutes charges, mais la compression diminue avec la charge et la combustion s'effectue dans de moins bonnes conditions. Une conception fort originale est dès lors née dans l'esprit de M. Naegel; c'est de recourir à un réglage mixte. Le régulateur agirait d'abord sur la quantité du mélange, maintenu à un titre constant, et ce régime de fonctionnement serait conservé, tant que la puissance développée resterait inférieure à celle pour laquelle le cylindre se remplit entièrement de mélange; mais, pour des puissances supérieures, le réglage se ferait sur la qualité. Ce dispositif serait rationnel; toutefois sa réalisation ne laisserait pas que de présenter certaines difficultés: il devrait être essayé sur une machine de grande puissance.

Il est probable que la loi des rendements, découverte par M. Naegel, sera entièrement confirmée pour les moteurs de toute dimension, mais ce n'est pas sûr; l'épreuve devrait donc être faite avant de se lancer dans d'onéreux essais (1).

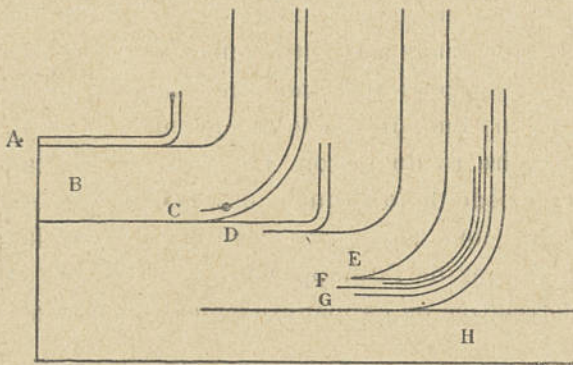


Fig. 77. — Diagramme Sankey des pertes.

d'abord en A la proportion de calorique perdue par mauvaise combustion; elle n'est pas fournie au moteur et ne saurait donc être portée à son passif; B et C sont les quantités de chaleur cédées à l'eau de réfrigération directement, ou consommées pour actionner la pompe de circulation; D est la perte par rayonnement; E le départ de calories par la décharge des gaz brûlés; F représente les pertes par combustion lente et par allumage tardif; G montre la part des résistances passives de la pompe et de la machine motrice; il ne reste enfin que la chaleur H, transformée en puissance effective.

Remaniant les résultats de son confrère, M. Kutzbach a dressé des

1. M. Wilmer, ingénieur de la Société Koerting, s'est rallié aux conclusions de M. Naegel et il a fait remarquer que la pratique de l'enrichissement à pleine charge avait été essayée dès l'année 1890 par sa maison: le maximum d'admission de mélange étant réalisé d'abord à dosage constant, sous l'action du régulateur, cet organe intervient alors pour réduire la section de l'entrée de l'air. Mais les variations de pouvoir du gaz combustible, ainsi que les pressions sous lesquelles il est fourni au cylindre par les gazogènes à aspiration, imposent toujours une intervention manuelle du conducteur. Voir *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 26 octobre 1907.



tableaux très riches en indications, dont nous donnons ci-dessous quelques extraits.

*Gaz de Gazogène.*

DEGRÉ D'ADMISSION %	COMPRES- SION en KG. CM <sup>2</sup>	POUVOIR INFÉRIEUR du mélange	TEMPÉRA- TURE DES GAZ de la décharge	CALORIES EMPORTÉES par l'eau	POURCENTAGE	
					CALORIES de l'eau	CALORIES du travail effectif
33,8	6,74	517	306°	5.002	51,4	13,1
41,8	7,65	513	327	6.086	50,4	17,0
47,2	8,73	520	342	6.552	48,2	18,6
65,1	11,82	525	361	8.254	44,1	20,5
76,8	12,84	514	364	8.840	41,0	22,3

TENEUR EN GAZ %	POUVOIR du MÉLANGE	TEMPÉRATURES ABSOLUES			EXPLOSION		VITESSE D'INFLAM- MATION en m.-sec.	SURFACE SPÉCIFIQUE de paroi cm <sup>2</sup> = calories
		INITIALE	de l'explosion	de l'allumage	DURÉE en SECONDES	PRESSION en kg. cm <sup>2</sup>		
11	587	291°	1.390°	1.990°	0,103	8,8	1,8	900
12	640	291	1.515	2.110	0,070	9,55	2,64	820
13	694	291	1.630	2.220	0,050	10,25	3,7	760
14	748	291	1.735	2.330	0,037	10,85	5,0	710
15	800	291	1.825	2.430	0,030	11,40	6,2	660
8,5	454	294	»	1.670	0,355	12,30	0,52	570
9	482	294	»	1.740	0,250	14,40	0,74	540
10	535	294	»	1.870	0,135	16,8	1,37	490
11	587	294	1.620	1.990	0,095	18,9	1,95	440
12	640	294	1.770	2.110	0,062	20,6	2,98	400
13	694	294	1.900	2.220	0,045	22,1	4,11	370
14	748	294	2.030	2.330	0,033	23,6	5,6	350
15	800	294	2.140	2.430	0,026	24,8	7,1	320

On voit croître, avec la richesse du mélange, les températures explosives et les vitesses d'inflammation; ces éléments agissent dans le même sens que la compression. L'influence de la surface spécifique des parois, exprimée en centimètres carrés par calorie, ressort aussi clairement de ces chiffres. Ainsi s'explique le fait connu que, dans les grands moteurs, la vitesse d'inflammation d'un mélange donné est, toutes choses égales d'ailleurs, plus grande que dans les petits moteurs; l'action refroidissante de paroi est en effet moindre dans ces moteurs. Les puissants cylindres s'accoutument donc moins bien des mélanges riches, à moins qu'on ne fasse intervenir une réfrigération plus énergique.

La forme intérieure de la culasse contribue à l'action de paroi de la même manière que sa température; les ateliers de Nuremberg ont ainsi été amenés par l'expérience à modifier entièrement le dessin des culasses de 20, 100 et 500 chevaux : pour ces derniers, le rapport des surfaces aux volumes a été grandement développé. M. Kutzbach pose en principe que la combustion ne doit pas être finie avant que la manivelle n'ait décrit un angle d'au moins 20°, et quelquefois de 30° ou 40°; l'observation de cette condition provoque des chocs et des coups durs. Pour un moteur de 100 chevaux, comprimant à 10 kilogrammes, alimenté de gaz de ville, on doit considérer comme une limite de



former un mélange à 580 calories, correspondant à 12 % de gaz, ou une proportion du volume de gaz à celui de l'air dans le rapport de 1 à 7,5.

L'influence de la richesse du mélange se fait aussi sentir dans les moteurs à pétrole, mais suivant des lois différentes, qui ne sont du reste pas encore bien connues; d'après des expériences, faites par M. Warson (1) sur un moteur Talbot à quatre cylindres de 85 millimètres d'alésage et 0 m. 120 de course, pouvant développer 20 chevaux par 1.270 tours à la minute, avec une compression de 4 kg. 71, on réalisait la puissance maximum en donnant 11,6 d'air en poids pour 1 de pétrole, et le rendement maximum en portant la dose d'air à 16,9 pour 1. On voit donc que la teneur qui donne la plus grande puissance est loin d'être la plus économique. D'ailleurs, les avantages procurés par l'emploi de mélanges pauvres varient avec la compression et la vitesse; 18 d'air pour 1 de pétrole procurent une sensible réduction de consommation aux faibles vitesses; vient-on à diminuer la quantité d'air et à augmenter la vitesse, la dépense par cheval-heure effectif croît rapidement. Ces résultats très intéressants mériteraient d'être soumis à une étude plus approfondie.

Des essais méthodiquement poursuivis à l'Université d'Illinois, sur un moteur à gazoline, de 8 chevaux, ont fourni des indications qui apportent une nouvelle et sérieuse contribution à la théorie expérimentale : les résultats ont été publiés par l'*American Machinist* et résumés par le *Génie civil* (2).

Diamètre du cylindre.....	146 millimètres.														
Course.....	0 m. 3175														
Volume de la chambre de compression.....	1 l. 752														
Vitesse en tours par minute.....	229,6														
Composition de la gazoline.....	<table border="0" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;">C.....</td> <td style="padding-right: 10px;">0,838</td> <td rowspan="3" style="font-size: 2em; vertical-align: middle;">}</td> <td rowspan="3" style="vertical-align: middle;">1,000</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;">H<sup>2</sup>.....</td> <td style="padding-right: 10px;">0,155</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;">Divers.....</td> <td style="padding-right: 10px;">0,007</td> </tr> </table>	C.....	0,838	}	1,000	H <sup>2</sup> .....	0,155	Divers.....	0,007						
C.....	0,838	}	1,000												
H <sup>2</sup> .....	0,155														
Divers.....	0,007														
Pouvoir calorifique par kilogramme.....	10.176 calories.														
Densité.....	0,710														
Gaz brûlés : composition en poids.	<table border="0" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;">CO<sup>2</sup>.....</td> <td style="padding-right: 10px;">0,0926</td> <td rowspan="4" style="font-size: 2em; vertical-align: middle;">}</td> <td rowspan="4" style="vertical-align: middle;">10,000</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;">O.....</td> <td style="padding-right: 10px;">0,0338</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;">H<sup>2</sup> O.....</td> <td style="padding-right: 10px;">0,0751</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;">Az.....</td> <td style="padding-right: 10px;">0,7985</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="padding-right: 10px;">CO.....</td> <td style="padding-right: 10px;">0,0000</td> <td></td> </tr> </table>	CO <sup>2</sup> .....	0,0926	}	10,000	O.....	0,0338	H <sup>2</sup> O.....	0,0751	Az.....	0,7985		CO.....	0,0000	
CO <sup>2</sup> .....	0,0926	}	10,000												
O.....	0,0338														
H <sup>2</sup> O.....	0,0751														
Az.....	0,7985														
	CO.....	0,0000													
Puissance au frein.....	8,988 chevaux.														
— indiquée.....	10,75														
Rendement organique.....	83,61 %														

BILAN

Chaleur fournie : 100.	
Chaleur équivalente au travail utile produit.....	19,1
— — des frottements.....	3,7
— emportée par l'eau de réfrigération.....	37,5
— — les gaz de l'échappement.....	33,7
— perdue par rayonnement.....	6,0
TOTAL.....	100,0

1. *Engineering*, 11 juin 1908.

2. *Le Génie civil*, 25 octobre 1902.



Dans ces expériences, l'air fourni au moteur était emprunté à un réservoir sous pression, alimentant par un détendeur un second réservoir, dans lequel la pression était maintenue à 25 millimètres d'eau; en notant la pression du premier réservoir et sa température, au commencement et à la fin de l'essai, on calculait sans peine la quantité d'air consommée, en fonction du volume de ce réservoir. Ce procédé est correct, mais il présente l'inconvénient de ne pas se prêter à des épreuves de longue durée : de fait, on n'opérait que vingt-deux minutes. Les gaz brûlés rencontraient un refroidisseur constitué par un condenseur à surface; ces gaz traversaient les tubes, et une circulation d'eau ramenait leur température à celle de l'ambiant; on mesurait le volume d'eau débité et son élévation de température, et l'on calculait d'après cela la chaleur emportée par les gaz de la décharge à leur sortie du cylindre. Le rendement thermique effectif de ce moteur fut trouvé égal à 19,1; le rendement indiqué atteignait 22,8.

Dans les moteurs alimentés d'air carburé par de l'essence ou de l'alcool, on a constaté souvent qu'on peut accroître très notablement la puissance, en élevant la température des parois : mais ce serait une erreur de faire argument de ce fait en faveur de la théorie des actions de paroi. Dans le cas que nous signalons, c'est souvent un autre phénomène qui intervient. Si les conduites, amenant le mélange tonnant au cylindre, sont à une température insuffisante pour vaporiser les gouttelettes de liquide entraînées, ou bien même si cette température peut donner lieu à une condensation, on obtient un mélange non homogène et plus pauvre dans quelqu'une de ses parties, et il en résulte une mauvaise combustion, qui se traduit par un affaiblissement du moteur et par un mauvais rendement. M. Sorel a fait une constatation du fait que nous signalerons en étudiant les moteurs à alcool, et il a signalé le grave inconvénient qui résulte d'une circulation d'eau exagérée dans l'enveloppe du cylindre, surtout lors de la mise en route : il faut, au contraire, permettre à la paroi de s'échauffer graduellement. M. Lumet a confirmé cette règle par des observations précises (1). Le même habile expérimentateur, dont la compétence dans le domaine de ce genre de moteurs est bien établie, a démontré aussi que, lorsqu'il y a excès d'air dans le mélange, la puissance augmente avec l'avance à l'allumage; au contraire, quand il y a excès d'essence, il faut se garder d'exagérer l'avance, parce qu'on risque de faire *cogner* le moteur, et qu'il faut alors aviser aux moyens d'obtenir une étincelle plus chaude et plus nourrie; la carburation et l'allumage sont donc intimement liés.

On ne possède que peu d'essais sur les moteurs à grande vitesse; MM. Hopkinson et Ricardo ont voulu combler cette lacune (2), en opérant sur un moteur Daimler à quatre cylindres, de 16-20 chevaux, pouvant fonctionner entre 250 et 1.400 tours par minute.

1. *Le Congrès des applications de l'alcool dénaturé*, tenu du 20 au 25 novembre 1907.

2. *Engineering*, 8 février 1907, et *Génie civil*, 4 mai 1907.



Les dimensions de ce moteur étaient les suivantes :

Diamètre des cylindres.....	90 millimètres.
Courses des pistons.....	0 m. 130
Volume du cylindre.....	1 l. 12
— de la chambre de compression....	0 l. 28
Rapport de compression.....	3,85

L'air carburé était procuré par un carburateur Daimler chauffé par l'échappement, l'essence étant débitée sous une charge de 60 centimètres. La puissance du moteur variait par étranglement du mélange d'air et d'air carburé et par modification de l'avance à l'échappement. On a mesuré la puissance effective au frein, puis on a déterminé séparément les pertes dans la machine : cette méthode nouvelle d'évaluation de la puissance indiquée mérite d'être signalée et développée.

Pour se rendre compte des pertes du mécanisme, le moteur était maintenu à sa vitesse par un seul cylindre, sur lequel on relevait des diagrammes à différentes allures. La partie positive du diagramme était seule prise en considération, attendu que la partie négative correspondante à l'aspiration et à la décharge constituait des pertes. La puissance indiquée était donc égale aux frottements de toute la machine, augmentés des travaux négatifs des quatre cylindres. Le moteur étant supposé marcher à pleine charge et à une vitesse déterminée, les pertes dues aux frottements ont été considérées comme pratiquement les mêmes; on ne saurait accepter cette égalité pour les autres pertes, mais les expérimentateurs ont constaté qu'il s'opérait des compensations telles qu'ils ont pu admettre en somme que l'ensemble des pertes était le même, soit que la machine fonctionne à pleine charge, soit qu'un seul cylindre la remorque à vide. Admettons-le avec eux.

Voici les résultats relevés; on n'a pu dépasser 1.100 tours en ne prenant de gaz qu'à un seul cylindre.

Vitesse en tours par minute.....	200	400	600	800	1.000	1.100
Puissance indiquée au cylindre unique.....	0 ch. 60	1 ch. 25	2 ch. 00	3 ch. 00	4 ch. 45	5 ch. 55
Puissance d'aspiration et de compression.....	0 ch. 02	0 ch. 10	0 ch. 20	0 ch. 35	0 ch. 70	1 ch. 00
Pertes mécaniques (par différence).....	0 ch. 58	1 ch. 15	1 ch. 80	2 ch. 65	3 ch. 75	4 ch. 55

La puissance effective mesurée au frein a été mesurée en faisant fonctionner le moteur à une vitesse donnée et en réglant l'avance à l'allumage, de façon à obtenir le maximum de travail : en additionnant les pertes trouvées ci-dessus, on obtenait la puissance indiquée.

Vitesse en tours par minute.....	200	400	600	800	1.000	1.100
Puissance indiquée.....	4 ch. 2	9 ch. 2	13 ch. 8	18 ch. 1	21 ch. 8	23 ch. 0
— effective.....	3 ch. 6	7 ch. 9	11 ch. 6	14 ch. 6	17 ch. 0	17 ch. 3
Rendement organique.....	0,87	0,86	0,84	0,805	0,78	0,75
Pression moyenne au diagramme.	5 kg. 6	6 kg. 1	6 kg. 23	6 kg. 16	5 kg. 9	5 kg. 7



De la puissance indiquée on déduisait par le calcul la pression moyenne aux diagrammes : la compression était considérable, ainsi que la pression explosive, et il est difficile d'en lire la valeur exacte sur les diagrammes relevés et reproduits dans le travail de M. Hopkinson.

Les mesures de consommation ont présenté une certaine difficulté, du chef des vitesses qu'il fallait maintenir constantes en même temps que la charge du frein. Le combustible employé était de l'essence Pratt, de densité 0,715, à laquelle on a attribué un pouvoir inférieur de 9.700 calories; mais ce chiffre ressort d'une expérience que nous voudrions plus précise.

VITESSE en TOURS-MINUTE	CONSUMMATION D'ESSENCE			RENDEMENT THERMIQUE	
	par cheval-heure		par 100 TOURS	INDIQUÉ	EFFECTIF
	INDIQUÉ	EFFECTIF			
	gr.	gr.			
400	354	407	136	18,6	6,11
600	296	349	108	22,0	18,8
1.000	272	340	93	24,2	19,3
1.100	267	355	92	24,6	18,4
1.225	294	425	99	22,3	15,4

On voit que le rendement thermique croit avec la vitesse, en raison de la réduction des pertes calorifiques; mais il est permis d'attribuer plutôt cette amélioration aux meilleures combustions obtenues aux plus grandes vitesses.

La diminution de consommation par tour provient uniquement de ce que le volume d'air aspiré diminue aux grandes vitesses linéaires du piston; dès 1.000 tours, l'admission étant largement ouverte, la dépression dans le tube d'aspiration atteint 0 kg. 1 et la pression atmosphérique n'arrive même pas à s'établir à la fin de la course d'appel, ce qui démontre que la cylindrée ne se remplit plus de mélange; d'autre part, la température du cylindre est alors plus élevée et la masse diminue encore de ce chef, sans compter qu'il reste aussi plus de gaz brûlés dans la culasse. La quantité d'essence admise par tour décroît sensiblement pour ces diverses causes : les chiffres du tableau permettent d'inférer que la richesse du mélange est moindre aussi, et pourtant le rendement thermique indiqué reste encore excellent à 1.100 tours.

En collaboration avec M. Morse, M. Hopkinson (1) a fait servir le même moteur Daimler à une recherche qui intéresse la théorie expérimentale; c'est la qualité des gaz brûlés de l'échappement à divers régimes de puissance et de combustion. L'essence employée, à densité égale à 0,715, renfermait 14,86 % d'hydrogène et 84,66 de carbone; la carburation était effectuée par un appareil à giclage et à niveau constant, qui ne présentait rien de nouveau, ni de particulier : on réglait à volonté la quantité de carbure admis, mais le volume d'air était maintenu constant. Les essais ont été faits à la même vitesse de 750 tours. Les gaz de l'échappement, reçus sur le mercure, étaient analysés

1. *Génie civil*, tome LII, n° 1, 2 novembre 1907.



par la méthode volumétrique : CO<sup>2</sup> était absorbé par la potasse et par l'acide pyrogallique, CO par une solution acide de chlorure cuivreux et l'hydrogène par de l'amianté palladiée.

Voici les résultats obtenus :

Consommation d'essence par 1.000 tours en grammes.....	82	86,5	89,1	98,4	113	135
Rendement thermique effectif.....	0,244	0,252	0,261	0,238	0,204	0,162
— — — — — indiqué.....	0,268	»	0,275	»	»	»
Proportion de CO <sup>2</sup> % de l'échappement...	10,9	12,8	13,5	10,6	9,6	6
— O — — — — —	3,6	1,5	0,2	»	»	»
— CO — — — — —	»	»	0,7	5	6,25	11,6
— H <sup>2</sup> — — — — —	»	»	»	2,1	2,65	8,7
— Az — — — — —	84	84	84	81	80	73
Oxygène total fourni.....	22,4	22,4	22,4	21,5	21,3	19,4
Chaleur fournie.....	89.500	»	104.400	»	100.570	94.300
Pression moyenne aux diagrammes.....	5 kg. 34	»	6 kg. 16	»	6 kg. 16	5 kg. 74

Le maximum de puissance effective a correspondu avec le quatrième essai, dans lequel la consommation a été de 98,4 grammes par 1.000 tours : il y avait déjà une quantité notable de CO. Le meilleur rendement thermique a été obtenu au moment où CO a apparu, soit au troisième essai : on peut admettre que la combustion était alors à peu près complète.

Elle n'est pas toujours aussi complète, s'il faut en croire les recherches de M. Abrest : analysant les gaz de la décharge de moteurs à essence, en portant plus particulièrement son attention sur leur teneur en CO, cet expérimentateur a constaté que le rapport des quantités de CO et de CO<sup>2</sup> variait de 1,40 à 2,09. Ainsi, il se produisait de 650 à 765 du premier gaz pour 465 à 365 du second, par litre d'essence consommée. M. Abrest en a conclu que les produits d'échappement des moteurs à essence sont toxiques, au point de devenir dangereux, et que ces machines « utilisent incomplètement leur combustible ». Il eût été intéressant de faire connaître les conditions de fonctionnement des moteurs qui ont conduit à cette conclusion pessimiste (1).

Les diverses expériences, dont nous venons de rapporter les résultats, avaient pour objet des machines alimentées d'air carburé à l'essence; les phénomènes que l'on y observe ne diffèrent pas sensiblement de ceux que présentent l'explosion et la combustion d'un gaz combustible tel que le gaz de ville ou le gaz pauvre, mais leur analyse est plus délicate, parce qu'il intervient alors des facteurs d'une nature spéciale.

Remarquons d'abord que, généralement, le mélange tonnant admis dans les cylindres des moteurs à essence ou à benzol est plus riche que celui qui est formé avec les gaz combustibles : d'autre part, ce mélange présente d'ordinaire des facilités d'inflammation et des réactions vives et brisantes qui mettent obstacle aux fortes compressions, sous peine de s'exposer à des allumages prématurés et à des chocs, qui font cogner le moteur. La combinaison du combustible et du comburant s'opère d'ailleurs sans condensation, ne donnant que

1. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 10 avril 1922.



H<sup>2</sup>O et CO<sup>2</sup>, théoriquement, du moins. C'est ainsi que s'expliquent les moindres rendements que l'on a obtenus au début avec ce mode d'alimentation. En prenant l'alcool comme élément carburant, on peut aborder de plus hautes compressions et réaliser des rendements notablement supérieurs.

Alors que, pour l'emploi de l'essence, un léger réchauffement suffit du carburateur, on est amené à y recourir plus énergiquement pour le benzol et l'alcool, sous peine de s'exposer à des condensations dans les conduites d'aspiration.

L'étude de la température des carburateurs a pris une grande importance pour les moteurs d'aviation, soumis à des dépressions considérables et à d'énormes abaissements de température aux altitudes élevées qu'ils atteignent. Sur ce point, la théorie a devancé l'expérience. En admettant que l'hexane soit le principal constituant des essences, on constate que si la température tombe notablement au-dessous de zéro, l'essence ne se vaporise pas complètement dans l'air et que la vapeur reste saturante, sans atteindre une tension suffisante; le mélange est dès lors trop pauvre. Alors même que le mélange serait exactement à son point de saturation, le moindre abaissement de température produirait une condensation, par conséquent encore un appauvrissement fâcheux. Cet effet persiste même aux faibles pressions des régions supérieures et le réchauffage s'impose. On maintient une température plus égale en faisant circuler l'eau chaude, sortant de l'enveloppe du cylindre, autour de la chambre d'évaporation; l'emploi des gaz de la décharge donne de moins bons résultats.

Passons maintenant à l'utilisation du pétrole lampant en moteurs.

Ce sont les concours de moteurs à pétrole qui nous fourniront d'abord la meilleure documentation.

A la suite du concours de Meaux, M. Ringelmann a dressé des bilans comparatifs d'une grande valeur pratique, dont nous extrayons les chiffres qui suivent :

MOTEURS	CHALEUR			RENDEMENT MAXIMUM %
	TRANSFORMÉE en travail effectif	EMPORTÉE par l'eau de réfrigération	PERDUE de toute autre manière	
Hornsby.....	11,9 %	29,0 %	59,1 %	»
Niel (mi-fixe).....	15,1	30,1	54,8	20,5
Winterthur.....	14,1	28,4	57,5	»
Grob (mi-fixe).....	19,5	30,0	50,5	22,1
Griffin.....	15,2	40,2	44,6	»
Merlin.....	16,2	24,2	59,6	17,3

Le rendement maximum a été relevé en faisant développer aux moteurs le maximum de travail : celui de la première colonne correspondait à la puissance moyenne de 4 chevaux pour toutes les machines.

Ces essais ont aussi permis à M. Ringelmann de déterminer les volumes d'air employés pour brûler 1 kilogramme de pétrole; on les calculait d'après le nombre



d'explosions, le volume d'une cylindrée et le pétrole consommé. Théoriquement, le pétrole russe employé (densité = 0,823, pouvoir calorique = 11.040 calories par kilogramme) exigeait 15.117 kilogrammes ou 11.691 litres d'air à 0° et 760 millimètres. Or, voici les quantités d'air comburant réellement introduites dans le cycle :

MOTEURS	PUISSANCE EFFECTIVE en chevaux	RENDEMENT %	VOLUME D'AIR RÉELLEMENT admis par kilogr. de pétrole	DIFFÉRENCE sur le VOL. THÉORIQUE
			litres	
Hornsby.....	0	»	32.954	+ 21.263
	3,86	11,9	37.364	+ 25.673
Niel.....	0	»	13.093	+ 1.402
	6,23	20,5	14.446	+ 2.755
Grob.....	0	»	4.612	— 7.079
	5,21	15,4	9.554	— 2.137
Winterthur.....	0	»	41.359	+ 29.668
	7,34	22,1	16.344	+ 4.653
	0	»	9.065	— 2.626
Griffin.....	4,11	17,7	12.069	+ 378
	7,38	14,4	8.504	— 3.187

Ces relevés présentent un grand intérêt. En effet, nous pouvons reconnaître ainsi l'influence d'un excès ou d'un défaut d'air. Le premier cas est celui d'un moteur Hornsby, qui appelle trois fois plus d'air qu'il ne lui en faut et fournit un assez mauvais rendement thermique. Le moteur Grob, en donnant son maximum de travail, était strictement rationné, et c'est dans ces conditions que son rendement a monté à 22,1 %, le chiffre le plus élevé qu'on ait constaté à Meaux; observation analogue pour le moteur Griffin, lorsqu'il faisait 4,11 chevaux. Mais quel sera l'effet d'un défaut d'air? Nous allons le voir sur le moteur Wintherthur, qui manquait d'air; or, il a malgré cela rendu 15,4 %; ce dernier résultat est étrange. Il est contredit par ce que nous observons pour le Griffin, qui rendait 17,7 avec + 378 litres et ne donne plus que 14,4 avec — 3.187, alors, pourtant, que l'augmentation du travail eût dû améliorer ce rendement. En somme, nous devons conclure de ce qui précède, qu'il y a plutôt avantage à ne pas trop exagérer le dosage de l'air, sauf peut-être pour les marches à vide; mais un défaut d'air est plus nuisible encore; le mieux est de s'en tenir à un léger excès de comburant.

Au concours de Berlin, MM. Hartmann et Schöttler ont fait aussi une analyse très délicate du fonctionnement des moteurs à pétrole : ayant mesuré avec soin la quantité de pétrole consommée par heure, ils ont calculé la quantité de chaleur disponible et ils en ont détaillé l'emploi. Prenons, pour exemple, le moteur Altmann : 33.200 calories correspondaient au pétrole dépensé. On en retrouvait 23.300, soit 70,3 % dans le travail total indiqué relevé par le diagramme. Le travail d'explosion correspondait à 56,6 %, et le travail d'expansion seulement à 35,2; 13,7 % sont employés à comprimer le mélange, et 15,3 à refouler la pression atmosphérique dans les diverses phases du cycle (1); ce dernier

1. C'est ce que MM. Hartmann et Schöttler appellent « Stauungs-arbeit ».



travail se retranche du travail d'expansion pour former le travail indiqué. Ce travail représente donc 19,55 % de la chaleur disponible; le travail effectif en représente 15,70 %. Les frottements absorbent 3,7 %. Nous donnons ci-dessous quelques séries de chiffres publiées dans le travail des ingénieurs allemands.

*Bilan du fonctionnement des moteurs à pétrole au Concours de Berlin.*

MOTEURS	PUISSANCE EFFECTIVE	PÉTROLE CONSOMMÉ		CHALEUR DISPONIBLE en calories	CHALEUR EMPLOYÉE EN TRAVAIL EXPRIMÉE EN CALORIES					
		par cheval-heure	par heure		ABSOLU	D'EXPLOSION	DE DÉTENTE	INDIQUÉ	EFFECTIF	DE FROTTEMENT
		ch.	gr. kg.							
Daimler.....	3,25	609	1,980	21.350	»	»	4.100	2.100	2.600	»
Otto.....	4,0	575	2,300	25.000	8.660	7.350	4.290	2.560	2.540	»
Durkopp.....	4,46	585	2,609	28.100	»	»	4.060	2.520	2.830	»
Hille.....	8,50	456	3,880	41.800	20.300	17.400	9.920	6.270	5.420	860
Swiderski.....	3,12	450	1,400	15.200	5.600	4.750	2.950	1.940	2.000	»
Altmann.....	10,00	518	4,050	43.600	20.000	18.100	10.150	7.240	5.020	2.210
	12,1	423	5,808	62.500	37.800	32.600	18.700	11.220	7.750	3.500

Les résultats du tableau ci-dessous sont empruntés au rapport de MM. Capper, Ewing et Grenville, sur les moteurs présentés au concours de Cambridge de 1894; ils ne sont pas dénués d'intérêt, alors même qu'on n'y trouve pas toutes les indications désirables.

MOTEURS	PISTON		PUISSANCE	VITESSE EN TOURS PAR MINUTE	PUISSANCE EFFECTIVE	CONSOMMATION par cheval-heure effectif		CONSOMMATION A VIDE	RENDEMENT ORGANIQUE
	DIA-MÈTRE	COURSE				Lampe comprise	Lampe non comprise		
	mm.	m.				chev.	gr.		
Britannia.....	190	0,330	7	235	6,64 4,47	680 607	»	650	0,74
Campbell.....	190	0,305	6	240	4,48 2,74	544 »	»	615	0,80
Clarke-Chapman.....	190	0,318	6	350	»	»	»	»	»
Crossley.....	178	0,381	7,5	210	7,03 3,80	372 600	313	»	0,88
Fielding et Platt.....	210	0,406	8	170	5,88 3,76	»	»	»	»
Hornsby.....	254	0,381	8	230	8,47 4,48	444 685	»	»	0,83
Samuelson.....	203	0,305	8	240	»	»	»	»	»
Capitaine (Tolch).....	184	0,190	5	300	»	»	»	»	»
Wells (Premier).....	210	0,381	4	165	6,62 3,50	522 753	467 650	»	0,89
Trusty.....	171	0,330	5	250	4,95 2,56	508 680	463 600	»	0,73
Knight et Weyman.....	190	0,356	6	250	6,21	»	»	»	»



Pouvoir calorifique inférieur du pétrole employé. (Russolène : 10.313 calories.)  
(1 litre équivaut à 970 litres de gaz de Londres.)

Densité : 0,8239.

Flash Point : 30°.

Une comparaison instructive a été établie entre deux huiles : la Russolène et la Broxburne, et elle a montré l'influence de la nature du pétrole sur les résultats obtenus, à pouvoir calorifique égal.

CHALEUR	MOTEUR CROSSLEY	
	RUSSOLÈNE (10.313 calories)	BROXBURNE (10.277 calories)
Transformée en travail effectif.....	16,7	17,5
— — — — — indiqué.....	18,9	19,2
Emportée par l'eau.....	24,0	20,7
— — — — — les gaz de la décharge, etc.....	40,4	42,6
	100,00	100,00

Le moteur Diesel, à combustion et à haute compression, a été l'objet d'essais, devenus classiques, effectués par M. Schröter, le 17 février 1897; ils ont signalé cette remarquable création à l'attention des ingénieurs.

Ils méritent d'être cités ici, car leurs résultats ont été pleinement confirmés par la suite.

Diamètre du cylindre : 250 millimètres.

Course du piston : 0 m. 3985.

Diamètre du compresseur d'air : 70 millimètres.

Course du compresseur d'air : 0 m. 200.

Longueur du levier de frein : 1 m. 274.

	Pleine charge.		Demi-charge.	
Nombre de tours à la minute.....	171,8	154,3	154,1	158,0
Travail moteur indiqué en chevaux.....	27,85	24,77	17,71	17,72
— — — — — compresseur indiqué en chevaux.....	1,29	1,17	1,14	1,20
— — — — — net.....	26,56	23,60	16,57	16,52
Charge du frein en kilogrammes.....	65	65	35	35
Puissance effective en chevaux.....	19,87	17,82	9,58	
Rendement organique.....	0,748	0,785	0,578	0,596
Durée de l'essai en minutes.....	60	60	60	60
Consommation de pétrole par cheval-heure indiqué en grammes.....	185	180	191	195
Consommation de pétrole par cheval-heure effectif.....	247	238	278	296
Chaleur transformée en travail indiqué.....	33,7 %	34,7 %	38,9 %	37,9 %
— — — — — effectif.....	25,2	26,2	22,5	22,6
— — — — — emportée par l'eau.....	39,0	40,3	45,1	43,3
— — — — — la décharge des gaz....	27,3	25,0	16,0	18,8
Température des gaz de la décharge.....	404°	378°	260°	260°



Densité du pétrole à 24° : 0,7895.

Provenance : Amérique.

Pouvoir calorifique supérieur par kilogramme : 10.935 à 11.120 calories.

Le rendement thermique effectif du moteur ressort donc, pour un pouvoir moyen de 11.015 calories, à :

$$\frac{270.000}{11.015 \times 0,238 \times 425} = 24,2 \% \text{ (1).}$$

Température de l'eau de circulation. . } à pleine charge : 22°,27.  
 . } à demi-charge : 19°,87.

Eau consommée à pleine charge : 1.300 litres à l'heure.

Le moteur Diesel fit de rapides progrès, dont témoignent les expériences faites à Augsburg, en septembre 1907, par M. Eberle, sur une machine à grande vitesse (1).

Combustible employé : pétrole de Galicie.

Pouvoir inférieur au kilogramme : 10.070 calories.

Vitesse en tours-minute.....	256,8	306,6	402,4	400,5	498,9	
Puissance indiquée, travail de la pompe à air déduit, $\bar{c}_i$ en chevaux.....	242	296	390	399	441	
Puissance effective : $\bar{c}_e$ .....	199,6	236,5	297,5	326,0	346,5	
Rendement organique : $\frac{\bar{c}_e}{\bar{c}_i} = \%$ .....	82,6	79,8	76,2	81,8	78,6	
Consommation d'huile { par chev.-h. indiqué....	144,0	141,5	137,0	147,0	143,0	
en grammes. { — effectif.....	188,0	190,5	195,0	196,5	201,0	
Température de l'eau de l'enveloppe au départ.	33°,8	37°,5	37°	»	38°,5	
— des gaz de l'échappement.....	328°	369°	390°	406°	443°	
Teneur des gaz brûlés en CO <sup>2</sup> %.....	6,8	8,3	8,4	9,6	9,7	
— O %.....	8,4	»	8,0	8,4	6,2	
Bilan thermique {	transformée en travail effectif	33,4	32,9	32,2	31,9	31,4
	absorbée par les résistances passives et les pompes..	10,1	11,4	13,6	10,7	12,4
	Chaleur % { emportée par l'eau.....	34,3	33,5	31,8	»	31,8
— les gaz.....	24,1	22,9	23,9	»	34,1	
Reste.....	— 1,9	— 0,7	— 1,5	»	+ 0,3	

Il ne sera pas sans intérêt de rapprocher les résultats ci-dessus de ceux qu'a fait connaître M. Barth, à la suite de ses essais d'un moteur Diesel de 35 chevaux, du type classique, construit par la *Gasmotorenfabrik Deutz*.

Vitesse.....	209,3 rév. par minute.
Combustible : pétrole de la Société Aken-sur-Elbe.	
Pouvoir calorifique inférieur.....	10.069 calories.
Cendres.....	0,19 %
Compression.....	37,5 kg.-cm <sup>2</sup> .
Puissance effective.....	35,4 chevaux.
Consommation de pétrole par cheval-heure effectif.	187,3 grammes.
— d'eau par cheval-heure effectif....	12 litres.
Température de l'eau à la sortie.....	71° centigrades.
— des gaz de la décharge.....	280° —

1. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1<sup>er</sup> février 1908; les diamètres et la course du moteur ne sont pas donnés dans le rapport.



La théorie expérimentale du moteur à pétrole, à combustion et à haute compression, n'a pas encore atteint le développement et le fini de la théorie du moteur à gaz proprement dit; il y a encore de nombreux points qui demanderaient à être élucidés.

Voici, d'après des essais faits en Angleterre sur une machine Diesel-Carels, par M. Ade Clark, de quelle façon se répartiraient les diverses pertes du cycle, y comprises celle du frottement dans les compresseurs, auxiliaires indispensables de ces machines.

Perte par la paroi (circulation d'eau).....	24,5
— la décharge des gaz.....	26,3
— conductibilité et radiation.....	0,7
— frottements, etc.....	20,5
Chaleur transformée en travail effectif.....	28
	100,0

Les deux pertes, par la paroi et par l'échappement, devaient être réduites à rien dans les projets chimériques du Diesel de la première heure, qui s'obstinait à ne pas refroidir son cylindre et prétendait pousser la détente assez à fond pour que les gaz sortent du cylindre à basse température; on est malheureusement bien loin de réaliser ces conditions idéales. L'eau de circulation emporte souvent bien plus que M. Clark ne l'a trouvé : cette perte atteint d'ordinaire 30 %. Les gaz brûlés s'échappent généralement à près de 600°, sinon plus. Disons aussi que la température de combustion est loin d'être constante : elle croît du simple au double pendant l'injection du combustible liquide et nous l'estimons, moyennement, à 1.600° à la fin de l'admission. Tous ces chiffres demanderaient à être déterminés avec précision : on serait peut-être conduit à améliorer encore le rendement du moteur à combustion, quelque élevé qu'il soit déjà.

L'expérience a démontré que le rendement thermique indiqué est plus grand aux charges réduites qu'au maximum de charge, et cette amélioration est fonction de ce qu'on appelle le *rapport de pleine pression*, qui mesure la durée relative de l'admission : cette propriété constitue un des avantages les plus appréciés du Diesel. Elle compense en partie la diminution de rendement organique, qui résulte des diminutions de charge. Elle explique le fait dûment constaté que ces diminutions de charge n'augmentent pas la consommation spécifique de la machine au même degré que dans les moteurs à gaz. Un Diesel, dépensant 1.800 calories par cheval-heure effectif, à pleine charge, n'en exige encore que 2.200 à demi-charge, et 2.700 à quart de charge.

Le rendement organique des moteurs Diesel est toujours moindre que dans les moteurs à explosion à 4 temps, qui compriment dans le cylindre moteur lui-même : une machine qui rend mécaniquement 82 % est exceptionnelle.



M. Longridge a donné les résultats suivants pour un moteur de 559 millimètres d'alésage, 0 m. 750 de course, réglé à 153 tours par minute.

Pression moyenne aux diagrammes.....	6 kg. 75
Puissance indiquée.....	699 chevaux.
— effective.....	562 —
Rendement organique.....	80 %

La pompe comprimait l'air à plus de 66 atmosphères et elle absorbait 37 chevaux.

M. E. Meyer a obtenu de meilleurs résultats, au point de vue du rendement organique, avec un moteur de 300 millimètres d'alésage et 0 m. 460 de course, faisant 177 révolutions à la minute.

Pression moyenne.....	7 kg. 50	6 kg. 00
Puissance indiquée en ch.....	48,2	39,5
— effective.....	39,4	30,2
Rendement organique.....	81,8 %	77,0 %

On voit dans quelle proportion décroît le rendement organique, aussitôt que diminue la charge de la machine.

Dans les moteurs Diesel à 4 temps à marche rapide, le rendement ne dépasse guère 70 %, malgré tous les soins apportés à la construction; il est le même pour les moteurs à 2 temps, par suite du frottement de la pompe de rinçage et du plus grand débit du compresseur à haute pression.

La multiplication des cylindres produit l'heureux résultat d'une amélioration sensible du rendement organique. D'autre part, on pourrait sans doute gagner encore quelque chose en faisant usage, suivant le dispositif préconisé par M. Neu, d'un compresseur à commande directe par le piston du cylindre moteur. Enfin, il y aurait sans doute de nouvelles études à poursuivre pour essayer d'accommoder le moteur à combustion à l'emploi des gaz combustibles.

L'étude expérimentale de cette remarquable machine n'est donc pas achevée et nous croyons qu'en s'engageant dans cette voie féconde on réaliserait encore quelques progrès.

\* \* \*

Les moteurs à combustion, du genre Diesel, ont apporté une solution remarquable à un problème, qui a longuement déconcerté la science des théoriciens et la sagacité ingénieuse des inventeurs; je veux parler de l'emploi des huiles plus ou moins lourdes et relativement mal épurées dans les moteurs.

Le moteur à explosion, alimenté de pétrole lampant par le concours de carburateurs appropriés à la fonction de la carburation de l'air, n'a pas encore donné tous les résultats que l'on avait escomptés: j'ai déjà dit plus haut les difficultés que l'on a rencontrées sur ce terrain.

Ces difficultés proviennent surtout de la variété de composition et des pro-



priétés différentes de ces huiles. Il semble que l'on ait trop négligé l'étude expérimentale de ces combustibles.

Pour tirer un bon parti du lampant, dans un moteur à air carburé, il faut introduire dans le cylindre un mélange d'air et de vapeurs d'hydrocarbure, susceptible de donner toujours lieu à une combustion complète, quel que soit le régime du moteur et ses variations. Le mélange réalisé ne doit pas être troublé pendant son transport au cylindre : c'est en cela que gît la difficulté. Pourra-t-on la surmonter? C'est douteux, tant qu'on interposera une canalisation entre le carburateur et le cylindre. C'est pourquoi l'on a cherché à y introduire l'huile directement, soit pendant la période d'aspiration, soit au moment de la compression. Ces recherches ont surtout porté sur les moteurs légers et à marche rapide de l'automobilisme et de l'aviation.

Le premier procédé exposerait à des recondensations, mais il y a lieu de distinguer : au ralenti, il faudrait que le pétrole fût réchauffé, pour assurer sa vaporisation; mais le vide relatif établi dans le cylindre contribue à la diffusion du carburant dans l'air; au régime plein gaz, la durée du temps pendant lequel la température diminue est tellement courte que les dépôts n'ont pas le temps de se former. Dans les deux cas, la température s'élève en même temps que la pression, en phase de compression, et les portions du combustible dont la température critique est plus basse sont maintenues à l'état de vapeur ou revaporisées.

La méthode d'injection en compression nécessite une pompe à air ou à combustible. La pulvérisation s'effectuera bien par l'air comprimé, le pétrole étant réchauffé et la pression de l'air étant celle qui convient; il ne faut pas que le liquide soit projeté trop avant dans le cylindre et la température doit être maintenue au degré voulu. La position de l'inflammeur par rapport au pulvérisateur n'est pas indifférente : on peut compter du reste que les vapeurs formées facilitent la mise de feu. Le rapport dans lequel est fait le mélange combustible et comburant doit être maintenu à la valeur exigée par la composition du pétrole. Une injection d'eau n'est à recommander que dans le but de permettre une compression plus forte : à compression égale, elle n'a aucune utilité.

\* \* \*

Il nous reste enfin à demander à la théorie expérimentale la solution d'un problème, que la théorie générique ne saurait traiter, et qui a une certaine importance pratique. En voici l'énoncé : « Étant donné un moteur d'une puissance maximum nominale de  $N$  chevaux effectifs, consommant à vide  $L_v$  litres et  $L_n$  à pleine charge, calculer d'après cela quelle sera sa consommation par cheval-heure effectif quand il développera  $n$  chevaux? »

C'est M. Ringelmann qui a posé le problème lors des concours des moteurs à alcool de 1901 et de 1902, et qui a donné la formule qui le résout; il s'en est



servi pour effectuer le classement des moteurs de puissance très diverse qu'il fallait comparer et juger.

M. Ringelmann admet (1) que la consommation horaire  $y$  d'un moteur en fonction d'une puissance  $x$  peut être représentée assez exactement par l'équation

$$y = a + bx;$$

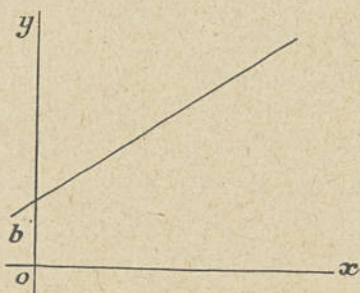


Fig. 78. — Diagramme des consommations horaires.

c'est l'équation d'une droite (fig. 78) dont le paramètre  $a$ , égal à  $ob$ , ne serait pas autre chose que la consommation horaire du moteur marchant à vide; le coefficient  $b$  serait constant et ne dépendrait que du combustible employé. Le paramètre  $a$  est donc une constante du moteur. Cette formule donne sans peine la consommation par cheval-heure à toute puissance  $x$ ; on a en effet :

$$\frac{y}{x} = \frac{a}{x} + b = Y.$$

La courbe représentée par cette nouvelle équation est une hyperbole équilatère asymptotique aux axes  $x$  et  $y$  (fig. 79).

Cette manière de voir de M. Ringelmann est assez rigoureuse en admettant, en effet, que la dépense de gaz  $L_v$  correspond exactement au travail nécessaire pour maintenir le moteur à sa vitesse constante, sans autre travail : on doit considérer  $L_n - L_v$  comme le prix extérieur du travail effectif, lequel est probablement proportionnel à la dépense. Or, cela se vérifie le plus souvent, surtout dans les moteurs du genre Otto, réglés par admission de tout ou rien. Lorsque les diagrammes sont bien identiques, on peut mesurer le travail effectif par le nombre d'admissions en plus qu'à vide, et alors la formule est très précise. J'en ai fait plusieurs fois l'application et m'en suis bien trouvé. Voici, par exemple, des résultats fournis par un moteur Otto à deux cylindres pouvant développer 120 chevaux avec du gaz de ville. Les consommations à diverses charges étaient les suivantes :

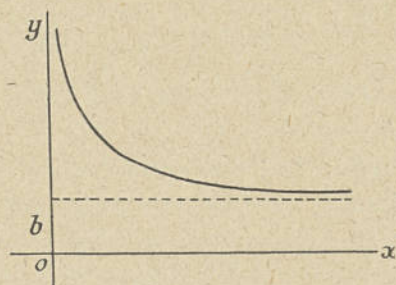


Fig. 79. — Diagramme des consommations par cheval-heure.

Puissances effectives,	Consommation L.
0 : marche à vide.	26.800 = $L_v$
20 chevaux.	35.000
40 —	43.450
60 —	51.685
80 —	60.020
100 —	68.310
120 —	76.570 = $L_n$

1. RINGELMANN, *Rapport du jury du concours des moteurs à alcool*, page 30.



L'équation donnant la consommation pour  $n$  chevaux serait donc :

$$L_n = 26.800 + 415 n ;$$

elle correspond très bien aux consommations relevées au cours de l'essai qui a fourni les chiffres de base  $L_v$  et  $L_n$ .

Ces considérations peuvent donc rendre de grands services dans la pratique.

Mais il importe que les conditions du dosage du mélange et de sa richesse restent invariables; sinon, le paramètre  $a = L_v$  ne serait pas constant. J'en trouve la preuve dans certains essais faits sur un moteur genre Otto de 22 chevaux que j'ai longuement étudié en marche à vide; désireux de découvrir les meilleures conditions de la combustion, je maintenais sa vitesse aussi constante que possible, en changeant le dosage du mélange; malgré mes efforts, elle a passé de 180 à 190 tours par minute, mais la différence est faible et les résultats obtenus sont encore comparables.

Or, voici les principales données relevées au cours de ces expériences.

NOMBRE de TOURS	ADMISSIONS par MINUTE	TEMPÉRA- TURE du GAZ	PRESSION ATMOSPHÉ- RIQUE	CONSOMMATION DE GAZ		POUVOIR DU GAZ	CALORIES du gaz consommé
				au COMPTEUR	RÉDUITE A 0° et 760 m/m		
		degrés	millimètres	litres	litres	calories	
185	18	9	757	3.300	3.178	5.293	16.821
180	13	12	765	2.408	2.321	5.300	12.301
190	23	18	765	3.060	2.889	5.306	15.329
192	17	18	765	2.670	2.520	5.306	13.371

Ces chiffres démontrent que la consommation de gaz à vide n'est nullement une constante, car elle dépend de la température, de la pression, du pouvoir du gaz, etc.; elle varie de plus très sensiblement avec le degré de dosage du mélange, avec le nombre de tours du moteur et avec le nombre d'admissions. En effet, nous trouvons entre les consommations, réduites à zéro et 760 millimètres, des différences de 859 litres sur 3.178, soit 27 %.

Les calories consommées ne sont elles-mêmes pas constantes et elles varient dans de larges limites : elles ne sont pas non plus proportionnelles à la vitesse.

Et pourtant, le moteur en question était réglé par admission de *tout ou rien*; avec une disposition faisant opérer par le régulateur une réduction incessante du titre avec une compression variable du mélange, les écarts seraient plus considérables encore.

Pour que la consommation  $L_v$  restât la même, il faudrait réaliser un certain nombre de conditions qu'on ne rencontre pas dans tous les moteurs. Cette consommation de gaz ne peut du reste être définie, si l'on ne spécifie pas en même temps la température, la pression et le pouvoir calorifique du gaz, ainsi que le titre du mélange employé. Sous ces réserves, la formule de M. Ringelmann présente une réelle utilité pratique.

Elle serait plus intéressante encore si on l'avait exprimée en calories; mais elle ne saurait alors même prétendre à une grande rigueur.



En appliquant la formule à des moteurs à alcool, on arrive encore à des résultats très précis, dus à ce que l'aliment des moteurs reste parfaitement identique à lui-même au cours d'une série d'expériences.

\* \* \*

Pour terminer cette étude expérimentale, il nous reste à montrer le parti qu'on peut tirer des diagrammes entropiques.

Boulvin a appliqué le procédé à la discussion d'essais faits par M. Kennedy sur les moteurs Crossley.

Le diagramme  $pv$  avait la forme connue des cycles à détente tronquée. Le volume de l'espace nuisible étant connu, on déterminait pour chaque point du diagramme la température des gaz, au moyen de l'équation.

$$pv = \text{const.}$$

Boulvin déduit, de ce diagramme moyen des expériences Kennedy, les températures aux divers points.

T en A est égal à.....	373°	absolus.
— en B — .....	600°	—
— en C — .....	1.610°	—
— en D — .....	1.940°	—
— en E — .....	1.205°	—

Pour construire le diagramme entropique, il faut déterminer l'exposant  $K$  pour la courbe de compression  $EA$  et de détente  $CD$  (fig. 80).

$$\begin{aligned} \text{Sur } EA, K &= 1,380, \\ \text{Sur } CD, K &= 1,435. \end{aligned}$$

Ce sont les valeurs pratiques de  $\gamma$ , supérieures à la valeur théorique et sensiblement différentes en compression et en détente.

On calcule  $S - S'$  par l'équation  $c \frac{K - \gamma}{K - 1} \log' \frac{T}{T'}$ ; le premier facteur devient  $c$  pour les lignes à volume constant et  $C$  pour les lignes à pression constante.

Boulvin fait  $c = 0,28$  et  $C = 0,215$ .

On arrive ainsi au diagramme entropique de la figure 80, qui ne diffère pas notablement du diagramme théorique donné précédemment. Mais l'hypothèse adiabatique ou isentropique n'est pas réalisée sur  $AB$  et  $CD$ , comme c'était prévu.

Voici les résultats qui ressortent de l'examen de ce graphique :

Sur les lignes  $AB$ , correspondante à la température d'explosion, et  $BC$ , correspondante à la combustion à pression constante, le diagramme accuse 9,95 calories; le calcul donne 11,20 calories en supposant une admission de 0 gr. 998 de gaz, un poids spécifique de 0 kil. 495 par mètre cube et un pouvoir de combustion de 5.677 calories. Si ces chiffres sont exacts, ce qu'il est assez difficile de contrôler, la perte par les parois aurait été de 1,25 calorie.



En détente, le long de CD, la paroi a encore cédé 1,72 calorie; elle a pris au contraire 0,345 calories en phase de compression sur EA. Sur DE, il s'est perdu à la source inférieure 5,675 calories.

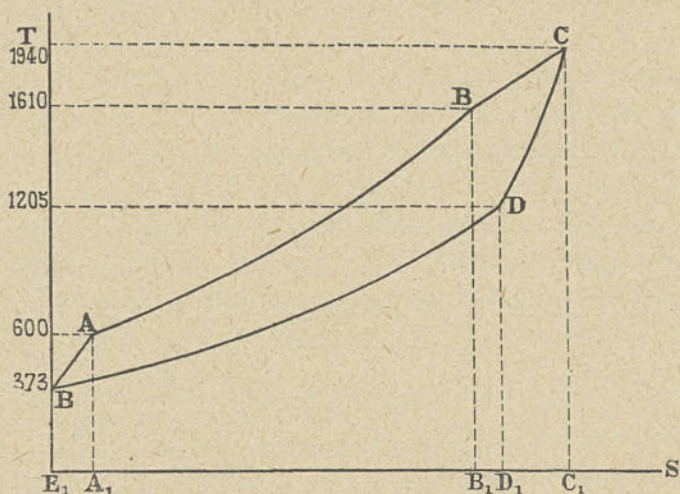


Fig. 80. — Diagramme entropique réel.

La chaleur transformée en travail est mesurée par la surface même du diagramme entropique; elle correspond à l'excès de la chaleur reçue dans la combustion, ou abandonnée par les parois, sur la chaleur cédée aux parois ou rejetée au dehors par la décharge. Elle est de 2,90 calories.

Tous ces résultats sont présentés synoptiquement dans le tableau suivant :

Chaleur disponible 11,200 calories.	}	1° Cédée à la paroi sur ABC.....	1,25 cal.	}	+ 8,645 calories.
		2° Cédée — CD.....	1,72 —		
		3° { Cédée à la paroi.... } sur DE.	5,675 —		
		4° Reprise à la paroi sur EA.....	0,345 —		
		5° Convertie en travail.....	2,900		
		Total des pertes.....	+ 8,300		
		Balance.....	11,200		

Boulvin a appliqué le même procédé à l'essai fait par M. Capper sur un moteur Crossley; les résultats sont analogues aux précédents (1).

1. BOULVIN, *Revue de mécanique appliquée*, février 1897. Prière de lire E au lieu de B sur le chemin DEA de la figure 80.



## CHAPITRE VII

### LA THÉORIE DES TURBO-MOTEURS A GAZ.

Les succès de la turbine à vapeur ont procuré à la future turbine à gaz une clientèle d'admirateurs, que nous sommes tentés d'appeler *avant la lettre*, admirateurs fervents, sans doute convaincus, certainement très enthousiastes, peut-être même passionnés, dont nous voudrions pouvoir partager la foi robuste et les brillantes espérances. Nous n'entrevoions, en effet, pas encore les unités de 5.000 et de 10.000 chevaux, dans la contemplation desquelles se complait l'imagination des adeptes de la nouvelle machine motrice de l'avenir : nous n'avons même pas encore vu fonctionner industriellement de modeste turbine à gaz de 100 chevaux, et c'est pourtant par là qu'il faudrait commencer.

Les turbines à gaz ont déjà une littérature assez complète <sup>(1)</sup> et elles ont fait l'objet d'intéressantes discussions <sup>(2)</sup>; nous nous efforcerons de résumer, dans les lignes qui suivent, les idées dominantes des traités *ex professo* et des mémoires de controverse, en présentant impartialement les arguments qui ont été produits pour et contre la nouvelle invention.

Mais avant d'aborder l'examen spécial des turbines à gaz, nous estimons absolument nécessaire de présenter d'abord une étude générale de ce genre de machines rotatives, essentiellement différentes des machines dans lesquelles une impulsion motrice s'exerce sur la face d'un piston, pour lui imprimer un mouvement alternatif de va-et-vient; dans le turbo-moteur, l'énergie d'un fluide engendre directement un mouvement de rotation immédiatement utilisable, si toutefois il n'est pas trop rapide pour les applications. La thermodynamique de ces moteurs, dans lesquels il n'y a plus de cycle d'opérations, est donc entièrement différente de celle des machines à piston : elle repose sur des considérations toutes spéciales, qu'il importe de bien connaître, si l'on veut étudier scientifiquement la question si importante et si actuelle des turbines à gaz.

Suivant notre méthode, nous continuerons de suivre les traditions de Hirn,

1. Citons les ouvrages de MM. Stodola, Barkow, Stolze, Schüle, etc., et les articles parus dans la revue : *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, ainsi que les livres de MM. Neilson, Reeve, Berthier, Curtis, Ventou-Duclaux, etc.

2. SEKUTOWICZ, « Les turbines à gaz », *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils de France*, 1906. Tome I, page 195; discussion par MM. Deschamps, Armengaud, Rey, Hart, Letombe et Bochet. Le *Bulletin du Congrès de Liège* renferme aussi des mémoires de MM. Armengaud et Barkow, et *l'Eclairage électrique* a donné des articles de MM. Barbezat et Armengaud ; on trouve de plus quelques articles dans la *Revue Générale d'Electricité* et dans le *Génie civil*.



et nous ferons deux parts distinctes de ce qui ressort de la théorie pure, et de ce qui est le fruit de l'expérience; nous établirons donc séparément une théorie générique, pour la distinguer de celle qui est plus spécialement expérimentale (1).

La théorie expérimentale est tributaire de la théorie générique, qui doit la précéder; c'est donc par celle-ci que nous commencerons notre exposé.

La terminologie en usage dans la littérature des turbines hydrauliques et les procédés employés pour calculer leurs éléments ont été transportés dans le domaine des turbines à vapeur et à gaz : il convient de les rappeler sommairement d'abord.

Dans toute turbine, il existe un stator qui amène l'eau, la dirige et la guide à son entrée dans les aubages dont est garnie la périphérie d'une roue mobile constituant le rotor; l'énergie de la chute se transmet à cet organe mobile par le moyen des vitesses relatives du liquide traversant les aubages, desquelles résulte une poussée plus forte sur une des faces que sur l'autre des cloisons des aubes; c'est ainsi que se produit l'entraînement du rotor.

On peut dire qu'on utilise la force d'une veine en mouvement dans les aubages mobiles; cette force résulte des changements de vitesse de la veine, en grandeur et en direction, les canaux étant disposés de manière à produire ces changements de vitesse.

Mais il existe deux classes de turbines. Dans les unes, toute l'énergie disponible de la chute est à l'état cinétique dès la sortie du stator : ce sont les turbines à action, dénommées encore turbines à impulsion; elles utilisent la vitesse du fluide. Dans les autres, une partie seulement de l'énergie est devenue cinétique dans le stator, le restant étant encore sous forme potentielle de pression : cette dernière portion passe progressivement à l'état cinétique dans les aubages mobiles; ces turbines sont dites à réaction. La pression y agit concurremment avec la puissance vive.



Fig. 81.  
Aubage d'action.

Dans la turbine à action, la roue reçoit donc et absorbe toute l'énergie à l'état cinétique; la veine fluide est injectée par des ajutages distributeurs (fig. 81) ayant la forme de tuyères, et elle vient frapper et pousser la face concave des palettes de la roue. Ces palettes sont circulaires et elles sont disposées symétriquement par rapport au plan moyen de la roue; les canaux courbes, formés par elles et constituant les aubages, ont une section de sortie que nous supposerons égale à celle d'entrée; les pressions d'entrée et de sortie sont, par suite, égales aussi. La même pression règne non seulement dans toute la longueur d'un aubage, mais encore dans la chambre qui renferme le rotor; il n'y a dès lors pas de fuite possible au jeu qui existe inévitablement entre stator et rotor. L'injection peut n'être que partielle, c'est-

1. WITZ, « Théorie générique et expérimentale des turbines à vapeur et à gaz », *Revue générale des sciences*, 1<sup>er</sup> et 15 janvier 1908.



à-dire ne s'effectuer que par un petit nombre de tuyères sur une partie de la périphérie de la roue; d'ordinaire, la veine fluide ne remplit pas les aubages sur lesquels elle est dirigée (1).

Toutes différentes sont les dispositions des roues à réaction, et les choses s'y passent autrement. Une couronne complète de canaux distributeurs débite le fluide sur les aubages de la roue : une fraction seulement de l'énergie est devenue cinétique dans les premiers; la chute de pression qui achève de se produire dans le rotor s'y transforme en puissance vive en engendrant de la vitesse. Les palettes ne sont plus symétriques (fig. 82), et les sections des aubages ne sont plus égales à l'entrée et à la sortie : le fluide les remplit entièrement. Tous les aubages doivent être alimentés également, sinon il s'en trouverait qui seraient à la pression de sortie plus faible, et l'écoulement serait troublé par des remous nuisibles. La pression au jeu, existant entre stator et rotor, est plus grande que celle de la chambre, et il peut se produire des fuites tout le long du joint entre stator et rotor.

Les différences que nous venons de relever entre les deux classes de turbines sont essentielles. Les mots d'action et de réaction les rappellent peut-être à ceux qui savent, mais ne les expriment assurément pas (2).

Un caractère est commun aux deux classes : le fluide s'échappe du rotor avec une certaine vitesse, qui constitue un déchet dont l'importance relative influe sur le rendement; c'est la perte inévitable à la décharge dans tout moteur.

Les spécifications générales qui précèdent s'appliquent entièrement aux turbines à vapeur, à gaz chauds et tonnants, à pétrole et à gaz liquéfiables, dont les systèmes se classent de même, mais avec une variété plus grande de détails.

L'éolipyle de Héron était une turbine d'action; Watt, dont le vaste génie semble avoir embrassé le champ immense des applications de la vapeur, avait fait breveter une turbine, dont on ne parle plus, mais qui a contribué à retenir l'attention des ingénieurs sur ce genre de moteurs; en 1854, l'ingénieur des mines Tournaire décrivait à l'Académie des sciences une turbine à réaction, qui constitue un type classique. Mais il a fallu attendre de Laval et Parsons, qui ont construit, le premier en 1883, une turbine d'action, que l'on utilise encore, le second, une turbine à réaction, portant la date de 1884, qui s'est bien souvent transformée depuis lors, mais dont le succès considérable est un des événements de l'histoire technique de la fin du XIX<sup>e</sup> siècle.

Dans ces divers appareils, le rotor n'est ordinairement plus constitué par



Fig. 82.  
Aubage de réaction.

1. C'est le cas désigné sous le nom de *libre déviation*.

2. La langue allemande a adopté les mots de turbine à pression et surpression (*Druck- et Ueberdruck-turbine*) qui n'indiquent pas mieux le caractère spécial des deux classes.



une roue unique, mais par des séries de roues disposées à la suite les unes des autres et alimentées en cascade, le fluide passant de l'une à l'autre : certaines de ces turbines sont à chute de pression, les autres à chute de vitesse, mais il en est aussi d'un genre mixte. Dans les premières, les roues sont séparées par des cloisons fixes, de sorte que chacune d'elles occupe sa cellule spéciale, dans laquelle règne une pression constante et uniforme; il y a donc cascade de pression d'une cellule à l'autre. Telles sont les turbines Curtis, Rateau, Zoelly, etc. Au contraire, les turbines à chute de vitesse (Riedler-Stumpf, Electra) sont caractérisées par le fait que le fluide moteur, amené d'un coup à la pression d'aval, agit sur les roues successives en épuisant graduellement sa vitesse, par son passage de l'une à l'autre. La vitesse s'éteint ainsi progressivement depuis la vitesse initiale jusqu'à la vitesse de sortie de la turbine. D'une roue à l'autre, le fluide traverse des directrices, qui donnent au flux la direction convenable pour qu'il travaille dans les meilleures conditions sur la roue qui suit. Les turbines du genre mixte sont constituées par des groupes de roues renfermées dans des chambres distinctes; dans chaque chambre s'effectue une chute de vitesse; il y a chute de pression d'une chambre à l'autre. A ce type appartiennent les turbines Seger, AEG de Berlin, etc., ainsi que la nouvelle Parsons. La multiplication des roues a permis aux constructeurs de sortir d'un fâcheux dilemme, duquel ils se tiraient difficilement. Les nécessités de l'application industrielle leur imposaient, en effet, des vitesses relativement faibles, qu'on ne pouvait obtenir qu'en employant des engrenages de réduction ou en augmentant le diamètre des roues; or, les engrenages sont d'une construction délicate et coûteuse; d'autre part, des considérations de résistance des matériaux ne permettent pas de dépasser certains diamètres à certaines vitesses. De plus, la roue unique n'a permis de développer qu'une puissance effective maximum de 500 chevaux, alors qu'il y avait des demandes pour 5.000, 10.000 chevaux et plus. Les roues multiples ont fourni le moyen de résoudre toutes ces difficultés, et les turbines à vapeur ont réalisé ainsi le minimum d'encombrement, la régularité de marche, la sécurité de fonctionnement, l'économie de consommation et d'entretien qui en font les moteurs par excellence de l'industrie électrique, et les prédestinent merveilleusement à la commande des puissantes stations centrales qui s'édifient de toutes parts.

La théorie générique des turbines à vapeur et à gaz s'établit comme celle des turbines hydrauliques, en tenant compte toutefois des propriétés spéciales des fluides mis en service. Nous prendrons pour premier objet de notre étude une turbine à action, à roue unique, du type de la turbine de Laval.

Le fluide passe d'un réservoir supérieur, à pression et température élevée, à un autre, où la pression est maintenue à une valeur plus faible par refroidissement ou condensation, en traversant un distributeur dans lequel il se détend adiabatiquement, nous l'admettrons, et il pousse ensuite les palettes de la roue, en vertu de la vitesse acquise. Nous supposerons d'abord qu'à l'extrémité



de la tuyère le fluide soit complètement détendu à la pression d'aval, sans avoir perdu de vitesse par frottement; nous ne tiendrons pas compte non plus des chocs et des remous subis à l'entrée dans la roue et dans les aubages.

Soient  $p_1$ ,  $v_1$  et  $w_1$  les pressions, volume spécifique et vitesse absolue du fluide à l'entrée de la tuyère distributrice,  $s_1$  sa section en ce point et  $dl_1$  l'espace parcouru à ce niveau par une molécule dans le temps  $dt$ ; soient  $p_2$ ,  $v_2$  et  $w_2$ ,  $s_2$  et  $dl_2$  les mêmes éléments, à la sortie de la tuyère, là où elle débouche sur la roue : appelons enfin  $P_s$  le poids débité par seconde.

L'énergie cinétique croît dans un temps déterminé, l'énergie potentielle décroît au contraire; la somme algébrique de leurs variations dans le temps  $dt$  est égale au travail  $\tau$  développé dans le même temps.

L'énergie cinétique augmente de :

$$\frac{1}{2} \frac{P_s}{g} dt (w_2^2 - w_1^2);$$

l'énergie potentielle diminue de :

$$\int_{v_1}^{v_2} P_s dt dv = P_s dt \int_{v_1}^{v_2} p dv;$$

le travail développé est égal à :

$$P_s dt (p_1 s_1 dl_1 - p_2 s_2 dl_2) = P_s dt (p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

Il vient donc, en faisant disparaître  $P_s dt$  :

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1 - p_2 v_2$$

ou :

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = p_1 v_1 - p_2 v_2 + \int_{v_1}^{v_2} p dv.$$

Or, soit AB la courbe de détente du fluide (fig. 83); l'aire ABba représente

$$\int_{v_1}^{v_2} p dv;$$

ajoutons l'aire Oa' AB =  $p_1 v_1$ , et retranchons Ob' Bb qui équivaut à  $p_2 v_2$ ; il reste l'aire a' ABB', c'est-à-dire :

$$\int_{p_2}^{p_1} v dp = - \int_{p_1}^{p_2} v dp.$$

C'est le travail développé dans l'unité de temps par la détente de l'unité de poids, entre les pressions  $p_1$  et  $p_2$ ; désignons-le par  $\tau_1^2$ . Remarquant que  $w_1$  peut être considéré comme égal à zéro, nous avons finalement :

$$\frac{w_2^2}{2g} = \tau_1^2.$$

Cette relation est générale et elle convient à tous les fluides élastiques;



mais il faut lui adjoindre la formule qui donne la loi de la détente adiabatique du fluide. Pour les gaz parfaits, on a :

$$p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma,$$

$\gamma$  étant le rapport des deux chaleurs spécifiques égal à 1,41 ; cette valeur tombe à 1,29 pour l'anhydride carbonique, et elle est moindre encore pour les gaz brûlés à haute température que l'on pourrait utiliser dans les turbines à gaz. Quant à la vapeur d'eau saturée, elle présente pour son exposant  $\mu$  une valeur variable avec le titre ; la quantité de vapeur étant  $x$ , on a  $\mu = 1,035 + 0,1 x$  ; en vapeur saturée sèche, on a donc  $\mu = 1,135$ . En vapeur surchauffée, l'exposant doit se rapprocher de 1,34.

Quelle que soit la valeur que possède l'exposant  $\gamma$  ou  $\mu$ , on est toujours conduit à la formule générale :

$$\frac{w_2^2}{2g} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right].$$

On a souvent intérêt à mettre en évidence les chaleurs du fluide, et l'on fait alors usage des nouvelles équations :

$$\frac{w_2^2}{2g} = J(\lambda_1 - \lambda_2) = JC(T_1 - T_2)$$

dans lesquelles  $\lambda_1$  et  $\lambda_2$  sont les chaleurs totales au commencement de la détente et à la fin, C la capacité calorifique à pression constante,  $T_1$  et  $T_2$  les températures initiale et finale, et J l'équivalent mécanique de la chaleur.

Ces diverses formules nous font connaître les vitesses d'écoulement et l'énergie cinétique correspondante.

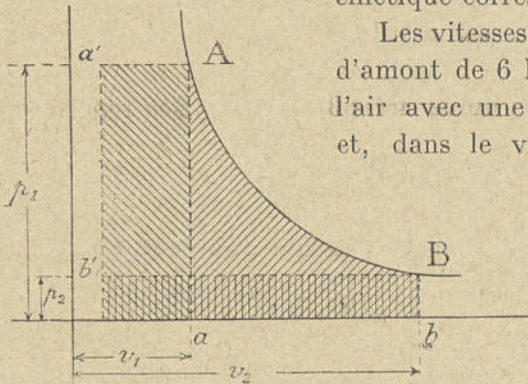


Fig. 83. — Courbe de détente.

Les vitesses sont considérables ; pour une pression d'amont de 6 kilogrammes, la vapeur s'écoule dans l'air avec une vitesse de 775 mètres par seconde et, dans le vide à 0 kg. 1, avec une vitesse de 1.120 mètres. Les vitesses calculées sont plus grandes dans les gaz que dans la vapeur surchauffée, plus grandes encore dans celle-ci que dans la vapeur saturée sèche, et enfin plus grandes dans la vapeur sèche que dans la vapeur humide.

Le travail  $\bar{e}_1^2$ , développé dans l'unité de temps, est représenté sur le diagramme de la figure 83 par l'aire  $a'ABb'$  : c'est le plus grand travail que l'on puisse obtenir en faisant détendre le fluide derrière un piston mobile dans un cylindre, dans les conditions les plus favorables. La série d'opérations  $b'a'AB$  ne diffère en rien du cycle de Rankine, pris comme type de la machine à



vapeur parfaite; un échauffement du liquide à volume constant  $b' a'$  précède la vaporisation à pression constante  $a' A$ , et la détente adiabatique  $AB$ . Le même contour reproduit aussi le type des moteurs à combustion; avant d'être brûlé, le mélange combustible serait amené sous volume constant à la pression  $p_1$ ; la ligne  $a' A$  correspond à la combustion sous pression constante, laquelle est suivie d'une détente adiabatique.

Une même théorie générale convient donc aux turbines à vapeur et à gaz et nous sommes conduits à ce résultat remarquable : c'est que les deux appareils se valent et ne le cèdent en rien à la meilleure machine à piston. Cette constatation présente un grand intérêt, bien qu'elle ne soit que théorique.

La détermination des sections transversales  $s$  de la tuyère se déduit de la connaissance des valeurs  $p$ ,  $v$  et  $w$ ; on a, en effet, en un point quelconque,  $P_s v = sw$ ,  $P_s$  étant le poids de fluide débité par seconde; le principe de continuité permet d'écrire :

$$P_s = \frac{sw}{v} = \frac{s_2 w_2}{v_2}$$

On calcule donc  $s_2$  en fonction de  $P_s$ ,  $v_2$  et  $w_2$ .

La tuyère, qui doit être moulée sur la forme de la veine et produire une détente complète de  $p_1$  à  $p_2$ , présente vers son entrée (fig. 84) une section contractée  $s_m$  que l'on calcule en tenant compte d'un théorème de Hugoniot, d'après lequel le minimum de  $s_m$  correspond à une pression  $p_m$  donnée par la relation :

$$\frac{p_m}{p_1} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

il vient alors :

$$w_m = \sqrt{2g \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 v_1}$$

Passant aux nombres, on trouve que, pour les gaz parfaits,  $p_m = 0,529 p_1$  et pour la vapeur  $p_m = 0,580 p_1$ . Il en résulte que la pression  $p_2$  doit être inférieure à cette valeur limite.

Connaissant  $w_m$ , on calcule  $s_m$  par les formules de continuité :

$$P_s = \frac{s_2 w_2}{v_2} = \frac{s_m w_m}{v_m}$$

La figure 84 donne la forme de la tuyère convergente et divergente correspondante au cas  $p_2 < 0,580 p_1$ , pour la vapeur. Pour éviter le décollement de la veine et assurer son complet épanouissement suivant la paroi, on donne généralement  $10^\circ$  au cône d'ouverture; la longueur de la tuyère se déduit dès lors de  $s_2$  et  $s_m$ .

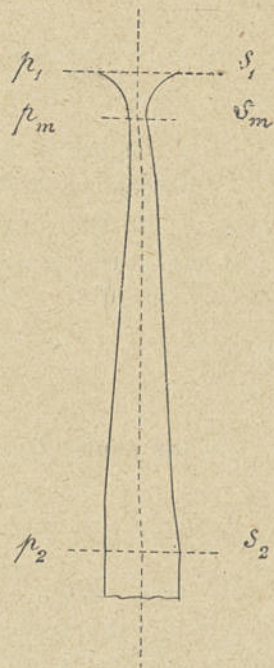


Fig. 84.  
Tuyère de détente.



Nous nous contenterons de ces indications générales, qui suffisent pour démontrer que la théorie générique conduit à un tracé rationnel de la coupe longitudinale de la tuyère répondant à l'objet poursuivi. Faisons remarquer incidemment que les tuyères pour gaz ont même profil que pour la vapeur, mais qu'elles sont plus courtes.

La détermination de la forme des aubages se fait théoriquement, par application des mêmes principes, à l'aide des considérations qui suivent :

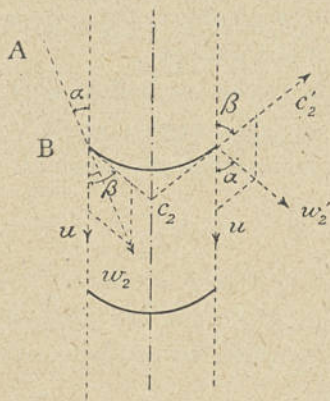


Fig. 85. — Diagramme des vitesses.

Soit AB (fig. 85) l'axe de la tuyère faisant un angle  $\alpha$  avec la face de la roue; désignons par  $\beta$  l'angle formé avec la même face à l'entrée des aubes réceptrices; cet angle est le même à l'entrée et à la sortie, par suite de la symétrie des palettes par rapport au plan moyen de la roue. Le fluide sort de la tuyère et entre dans l'aubage avec une vitesse absolue  $w_2$ ;  $u$  est la vitesse circulaire de la roue.

La vitesse absolue du fluide  $w_2$  se décompose en vitesse circulaire  $u$  et vitesse relative  $c_2$  du fluide à l'entrée de l'aubage : nous supposons nul ou négligeable le frottement du fluide contre les palettes. La construction du triangle des vitesses donne  $c_2$ , et l'on voit aisément que :

$$w_2 \sin \alpha = c_2 \sin \beta, \text{ et } : w_2 \cos \alpha = u + c_2 \cos \beta.$$

La vitesse relative  $c_2$  se retrouve intégralement à la sortie, par suite de l'absence de frottements, et elle fait le même angle  $\beta$  avec la face de sortie, ainsi que nous l'avons dit. En la composant avec  $u$ , nous obtenons la vitesse absolue du fluide  $w'_2$  à la sortie, et nous voyons encore que :

$$\begin{aligned} w'_2 \sin \alpha' &= c_2 \sin \beta \\ w'_2 \cos \alpha' &= u - c_2 \cos \beta. \end{aligned}$$

De ces équations, il ressort d'abord que :

$$\frac{w'_2}{w_2} = \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha'}.$$

Or, pour réduire le plus possible le déchet de l'échappement, la valeur de  $w'_2$  doit être minimum; pour mieux utiliser l'énergie disponible, il faut, par suite, que  $\alpha'$  soit égal à  $90^\circ$ ; la vitesse relative de sortie du fluide hors des aubages sera donc normale à l'axe de la roue.

Mais nous avons aussi :  $w_2 \cos \alpha + w'_2 \cos \alpha' = 2u$ . Pour une valeur de  $\alpha'$  égale à  $90^\circ$ , nous voyons donc que :

$$w_2 \cos \alpha = 2u \text{ et } u = \frac{w_2 \cos \alpha}{2};$$



nous possédons maintenant les éléments nécessaires pour déterminer le rendement de l'appareil.

Le travail disponible est égal à  $\mathfrak{C}_1 = w^2/2g$ .

L'énergie perdue à l'échappement devient :  $w'_2{}^2/2g$ .

Le travail net par seconde est, par conséquent, égal à :  $(w^2 - w'_2{}^2)/2g$ .

Le rendement générique prend par suite la valeur :

$$\rho = \frac{w^2 - w'_2{}^2}{w^2} = 1 - \frac{w'_2{}^2}{w^2}$$

Pour  $\alpha' = 90^\circ$ , on a :  $\rho = 1 - \sin^2 \alpha$ .

Le rendement maximum aurait donc pour condition que  $\alpha$  soit égal à zéro : alors  $u = w/2$  ce qui montre que la vitesse périphérique de la roue devrait être la moitié de la vitesse absolue du fluide à sa sortie de la tuyère.

L'égalité des valeurs de  $c_2$ , la vitesse relative du fluide à l'entrée et à la sortie des aubages, a pour résultat de compenser les poussées axiales de la roue, qui ne subit donc aucune sollicitation dans le sens de son axe de rotation; la pression est d'ailleurs la même sur les deux faces.

La puissance développée en chevaux est théoriquement égale à :

$$Ps \frac{w^2 - w'_2{}^2}{2g \cdot 75}$$

et la consommation du fluide par heure est de 3.600 Ps; par cheval-heure effectif, on a donc :

$$\frac{540,000 g}{w^2 - w'_2{}^2}$$

La théorie générique permet ainsi une étude complète des meilleures conditions à réaliser pour obtenir un bon rendement, et elle conduit à une appréciation des consommations de vapeur ou de gaz.

Des considérations analogues et des calculs du même genre sont applicables aux turbines à réaction : nous supposons d'abord, comme précédemment, qu'elles sont à roue unique.

Le travail de détente se produit en partie dans les canaux de distribution,  $\mathfrak{C}_1$ , et en partie dans les aubages de la roue,  $\mathfrak{C}_2$ ; le travail total  $\mathfrak{C}_1 = \mathfrak{C}_1 + \mathfrak{C}_2$ .

Nous appellerons  $p_1, v_1, w_1$  et  $s_1$  les données relatives à l'entrée des canaux;  $p, v, w, s$ , ces mêmes grandeurs au niveau du jeu qui existe entre le stator et le rotor;  $p_2, v_2, w_2, s_2$  ces grandeurs au sortir des aubages mobiles.

La valeur de  $w$  se calcule par les lois de l'écoulement du fluide à travers une tuyère déterminée; le travail  $\mathfrak{C}_1$ , disponible à la suite de cette première détente dans le stator, est égal à :

$$\frac{w^2 - w_1^2}{2g} = \frac{w^2}{2g}$$

en prenant  $w_1 = 0$ ; ce travail est fonction de  $p_1, v_1$  et  $p$ . Les sections des canaux se calculent comme précédemment. La vitesse absolue du fluide, dirigé par le



canal distributeur vers l'aubage sous un angle  $\alpha$ , se décompose à son entrée et donne une vitesse circumférentielle  $u$  et une vitesse relative  $c$ , faisant un angle  $\beta$  avec la face de la roue (fig. 86). Le triangle des vitesses donne la valeur de  $u$  et de  $c$ ; nous négligeons comme précédemment les frottements du fluide et ses chocs.

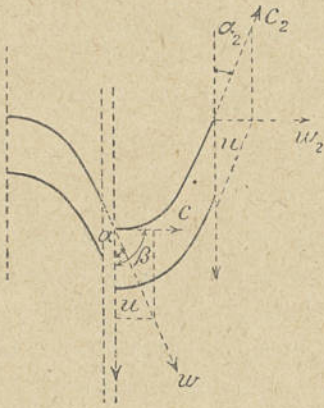


Fig. 86. — Diagramme des vitesses en réaction.

En prenant pour degré de réaction la valeur habituelle de  $\frac{1}{2}$ , le travail  $\mathcal{C}_2$ , égal à la moitié de  $\mathcal{C}_1^2$ , est égal à  $\mathcal{C}_1$ ; mais ce travail  $\mathcal{C}_2$  est fonction de la différence des carrés des vitesses relatives du fluide dans les aubages mobiles; à l'entrée et à la sortie,  $c_2$  est donc fourni par l'équation :  $\mathcal{C}_2 = c^2 - c_2^2/2g$ . La direction est celle de la tangente à la palette; le triangle des vitesses fait donc connaître la valeur de  $w_2$ , la vitesse absolue du fluide au sortir de la roue, autrement dit la vitesse à l'échappement.

Le travail total est, par suite, égal à :

$$\mathcal{C}_1 + \mathcal{C}_2 - \frac{w_2^2}{2g} = \frac{w^2 + c^2 - c_2^2 - w_2^2}{2g}$$

La puissance en chevaux et la consommation se calculent, comme pour les turbines à action, d'après ces formules.

Le rendement  $\rho$  est égal à :  $\mathcal{C}_1^2 / (\mathcal{C}_1 + \mathcal{C}_2)$ .

La condition de continuité donne une relation entre les sections :

$$P_s = \frac{sw}{v} = \frac{sc}{v} = \frac{s_2 c_2}{v_2}$$

dont on fait usage pour déterminer le profil des canaux, de la façon que nous avons déjà indiquée.

La considération des valeurs de  $c$  et de  $c_2$ , projetées sur l'axe, montre qu'il s'exerce une poussée le long de cet axe dans le sens du passage du fluide; mais il suffit de constater, pour se rendre compte de cet effet, qu'il y a une différence de pression entre l'amont et l'aval d'une roue. On annule cette poussée par un piston d'équilibre ou par tout autre moyen.

Les turbines de cette classe ont une vitesse périphérique plus grande, à égalité de puissance et de rendement, que les turbines à action : voici comment on peut le démontrer.

Nous venons de voir que l'on a :

$$\frac{w^2}{2g} = \mathcal{C}_1 = \frac{\mathcal{C}_1^2}{2}, \text{ d'où : } w = \sqrt{2g \frac{\mathcal{C}_1^2}{2}} = \frac{\sqrt{2g\mathcal{C}_1^2}}{\sqrt{2}}$$

De plus, pour  $\beta = 90^\circ$ ,  $\alpha = w \cos \alpha$ .



La vitesse  $w$  de ces formules est la vitesse absolue que possède le fluide en traversant le jeu, c'est-à-dire en entrant dans la roue. Or, la turbine à action, dont nous mettrons les valeurs entre crochets pour éviter toute confusion, nous avait donné, pour la même vitesse du fluide à la sortie de la tuyère d'injection et pour la vitesse circonférentielle de la roue :

$$(w) = \sqrt{2g\bar{c}_1^2} \quad \text{et} \quad (u) = \frac{(w) \cos \alpha}{2}.$$

Il vient par comparaison :

$$\frac{w}{(w)} = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad \text{et} \quad \frac{u}{(u)} = 2 \frac{w}{(w)} = \frac{2}{\sqrt{2}} = \sqrt{2}.$$

d'où :

$$u = \sqrt{2} (u) = 1,414 (u).$$

Il est donc démontré que la turbine à réaction à roue unique doit tourner avec une vitesse 1,414 fois plus grande que la turbine à action, toutes choses égales d'ailleurs : cette condition de fonctionnement causerait de sérieuses difficultés pratiques pour la turbine à réaction, si l'on n'avait la ressource de réduire la vitesse en multipliant les roues; cette multiplication est donc plus nécessaire pour les turbines à réaction.

Passons maintenant à l'étude des turbines à roues multiples, dont l'intérêt est majeur, attendu qu'à l'exception de la turbine de Laval, qui est à circulation unique, toutes les autres sont à circulation par gradins et généralement à roues multiples.

Prenons pour objet de notre examen les turbines à action, à chute de vitesse, dans lesquelles le fluide moteur sort à une vitesse initiale  $w_2$  des canaux, après avoir actualisé toute son énergie sous la pression de la décharge; ce fluide agit sur une première roue, en perdant une fraction de sa vitesse; il traverse ensuite des canaux directeurs dans lesquels ni la vitesse, ni la pression ne varient (théoriquement du moins) et qui n'ont d'autre effet que de faire dévier la direction du flux pour qu'il pénètre sans choc dans une deuxième roue, à la sortie de laquelle il rencontre une nouvelle roue et de nouveaux canaux directeurs, et ainsi de suite. Supposons tous les aubages demi-circulaires (fig. 87); dans ce cas, l'angle  $\alpha$  est égal à 0, alors que  $\alpha' = 180^\circ$ , de telle sorte que l'équation  $w_2 \cos \alpha + w_2' \cos \alpha' = 2 u$ , nous donne  $w_2 - w_2' = 2 u$  : la vitesse absolue du fluide se trouve donc réduite de  $2 u$  au passage d'une roue. Pour  $n$  roues, la vitesse périphérique  $u$  est égale à la fraction  $1/2 n$  de la chute totale de vitesse de l'admission à la décharge; la vitesse périphérique est, par suite, inversement proportionnelle au nombre des roues, de telle sorte que, théoriquement, la multiplication des

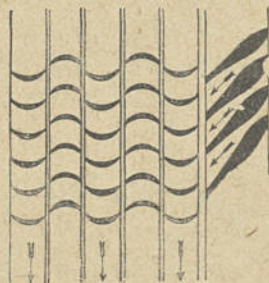


Fig. 87. — Roues multiples.



roues permet de réaliser des turbines à rotation aussi lente qu'on le veut. Les valeurs successives de la vitesse absolue du fluide  $w_2, w'_2, w''_2, \text{etc.}$ , à l'entrée des roues, forment donc une progression arithmétique décroissante dont la raison est  $2u$ ; les quantités d'énergie absorbées par chacune d'elles décroissent ainsi suivant une loi facile à établir, leurs valeurs respectives étant :

$$\frac{w_2^2 - w'^2_2}{2g}, \frac{w'^2_2 - w''^2_2}{2g}, \text{etc.}$$

Dans les turbines à cascade de pression, les choses se passent différemment; le fluide admis à la pression d'amont  $p_1$  est distribué par une série de tuyères qui le détendent d'abord jusqu'à une pression  $p'$ , régnant dans la première chambre, qui renferme une première roue; une deuxième chute se produit de  $p'$  à  $p''$ , dans une deuxième chambre et sur sa roue et ainsi de suite.

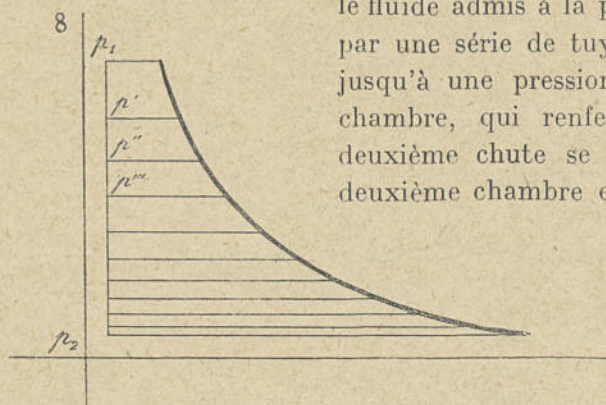


Fig. 88. — Diagramme de détente.

Ces pressions intermédiaires partagent généralement l'énergie en  $n$  parties égales, et chaque roue développe le même travail. Pour obtenir ce résultat, les chutes de

pression ne peuvent pas être les mêmes d'une chambre à l'autre, et il est facile de s'en convaincre en divisant le diagramme de détente (fig. 88) en  $n$  parties d'égale superficie; les pressions tombent plus vite au voisinage de la pression d'admission que vers la base du diagramme. La vitesse théorique du fluide  $w_2$  à la sortie de la tuyère, dans une turbine à une roue, est égale à  $w_2 = \sqrt{2g\mathfrak{C}_1^2}$ ; pour  $n$  roues, on aura  $\mathfrak{C}_n = 1/n \cdot \mathfrak{C}_1^2$ , et la vitesse n'aura donc plus qu'une valeur :

$$w_2 = \sqrt{2g\mathfrak{C}_n} = \frac{\sqrt{2g\mathfrak{C}_1^2}}{\sqrt{n}} = \frac{w_2}{\sqrt{n}}$$

Il en résulte que la vitesse d'injection décroît avec la racine carrée du nombre d'échelons; si l'on veut obtenir avec chaque roue le même rendement qu'avec la roue unique, on réduira dans la même proportion la vitesse périphérique, ce qui donnera :  $u' = u/\sqrt{n}$ .

Dans les turbines mixtes à chute de pression, dans lesquelles plusieurs roues sont renfermées dans une même cellule, et plusieurs cellules pareilles disposées en série à la suite l'une de l'autre, les résultats deviennent plus complexes, mais ils obéissent aux mêmes lois et l'on se rend compte de ce qu'ils peuvent être par ce qui précède.

Au point de vue de la multiplication des roues, le système à réaction présente une certaine infériorité sur le système à action, que nous devons faire ressortir :



à vitesse périphérique égale, la turbine à action exige moitié moins d'éléments que la roue à réaction. En effet, dans un appareil d'action, à cascades de pression, le travail  $\bar{c}_n$  d'une roue est la  $n^{\text{ième}}$  partie du travail total développé :  $\bar{c}_n = \bar{c}_1^2/n$ . Mais nous savons que :

$$\bar{c}_n = \frac{w_2^2 - w_2'^2}{2g}$$

or,  $w_2 - w_2' = 2u$ . Si nous négligeons la valeur de  $w_2'$ , vitesse absolue du fluide au sortir de la roue, nous aurons approximativement :

$$\bar{c}_n = \frac{4n^2}{2g} = \frac{2n^2}{g}, \quad \text{d'où} \quad n = \frac{g\bar{c}_1^2}{2u^2}$$

La vitesse périphérique de la turbine à réaction étant  $\sqrt{2}$  fois plus grande, il vient pour ce genre :

$$n' = \frac{g\bar{c}_1^2 (\sqrt{2})^2}{2u^2} = \frac{g\bar{c}_1^2}{u^2},$$

ce qu'il fallait démontrer.

Avec les turbines à roues multiples, il est possible d'obtenir le même rendement qu'avec une roue unique, mais il n'y a aucune raison pour qu'il soit meilleur, attendu que le rendement total est la somme des rendements partiels de chaque étage. En quittant une roue d'une turbine à chute de pression, le fluide est animé d'une certaine vitesse absolue, que nous supposons assez faible pour qu'elle soit négligeable, ou bien dont nous ne tiendrons pas compte, en considérant que la somme de toutes ces pertes partielles n'est pas supérieure à la perte subie en une fois à la décharge d'une roue unique. Pour les turbines à chutes de vitesse, nous admettons théoriquement que la pression reste la même de la première roue à la dernière, puisque nous ne faisons pas état des frottements, des chocs et des remous dans les canaux directeurs et les aubages : il n'y a donc de vitesse perdue qu'après la dernière roue. En somme, dans la théorie générique relative à une machine parfaite, la seule perte d'énergie dont il soit tenu compte est l'énergie cinétique non utilisée à l'échappement. C'est ce qu'il faut retenir de l'exposé qui précède.

Les calculs des sections et des formes des aubages fixes et mobiles sont copiés sur ceux que nous avons indiqués précédemment; ils sont plus longs et plus compliqués, mais ne sont pas plus difficiles. Ils doivent être menés avec habileté, pour ne pas souffrir de leur multiplicité, et avec soin, parce qu'ils ont une importance considérable sur le rendement. Il faut réaliser pour chaque échelon la vitesse circonférentielle et les conditions auxquelles correspond le maximum d'effet.

Dans les turbines à chute de pression et dans les turbines mixtes, comme la Parsons, il convient d'observer qu'il y a détente du premier au dernier échelon et variation du volume spécifique  $v$ . Par suite, les sections d'écoulement augmentent à partir de l'amont. Cette considération établit une différence théorique



entre les turbines à action et à réaction : dans les premières, l'injection pouvant n'être que partielle, on a la ressource de faire varier la section d'écoulement en modifiant le secteur sur lequel se fait cette injection ; au contraire, dans les secondes, l'injection doit être complète, et l'on est conduit à donner aux premières couronnes des diamètres plus petits. Voici ce qui résulte de cet état de choses : pour les turbines de faible puissance, les premiers diamètres deviennent trop petits, à moins qu'on ne réduise les vitesses en multipliant les cascades : la réalisation des turbines à réaction est donc, théoriquement, plus difficile pour les faibles puissances. La pratique confirme la théorie ; on ne construit guère de turbines Parsons d'une puissance inférieure à 150 chevaux, tandis qu'on fait des de Laval de 20 et des Electra de 2 chevaux.

Les enseignements que donne la théorie générique sont nombreux et importants : il nous paraît utile d'en présenter maintenant un résumé méthodique.

Et d'abord, une même théorie s'applique à toutes les turbines, quel que soit le fluide mis en œuvre. Leur rendement est théoriquement le même que celui de la meilleure machine à piston ; à cet égard, les turbines à action valent les turbines à réaction, et les mono-roues ne le cèdent en rien aux roues multiples, à chute de pression ou de vitesse : à ce point de vue, les turbines à action n'ont pas les mêmes propriétés que les turbines à réaction. A nombre d'éléments égal, la vitesse périphérique des premières est 1,41 fois plus faible que celle des secondes, et réciproquement la vitesse du fluide peut être plus grande ; à vitesse périphérique égale, les premières exigent moitié moins d'éléments. La turbine à réaction ne doit pas être mono-roue ; elle ne convient pas aux faibles puissances ; par contre, la turbine à action mono-roue a une puissance limitée. La turbine à réaction présente la possibilité de fuites aux joints, et elle donne lieu à une poussée axiale qu'il faut compenser ; elle ne tolère pas une injection partielle et sa régulation, qui se fait par laminage ou par intermittence d'admission, est théoriquement moins simple.

\* \* \*

La théorie générique nous a démontré que la dépense théorique par unité de travail est la même dans une machine à piston ou bien dans une turbine, si on les suppose l'une et l'autre parfaites, c'est-à-dire sans perte d'aucune sorte : or, la thermodynamique permet de calculer cette dépense, pour un fonctionnement entre des pressions  $P_1$  et  $P_2$ , ou des températures  $T_1$  et  $T_2$ , quand on admet une détente adiabatique complète entre les pressions d'amont et d'aval.

Nous allons rapprocher ces résultats purement théoriques de ceux que va nous fournir la théorie expérimentale, dans laquelle il sera tenu compte des pertes diverses de chaleur et d'effet qui se produisent dans le fluide et dans les organes du moteur.

La théorie générique néglige toutes ces pertes : elle n'en envisage qu'une



seule, celle qui est due à la vitesse absolue possédée au sortir de la dernière roue ; c'est la perte à l'échappement. Elle repose sur un certain nombre de fictions, et elle s'applique à des appareils parfaits, dans l'étude desquels on néglige de parti pris de faire état de déchets divers, qu'on sait pourtant être inévitables : la simplification des calculs qui résulte de cette manière d'agir permet d'établir des formules générales, dont nous avons constaté l'utilité, puisqu'elles nous ont permis de faire des comparaisons entre les différents types et de définir les conditions des meilleurs rendements. La théorie expérimentale a pour objet, au contraire, de s'appuyer sur des phénomènes réels, dont l'expérience a déterminé les lois, et de tenir compte de toutes les pertes, quelles que soient leur origine et leur nature. Cette théorie est donc plus vraie que la première.

Pour établir la théorie expérimentale, on peut procéder par analyse ou par synthèse ; nous l'avons déjà dit ci-dessus.

Dans la première méthode, on observe les phénomènes par le détail, et on les soumet individuellement à un examen patient, aboutissant à des mesures : on réussit ainsi à formuler des considérations plus exactes, mais on risque de n'être pas complet.

Commençons par les détentes dans les tuyères ; nous avons admis qu'elles étaient adiabatiques, donc sans perte ni gain de chaleur, et de plus sans frottements ; il est évident que les choses ne se passent pas de la sorte, et que les vitesses calculées ne peuvent être rigoureusement exactes. Des expériences sont donc nécessaires ; elles ont été entreprises par de nombreux savants, parmi lesquels nous citerons : MM. Stodola, Lewicki, Minary et Resal, Parenty, Buchner, Delaporte et Rateau.

On constate généralement que les vitesses réelles d'écoulement ne sont guère inférieures à la valeur théorique calculée, ce qui semble provenir de ce que le travail de frottement se transforme en chaleur, et qu'une partie de celle-ci contribue de nouveau à la production de l'énergie cinétique.

Les pertes d'énergie par les tuyères sont moindres aussi qu'on ne le pensait, et M. Stodola s'est élevé contre l'opinion pessimiste qui attribuait à l'écoulement par tuyères des pertes d'énergie considérables, sous la réserve toutefois que les pressions d'amont et d'aval restent constantes. En effet, l'expérience montre que si la pression d'amont augmente brusquement, il se produit des chocs violents ; si celle d'amont baisse, au contraire, on constate qu'il naît des ondes vibratoires sonores ; ce double effet absorbe de l'énergie. Mais, sous un régime constant de pression, on observe que, dans les courtes tuyères, les pertes d'énergie restent comprises entre 5 et 8 %, alors que, dans les ajutages de 100 à 150 millimètres de longueur et 6 à 8 millimètres de diamètre au col, elles varient de 10 à 15 %. Ce chiffre est considéré comme un maximum pratique, et on l'adopte généralement dans les calculs de turbines.

C'est une perte d'énergie qu'il ne faut pas confondre avec la diminution de la vitesse, par rapport à la valeur théorique, laquelle est beaucoup moindre



que la diminution d'énergie; en effet, pour une perte de vitesse de  $w$  à  $w'$ , il y a une perte d'énergie égale à  $\frac{w^2 - w'^2}{2g}$  par kilogramme de vapeur dépensée.

Ainsi, pour une pression absolue d'amont de 11 kg. 5 et d'aval de 0 kg. 2, la vitesse tombe de sa valeur théorique de 1.112 à 1.054 mètres par seconde; la perte d'énergie correspondante est d'environ 10 %, alors que la perte de vitesse n'était que de 5 %. Celle-ci peut, en général, être considérée comme la moitié de la première, dans les conditions habituelles du fonctionnement des turbines.

La vapeur surchauffée s'écoule avec une vitesse plus grande que la vapeur saturée, toutes choses égales d'ailleurs; une forte surchauffe peut procurer un accroissement de 6 %. C'est conforme à la théorie.

L'écoulement des gaz a été l'objet de remarquables études, parmi lesquelles il faut signaler celles de Hirn et du capitaine Hugoniot, dont l'objet était, il est vrai, essentiellement théorique; M. Zeuner a, d'autre part, envisagé la question plus pratiquement. Mais ces travaux ne peuvent être considérés que comme une entrée en matière, pour ce qui est du profit qu'en peut retirer la théorie des turbines à gaz : en effet, ce qu'il nous importe de connaître, c'est la loi réelle de la détente des gaz brûlés pris à très haute température, et fournis par la combustion de vapeurs carburées ou de gaz combustibles. Cette loi est la première et la principale inconnue du problème : elle nous intéresse non seulement par la valeur de  $w$ , résultant de la valeur de l'exposant, mais encore par celle de la température  $T_2$  du gaz détendu; nous calculons, en effet, le rendement par  $w$ , et le souci de la conservation des organes nous intéresse grandement à la connaissance de  $T_3$ . La valeur de  $\gamma$  change avec les températures, suivant des lois que nous soupçonnons seulement; elle diminue quand la température s'élève; or, plus sa valeur se rapproche de l'unité, plus aussi diminue l'effet utile; par contre, la détente abaisse moins la température des gaz. Mais, dans quelle proportion se produisent ces effets? L'expérience seule peut nous le dire. Jusqu'ici, on n'a encore presque rien fait dans cette voie; on suppose que  $\gamma$  est au moins égal à 1,25 aux températures élevées que l'on considère, et que  $w'$  ne diffère pas sensiblement des valeurs calculées en prenant l'exposant qui convient, c'est-à-dire que les frottements sont peu sensibles.

L'énergie disponible, sous forme cinétique, au sortir de la tuyère, est égale à  $\frac{w^2}{2g}$ .

Le fluide passe ensuite, en vertu de la vitesse acquise, dans les aubages de la roue, et il y engendre un couple moteur en utilisant l'énergie disponible. La théorie générale a établi des calculs intéressants sur les hypothèses que nous avons admises : il nous reste maintenant à les discuter.

On avait supposé, en particulier, une entrée tangentielle et une absence de chocs, de mouvements tourbillonnaires et vibratoires et de frottements qui



ne se réalise point : c'est encore à l'expérience qu'il appartient de se prononcer sur l'importance des pertes qui peuvent en résulter.

M. Stodola a opéré sur des aubages maintenus par un dynamomètre à ressort; M. Rateau a employé une sorte de balance, qui lui permettait de mesurer la poussée exercée sur des palettes dans des conditions définies, analogues à celles d'une turbine à action. En réalité, on mesure ainsi une poussée statique, différente de la poussée dynamique exercée sur un aubage en mouvement; de plus, on n'éprouve pas l'influence perturbatrice du rétrécissement continu des aubages qui se présentent successivement devant la tuyère. Il est donc difficile de conclure de ces expériences à la réalité des faits qui se passent dans une turbine : néanmoins, on a pu recueillir des données intéressantes. Ces résultats, qui dépendent à la fois des tuyères ou canaux directeurs et des aubages de la roue, sont extrêmement complexes, et M. Stodola prend acte des observations qu'il a faites pour conseiller aux constructeurs de chercher avant tout à se rendre compte des particularités de l'écoulement du fluide à travers la turbine; il semble, en effet, que tout est là dans ces appareils. M. Rateau a découvert par ses expériences qu'il y a avantage à ne pas détendre entièrement la vapeur dans la tuyère et à garder un peu de pression, donc un peu de réaction. Cette observation a été confirmée par la pratique et elle doit s'appliquer aux gaz.

Les pertes d'énergie occasionnées par le frottement dans les aubages mobiles se traduisent, en dernière analyse, par une réduction de la vitesse du fluide; cet effet dépend de nombreux facteurs, mais surtout du tracé des aubes, de leur développement, de leur courbure, de leur écartement; il est plus marqué dans des aubes rugueuses et émoussées. On admet comme un fait d'expérience, établi surtout par des considérations *a posteriori*, que la vitesse de sortie du fluide hors des roues est une fraction assez constante de la vitesse relative d'entrée; cette fraction oscille entre des valeurs extrêmes de 0,70 à 0,80. On connaît la vitesse absolue réelle de la vapeur à la sortie de la tuyère, l'angle de son axe avec le plan de la roue et la vitesse périphérique de celle-ci, ce qui permet de tracer le triangle des vitesses et de connaître la vitesse relative à l'entrée de la roue, soit  $c'$ ; à la sortie, la vitesse  $c'' = \alpha c'$ ; la perte d'énergie par frottement est dès lors égale à  $\frac{c'^2 - c''^2}{2g}$ .

Le triangle des vitesses à la sortie donne la vitesse absolue réelle de l'échappement,  $w''$  : le travail recueilli est, en somme, égal à :

$$\frac{w''^2}{2g} - \left( \frac{c'^2 - c''^2}{2g} \right) = \frac{w''^2}{2g}$$

pour une turbine d'action mono-roue.

Mais ces problèmes se compliquent, surtout pour les roues multiples, du fait de phénomènes secondaires dont l'expérience seule peut faire apprécier les effets. Il est bien vrai que les frottements, les chocs et les remous dans la roue occa-



sionnent des pertes d'énergie; mais ils engendrent, par contre, des réchauffements qui sont à porter à l'actif du moteur; il se produit de la sorte certaines récupérations (comme dans les tuyères), dont on aurait tort de négliger le bénéfice; prenons, pour exemple du fait, le cas d'une turbine à action et à chutes de pression. La théorie suppose que la vitesse absolue à la sortie de chaque roue est perdue, aussi bien pour les roues disposées par échelons que pour la dernière de la série; or, cette perte donne lieu, en réalité, dans les échelons, à une transformation d'énergie cinétique en chaleur, c'est-à-dire à une réutilisation qui vient améliorer le rendement. Celui-ci est donc meilleur de ce chef que ne l'indiquent les formules précédentes : mais, si l'on entrevoit les conséquences du phénomène, on est loin de pouvoir les calculer avec quelque exactitude.

Certaines méthodes particulières, des procédés graphiques, et surtout l'emploi des diagrammes entropiques ont permis de serrer la réalité de plus près; nous ne pouvons que signaler ces artifices, dont l'exposé nous entraînerait trop loin; constatons seulement que ce sont des artifices.

Les pertes nettes d'énergie qui se produisent dans les tuyères et dans les aubages mobiles, ainsi qu'à la sortie des roues, appartiennent à la catégorie des pertes que l'on a appelées *internes*. Si l'on en fait la somme, et qu'on retranche celle-ci du travail disponible, calculé par la théorie générique, on obtient une différence qui représente l'énergie que la roue peut transformer en travail : elle peut être comparée à l'énergie que le piston actualise dans les machines alternatives.

Quelques auteurs, se laissant guider par cette analogie lointaine, ont donné à ce travail le nom de *travail indiqué*, dont on pourrait discuter la convenance : ils ont été conduits ainsi à envisager le rendement indiqué, qu'on ne peut pas déterminer directement, mais seulement évaluer approximativement.

M. Kopp évalue, ainsi qu'il suit, les rendements indiqués de quelques turbines à vapeur :

Turbines.	Rendements indiqués.
Laval.....	56,5
Curtis.....	61,6
Rateau.....	63,2
Parsons.....	66,6

Il ne faut pas se méprendre sur ces chiffres, qui sont rapportés à l'énergie cinétique que produirait la détente adiabatique du fluide dans la tuyère, supposée sans frottements : c'est donc le rapport du travail effectué réellement dans la détente du kilogramme de vapeur (depuis l'entrée dans le distributeur jusqu'au condenseur) au travail que produirait cette même masse de vapeur dans une machine parfaite, utilisant intégralement toute l'énergie reçue. Le nom de rendement indiqué est remplacé quelquefois par celui de rendement thermodynamique, que nous préférons; c'est qu'en effet le rendement n'est nullement



*indiqué* par un appareil quelconque, comme il l'est dans la machine à vapeur ou le moteur à gaz par l'indicateur de Watt; dans la turbine, il est évalué de diverses manières, plus ou moins exactes, mais toujours indirectes. On s'efforce d'envisager les phénomènes dans leur réalité, mais l'étude qu'on en fait peut rarement être considérée comme absolument vraie, et elle ne saurait non plus prétendre être complète. M. Delaporte en a donné la preuve en découvrant ce qu'il a appelé la perte C, c'est-à-dire une résistance produite par un certain trouble amené dans le régime de distribution de la vapeur dans une turbine de Laval, par le fait que les aubages ne sont traversés par de la vapeur active qu'à leur passage devant les tuyères ouvertes. Au moment où l'aubage sort du flux de vapeur, celle-ci continue son mouvement en vertu de sa vitesse acquise et elle crée derrière elle une dépression, qui appelle de la vapeur du milieu ambiant. Cette masse est entraînée par la roue, qui lui fournit à son détriment une énergie  $1/2 mu^2$  perdue pour le travail. Or, ce déchet, non soupçonné par M. Kopp, est loin d'être négligeable, attendu que M. Delaporte l'estime à 5,45 chevaux par ajutage dans le fonctionnement à air libre, et à 1,1 cheval, quand on marche à condensation, avec un vide de 65 centimètres.

D'autre part, il existe d'autres pertes internes, dont nous n'avons pas encore parlé : nous voulons dire celles qui proviennent des fuites de fluide ou de chaleur.

Les fuites de fluide peuvent être considérées comme pratiquement négligeables dans la mono-roue; elles y sont théoriquement nulles. Elles ne le sont plus, ni théoriquement, ni pratiquement, dans les turbines à roues multiples, à échelons de vitesse ou de pression; mais elles deviennent surtout sensibles dans les turbines mixtes à réaction, du genre Parsons, où des fuites se produisent non seulement entre enveloppes et roues, mais encore entre tambour et directrice. Malgré la grande précision de la construction, la nécessité de permettre les dilatations empêche de réduire autant qu'on le voudrait le jeu aux joints.

Les fuites de chaleur par rayonnement et par conductibilité sont inévitables dans tout appareil dont la température est supérieure à celle du milieu ambiant; mais elles restent sans doute assez faibles dans les turbines, parce que leurs surfaces en contact avec l'extérieur sont peu développées et qu'une grande partie de l'appareil est à la température relativement basse du condenseur. Les pertes correspondantes doivent être néanmoins appréciables; et il serait désirable que des expériences fussent entreprises pour en déterminer l'importance.

Il existe peut-être encore d'autres pertes internes dont on serait amené à tenir compte; en les additionnant, on constaterait certainement que les rendements de M. Kopp, donnés ci-dessus, sont cotés trop haut en général.

Le travail sur roues, qu'on appelle travail *indiqué*, est nécessairement supérieur au travail immédiatement disponible sur l'arbre, qui est le travail effectif de la turbine. Pour passer du premier au second, il faut dresser le bilan



d'un autre ordre de pertes, qu'on dénomme les pertes *externes*, par opposition aux précédentes. Ces pertes sont produites par les diverses résistances passives qu'il faut surmonter pour maintenir la machine à sa vitesse de régime; elles ont pour cause principale les frottements des roues et de leurs aubes dans le fluide moteur, qui remplit les chambres ou cellules dans lesquelles elles tournent, ainsi que les frottements de leurs tourillons dans les paliers. L'expérience seule peut les faire connaître.

M. Stodola a conduit de nombreux et remarquables essais en vue de la détermination du travail consommé en frottements des disques et de ses palettes contre le fluide ambiant : il en résulte des pertes qui peuvent devenir plus considérables qu'on ne le croirait *a priori*. Les ingénieurs cherchent à en diminuer l'effet; d'autre part, il est nécessaire de pouvoir en calculer la valeur dans les circonstances variées de la pratique. M. Stodola a découvert que le travail résistant opposé par le fluide ambiant à la rotation d'un disque croît à peu près proportionnellement au cube du nombre de tours; il est, d'autre part, proportionnel à la surface du disque et au poids spécifique du fluide, de telle sorte que la perte d'énergie produite de ce chef est assez correctement représentée par la formule  $kD^3u^3\delta$ , dans laquelle  $k$  est un paramètre dépendant des conditions d'établissement de la turbine, de la forme du disque, de la manière dont il est enveloppé, du degré d'injection, etc.;  $D$  est le diamètre de la roue, pris au milieu des aubes,  $u$  la vitesse périphérique, mesurée sur  $D$ , et  $\delta$  le poids en kilogrammes du mètre cube du fluide. Toutes choses égales d'ailleurs, le travail est un peu plus grand dans la vapeur saturée que dans l'air à la pression de l'atmosphère et à la même température; il est le même dans la vapeur surchauffée que dans l'air; il doit être beaucoup moindre dans des gaz brûlés très chauds que dans la vapeur surchauffée, et nous aurons à tenir compte de ce fait qui est en faveur des turbines à gaz.

Dans les turbines à roues multiples, à moindre vitesse périphérique  $u$ , la loi du cube constitue pour elles une condition avantageuse, et le travail résistant diminue malgré la multiplication des éléments : c'est un argument à retenir à l'actif des turbines à grand nombre de roues.

Les frottements dans les tourillons constituent une autre perte externe, qui dépend du nombre de révolutions, de la pression par centimètre carré sur les coussinets, de la température et de la nature du lubrifiant; les travaux de MM. Striebeck et Lasche ont fait connaître les valeurs du coefficient de frottement dans les conditions habituelles et ils permettent de calculer les pertes de travail correspondantes.

Dans la turbine de Laval, il y a lieu encore de tenir compte des frottements dans les engrenages de réduction de vitesse; dans les turbines Parsons, une poussée axiale qu'il faut compenser entraîne un autre genre de résistances passives; enfin, l'influence des balourds se fait aussi sentir. L'expérience seule peut prononcer sur l'importance de ces diverses pertes externes : pour la com-



modité des calculs, on admet souvent qu'elles sont proportionnelles à la puissance effective du moteur.

L'évaluation totale des travaux perdus, des divers chefs ci-dessus, conduit à la détermination du rendement organique. Si nous appelons  $\mathcal{P}$  la puissance effective du moteur,  $F$  le travail de frottement de la roue dans le fluide et  $n$  le coefficient fractionnaire par lequel il faut multiplier  $\mathcal{P}$  pour évaluer les résistances passives diverses, nous aurons :

$$\rho = \frac{\mathcal{P}}{\mathcal{P} + F + n\mathcal{P}} = \frac{\mathcal{P}}{(n+1)\mathcal{P} + F}$$

Ce rendement  $\rho$  a été calculé par de nombreux ingénieurs; M. Delaporte a trouvé, pour une turbine Laval de 100 chevaux,  $n$  égal à 0,0125 et  $F$  égal à 10 chevaux, d'où  $\rho = 0,932$ . M. Kopp prend pour  $n$  le nombre 0,02 et pour  $F$  8,1 chevaux, ce qui donnerait un rendement de 0,943.

Le même auteur évalue à 0,80 le rendement d'une Curtis, à 0,90 celui d'une Rateau, à 21 roues, et enfin à 0,93 celui d'une Parsons à 56 roues, sans justifier entièrement ces appréciations, qui auraient pourtant besoin de l'être, car elles ne reposent que sur des probabilités. On ne peut les contrôler, car il n'existe aucun moyen direct de mesurer pour les turbines le rendement organique, c'est-à-dire le rapport entre la puissance aux roues et la puissance sur l'arbre. L'examen des résistances passives que nous venons de faire est, du reste, incomplet; nous n'avons pas fait le compte du travail perdu dans la commande des organes accessoires et en particulier des organes de régulation, non plus que de la puissance consommée par l'appareil de condensation et par la pompe à air et de circulation. Désignant ces puissances par  $\mathcal{P}'$ , nous aurons :

$$\rho = \frac{\mathcal{P}}{(n+1)\mathcal{P} + F + \mathcal{P}'}$$

Nous verrons plus loin quelle est la valeur réelle de ce rendement organique.

L'exposé sommaire des travaux qui ont été entrepris suivant la méthode analytique, pour édifier une théorie expérimentale des turbines, montre qu'elle présente des analogies avec la méthode des pertes séparées, appliquée si heureusement par les électriciens pour étudier les machines génératrices d'électricité.

Mais nous avons fait ressortir la difficulté qu'on rencontre pour aboutir à une appréciation vraie des phénomènes et pour dresser une estimation complète des pertes : il resterait d'ailleurs bien des détails à préciser, et plusieurs facteurs nous échappent encore. Pour compléter cette étude, il faut adopter une autre méthode de travail.

Se plaçant donc à un point de vue plus synthétique qu'analytique, et aussi plus immédiatement pratique, les ingénieurs ont institué des expériences spéciales, dans lesquelles ils ont cherché à totaliser les pertes séparées et à apprécier ainsi celles qui échappaient jusque-là à la théorie expérimentale. Ils ont déter-



miné quelles sont, dans les divers genres de turbines, les conditions qui procurent le meilleur rendement, c'est-à-dire la moindre consommation de calories par unité de puissance.

Ce travail, déjà assez avancé pour les turbines à vapeur, reste entièrement à faire pour les turbines à gaz.

Pour les turbo-moteurs à vapeur, on a observé que, pour une même charge d'une turbine, il y a avantage à diminuer le nombre des tuyères, ce qui établit l'avantage d'une commande automatique des tuyères. Le rendement est plus élevé quand il y a une légère réaction; les grandes vitesses l'améliorent aussi, conformément aux conclusions de la théorie générique. On a constaté une constance remarquable, en charge variable, non seulement de la consommation unitaire effective, mais encore de la consommation sur disque. La comparaison de la consommation effective avec la consommation théorique montre que, pour les turbines du genre de Laval, le rendement total peut atteindre 60 %. La surchauffe de la vapeur augmente le travail disponible, par suite de l'accroissement d'énergie du jet, mais il se produit des pertes d'une nature spéciale dues à des chocs à l'entrée de la roue. Les pertes occasionnées par les fluctuations de pression sont notables et il y aurait lieu d'en tenir grand compte dans le cas des oscillations brusques et saccadées, qui ne manqueraient pas de se produire dans une turbine à gaz à explosions et à impulsions intermittentes.

Le rendement des dernières turbines d'action est égal à celui des meilleures Parsons, et l'on peut affirmer que les turbines bien établies, et éprouvées par une étude pratique suffisante, sont donc à peu près équivalentes au point de vue thermique. Et pourtant, les turbines d'action, à chutes de pression, réalisent sur les turbines mixtes à réaction l'avantage d'une réduction au minimum des fuites de vapeur, d'une diminution possible du nombre des roues et de la suppression totale de la poussée axiale : dès lors, il semblerait *à priori* qu'elles devraient posséder un meilleur rendement organique et total. S'il n'en est rien, il faut en chercher la cause dans des phénomènes particuliers, et notamment dans des pertes plus sensibles dans les distributeurs des turbines d'action et dans les roues, surtout dans les roues à haute pression. Le désir, ou quelquefois le besoin de faire des économies de construction, a peut-être empêché les constructeurs de multiplier suffisamment les échelons et de bénéficier des avantages théoriques du type.

Une augmentation de pression de la vapeur fait gagner peu de chose, tout au plus 1 à 2 % par kilogramme d'accroissement; par contre, le degré du vide améliore le rendement dans des conditions plus marquées. Les essais poursuivis sur les turbines Parsons ont montré que l'on bénéficie de 2 à 3 % sur la consommation de vapeur pour chaque centimètre de vide gagné. Il convient de remarquer, d'autre part, que la pompe à air n'absorbe guère plus de travail pour donner un vide plus grand; le maximum correspond à un vide de 14 %; en pratique, on peut admettre que le service de la condensation absorbe 1,3 à 1,7 %.



de la puissance du moteur, lorsque l'eau est amenée au pied des appareils.

Il y aurait encore beaucoup de détails à glaner dans les résultats de la théorie expérimentale synthétique, qui est la plus féconde : ainsi, dans les turbines d'action à chutes de vitesse, le rendement baisse quand on augmente le nombre de chutes ; les constructeurs ont donc été détournés de chercher à diminuer outre mesure la vitesse circonférentielle en multipliant les roues. Pour les turbines à chutes de pression, au contraire, le nombre des paliers peut avantageusement être augmenté pour une puissance déterminée du moteur ; mais ce nombre doit être choisi judicieusement, et non pas à l'aventure, comme l'ont fait des inventeurs qui revendiquaient, pour caractéristique de leurs créations, un nombre déterminé d'échelons. Les turbines mixtes se prêtent assurément à certaines combinaisons favorables des chutes de vitesse avec les chutes de pression, qui se traduisent par de moindres consommations par cheval-heure effectif. Ces combinaisons ne peuvent être trouvées que par des praticiens.

M. Rateau professe que, dans les turbines à chutes de vitesse, les frottements, chocs et tourbillonnements du fluide dans les aubages directeurs et moteurs donneront toujours lieu à des pertes d'énergie plus considérables que dans les systèmes à chutes de pression, malgré tous les artifices et tous les soins apportés au tracé et à la construction de leurs aubages, et il évalue à 20 % les déchets de cette nature, alors que le système ne permet de gagner que 2 % sur les fuites. Ces arguments plaident en faveur du type multi-cellulaire que cet ingénieur a créé.

Inventeurs et constructeurs ont tous procédé à de nombreuses expériences sur leurs machines, dont le public n'a évidemment pas eu la confiance, dans le but de découvrir les meilleures règles de tracé, d'agencement et de construction. C'est donc par étapes successives que ces machines ont progressé vers le type meilleur qu'elles pouvaient réaliser : c'est par des perfectionnements de détail qu'ont été corrigées l'une après l'autre les infériorités que la théorie expérimentale révélait. En somme, cette dernière théorie paraît avoir plus contribué au succès que la théorie générique.

Le moment est venu maintenant de tirer les conclusions de cette étude, que d'aucuns trouveront peut-être trop longue, mais que nous n'avons pas cru devoir abréger, étant donné l'intérêt du sujet.

Aujourd'hui, il est acquis que la turbine à vapeur est aussi économique que la machine à piston : elle ne l'est pas plus, mais on peut croire qu'elle fera encore des progrès.

Le moteur à gaz est beaucoup plus économe de calories, c'est indiscutable, et l'on en trouve la preuve matérielle en maintes pages de ce livre.

S'il en est ainsi, la turbine à gaz n'a-t-elle pas le droit d'escompter à son bénéfice les succès du moteur à gaz à piston, et n'est-il pas probable qu'elle est appelée elle-même à prévaloir sur la turbine à vapeur ?



Quelques ingénieurs l'ont pensé et ils ont fondé sur ce raisonnement leur foi dans la turbine à gaz.

En discutant cette manière de voir, nous entrerons maintenant dans le vif de notre sujet.

La théorie générique assigne à la turbine à gaz le même rang qu'à la machine thermique parfaite; de son côté, la théorie expérimentale nous a montré que, si elle n'est guère inférieure à la turbine à vapeur en bien des points, elle vaut mieux à certains égards; rappelons, en effet, que, d'après la théorie générique, la puissance par unité de section terminale des tuyères est plus grande pour les gaz chauds; de plus, la théorie expérimentale nous a démontré que toutes les pertes de frottement du fluide sont atténuées dans les gaz, et notamment la perte très sensible des frottements des roues contre le fluide ambiant. Il est vrai qu'on peut craindre que la vitesse d'écoulement, plus grande pour les gaz, n'oblige à trop augmenter les vitesses angulaires des roues ou leurs diamètres, et qu'on soit amené à dépasser les limites d'une vitesse périphérique acceptable; mais cet inconvénient disparaît pour les turbines de grande puissance, parce qu'il y aurait compensation d'effets du chef de la diminution des sections totales nécessaires au passage des gaz. La température élevée des gaz est un autre obstacle, dont il faudrait atténuer les conséquences par des mélanges avec de l'air froid ou de l'air chargé d'eau pulvérisée ou bien autrement; en tout cas, il conviendrait d'effectuer une détente complète dans les tuyères d'amenée, pour abaisser la température des gaz brûlés par ce procédé, ce qui exclut le type à réaction et ne permettrait d'employer que le type à action mono-roue, ou bien à roues multiples, avec chutes de vitesse ou de pression et de vitesse : on aurait ainsi l'espoir d'introduire sur les roues du gaz, dont la température serait tolérable pour le métal, attendu qu'elle ne dépasserait guère 360° centigrades.

Sous quelle forme la turbine à gaz verra-t-elle probablement sa réalisation? En d'autres termes, par quel processus l'énergie du mélange tonnant sera-t-elle transformée, dans cette machine, en travail mécanique? Pour répondre à cette question, il est nécessaire de remonter au concept fondamental de la turbine à gaz.

Nous avons vu, sur la figure 83, que le travail développé dans l'unité de temps par la détente de l'unité de poids du fluide est représenté par l'aire  $a'ABb'$ ; le gaz doit donc être amené d'abord à la pression  $p_1$  et à la température  $T_1$ . L'explosion d'un mélange tonnant pris sous la pression atmosphérique peut produire ce résultat : une turbine de ce genre serait analogue aux moteurs à explosion sans compression préalable, du type Lenoir primitif, qui est entièrement abandonné depuis un bon nombre d'années, pour insuffisance de rendement et de puissance. Le verdict prononcé par les théories générique et expérimentale, relativement aux moteurs à piston, ne s'applique pas nécessairement ni absolument aux turbines, car ce sont des moteurs d'espèce entière-



rement différente; à notre avis, on a conclu trop rapidement d'un cas à l'autre. L'avantage de n'avoir pas à comprimer le gaz est inappréciable, et l'abaissement de la température de détente constitue, d'ailleurs, un second élément dont les conséquences pourraient être capitales; il faut donc se garder de porter sur ces choses un jugement prématuré, qui risquerait d'être mal fondé. Il est vrai qu'un dispositif à explosions intermittentes donnerait des variations de pression, que nous savons être très nuisibles au bon rendement d'une turbine; la pratique des turbines à vapeur l'a démontré; mais on pourrait pallier cet inconvénient, dont l'importance n'est, du reste, pas majeure. Ce genre de turbines ne doit dès lors pas être condamné *à priori*, et MM. Armengaud et Lemale étaient parfaitement justifiés à poursuivre des essais dans cette voie; ils ont peut-être eu tort de n'y pas persévérer avec assez de confiance.

Ce type serait à explosion sans compression.

Mais il y a aussi à envisager un type à explosion avec compression; celui-ci se rapprocherait du modèle de moteur à piston qui a prévalu, et auquel les moteurs à gaz doivent leur réputation incontestée. Toutefois, on ne voit pas bien comment on réalisera le mieux ce concept, de faire agir sur des roues les produits d'explosions successives d'un mélange préalablement comprimé.

Au contraire, une turbine à combustion avec compression préalable, caractérisée par une pression efficiente constante, paraît d'une réalisation plus aisée; c'est le type auquel la majorité des techniciens accorde sa faveur. Il permet d'éviter l'inconvénient des variations rapides, brusques et répétées de pression: la figure 89 représente le diagramme de son fonctionnement. Mais il faut mettre en évidence, sur ce tracé, le travail de compression, dont l'aire  $a'b'c'$  vient en décompte de l'énergie produite par la détente, et l'on constate ainsi que le travail disponible subit une forte réduction; d'ailleurs ces turbines à compression préalable supposent toutes l'adjonction d'un compresseur en amont de la turbine. Ce compresseur pourrait bien devenir la pierre d'achoppement contre laquelle viendront se briser tous les plus beaux projets.

On a beaucoup discuté sur ce compresseur; il constitue, de fait, un grave élément d'infériorité pour la turbine à combustion, qui ne peut se passer de lui.

Tout le monde reconnaît que ce serait un non-sens d'accoler à un turbomoteur à gaz un compresseur à piston: l'emploi d'un turbo-compresseur s'impose donc. Or, ces derniers appareils ont jusqu'ici un rendement inférieur à celui des appareils à piston, et la différence est telle que l'on peut craindre que le travail utile du moteur ne soit très diminué. En effet, si  $m$  est le rende-

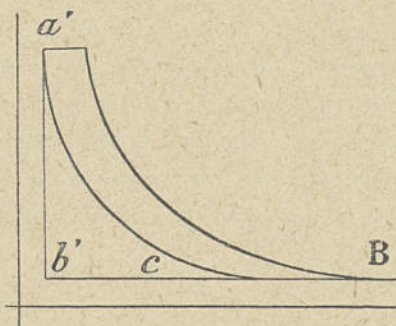


Fig. 89. — Diagramme d'une turbine à combustion.



ment total du compresseur et  $\bar{\epsilon}_c$  son travail, si  $n$  est le rendement organique du turbo-moteur et  $\bar{\epsilon}_1$  son travail théorique, on a pour la valeur  $\bar{\epsilon}_u$  du travail utile la valeur  $\bar{\epsilon}_u = n\bar{\epsilon}_1 = \frac{\bar{\epsilon}_c}{m}$ .

La valeur de  $m$  est malheureusement très faible, même pour les meilleurs turbo-compresseurs polycellulaires, qui ne paraissent pas donner plus de 60 %. Une compression isothermique permettrait sans doute de réduire le travail  $\bar{\epsilon}_c$ , mais au prix d'une perte de calorique, qui grèverait le groupe d'une perte sèche considérable, si l'on ne parvenait pas à la récupérer de quelque façon.

Il faut noter encore que les turbo-compresseurs ne se prêtent pas à une compression supérieure à 5 kilogrammes; pour obtenir une chute de pression suffisante, on serait donc conduit à adjoindre à la turbine, en aval, un turbo-aspirateur, permettant d'obtenir une pression d'aval de 0 kg. 4, par exemple; mais ce nouvel appareil ne compliquerait-il pas outre mesure le moteur rotatif, dont le principal avantage est, en somme, d'être peu encombrant?

Que restera-t-il de disponible, en fin de compte, sur le travail développé par la combustion d'un mélange de gaz combustible et d'air? Quelques-uns redoutent de pénibles surprises; d'autres, au contraire, établissent par le calcul des bilans extrêmement encourageants.

Tel est M. Armengaud dont nous allons résumer les intéressantes considérations (1).

Considérons une turbine d'action à deux étages de pression, avec une pression maximum d'amont de 2 kilogrammes, alimentée à l'air carburé par des vapeurs de pétrole. Le compresseur sera double; une première partie aspirera et comprimera l'air nécessaire à la combustion du carbure; l'autre, au contraire, appellera les gaz brûlés à leur sortie des aubagés des roues, et les refoulera dans l'atmosphère, en maintenant un vide qu'on peut estimer à 0,125 kilogramme. Ces gaz subiront, d'autre part, un refroidissement énergique, qui condensera la vapeur d'eau renfermée dans les produits de la combustion.

Si l'on prend comme rapport de pression d'amont et d'aval le nombre  $\frac{2}{0,125} = 16$  on aura :

$$\frac{p_1}{p_3} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2 = 16, \quad \text{et} \quad \frac{p_1}{p_2} = 4.$$

La formule de détente d'un mélange d'anhydride carbonique, de vapeur d'eau et d'azote, à des températures comprises entre 1.500° et 700° absolus, peut être écrite sous la forme approchée  $\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^3$ , qui facilite les calculs (2);

1. Marcel ARMENGAUD, « La turbine à gaz, état actuel de la question », *la Lumière électrique*, nos 7 et 8, tome V, 2<sup>e</sup> série, 1909.

2. Cette formule a été établie par M. Vermand en tenant compte de ce que les chaleurs spécifiques des gaz sont des fonctions linéaires des températures.



on a, dès lors,  $\frac{T_1}{T_2} = 1,32$ ; si l'on admet que  $T_2 = 773^\circ$  absolus, on trouve  $T_1 = 1.015^\circ$ ; cette température initiale, relativement basse, sera obtenue en mêlant 280 grammes d'eau au mélange combustible formé de 680 grammes d'air avec 38 grammes de pétrole.

Le travail disponible exprimé en calories est :

$$C(T_1 - T_2) = 0,38 \times (1015 - 773) = 92.$$

D'après M. Stodola, il en résulterait une vitesse de sortie des gaz du premier distributeur  $w = 91,2 \sqrt{92} = 870$  m. : adoptant une vitesse périphérique  $u = 200$  m., on aurait  $\frac{u}{w} = \frac{200}{870} = 0,23$ , si l'on fait usage de deux étages de vitesse, avec un rendement indiqué égal à 0,60.

Les calories utilisables et réellement transformables en travail sont donc égales à  $92 \times 0,60 = 55$ .

Passons maintenant au second étage de pression; remarquons que les gaz, provenant de la première roue, sont réchauffés par le frottement pendant leur écoulement, et qu'ils sortent, par conséquent, à une température  $T'_2$  supérieure à  $T_2$ ; Stodola ferait  $T'_2 = 870^\circ$ .

D'où les valeurs suivantes :

$$\frac{p_2}{p_3} = \left(\frac{T'_2}{T_3}\right)^5 = 4,$$

$$\frac{T'_2}{T_3} = 1,32$$

$$T_3 = 660^\circ \text{ abs.}$$

$$\text{Travail disponible} = 0,38 (870 - 660) = 81.$$

$$w = 91,1 \sqrt{81} = 820 \text{ m.}$$

$$\frac{u}{w} = \frac{200}{820} = 0,24.$$

$$\text{Calories utilisables} = 81 \times 0,60 = 48,6.$$

La totalité du travail fourni par les deux étages sera donc égale à :

$$55 + 48,6 = 103,6 \text{ calories.}$$

Il reste à évaluer le travail de compression.

Le travail de compression isothermique d'un kilogramme d'air, avec un rapport de compression  $\frac{p_1}{p_3} = 16$ , est de 57,5 calories; admettons un rendement de 0,65; notons de plus qu'il y a 680 grammes à comprimer.

$$\bar{v}_c = \frac{57,5}{0,65} \times 0,680 = 60 \text{ calories.}$$



Finalement, la puissance en calories disponibles sur l'arbre du turbo-moteur devient :

$$\mathcal{P} = 103,6 - 60 = \text{environ } 44 \text{ calories.}$$

La puissance en chevaux ressortirait à  $\frac{44}{637} = 0,07$  cheval; d'où une consommation de pétrole de  $\frac{380}{0,07} = 540$  grammes par cheval-heure effectif.

Cette consommation pourrait être réduite à 465 grammes, si l'on admettait une vitesse périphérique  $u = 250$  m. D'autre part, en faisant  $T_2$  égal à  $873^\circ$  (au lieu de  $773^\circ$  absolus), on trouve à peu près la même consommation de 470 grammes. Mais on néglige dans ces calculs le travail absorbé pour la circulation d'eau de réfrigération.

Le rendement thermique effectif se calculera en divisant les 44 calories transformées en travail par les calories fournies par la combustion du pétrole, soit 418 calories; on a donc :

$$\eta = \frac{44}{418} = 0,106.$$

Un cycle de Carnot donnerait :

$$\frac{T_1 - T_3}{T_1} = \frac{1015 - 660}{1015} = 0,35.$$

Le rendement générique ressort par suite à 0,31 environ.

Tous ces chiffres sont en somme peu remarquables et les résultats *espérés* restent médiocres : que seront-ils en réalité? Il est à craindre qu'ils ne soient inférieurs aux conclusions du calcul, car tous ces pronostics ne reposent en somme que sur un calcul optimiste. Le moindre résultat d'expérience serait plus démonstratif et ferait mieux notre affaire. Il nous semble qu'on calcule trop et qu'on n'expérimente pas assez.

Comment surmontera-t-on d'ailleurs les grandes difficultés d'application de ce genre d'appareils?

On emploiera, dit-on, les nouveaux aciers à outils, fabriqués au creuset ou bien au four électrique, renfermant du tungstène, du vanadium, etc., donnant des résistances de 100 kilogrammes par millimètre carré avec un allongement de 5 à 10 %, même à des températures de  $600^\circ$  centigrades; on en fera sans difficulté les tuyères et les aubages fixes, dont le refroidissement est aisé, voire même les roues, qu'on arrivera peut-être à réfrigérer elles-mêmes. Et l'on espère de nouveaux et plus remarquables progrès de la métallurgie.

Les pertes par conductibilité et par rayonnement seront, au dire des partisans de la turbine à gaz, réduites au minimum dans ces machines dont le volume, l'encombrement et la surface extérieure sont beaucoup moindres que dans tout autre moteur. L'injection d'eau plus abondante dans le sein des gaz brûlés abaissera leur température trop élevée, donnera lieu à une meilleure



condensation et procurera à la turbine à gaz les avantages du fonctionnement à vapeur surchauffée. Les chutes de pression pourront être plus grandes que nous ne les avons supposées dans le calcul précédent; les compresseurs se perfectionneront et l'on peut déjà faire état des résultats obtenus avec les appareils multicellulaires des mines de Béthune.

Tout cela est possible, nous le reconnaissons; est-ce probable? A-t-on le droit d'escompter tous ces progrès au profit de la turbine à gaz?

La discussion soulevée par M. Sekutowicz devant les ingénieurs civils de France et par M. Dugald Clerk devant la *Junior Institution of Engineers* (1) a donné lieu à une très intéressante conversation entre les tenants des turbomoteurs à gaz et ceux qui les croient difficilement réalisables : des arguments sérieux ont été produits de part et d'autre; comme d'ordinaire, les adversaires sont restés sur leurs positions. La thèse des incrédules repose sur certaines considérations théoriques, mais elle est surtout basée sur l'exposé des difficultés matérielles de construction. Ces difficultés sont grandes, c'est indiscutable; mais les promoteurs des turbines déclarent que ces obstacles sont du genre de ceux que l'on surmonte et ils demandent qu'on leur laisse le temps de les surmonter et qu'en attendant on leur fasse crédit. Toutes les inventions du génie humain ont connu, disent-ils, ces épreuves et ces désespérances systématiques du début : des esprits pusillanimes se sont laissé rebuter par les problèmes qu'il fallait résoudre, les vaillants ont redoublé d'efforts et ils en sont venus à bout. Il a fallu des années, disent encore les ardents défenseurs de la turbine à gaz, pour faire entrer dans la pratique industrielle la machine à vapeur et le moteur à gaz, pour créer des aérostats dirigeables et des avions, pour plier l'électricité à toutes les besognes qu'on lui confie aujourd'hui et qu'elle remplit si bien; la turbine à vapeur a végété longtemps; donnez-nous vingt ans pour établir une bonne turbine à gaz et nous verrons alors, mais alors seulement, si c'était un rêve de vouloir faire agir des gaz tonnants sur un rotor.

En somme, on en appelle à des juges mieux informés et l'on demande un sursis : les admirateurs du génie de M. de Lesseps demandaient eux aussi un répit pour l'illustre ingénieur qui avait percé Suez, et qui devait couper de même l'isthme de Panama. Le grand Français ne l'a pas coupé, mais les Américains l'ont fait.

Il faut savoir attendre et persévérer.

1. Voir *Gas and oil Power*, 15 novembre 1905.

---



## CHAPITRE VIII

### ESSAIS DES MOTEURS

#### I

#### Mesure de la puissance indiquée.

La puissance d'une machine est exprimée par le travail qu'elle peut fournir dans l'unité de temps (<sup>1</sup>); il y a lieu de définir le travail que l'on veut considérer.

On considère particulièrement le *travail indiqué* et le *travail effectif*.

Le travail indiqué est le travail brut développé sur le piston moteur par le fluide, vapeur ou gaz, mis en œuvre; on le mesure au moyen des diagrammes relevés à l'aide de l'indicateur de Watt.

Pour calculer le travail exercé sur le piston au moyen du diagramme relevé, il suffit de savoir déterminer la pression moyenne exercée sur le piston; car alors,  $P_m$  étant cette pression moyenne,  $S$  étant la surface du piston et  $C$  sa course, le travail effectué par coup de piston sera égal à  $P_m SC$  kilogrammètres, si  $P_m$  est exprimé en kilogrammes par centimètre carré,  $S$  en centimètres carrés et  $C$  en mètres. Par suite, si la machine fait  $n$  tours par minute, soit  $\frac{n}{60}$  tours par seconde, le travail brut par seconde, c'est-à-dire la puissance indiquée en

1. Dans le but de préciser le sens des mots employés dans les essais des moteurs et de réagir contre l'emploi de locutions vicieuses, le *Congrès de la mécanique appliquée* de 1889 a formulé les résolutions suivantes :

1° Le mot *force* ne doit être employé que comme synonyme d'effort; il faut proscrire spécialement l'expression : « transmission de force », qui se rapporte en réalité à la transmission d'un travail, et celle de « force d'une machine », qui n'est que l'activité de la production du travail par ce moteur ou, en d'autres termes, le quotient d'un travail par un temps;

2° Le mot *travail* désigne le produit d'une force par le chemin parcouru par son point d'application, suivant sa propre direction;

3° Le mot *puissance* doit être exclusivement employé pour désigner le quotient d'un travail par le temps employé à le produire;

4° En ce qui concerne l'expression numérique de ces diverses grandeurs, pour tous ceux qui acceptent le système métrique, les unités sont les suivantes :

La force a pour unité le *kilogramme*.

Le travail a pour unité le *kilogrammètre*.

La puissance a trois unités que l'on peut employer au gré de chacun; le *cheval* de 75 kilogrammètres par seconde, le *Poncelet* de 100 kilogrammètres par seconde et le *kilowatt* de 102 kilogrammètres.

Le cheval anglais (*Horse-Power*) vaut 75,9 kilogrammètres par seconde.



chevaux sera, en simple effet, pour un moteur donnant une impulsion par tour,

$$\mathcal{E} = \frac{P_m S C n}{60 \times 75} = \frac{P_m S C n}{4500},$$

ou encore, en exprimant S en fonction du diamètre D du cylindre,

$$\mathcal{E} = P_m \frac{\pi D^2}{4} \frac{C n}{4500} = P_m \frac{\pi D^2 C n}{18000}.$$

Pour un moteur à double effet, on multiplie ces formules par 2; au contraire, on divise par 2 quand il ne se produit qu'une impulsion par deux tours, c'est-à-dire lorsque le moteur est à quatre temps.

Tout revient à déterminer  $P_m$ .

C'est donc par la détermination de  $P_m$  qu'on effectue la mesure du travail *indiqué*.

Les modèles d'indicateurs de Watt, dont on se sert pour l'étude des machines à vapeur, sont généralement applicables aux moteurs à gaz, à condition d'être munis de ressorts assez durs, car les pressions s'élèvent beaucoup plus dans le moteur à gaz que dans la machine à vapeur, où l'on dépasse rarement 8 à 10 kilogrammes. Le type d'indicateur le plus répandu est celui de Richard, parfaitement construit par MM. Elliott frères de Londres, qui s'étaient en quelque sorte fait un monopole de cet excellent instrument; mais aujourd'hui il est construit aussi par MM. Kraft et fils, Schæffer et Budenberg, Lejeune, M'Innes-Dobbie, Mac Naught, Tabor, Rosenkranz, Lefebvre, Crosby, etc.; ces instruments emploient le parallélogramme de Watt ou d'Evans, pour donner au crayon une trajectoire rectiligne. Nous jugeons inutile de décrire ces appareils, qui sont connus de nos lecteurs.

Ils ont subi certaines modifications de forme, qui ne sont pas toujours des perfectionnements, mais leur construction s'est généralement améliorée, au point de vue de la légèreté des mécanismes, de la mobilité des pièces et de la qualité des ressorts; ce sont précisément les conditions demandées pour l'étude des moteurs à gaz.

Je me suis servi fréquemment des appareils Tabor et Crosby, qui paraissent convenir plus spécialement à nos moteurs. Le Crosby est caractérisé par un ressort en double spirale, portant à sa partie inférieure une rotule soudée sur le fil d'acier, laquelle est engagée dans une douille fendue du piston; ce dispositif évite le couple de rotation déterminé par la flexion des ressorts simples. D'autre part, le parallélogramme est réduit à sa plus simple expression. Enfin, le constructeur a substitué au ressort habituel en spirale du tambour à papier un ressort en hélice, qui produit une tension plus constante du cordon reliant l'indicateur au réducteur de course.

Le seul défaut de cet appareil (est-il rien sans défaut), est de donner des diagrammes fort réduits en ordonnée et en abscisse; mais on le corrigerait



aisément en augmentant les dimensions de l'instrument, et la remarquable précision du tracé rachète ce léger inconvénient, qui ne nous empêchera pas de classer cet indicateur parmi les meilleurs.

En Angleterre, on emploie beaucoup l'indicateur Wayne, qui est de forme très différente des autres indicateurs; jusqu'ici le papier recevait un mouvement circulaire, fonction des déplacements rectilignes du piston moteur de la machine à étudier, et le crayon du parallélogramme amplificateur avait un mouvement rectiligne, suivant l'axe du cylindre dynamométrique. M. Wayne a interverti les rôles; dans son appareil, la vapeur ou le gaz agit sur un piston rotatif qui fait corps avec le porte-crayon et le papier est tendu sur un châssis qui se meut en ligne droite dans une coulisse; ce ressort ne travaille donc plus à l'extension et à la compression, mais à la torsion. Le traceur est fixé sur la tige même du piston; le stylet est engagé dans un tube conique, et il subit la poussée d'un petit ressort. Le papier est porté par un chariot coulissant dans une glissière à queue d'hironde, ménagée dans une console fixée au support même de l'indicateur.

Le *Gas-Engine Research Committee* a donné à cet instrument la préférence sur tout autre pour ses remarquables essais sur les moteurs. Le professeur Burstall a augmenté la précision des tracés en remplaçant la feuille de papier par une lamelle de mica recouverte de noir de fumée; le stylet trace donc sa courbe en blanc sur fond noir; on fixe ensuite au vernis à la gomme laque.

Dans cet appareil, ainsi qu'en plusieurs autres du reste, le ressort est en vue, étant placé au-dessus du cylindre et entièrement en dehors; il est donc moins exposé à subir des températures élevées qui peuvent nuire à sa conservation et modifient certainement la loi de ses flexions.

Plusieurs indicateurs présentent aussi un dispositif qui est très apprécié pour les moteurs à grande vitesse : on peut arrêter le tambour, pour le charger d'un papier, sans avoir à décrocher le cordon. Pour cela on a enroulé ce cordon sur une poulie folle placée en dessous du tambour, et qui est rappelée par un ressort spécial; le tambour est aussi muni d'un ressort, qui l'appuie contre une saillie de la poulie, de sorte qu'il est entraîné d'ordinaire par elle. Mais le tambour est à rochet; en appuyant sur un cliquet, on l'arrête à fond de course. Dès lors, la poulie continue seule son mouvement alternatif, mais il suffit de presser sur le cliquet pour que le tambour l'accompagne de nouveau.

M. Marcel Deprez avait indiqué depuis longtemps une méthode différente pour la prise des diagrammes, qui a été heureusement appliquée dans ces derniers temps par M. Perry, professeur à Finsbury College : nous voulons parler de la méthode optique. Elle consiste à projeter un faisceau délié de lumière sur un miroir animé de deux mouvements, l'un de soulèvement produit par la pression de la vapeur, l'autre d'oscillation, solidaire du déplacement du piston. Le faisceau réfléchi va peindre sur un écran une figure, résultant de la composition de ces deux mouvements; c'est le diagramme des points inscrits successivement



sur l'écran, auquel la persistance des impressions sur la rétine donne la continuité : on peut lui faire prendre l'étendue qu'on veut et fixer son contour en le suivant avec la pointe d'un crayon. Nous n'avons qu'à décrire l'appareil sur lequel le miroir est fixé. C'est une boîte en bronze, fermée sur une face par une lame mince et flexible en acier; la pression dans le cylindre est transmise à cette boîte par un conduit, et il en résulte pour la lame une flexion et un bombement, fonction des variations de la pression. Or, le miroir est collé sur cette lame flexible. La boîte est montée sur deux tourillons, qui lui permettent de prendre un léger mouvement d'oscillation : un jeu de leviers, reliés à la crosse du piston moteur, produit cette oscillation, qui est normale au soulèvement de la lame.

Il importe d'observer que le diagramme optique ainsi tracé est très correct, attendu que le disque d'acier a une période vibratoire si courte que son inertie n'entraîne aucune déformation de la courbe, même à des vitesses de 1.500 tours par minute. Cet appareil conviendrait donc fort bien à l'étude des moteurs à gaz, pour lesquels la brusquerie de l'explosion et la rapidité des mouvements constituent une sérieuse difficulté avec les meilleurs appareils.

Installé à demeure, cet instrument fournirait à chaque moment au mécanicien l'indication précise du travail effectué par le moteur : il pourrait donc donner lieu à une application originale. Elle a été faite sur plusieurs moteurs à l'exposition des moteurs à alcool de 1902, à Paris, et l'empressement des ingénieurs autour de cet appareil témoignait de l'intérêt qu'il offrait.

L'indicateur optique exposé portait la signature de MM. Hospitalier et Carpentier : il présente quelques nouveautés. Le miroir est vertical et il est appuyé par un ressort contre trois pointes, dont l'une est fixe, alors que les deux autres subissent des déplacements proportionnels, ainsi que nous l'avons dit ci-dessus, à la pression qui règne dans le cylindre et au déplacement du piston du moteur. Ce dernier mouvement est produit par une petite bielle, commandée par une manivelle, reproduisant à une échelle réduite la bielle et la manivelle du moteur, et reliée à l'arbre du moteur par un flexible. Comme cette transmission de mouvement pourrait se faire avec un certain décalage, on intercale entre le flexible et la manivelle à mouvoir deux roues dentées auxiliaires, qui permettent d'annuler le retard. Cet appareil, qu'on a appelé un *manographe*, étant éclairé par une bonne lampe à acétylène, donne des diagrammes très nets; on peut les photographier au besoin, mais on ne le fera pas souvent; il paraîtra plus utile aux ingénieurs de se servir de cet instrument pour observer et étudier une suite de diagrammes successifs. Sa complication limitera malheureusement ses applications.

En résumé, les indicateurs employés pour moteurs à gaz doivent surtout se prêter aux fortes pressions, développées pour ainsi dire instantanément, aux grandes vitesses et aux températures élevées. Le piston et le cylindre seront faits en acier, plutôt qu'en bronze, qui s'altère au contact des gaz brûlés quand



l'épuration chimique est insuffisante. Il faut éviter de laisser chauffer les appareils et on doit les démonter dans l'intervalle des relevés; on les munit quelquefois d'une circulation d'eau, mais ces dispositifs sont un peu compliqués et beaucoup d'ingénieurs reculent devant une aussi grande sujétion. On se contente souvent de refroidir le robinet.

Trop d'inertie dans les masses mobiles et une trop grande faiblesse des ressorts produisent un lancé et des oscillations, qui déforment les diagrammes et peuvent ôter toute précision aux mesures de puissance indiquée.

La forme spéciale des moteurs et leurs vitesses angulaires considérables compliquent l'installation des indicateurs et la rendent quelquefois assez difficile.

La course utilisable de ces instruments ne dépasse guère 12 centimètres;

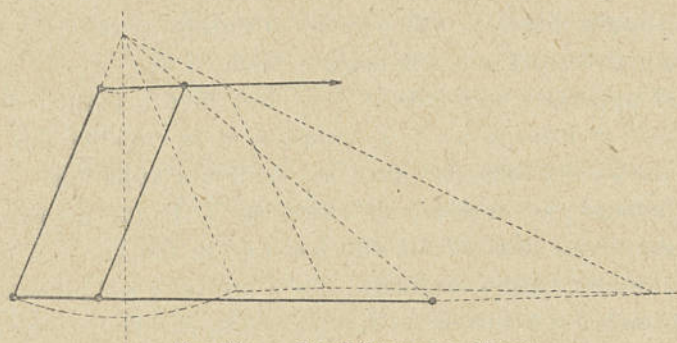


Fig. 90. — Parallélogramme Meyer.

l'emploi d'un réducteur de course entre la crosse du piston du moteur et le tambour de l'appareil s'impose donc toujours.

Le moyen le plus simple consiste à monter sur le bâti un balancier, dont l'extrémité inférieure est reliée par une bielle à la crosse, le cordon de l'indicateur étant attaché entre le point d'oscillation du balancier et son extrémité, à la hauteur voulue pour que le rapport des leviers donne la réduction cherchée. Ce dispositif est assurément le plus simple de tous, mais il donne souvent des tracés incorrects, parce que les abscisses correspondantes aux déplacements du tambour ne sont pas rigoureusement proportionnelles aux chemins parcourus par le piston; quand la réduction est faible, et c'est le cas des petits moteurs, l'erreur commise est négligeable; mais elle est plus importante pour les moteurs à longue course. M. Meyer a indiqué un moyen de corriger ce procédé (1). Il emploie un balancier portant un parallélogramme articulé; le cordon de l'indicateur est attaché à l'extrémité supérieure du parallélogramme et le levier de connexion avec le piston s'articule à l'extrémité inférieure. Ce point reste alors sur la ligne droite qui réunit le point de suspension au point d'attache du cordon mobile avec le piston. On peut donc abrégé sans inconvénient la longueur de la corde de l'indicateur (fig. 90).

1. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 28 décembre 1895.



On utilise le plus souvent comme appareil de réduction des poulies différentielles, avec ressorts de rappel; mais on obtient de meilleurs résultats avec une poulie à deux diamètres, dont la plus grande est mue par une corde attachée à la crosse du piston, tandis que la petite poulie transmet le mouvement au tambour à papier : les diamètres de ces poulies doivent naturellement être proportionnels à la course du piston et à la longueur du diagramme. L'axe des poulies est fileté, afin de pouvoir toujours maintenir dans un même plan les deux brins de la corde; en tournant, les poulies se déplacent en effet sur l'axe et les brins s'enroulent en hélice sur la jante sans jamais se superposer, ni se croiser. Un fort ressort de rappel en spirale est logé à l'intérieur de la poulie et il assure une tension permanente des cordes, sans flottement. Le support de la poulie se monte directement sur l'indicateur, ou bien on la fixe sur un boulon ou une saillie du cylindre du moteur.

Staneck employait deux poulies, et son dispositif a été adopté par M. Burstall dans les essais du *Gaz Engine Committee*; la fig. 91

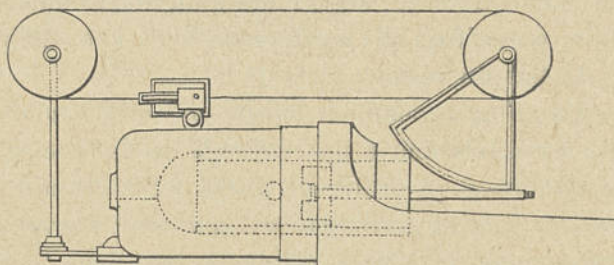


Fig. 91. — Réducteur de course Staneck.

montre comment s'opérait la commande de l'indicateur Wayne, qu'on voit placé sur le cylindre.

Il n'est pas toujours aisé de s'attacher au piston; dans ce cas, on peut sans difficulté prendre directement le mouvement sur l'arbre de couche lui-même. On réalise alors fort élégamment un réducteur de course en montant sur le bout de l'arbre un petit excentrique, dont la ligne des centres concorde rigoureusement avec l'axe de la manivelle du vilebrequin de l'arbre moteur.

La maison M'Innes de Glasgow construit pour cet emploi une coulisse à excentricité variable qu'on peut ajuster instantanément sur n'importe quel arbre, grâce à une pince-glissière embrassant l'extrémité de l'arbre. Le rayon d'excentricité doit être rigoureusement parallèle à la direction du cordon allant au tambour de l'indicateur, de sorte que son point mort par rapport à ce tambour corresponde exactement au point mort du coudé ou de la manivelle motrice.

M. Mathot a fort ingénieusement perfectionné ce dispositif, et il a réussi à rendre extrêmement aisée l'attache du cordon sur l'excentrique. Il fait usage d'une griffe à trois branches orientées à  $120^\circ$  l'une de l'autre, munies d'une vis à pointe acérée, permettant de fixer la pièce sur le bout du vilebrequin; une manivelle de course variable reçoit le cordon de commande de l'indicateur; elle se termine par un maneton courbe, dont le bout est au centre.

La manière dont les indicateurs sont installés sur les cylindres contribue grandement à l'exactitude et à la correction des diagrammes relevés. Le profes-



seur Goss, de Saint-Louis (États-Unis d'Amérique) a publié sur ce sujet d'intéressantes observations, que M. Mallet a résumées dans la chronique du *Bulletin de la Société des Ingénieurs civils de France*. Il importe d'abord que la communication de l'indicateur avec le cylindre soit libre, courte et directe, si l'on veut que le diagramme marque rigoureusement les pressions développées et leurs variations. Une obstruction du canal retarde sensiblement le mouvement du crayon, et ce retard est d'autant plus marqué que la vitesse du piston est plus grande. Une longue conduite tend aussi à fausser le tracé, mais cette influence peut se traduire par des effets opposés. En compression la courbe s'élève moins vite et moins haut; de ce chef, la surface du diagramme se trouve réduite. Par contre, un trop long tuyau fait inscrire des pressions plus élevées dans la période de détente; aussi l'aire d'un diagramme est-elle quelquefois plus grande pour ce motif qu'elle ne devrait l'être. Ces effets se compliquent d'une certaine hystérésis du ressort.

Une longue conduite aurait un autre inconvénient, quelquefois fort grave; elle donnerait lieu à un remisage de flamme, qui provoquerait des allumages prématurés : un orifice de purge est nécessaire sur le robinet de l'indicateur pour éviter cet inconvénient, qui rend souvent impossible une prise de diagrammes en marche à pleine charge, dans les moteurs à haute compression. Quand on ne prend pas de diagrammes, on introduit dans le canal une tige cylindrique le remplissant en totalité et venant au ras du débouché dans le cylindre : on peut aussi disposer un reniflard sur le canal, pour purger sa capacité à chaque aspiration, par un afflux d'air pur et froid.

Quelques ingénieurs préfèrent disposer l'indicateur horizontalement, plutôt que verticalement; nous apprécions peu les arguments qu'ils ont fait valoir à l'appui de cette pratique. Je monte généralement l'appareil sur le couvercle de la boîte renfermant la soupape de décharge et alors il est vertical.

Mon expérience personnelle, basée sur les très nombreux diagrammes que j'ai relevés, me conduit à affirmer que l'étanchéité du piston d'indicateur constitue un élément extrêmement important pour la correction des déterminations effectuées par cet appareil, si utile, mais dont il est si facile d'abuser. Avec un indicateur médiocrement étanche et une conduite trop développée, les diagrammes sont faussés au delà de ce que l'on peut se figurer et les ingénieurs ne sauraient trop être mis en garde contre cette grave cause d'erreur.

Les cordons doivent être aussi flexibles que possible, mais nullement extensibles; qu'on les prenne légers, sinon les flèches qu'ils présentent sur leur longueur altéreraient les diagrammes et entraîneraient quelquefois des erreurs qui ne sont point négligeables; on les fait en chanvre de première qualité, tressé et non pas tordu, ou bien en boyau; dans le premier cas, il faut qu'ils soient bien secs, car l'humidité augmente l'élasticité du chanvre. On peut aussi se servir de fils de laiton très fins et soigneusement recuits.

Nous recommandons qu'en général on donne aux cordons la moindre longueur



que possible, au réducteur de course la moindre masse, au ressort de rappel du cylindre enregistreur la tension nécessaire pour ne pas laisser vibrer le cordon et ne pas produire un lancé de ce cylindre, ainsi que cela se remarque dans les moteurs à très grande vitesse.

Les cordes doivent toujours rester parallèles à elles-mêmes dans leurs divers mouvements. Il faut aussi bien éviter une tension excessive qu'une tension trop faible qui les laisserait flotter.

Quand on relève des diagrammes sur de grands moteurs, on se trouvera bien de soutenir la ficelle en son milieu, soit par une roulette, soit simplement par un petit coulisseau. Quelquefois on recourra à des tringles rigides de connexion, glissant dans des guidages; d'autres fois, à des ressorts auxiliaires de rappel.

Le tarage d'un ressort d'indicateur est une opération qui a pour but de mesurer l'ordonnée correspondante sur le diagramme à un kilogramme de pression par centimètre carré sur le piston de l'appareil; on détermine de la sorte l'échelle du diagramme. On dit, par exemple, qu'elle est de 5 millimètres; on sous-entend les mots : par kilogramme-centimètre carré de pression (<sup>1</sup>).

Le tarage des indicateurs est une opération délicate, qui est souvent mal faite; nous considérons comme mauvaise l'expérience dans laquelle on tire le ressort hors du cylindre pour étudier sa flexion en le chargeant de poids croissants (<sup>2</sup>); nous sommes d'ailleurs médiocrement satisfait du procédé, meilleur assurément, mais critiquable encore, qui consiste à laisser le piston dans l'indicateur, à retourner celui-ci (tête en bas) et à attacher à la tige du piston des poids pour déterminer la longueur de l'ordonnée du diagramme correspondante à 1, 2, 3, ...*n* kilogrammes; le résultat obtenu de la sorte est toujours discutable, parce qu'il faut mesurer avec une extrême précision le diamètre du piston; cette manière d'agir a, d'autre part, le grave défaut de ne pas tenir compte des fuites du piston, qui tendent à faire indiquer par l'appareil une pression moindre que celle qui règne effectivement dans le cylindre moteur. La seule détermination correcte s'effectue en montant l'appareil sur un réservoir de grande capacité renfermant de l'air comprimé, dont la pression est mesurée par un manomètre à air libre ou tout au moins par un manomètre étalon parfaitement exact; c'est ainsi que je procède toujours dans mon laboratoire. On trace sur le tambour une série de lignes parallèles correspondantes aux diverses pressions. Comme la flexibilité du ressort varie avec la température, il convient d'amener d'abord l'indicateur à la température qu'il atteindra sur le cylindre.

Mais l'action de la température est faible sur les indications des appareils;

1. Les Anglais représentent l'échelle par une fraction : ainsi l'échelle dite au  $\frac{1}{80}$  correspond à une ordonnée de 1 pouce pour une pression de 80 livres par pouce carré; en transposant ce chiffre en unités métriques, on trouvera que, dans ce diagramme, une ordonnée de 4,51 millimètres correspond au kilogramme par centimètre carré.

2. Cette opération oblige de mesurer la longueur des divers bras de levier du parallélogramme pour passer de la flexion du ressort à l'ordonnée réellement tracée par le crayon.



la quantité dont la flexion augmente par degré ne dépasse, en effet, pas 0,000492 par degré d'augmentation de température, ainsi que l'ont démontré des essais faits par la Société Alsacienne des propriétaires d'appareils à vapeur. Le tarage à chaud n'est donc nécessaire que dans les essais de haute précision.

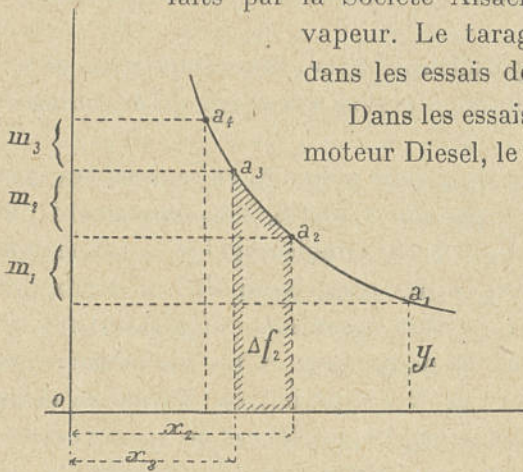


Fig. 92. — Diagramme de tarage des ressorts.

Dans les essais faits par le professeur Schröter sur le moteur Diesel, le savant expérimentateur a constaté que l'échelle du ressort de son indicateur diminuait au fur et à mesure que la pression augmentait; il en résulte qu'on aurait commis une erreur en prenant pour un ressort déterminé une valeur moyenne. Voici comment M. Schröter a tourné cette difficulté.

Appelons  $F$  la surface du piston moteur,  $p$  la pression en kilogrammes par unité de surface,  $m$  l'échelle du diagramme en un point quelconque de ce diagramme,  $y$  l'ordonnée correspondante à une abscisse  $x$  : on aura pour le travail  $\bar{e}$  :

$$\bar{e} = \int p \, dv = \int p \, F \, dx = F \int \frac{y}{m} \, dx.$$

Or, désignons par  $m_1, m_2, m_3, \text{etc.}$ , les échelles trouvées expérimentalement pour 1, 2, 3, etc., kilogrammes de pression, et décomposons le diagramme par des lignes horizontales menées à 1, 2, 3 etc., kilogrammes de pression (fig. 92); nous aurons, pour les diverses sections  $\Delta f$ ,

$$\begin{aligned} \bar{e} &= F \left[ \frac{1}{m_1} \int_{x_2}^{x_1} y \, dx + \frac{1}{m_2} \int_{x_3}^{x_2} y \, dx + \dots \right] \\ &= F \left[ \frac{\Delta f_1}{1} + \frac{\Delta f_2}{m_2} + \dots \right] = F \Sigma \left( \frac{\Delta f}{m} \right). \end{aligned}$$

Mais, désignons par le symbole  $m_0$  l'échelle moyenne à accepter. Pour l'ensemble du diagramme, nous aurons :

$$\bar{e} = F \Sigma \frac{(\Delta f)}{m_0}$$

d'où :

$$m_0 = \frac{\Sigma (\Delta f)}{\Sigma \left( \frac{\Delta f}{m} \right)}.$$

M. Schröter s'est contenté de faire ce calcul pour le diagramme dont la surface se rapprochait le plus de la moyenne arithmétique des surfaces de tous les diagrammes relevés. Il a en outre procédé séparément pour les périodes



de détente et de compression, et il a déterminé les moyennes  $m_0$  pour ces différentes phases.

Le ressort employé donnait les diverses valeurs ci-dessous :

$m_1 = 4,30$	$m_5 = 3,90$
$m_2 = 4,29$	$m_6 = 3,96$
$m_3 = 4,13$	$m_7 = 3,85$
$m_4 = 4,06$	

L'échelle moyenne  $m^0$  de détente, calculée sur ces données, était égale à 4,06; celle de compression atteignait 4,14.

Le phénomène observé par M. Schröter est général, et il s'observe sur tous les ressorts, mais les écarts sont plus ou moins considérables. Le ressort de 20 kilogrammes de mon appareil Crosby donne les valeurs suivantes de  $m$  :

$m$ de 0 à 1	= 1 mm. 70
3 à 4	= 1 mm. 68
6 à 7	= 1 mm. 66
9 à 10	= 1 mm. 65
12 à 13	= 1 mm. 64
15 à 16	= 1 mm. 64

J'ai relevé ces valeurs en me servant du grand manomètre à air libre de mon laboratoire de Lille; les différences sont très faibles et témoignent des qualités du double ressort en spirale de mon indicateur.

La moyenne depuis 1 jusqu'à 7 kilogrammes est de 1,68; elle tombe à 1,65 entre 1 et 15 kilogrammes, de telle sorte qu'il n'y a pas lieu de prendre une échelle différente pour les courbes de compression et de détente. Les corrections à faire pour le calcul du travail et de l'exposant  $\gamma$  sont d'ailleurs tellement faibles qu'on les jugera inutiles dans la plupart des essais, même les plus soignés.

C'est un art que de savoir relever de beaux et bons diagrammes, et il faut pour cela du soin, de l'habileté et de l'éducation, car ce n'est pas du premier coup qu'on y réussit. Quelques conseils ne sont donc pas superflus.

Il faut d'abord s'assurer que le ressort de l'appareil convient à la pression qui doit être développée dans le cylindre. Cela fait, il s'agit de vérifier que le tambour enregistreur a un mouvement exactement proportionnel à celui du piston de la machine : on relie donc le cordon, enroulé dans la gorge de l'enregistreur, à la crosse, par l'intermédiaire du réducteur et l'on fait faire au moteur quelques tours à la main. Les points morts des deux courses devront coïncider rigoureusement à l'avant et à l'arrière.

Le crayon doit glisser sans frottement à la surface du papier, si l'on ne veut pas déformer les courbes de détente.

On appuiera doucement le crayon; beaucoup d'appareils sont munis d'un butoir, qui limite la pression qu'on peut exercer sur le papier.

On s'arrange de façon à ce que le tracé tombe au milieu du papier : il ne doit point se produire de vibrations, ni de chocs dans les mouvements du traceur.



Le crayon, qui est une simple pointe de cuivre traçant sur du papier recouvert de blanc de zinc, doit être fin, mais non aigu, de manière à donner un trait délié sans déchirer le papier : le papier sera donc bien lisse.

Il faut veiller à ce que le papier soit appliqué entièrement sur le tambour, sans pli, ni boursouffure, et qu'il ne puisse glisser sous l'entraînement du style : à cet effet, on serre les pinces quand elles sont relâchées.

Si l'on doit procéder à de longs essais, il importe de ne pas laisser chauffer outre mesure le cylindre de l'indicateur, car le piston perdrait de sa mobilité et la courbe de détente serait faussée; on enlèvera donc l'appareil de temps en temps pour le laisser refroidir. Son graissage devra toujours être abondant, mais on ne doit employer que de très bonne huile, très fluide.

Le jeu des articulations du parallélogramme de l'indicateur peut entraîner une cause d'erreur notable, agissant en sens inverse, suivant que le piston s'élève ou descend, et simulant un effet d'hystérésis; la course de compression en sera diminuée, celle de détente restera en dessus de la courbe réelle, et finalement le travail calculé s'en trouvera augmenté. Un tel défaut pourrait constituer un cas de réforme pour l'instrument.

Tels sont les conseils que nous donnons aux jeunes ingénieurs qui entreprennent de relever un diagramme.

C'est par les diagrammes qu'on détermine la *puissance indiquée*. On y procède en mesurant soit l'ordonnée moyenne de chaque diagramme, soit l'aire des courbes; on peut le faire par la formule de Simpson ou à l'aide du planimètre d'Amsler.

Proposons-nous, par exemple, d'évaluer l'ordonnée moyenne d'un diagramme par la formule de Simpson.

On le décomposera en un nombre pair  $n$  de rectangles d'égale largeur, par des ordonnées verticales équidistantes : désignons par  $p_0, p_1, p_2, \dots, p_n$ , les longueurs de ces ordonnées et par  $p_m$  l'ordonnée moyenne, on pourra écrire :

$$p_m = \frac{1}{2n} \left[ p_0 + 4(p_1 + p_3 + p_5 + \dots) + 2(p_2 + p_4 + p_6 + \dots) + p_n \right].$$

L'échelle du ressort étant connue, on déduira de l'ordonnée moyenne  $p_m$  la pression moyenne  $P_m$  en kilogrammes par centimètre carré de piston, et l'on calculera la puissance indiquée comme nous l'avons dit plus haut : on fait d'ordinaire  $n$  égal à 10.

Poncelet a donné une formule qu'on applique aussi quelquefois pour faire la quadrature de l'aire ou pour calculer l'ordonnée moyenne : elle a l'avantage d'exiger moins d'ordonnées que la méthode de Simpson. Cette formule est la suivante :

$$p_m = \frac{1}{4} (p_0 + p_n) - \frac{1}{4} (p_1 + p_{n-1}) + 2(p_2 + p_3 + \dots).$$

On applique enfin quelquefois la méthode de Tchébitchef, qui consiste à



mener une ordonnée au milieu du diagramme et à conduire à droite et à gauche trois ordonnées distantes du centre de quantités  $0,267 \frac{l}{2}$ ,  $0,422 \frac{l}{2}$  et  $0,866 \frac{l}{2}$  :  $l$  est la longueur du diagramme. Les six ordonnées ainsi obtenues étant  $a, a', b, b', c$  et  $c'$ , on n'a qu'à poser :

$$p_m = \frac{1}{6} (a + b + c + a' + b' + c').$$

Le procédé le plus rapide de calcul des diagrammes est celui de l'intégrateur d'Amsler; cet ingénieux inventeur, originaire de Schaffouse, en Suisse, a construit un instrument qui permet de mesurer fort simplement l'aire d'une courbe fermée, et qui s'appelle pour cela le *planimètre*. Il se compose essentiellement de deux tiges articulées, BA et AO dont l'une est terminée par une pointe O et la seconde par une pointe B, mais dont l'autre extrémité porte une roulette C. Si l'on fixe la pointe O sur le papier en dehors du contour fermé et que l'on suive la ligne de ce contour avec la pointe B, on peut déduire du nombre de tours faits par C la surface de la courbe. M. Résal a démontré, en effet, que l'aire du contour fermé parcouru par B est égale au produit de la longueur du bras BA par le déplacement circonférentiel de la roulette.

Si l'on prend AB égal à la longueur du diagramme, on obtient directement  $p_m$ , c'est-à-dire l'ordonnée moyenne.

Notons qu'il faut parcourir la courbe fermée dans le sens du mouvement des aiguilles d'une montre.

La différence qui peut exister entre les divers diagrammes relevés à la suite, même sur un moteur parfaitement réglé, oblige d'en prendre le plus grand nombre possible pour calculer une puissance indiquée moyenne, surtout pour les moteurs à admission variable. On procède généralement de la manière suivante : à chaque relevé, on fait tracer au crayon cinq ou six diagrammes superposés sur un même papier, en s'astreignant à en inscrire toujours le même nombre. D'autre part, on relève un semblable diagramme toutes les dix ou quinze minutes, à intervalles très réguliers. Le planimètre permet, en parcourant toutes les courbes d'un même papier, de faire une première moyenne pour chaque relevé; on calcule la moyenne générale de l'essai par les chiffres correspondants à toutes les prises de diagrammes. On détermine ainsi la pression moyenne développée sur le piston au cours de l'expérience.

Dans un moteur réglé par tout ou rien, on ne saurait calculer la puissance indiquée, si l'on ne connaissait exactement le nombre d'impulsions motrices par minute. Pour un moteur à quatre temps, donnant une poussée par tour, le facteur  $n$  de la formule

$$\mathcal{P} = \frac{P_m S. C. n}{4500}$$

est égal à la moitié du nombre de tours du moteur. Mais de plus, il faut absolu-



ment compter le nombre  $n'$  d'impulsions motrices par minute;  $n'$  est égal à la moitié du nombre de révolutions, moins les passages à vide. Le facteur  $n$  de la formule est à remplacer par  $n'$ .

Le meilleur moyen de déterminer  $n'$  consiste à monter un compteur ordinaire automatique sur un des organes d'admission et à faire le relevé de ses indications au début et à la fin de l'expérience. Il est quelquefois plus aisé d'employer un compteur électrique au lieu d'un compteur mécanique, parce que le premier n'exige qu'un contact et ne donne lieu à aucun travail; mais ce genre d'appareils doit être surveillé, car il peut produire des ratés dont on ne se doute pas. Le compteur électromagnétique de Wheatstone est un des plus recommandables de l'espèce. J'ai employé plusieurs fois un récepteur de Morse, pour inscrire sur une bande de papier les admissions.

M. Mathot a inventé un indicateur particulier, qui se prête fort bien à l'analyse du fonctionnement d'un moteur par l'étude d'une série consécutive de relevés, qui donnent en plus le moyen de compter le nombre d'admissions et de passages à vide d'une machine fonctionnant par tout ou rien. Il y a nombre d'années déjà que MM. Richarson, Rosenkranz, Clair, Guinotte, etc., avaient imaginé les indicateurs continus inscrivant sur une bande de papier les diagrammes correspondants à une suite de coups de piston successifs : ces instruments avaient le défaut d'être très chers et de développer rapidement une longueur encombrante de papier. M. Mathot s'est contenté d'inscrire la pression de compression  $\pi$  et la pression explosive  $P$ , en faisant avancer progressivement le tambour d'un millimètre environ par tour : ce mouvement est produit par un mécanisme d'horlogerie commandé par un régulateur-compensateur très sensible. En coupant l'allumage, on obtient la pression compressive.

M. Mazellier a créé un appareil ingénieux, qui fournit les mêmes éléments, et qui peut rendre de grands services, comme le précédent, attendu qu'on peut déduire assez correctement la pression moyenne  $p_m$  de la différence  $P - p$ , ainsi que je vais le démontrer.

Le travail développé par coup de piston  $\int_v^V p dv$  est égal à  $p_m (V - v)$ ,  $V$  étant le volume de la cylindrée et  $v$  celui de la chambre de compression; d'autre part, si l'on appelle  $Q$  la chaleur cédée et  $q$  la chaleur reprise dans le cycle,  $A$  l'équivalent calorifique du travail, on peut écrire :

$$p_m (V - v) = \frac{1}{A} (Q - q).$$

Pour un cycle Beau-de-Rochas-Otto, à détente tronquée, le second membre de l'équation devient :

$$\begin{aligned} \frac{c(T - \theta) - c(t'' - t)}{A} &= \frac{c[(T - \theta) - (t'' - t)]}{A} = \frac{c}{C - c} R [(T - \theta) - (t'' - t)] \\ &= \frac{1}{\gamma - 1} [(P - \pi)v - (p - H)V]. \end{aligned}$$



Tenant compte de la relation  $\frac{P}{\pi} = \frac{p}{H}$ , on arrive à l'expression

$$\frac{1}{\gamma-1} (P-\pi) \left( v - \frac{H}{\pi} V \right) = \frac{1}{\gamma-1} (P-\pi) \left( v - \frac{1}{\eta} V \right).$$

Finalement, il vient :

$$p_m = \frac{1}{\gamma-1} (P-\pi) \left( \frac{v - \frac{1}{\eta} V}{V - v} \right) = \frac{1}{\gamma-1} (P-\pi) \frac{1 - \frac{1}{\eta} \frac{V}{v}}{\frac{V}{v} - 1}$$

Le taux de compression  $\eta$  est donné par le manomètre, ainsi que  $P - \pi$ ; d'autre part, on sait que  $\frac{V}{v} = \eta^{\frac{1}{\gamma}}$ ; on peut donc calculer  $p_m$  en fonction de  $P - \pi$  et de  $\eta = \frac{\pi}{H}$ .

$$p_m = \frac{1}{\gamma-1} (P-\pi) \frac{1 - \eta^{\frac{1}{\gamma}}}{\eta^{\frac{1}{\gamma}} - 1} = K (P-\pi).$$

Voici les valeurs du coefficient par lequel il faut multiplier  $P - \pi$  pour les valeurs les plus usuelles de  $\eta$ , en prenant  $\gamma$  égal à 1,30.

$\eta$	$\frac{1}{\eta^{\frac{1}{\gamma}} - 1}$	$\frac{1}{\eta^{\frac{1}{\gamma}}}$	$\frac{1}{\gamma-1} \frac{1 - \eta^{\frac{1}{\gamma}}}{\eta^{\frac{1}{\gamma}} - 1}$
4.....	0,7262	2,9047	0,479
6.....	0,6613	3,9678	0,380
8.....	0,6188	4,9506	0,322
10.....	0,5878	5,8777	0,282
12.....	0,5635	6,7625	0,252

Ces valeurs peuvent être représentées par la courbe de la figure 93, à laquelle correspond la formule empirique :

$$K = 0,7231 - 0,0719 \cdot \eta + 0,00272 \cdot \eta^2;$$

il s'agit d'en contrôler l'exactitude.

J'ai entrepris ce travail pour un certain nombre de diagrammes, prélevés sur divers moteurs, alimentés de gaz riches et pauvres, avec des compressions très différentes; la concordance est remarquable pour les

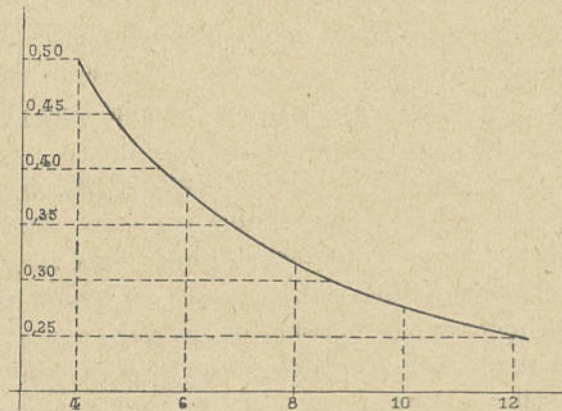


Fig. 93. — Courbe des coefficients K.

courbes de la forme classique A de la figure 94, caractérisée par une combus-



tion vive sous volume constant, qui est l'hypothèse de mon calcul ; elle est moins satisfaisante pour les diagrammes surbaissés B, auquel cas la formule donne des résultats trop faibles. Or, cette différence se manifeste encore pour des diagrammes qui ne laissent pas voir de prime abord les effets de cette pauvreté du mélange et le long feu qui en est le résultat : la comparaison des pressions moyennes, calculées ou planimétrées, fournit donc une indication utilisable relative au mode de combustion d'un mélange et il nous a été donné quelquefois d'en tirer parti, pour apprécier la qualité intime d'un mélange.

Nous pouvons maintenant passer à la description de l'appareil Mazellier,

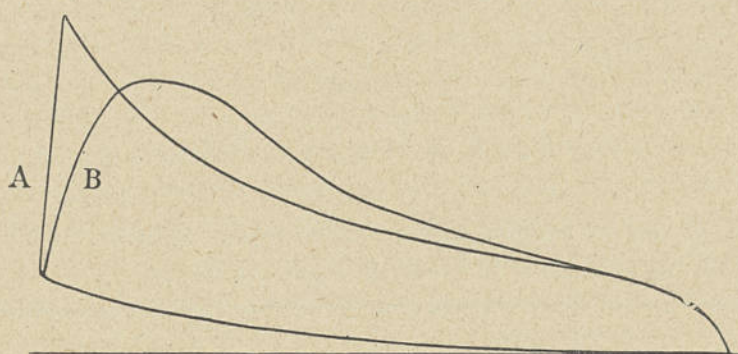


Fig. 94. — Diagrammes à détente tronquée.

qui est un indicateur de pressions. Cet instrument n'exige aucune disposition particulière : il se place directement sur la chambre de combustion, sur laquelle il suffit de percer un trou de 8 millimètres de diamètre. Il permet de connaître à tout moment la compression et la pression explosive.

L'appareil se compose d'un manomètre proprement dit (fig. 95), d'un raccord à pointeau 13 et d'un obturateur à disque 5. Le manomètre est du genre Bourdon ; il porte une graduation de 0 à 30 ou 40 kilogrammes. Le raccord permet de pratiquer une fuite sur le tuyau 2 qui relie le manomètre à la culasse du cylindre : il est constitué par une vis à pointeau, qui ferme un orifice de dégagement pratiqué sur la conduite.

L'obturateur à disque constitue l'organe principal de cet ingénieux appareil : il se compose d'une chambre annulaire, dans laquelle un disque léger en platine peut se mouvoir librement entre deux sièges plats. Ce disque est percé sur la périphérie d'une série de trous qui livrent passage aux gaz, venus du cylindre du moteur : la pression de ces gaz tend à soulever le disque et à l'appliquer contre le siège supérieur. A chaque explosion, une petite quantité de gaz vient soulever le disque et pénétrer dans le manomètre ; mais, à un moment donné, il y a équilibre entre la pression établie dans le manomètre et la pression explosive développée dans la culasse ; à partir de ce moment, le manomètre marque



donc cette pression. La pression explosive vient-elle à augmenter, le disque livre passage à une petite quantité de gaz et l'aiguille marque une tension plus grande; lorsqu'au contraire la pression explosive décroît, le disque reste collé sur son siège, mais le refroidissement des gaz et les fuites inévitables des raccords permettent une chute lente de pression, qui rétablit l'équilibre entre le manomètre et la moyenne des pressions explosives développées dans la culasse. On lit donc sur le cadran du manomètre la pression explosive moyenne.

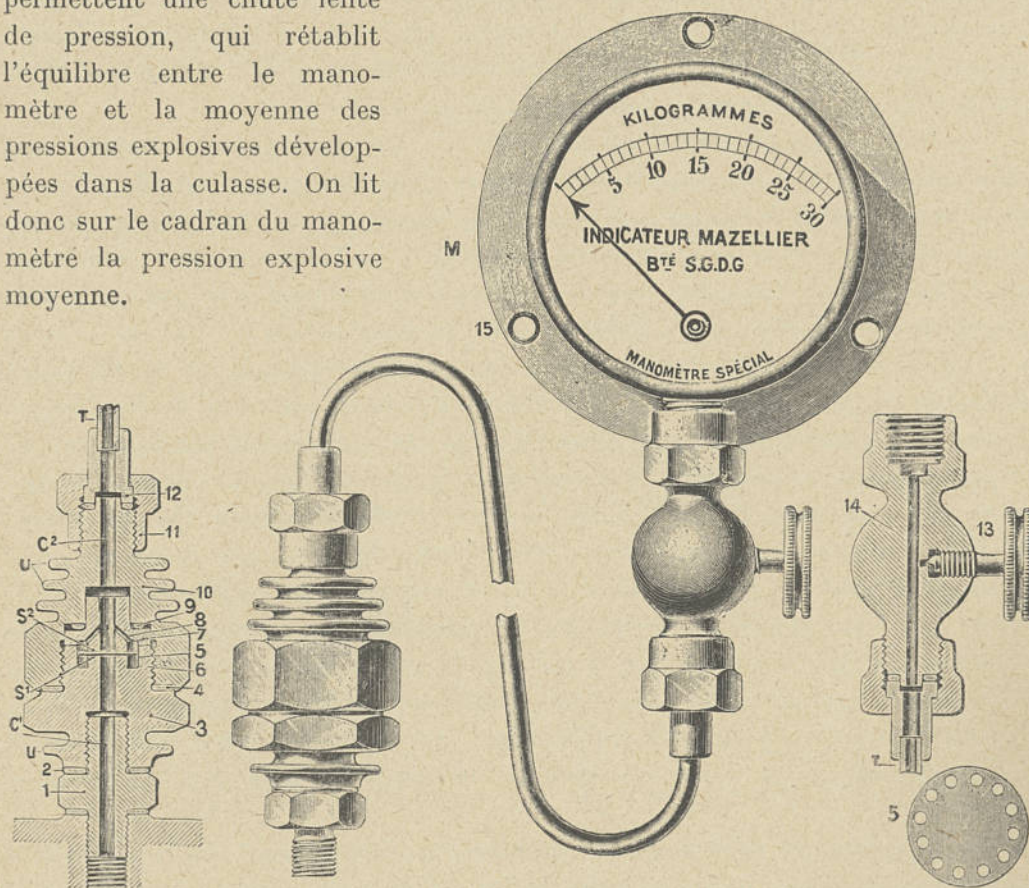


Fig. 95. — Indicateur Mazellier.

Supposons qu'alors on coupe l'allumage et qu'on desserre légèrement la vis à pointeau; la force élastique des gaz renfermés dans le manomètre s'abaisse rapidement au niveau des pressions de compression; on referme le trou à pointeau, et l'aiguille marque, à l'allure et à la température du moteur, la compression développée dans la culasse.

En somme, l'appareil Mazellier fournit deux données importantes du fonctionnement de la machine et il supplée donc à l'indicateur de Watt, dans une certaine mesure; comme il peut être installé à demeure sur le moteur, il donne ses indications continûment et les services qu'il peut rendre sont appréciables. L'observation de la compression permet de contrôler l'étanchéité du piston, des soupapes et des joints; l'intensité de l'explosion fournit une donnée



importante relative à la composition du mélange tonnant, à la richesse du gaz combustible, au fonctionnement de l'allumage, etc.

L'entretien de l'appareil ne paraît pas difficile, attendu que le disque de platine est inaltérable et qu'il forme un joint suffisamment étanche, pour l'objet poursuivi : en cas d'encrassement, il est aisé de le nettoyer par un lavage à l'essence de pétrole. Toutefois, il peut arriver que le disque obturateur se fausse, auquel cas les modifications fournies deviendraient inexactes : il convient donc de les contrôler de temps en temps par l'indicateur de Watt.

M. Adam a proposé un autre dispositif (<sup>1</sup>), moins simple assurément, mais dont on pourrait quelquefois tirer bon parti. Une prise de gaz est effectuée sur le cylindre moteur à chaque temps de compression par une valve, commandée par la machine elle-même d'une façon quelconque. La faible quantité de mélange ainsi prélevée est recueillie dans un petit gazomètre équilibré, jouant le rôle d'égalisateur de pression, en débitant sous pression constante : le gaz se rend à ce gazomètre en traversant un faisceau tubulaire réfrigérant et des toiles métalliques, qui abaissent la température et évitent un coup de feu, lequel pourrait éventuellement se produire. Une petite soupape de sûreté assure le renouvellement incessant du mélange dans la cloche; celle-ci commande une valve, qui supprime l'arrivée des gaz, aussitôt qu'elle est remplie. Du gazomètre, les gaz se rendent à un brûleur : sa flamme chauffe un couple électrique dans le circuit duquel est placé un galvanomètre, qui permet d'apprécier sa température. On consulte les mouvements de l'aiguille pour obtenir le mélange le plus convenable. Il se peut que le mélange le plus riche ne corresponde ni au meilleur rendement, ni au plus beau diagramme, mais la température de la flamme fournit une base d'appréciation. Cet appareil a-t-il été réalisé? Je ne le sais, mais il était intéressant de signaler l'idée que M. Adam a émise.

Les diagrammes relevés sur un moteur à gaz ne servent pas seulement à calculer sa puissance indiquée, mais on les utilise pour analyser le fonctionnement de la machine : les courbes rendent compte, en effet, de toutes les circonstances dans lesquelles se produit l'aspiration, l'explosion, la détente et l'échappement. « L'indicateur est le *stéthoscope* de l'ingénieur, a dit avec raison M. Thurston, car il découvre à l'examen les parties inaccessibles du moteur plus complètement que le stéthoscope ne révèle au médecin la condition et le fonctionnement des organes intérieurs du corps humain. » On ne saurait mieux faire ressortir les avantages de l'étude expérimentale d'une machine par cet admirable procédé de Watt.

Les diagrammes doivent donc être soumis à une analyse rigoureuse, dans le but d'étudier toutes les phases du cycle et de suivre toute la série des opérations qui le composent. Je signalerai surtout l'étude qu'on doit faire des courbes

1. *Revue de métallurgie*, janvier 1908, tome V, n° 1.



de détente et de compression, qui sont de la forme  $pv = C$ ; il importe de déterminer  $\gamma$ . Pour cela, on mesure sur la courbe un certain nombre de pressions et les volumes correspondants, en tenant compte des espaces nuisibles; on peut écrire alors :

$$\begin{aligned} \log p + \gamma \log v &= \log C = K \\ \log p' + \gamma \log v' &= K \end{aligned}$$

d'où l'on peut déduire  $\gamma$ , puisque nous possédons deux équations :

$$\gamma = \frac{\log p' - \log p}{\log v - \log v'}$$

Ce calcul de  $\gamma$  ne se fait pas d'ordinaire sur un seul diagramme, mais plutôt sur un diagramme moyen, obtenu en superposant les courbes relevées en cours

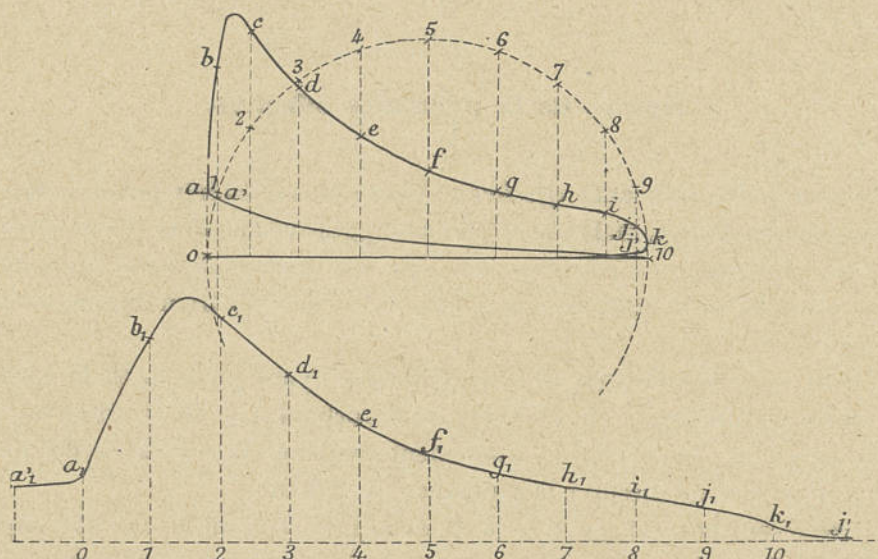


Fig. 96. — Time-base diagrams de Donkin.

d'expériences, et en traçant une courbe qui totalise leurs indications; les conditions générales du fonctionnement doivent rester les mêmes autant que faire se peut.

Bryan Donkin a préconisé, pour l'étude approfondie des cycles, l'emploi de diagrammes dont les abscisses sont proportionnelles aux temps, au lieu d'être proportionnelles aux courses du piston; il appelle les premiers *time-base diagrams* et il réserve aux seconds le nom de *Watt diagrams*. Au lieu de donner au cylindre enregistreur un mouvement varié et alternatif, en le reliant par un cordon à la tête du piston, on lui imprime un mouvement uniforme et continu par un mécanisme d'horlogerie approprié; c'est une certaine complication, mais elle procure le moyen d'étudier avec plus de précision et d'analyser avec une grande rigueur la phase la plus intéressante du cycle, qui correspond à la déflagration du mélange



tonnant derrière le piston. Dans le diagramme ordinaire de Watt, c'est à ce moment que le mouvement de l'enregistreur est le plus lent; la courbe tracée alors par le crayon est donc plus courte et moins précise et les détails du phénomène échappent à l'observateur. Sur le diagramme des temps (time-base) cette phase occupe au contraire plus d'espace, ainsi qu'on le voit sur la figure 96 dans laquelle nous comparons les diagrammes relevés sur un même moteur par les deux procédés. Les lettres correspondantes  $a$  et  $a_1$ ,  $b$  et  $b_1$ , etc. permettent de se rendre compte de la différence des deux tracés et constituent des repères sur chacun d'eux (1).

## II

### Mesure de la puissance effective.

La mesure de la puissance *effective* présente plus d'intérêt pratique que celle de la puissance indiquée, mais elle est moins suggestive au point de vue théor.

On appelle puissance effective celle qui est immédiatement utilisable sur l'arbre de couche de la machine; on la mesure à l'aide du frein dynamométrique de Prony.

Un frein dynamométrique est un mécanisme ayant pour objet de maintenir un mouvement uniforme du moteur, en absorbant par un frottement toute l'énergie en excès : le travail du frottement remplace la résistance des outils à mener et il permet de mesurer la puissance du moteur.

Ces freins sont généralement de la classe des freins flexibles : ils se composent d'un lien souple en fer ou en acier, garni de frottoirs en bois, embrassant un arc considérable de la circonférence d'un tambour ou d'une poulie calée sur l'arbre de couche. Les deux extrémités de ce lien traversent une barre rigide, munie elle-même d'un frottoir; des écrous de serrage, dont le point d'appui se trouve sur la barre, permettent de tendre le frein et de faire appliquer fortement les frottoirs sur la jante de la poulie; le frein, devenu solidaire de cette poulie, tend à tourner avec elle. Or, on dispose les choses de telle sorte que le mouvement ait pour effet de relever la barre rigide; d'autre part, on charge celle-ci d'un poids  $P$ , lequel s'ajoutant au poids mort  $p$  de l'appareil, maintiendra la barre horizontale. Quand ce résultat sera obtenu, il y aura équilibre entre le travail dépensé en frottement et le travail de la force  $(P + p)$  agissant sur l'extrémité

1. Il convient d'observer que le diagramme des temps ne se prête pas directement à la mesure du travail indiqué : on ne saurait donc employer le planimètre d'Amsler pour déterminer la pression moyenne, mais on peut recourir alors au procédé de Simpson, de Poncelet, de Parmentier ou bien de Tchébitchef, en ayant soin de ne pas tracer des ordonnées équidistantes, mais correspondantes à des déplacements égaux du piston.



d'un levier de longueur  $l$ ; on aura donc, pour un tour, un travail égal à  $(P + p) 2\pi l$ , et pour  $n$  tours par seconde, une puissance effective :

$$\mathcal{P} = \frac{(P + p) 2\pi ln}{60 \times 75} = \frac{(P + p) 2\pi ln}{4500}.$$

On calculera  $\mathcal{P}$  en chevaux si  $P$  et  $p$  sont exprimés en kilogrammes et  $l$  en mètres.

Tous calculs faits, il vient :

$$\mathcal{P} = 0,001395(P + p)ln$$

Entre le piston, qui recueille l'équivalent mécanique du calorique utilisé (c'est le travail indiqué), et la circonférence du frein dynamométrique, sur laquelle

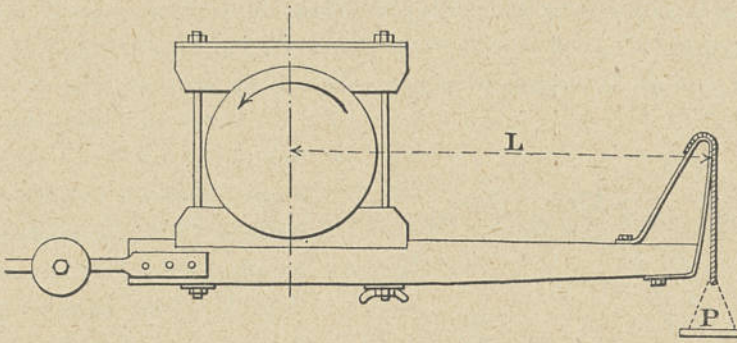


Fig. 97. — Frein de Prony.

se mesure la résistance tangentielle par laquelle on évalue le travail effectif, il existe des résistances passives qui entraînent une perte de travail; aussi le travail effectif ne peut-il être qu'une fraction du travail indiqué. Cette fraction permet d'apprécier le rendement *organique* ou *mécanique* du moteur; c'est un coefficient de construction, par lequel on estime la perfection du mécanisme; nous en ferons plus loin une étude particulière.

Le frein de Prony présente les formes les plus diverses : la figure 97 montre la forme classique, la plus simple de toutes. Elle assure la constance de la longueur  $L$  du bras de levier, mesurée sur l'horizontale entre la verticale passant par le centre de l'arbre et le brin qui porte la charge  $P$ . Ce frein est équilibré de telle sorte que les poids qui lui sont imposés constituent sa charge nette  $P$ . La puissance  $\mathcal{P}$  est donnée, par la formule :

$$\mathcal{P} = \frac{P 2\pi Ln}{4500}.$$

On doit mesurer la longueur  $L$  avec le plus grand soin au millimètre près, en s'aidant d'une règle et de deux fils à plomb : pour vérifier l'équilibre, on monte le frein sur un couteau dont l'arête correspond exactement au centre de la poulie. Il importe que le levier du frein soit en dessous de la poulie et non



pas au-dessus, car l'équilibre est ainsi plus stable : il est vrai que l'on ne peut pas toujours réaliser cette condition.

On graisse la surface de la poulie par un corps gras quelconque, mais le mieux est d'employer une bande de lard, qui fond d'autant plus vite que la jante chauffe davantage. On peut aussi lubrifier à l'eau de savon. L'échauffement sera tolérable, si l'on donne à la jante une surface suffisante, et si la poulie de frein a un diamètre assez grand : j'estime qu'il ne faut pas dépasser 18.000 kilogrammètres à la seconde par mètre carré de surface frottante (1).

On constitue encore un frein excellent en substituant aux mâchoires de bois un collier d'acier garni de tasseaux : ce frein a l'avantage de pouvoir se monter sur des poulies de diamètre différent et d'embrasser une plus grande surface de jante.

Au lieu de faire soulever des poids par le bras du frein, on peut le faire appuyer, par l'intermédiaire d'une béquille, sur le plateau d'une bascule et peser son action ; ce dispositif répond évidemment à une rotation en sens inverse de la première.

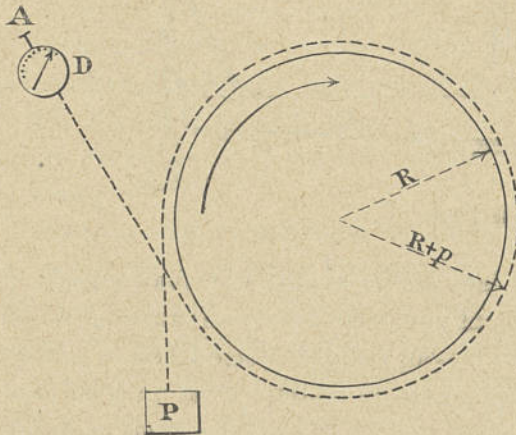


Fig. 98. — Frein à corde schématique.

Ce frein a été employé par MM. Brooks et Steward dans leurs célèbres expériences sur le moteur Otto, et nous avons suivi fréquemment cet exemple ; mais il faut veiller bien soigneusement à ce que la béquille soit rigoureusement verticale et parfaitement libre. Il est évident, d'ailleurs, que, dans ce cas, le poids de la béquille et le poids mort du levier doivent être décomptés de la charge P marquée par la balance.

Les ingénieurs utilisent plus souvent le frein de Prony sous une autre forme ; nous voulons parler du frein à corde, qui fournit de bons résultats sans être plus dangereux qu'aucun autre.

Voici quel est le principe du fonctionnement de ce frein : la poulie motrice est embrassée par une corde, dont une des extrémités est attachée à un point fixe A, tandis que l'autre est tendue par un poids P (fig. 98) qui donne lieu à un frottement considérable ; l'adhérence qui se développe entre la poulie et la corde tend à soulever le poids tenseur, et l'on mesure le travail en multipliant ce poids P par la vitesse circonférentielle de la poulie. Pour faciliter le réglage

1. Nous jugeons inutile de rappeler au lecteur que le nombre de tours n'intervient pas dans le calcul de la surface frottante, puisque le travail du moteur et le travail consommé en frottements varient ensemble proportionnellement au nombre de révolutions.



de ce frein, on attache généralement le bout fixe de la corde à un dynamomètre D (fig. 98), dont on modifie la tension  $p$  par une vis de serrage à double filet. Voici dès lors comment on calcule la puissance. Appelons  $R$  le rayon de la poulie de frein, et soit  $r$  le rayon de la corde; nous aurons :

$$\mathcal{P} = \frac{2\pi(R+r)n}{60 \times 75} (P - p).$$

On exprimera  $R + r$  en mètres et  $P - p$  en kilogrammes :  $\mathcal{P}$  est dès lors la puissance en chevaux. C'est par ce procédé que j'ai effectué mes essais de 1890 sur le moteur Simplex de 100 chevaux, à Rouen; la poulie était à irrigation continue et je lubrifiais légèrement sa surface à la plombagine. L'essai a pu être

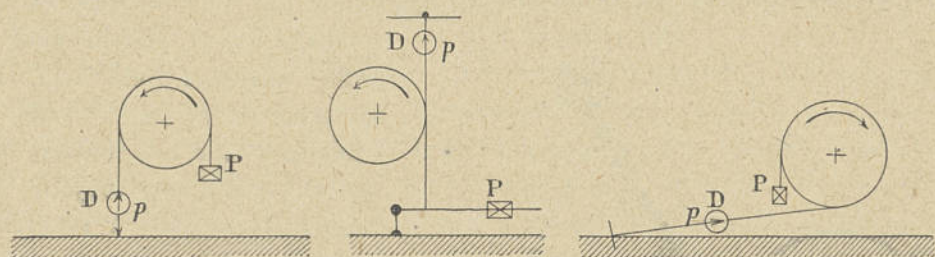


Fig. 99. — Variétés de freins à corde.

prolongé soixante heures de suite, sans aucune difficulté, à une vitesse de 100 tours à la minute. J'ai employé le même frein à Seraing pour expérimenter sur le premier moteur à gaz de hauts fourneaux de 250 chevaux, et M. Hubert et moi avons procédé de même pour le moteur de 600 chevaux.

Le frein à cordes est susceptible de nombreuses modifications de forme : nous en décrivons quelques-unes (fig. 99).

Pour les petits moteurs, on se contente souvent d'un demi-enroulement de corde, qui suffit pour constituer un frein efficace : cette disposition a, d'ailleurs, l'avantage de se régler automatiquement. En effet, si le frottement augmente, le poids  $P$  est soulevé; son moment  $PR$  reste constant, mais  $p$  diminue et, par suite, le frottement diminue aussi, de telle sorte que l'équilibre se rétablit. Inversement, si le frottement décroît,  $P$  descend,  $p$  augmente et, par le fait même, le frottement reprend sa valeur.

On peut manquer des poids suffisants pour le travail qu'il faut mesurer; dans ce cas, on multiplie leur effet par une sorte de romaine, qui se prête aisément à un réglage progressif, dont on retire souvent de grands avantages : il suffit, pour faire croître le travail, de reculer le poids sur le levier.

On emploie une corde de Manille pour les petits moteurs, une sangle pour les machines plus puissantes.

Il faut tenir compte du poids du dynamomètre.

Les systèmes de freins sur poulie ordinaire ne peuvent guère être appliqués



qu'aux moteurs d'une trentaine de chevaux; au delà de cette puissance, l'échauffement est si considérable et si rapide que le freinage sur volant devient dangereux, pour peu qu'il se prolonge : l'emploi d'une poulie spéciale à irrigation s'impose dès lors. Ces poulies se construisent en fonte ou bien en tôle de fer. L'afflux de l'eau froide se fait à l'intérieur de la jante, dans le sens du mouvement.

Le diamètre de la poulie de frein doit être aussi grand que possible pour diminuer la pression par unité de surface et l'échauffement du métal, qui ne doit pas dépasser  $50^{\circ}$ , si l'on veut obtenir des résultats indiscutables. L'essai peut alors être poursuivi indéfiniment, à condition toutefois que l'on n'ait pas à absorber trop de kilogrammètres par mètre carré de surface frottante : la pratique nous a conduit à ne pas dépasser 30.000 kilogrammètres par mètre carré. Il faut alors au moins 50 litres d'eau froide par cheval-heure, et cette

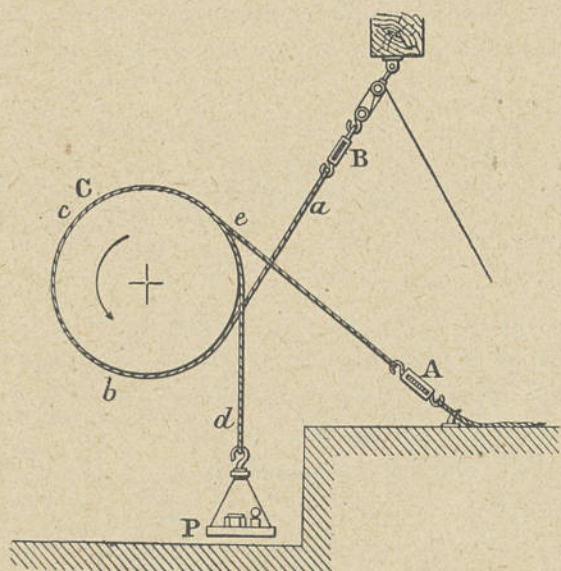


Fig. 100. — Frein Bourdon.

quantité peut même ne pas suffire avec un frein neuf, dont la pression ne se répartit pas également sur les surfaces frottantes. Je me suis toujours bien trouvé de poulies à rebords, à l'intérieur desquelles on injecte l'eau par une lance, dans le sens de la rotation; on la recueille par une sorte de cuiller, embouchée sur un tuyau d'évacuation : ce dispositif est applicable aux plus grandes puissances. Quelquefois la poulie est presque entièrement fermée et l'eau déborde alors par le centre comme par un déversoir. Enfin, on peut construire des poulies closes dans

lesquelles l'eau arrive par un tuyau central et s'écoule par un second tuyau concentrique au premier; ce dispositif exige un joint sur les tuyaux. Mes essais sur le moteur Letombe de 300 chevaux ont été effectués à l'aide d'une poulie de ce genre, construite en tôles de fer assemblées, l'eau étant admise sous pression dans la poulie.

Mais revenons aux dispositions des freins.

M. Bourdon a proposé de fixer, d'une part, la corde de frein *abcd* (fig. 100) à un dynamomètre *B*, attaché au plafond par un moufle, et de charger son autre extrémité par les poids du plateau *P*. Pour augmenter la stabilité du frein, un deuxième dynamomètre *A* est placé entre le point *e* de la corde et le sol. Le moteur étant arrivé à son régime normal de marche, on obtient l'équilibre du frein en donnant à la charge *P* la valeur qu'il faut; mais, pour les calculs,



il est nécessaire d'ajouter à P le poids  $\pi$  de la corde pendante *ed* augmenté de la tension *a* du dynamomètre A. D'autre part, on devra retrancher la tension *b* du dynamomètre B, diminuée de la tension initiale  $\pi'$  exercée sur B par le poids de la corde. Ainsi, dans un essai fait sur un moteur Simplex de 60 chevaux, le frein était formé de quatre cordes de 28 millimètres de diamètre, enroulées sur une poulie de 1 m. 705 de diamètre, faisant 138 tours par minute : on a relevé dans cette épreuve les chiffres suivants :

$$\begin{array}{r} P. . . . . = 372 \text{ kilogrammes.} \\ \left. \begin{array}{l} \pi = 4 \\ a = 34 \end{array} \right\} \pi + a = 38 \quad - \\ \left. \begin{array}{l} b = 46 \\ \pi' = 9 \end{array} \right\} b - \pi' = 37 \quad - \end{array}$$

Charge totale =  $372 + 38 - 37 = 373$  kilogrammes.

Ce procédé a le défaut d'imposer l'observation quelquefois fort pénible et toujours assez inexacte de deux dynamomètres dont l'aiguille n'est pas au repos; on achète donc la stabilité au prix d'une complication réelle de l'opération.

M. Ringelmann s'est proposé de supprimer tout ressort et de constituer un frein automatique; en conséquence, il a modifié les appareils à corde de la manière suivante. Pour réaliser le réglage automatique, sans faire varier le poids ou l'effort tangentiel, cet habile ingénieur a eu recours aux déplacements mêmes du frein sous l'influence de la variation du travail développé par le moteur; ce frein a été décrit dans *le Bulletin du syndicat agricole de Meaux*, juin 1894.

Lors de mes essais du moteur Simplex, effectués à Rouen en 1885, j'avais observé qu'il serait possible de mesurer le travail par le nombre de calories gagnées par le liquide, à 2 ou 3 % près; mais je n'eus pas l'occasion d'organiser sérieusement un essai de ce genre. Ce travail fut entrepris par Dwelshauvers-Dery, de Liège, et nous extrayons ce qui suit d'une étude effectuée par ce savant distingué, en 1896 (1).

La poulie de frein, calée sur l'arbre moteur, avait la forme d'un cylindre creux; elle était fermée à l'avant par une feuille de tôle à jonction étanche, munie d'un orifice central de déversement. Cette poulie était constamment alimentée d'eau froide par le tuyau recourbé T, qui débitait l'eau d'un réservoir supérieur. La température initiale de l'eau d'arrivée était déterminée, avec le plus grand soin, ainsi que celle de l'eau de départ, dont le volume était mesuré par un déversoir. Cette méthode, qui est susceptible d'une haute précision, présente un avantage réel, car ce frein se trouve simplifié et réduit à un appareil de friction : l'observation des températures n'exige que des thermomètres sensibles et exacts; seule, la mesure de l'eau débitée présente quelques difficultés, mais elles sont moins grandes que celles que l'on rencontre dans l'observation de l'équilibre d'un frein.

1. *Revue universelle des Mines*, tome XXXIV, 3<sup>e</sup> série, page 141.



Il est à remarquer que ce dispositif reproduit celui que Hirn avait adopté pour déterminer la valeur de l'équivalent mécanique de la chaleur.

L'idée de ce mode de freinage a été reprise par MM. Heenan et Froude. Leur appareil consiste en une turbine à eau, dont les aubes tournent dans une boîte montée sur un roulement à galets : l'eau entraînée par le rotor réagit sur la boîte et tend à la faire tourner. On oppose à ce moment celui d'un levier chargé par des poids, comme dans le frein de Prony. L'eau s'échauffe sous l'action des palettes; elle circule avec une grande rapidité et s'échappe par la partie supérieure de l'appareil. On peut réduire la puissance absorbée en insérant un diaphragme entre le rotor et le stator.

Un dynamomètre Froude a été étudié spécialement pour les moteurs à explosion, et il a acquis une grande vogue. On y fait varier la résistance à l'aide de vannes. Le dynamomètre étant toujours rempli d'eau, un système d'obturateurs, agissant des deux côtés, mais commandé par un seul volant, permet de couvrir un certain nombre de compartiments, en s'interposant entre le rotor et le stator : il en résulte une variation de surface de travail. Le couple d'équilibre PL est sans cesse égal au couple moteur disponible sur l'arbre. La valeur de P se lit directement sur un peson taré dont il convient de vérifier les ressorts. On consomme environ 10 litres d'eau par cheval-heure. On a établi de ces freins pouvant absorber 800 chevaux pour une vitesse de 1.000 tours par minute.

Le frein de M. Peter Brotherhood <sup>(1)</sup> reproduit plus fidèlement que le précédent l'appareil de Hirn : c'est encore à un frottement sur l'eau que se dépense la puissance du moteur. Deux disques en tôle polie, calés sur un même arbre, tournent dans une caisse en fonte, portant elle-même des disques, qui s'intercalent entre les premiers, en laissant entre eux un vide circulaire concentrique à l'arbre. La caisse est entraînée par le liquide : elle est munie de deux paliers à grande portée, traversés par l'arbre, mais qui peuvent tourner sur lui, en roulant sur trois galets. Le couple ainsi produit est mesuré comme ci-dessus : la caisse porte un bras latéral que l'on charge de poids. La hauteur d'eau est variable dans la caisse; à chaque hauteur correspond, pour une puissance donnée, une vitesse de rotation déterminée, de sorte qu'il suffit de faire varier le niveau de l'eau dans la caisse pour modifier la vitesse de rotation du moteur en essai. Ce réglage s'opère par un trop-plein, dont on modifie à volonté le niveau de déversement, par rapport au centre de l'appareil. Dans tous les appareils de ce genre, on estime que la puissance varie proportionnellement au cube de la vitesse.

Le *Dinglers Polytechnisches* <sup>(2)</sup> a fait connaître un frein à huile, qui peut rendre des services pour déterminer rapidement la puissance effective d'un moteur. Cet appareil se compose d'une boîte rectangulaire creuse en fonte, renfermant un cadre garni de lames élastiques, constituant une bonne surface de

1. *Le Génie civil*, 26 octobre 1907.

2. Cet article a été reproduit par le *Génie civil*, numéro du 21 juillet 1906.



frottement, qu'on applique par pression contre la jante du volant : le cadre peut se déplacer verticalement dans la boîte en glissant sur des galets fixés sur le fond; si on le pousse contre le côté descendant du volant, il tend à l'accompagner. Or, il est maintenu à sa partie supérieure par la tige d'un piston mobile dans un cylindre rempli d'huile; l'entraînement du cadre détermine une compression de ce liquide, qu'on mesure par un manomètre monté sur la boîte en fonte. Cette compression étant  $p'$  par centimètre carré, avant l'application du sabot contre la jante, et  $p''$  après, la différence  $p'' - p'$  multipliée par la surface  $s$  du piston donne l'effort vertical déterminé par entraînement à la périphérie du volant de rayon  $r$ , faisant  $n$  tours par minute; on a donc, pour mesurer la puissance effective du moteur, la formule :

$$\mathcal{P} = \frac{2 \pi r n (p'' - p') s}{4500} = \frac{\pi r n s (p'' - p')}{2250}.$$

On pourrait douter de l'exactitude des résultats fournis par ce dynamomètre nouveau, mais il faut reconnaître qu'il peut donner des indications rapides présentant un certain intérêt dans des cas particuliers.

Il y a longtemps qu'on avait conçu l'idée de constituer un frein magnétique; elle a été réalisée d'une façon remarquable par M. Naegel et appliquée par lui lors des expériences qu'il a effectuées sur un moteur Kœrting mis à sa disposition par l'Institut technique de Dresde (1). Deux longerons horizontaux sont disposés à droite et à gauche de la poulie de frein dont ils occupent la position diamétrale; ils portent à leurs extrémités deux électros, qui font appliquer des sabots de fer contre la jante; le flux magnétique se ferme par la masse métallique de la poulie.

Les bobines magnétisantes, constituées par 2.750 tours de fil de 0,65 mm. sont en série; le courant débité sous 220 volts est réglé par un rhéostat très sensible permettant de disposer de 1.080 échelons. Il suffisait de 1,375 ampère pour absorber 10 chevaux dans le frein de M. Naegel. L'extrémité du bras de levier appuyait par une béquille sur le plateau d'une bascule décimale. Pour éviter les oscillations du fléau, un amortissement était opéré par un piston mobile dans un cylindre rempli d'huile, placé sous le plateau de la bascule; de plus, des contacts électriques faisaient parler des sonneries aussitôt que le fléau menaçait de buter, en haut ou en bas, dans la coulisse qui limite l'amplitude de ses élongations. L'intensité du courant d'excitation pouvait donc être réglée avec une grande facilité, et l'on était prévenu aussitôt qu'il survenait une variation dans le coefficient de frottement des sabots sur la jante. Avec un levier de 1 m. 219, M. Naegel a pu mesurer une puissance de 10 chevaux, dans des conditions de régularité, de précision et de sécurité qu'on obtient rarement par les freins à bascule habituels.

Le commandant Krebs, un des plus distingués collaborateurs du colonel

1. *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, tome LI, page 1409, septembre 1907.



Renard, a utilisé les réactions magnétiques d'une manière beaucoup plus intéressante, en recourant au phénomène de Foucault. Il fait tourner un induit dans un champ magnétique intense : en prenant le circuit sur une faible résistance, on donne lieu à un frottement, équivalent à celui du frein de Prony, mais beaucoup plus facile à régler. L'induit doit pouvoir être calé sur l'arbre du moteur : la réaction produite tend à entraîner l'inducteur, qui est monté sur billes; il suivrait l'induit, s'il n'était maintenu par un poids fixé sur un long bras de levier. La somme des moments agissants est ainsi équilibrée par un autre moment, comme dans les freins habituels. Inutile de dire que le rendement de la dynamo n'intervient nullement dans le phénomène.

Les dynamomètres de transmission, à ressorts, à engrenages ou bien à courroies (1), sont trop rarement employés pour mesurer la puissance développée par un moteur : ils sont pourtant d'un emploi bien commode, attendu que le travail peut être absorbé de n'importe quelle façon. L'appareil dynamométrique se monte sur un renvoi établi devant le moteur; il fait connaître la puissance du moteur et, en même temps, celle qui est dépensée à entraîner les machines-outils, dont le couple résistant est opposé au couple moteur; l'expérience peut donc être utilisée à deux fins.

M. A. Wallon avait inventé un dynamomètre qui est d'une grande simplicité et en même temps très exact. La poulie est montée sur un manchon creux, dont l'intérieur forme pot de presse; l'arbre à entraîner y pénètre et joue le rôle d'un piston plongeur. La capacité intérieure libre est pleine d'huile. Un système de rampes et contre-rampes hélicoïdales, ménagées d'une part dans le pot de presse, d'autre part sur le piston, guident celui-ci et déterminent une compression du liquide, dès que l'on imprime une rotation à la poulie et par conséquent au pot de presse. Cette pression du liquide équilibre la force d'avancement du piston; elle est proportionnelle au couple moteur et au couple résistant. En effet, soit  $C$  la valeur du couple et  $P$  la pression,  $h$  le pas de l'hélice,  $s$  la surface active du piston : pour une rotation  $\omega$ , le travail du couple est  $C \omega$ ; le travail de la pression est  $\frac{Ps h \omega}{2\pi}$ ; d'où  $C = \frac{Ps h}{2\pi}$ . Un manomètre, qui peut être enregistreur, donne  $P$ ; un tachymètre compte les tours. La puissance développée se déduit de la comparaison de la valeur du couple et de la vitesse.

Un frein nouveau a été créé plus récemment, auquel nous devons une mention toute spéciale.

Le remarquable appareil créé par le colonel Renard et appelé par lui le *moulinet dynamométrique* (fig. 101), convient excellemment à la mesure de la puissance des moteurs à grande vitesse angulaire. Il consiste (2) essentiellement en une barre de bois rectangulaire, portant deux plans carrés  $P$ , symétriques

1. Le dynamomètre classique du général Morin est à ressorts ainsi que ceux de Easton-Anderson et de Schuckert; de Vuaillet a recouru aux engrenages et Farcot, ainsi que Banki, aux courroies.

2. Comptes rendus de l'Académie des sciences, 2 mai 1904.



par rapport à l'axe  $xy$ , autour duquel tourne la barre, et parallèles à cet axe. L'appareil peut être calé directement sur l'arbre du moteur ou sur un arbre auxiliaire, placé sur son prolongement et connecté rigidement avec lui. Les plans peuvent être plus ou moins écartés de l'axe; la résistance offerte par l'air à leur mouvement de rotation dépend de leur surface et de leur vitesse de déplacement; elle varie donc avec leur écartement de l'axe. Leur position est définie rigoureusement par une ligne de foi, tracée au milieu du plan, mais on peut aussi l'exprimer par l'ordre de numérotage des trous des boulons de fixation du plan sur la barre.

Le calcul et l'expérience démontrent que, pour une position donnée des plans, le moment moteur est proportionnel au carré de la vitesse angulaire et au poids spécifique de l'air; soit  $M$  le moment moteur; représentons par  $n$  la vitesse, exprimée par un nombre de révolutions à la minute, et par  $a$  le poids spécifique de l'air en kilogs par mètre cube; nous aurons:

$$M = a K \left( \frac{n}{1000} \right)^2.$$

Le coefficient  $K$ , dit coefficient de moment, est déterminé par l'expérience.

De cette formule, se déduit cette autre donnant  $\bar{c}$ , la puissance exprimée en kilogrammètres par seconde :

$$\bar{c} = a K' \left( \frac{n}{1000} \right)^2.$$

$K'$  est le coefficient de puissance : on a d'ailleurs :

$$K' = \frac{100 \pi}{3} K = 104,72 K.$$

Ces valeurs de  $K$  ont été déterminées par le colonel Renard pour les diverses positions des plans  $P$  au moyen d'une balance dynamométrique (1), et l'on a pu dresser des barèmes et tracer des abaques, qui facilitent beaucoup l'emploi du moulinet. Une série de moulinets géométriquement semblables ont été construits, dont le type est déterminé par l'écartement des trous de la barre

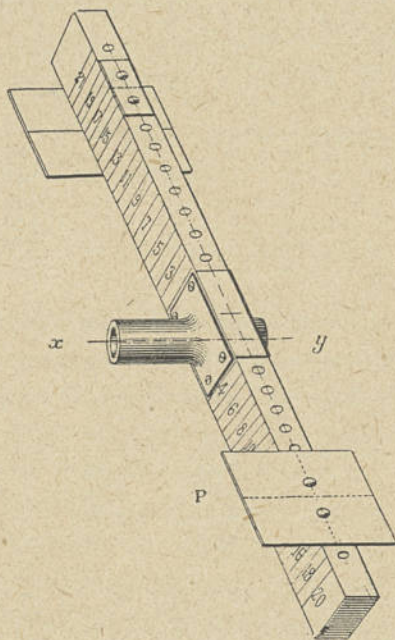


Fig. 101. — Frein Renard à moulinet.

1. Cette balance est installée au laboratoire de Chalais-Meudon; elle a servi à M. Renard pour mesurer les résistances de l'air; en réalité, elle donne la valeur du moment résistant d'un bras tournant dans l'air autour d'un axe de symétrie. On équilibre par des poids un moment égal au moment de réaction de l'air sur l'appareil mobile. M. Renard a démontré par cet instrument que, pour deux moulinets semblables, les coefficients  $K$  et  $K'$  sont proportionnels à la cinquième puissance du module.



en centimètres : c'est ce que M. Renard a nommé le *module* de la barre. Chaque moulinet est accompagné de ses barèmes et de ses abaques. Voyons, par exemple, quels sont les barèmes du moulinet n° 1 *bis*.

Celui-ci est constitué par une barre de frêne de 880 millimètres de longueur, dont la section était de 69/34 millimètres : 24 trous sont percés de chaque côté de l'axe de rotation, parfaitement symétriques, distants de 20 millimètres l'un de l'autre. Les plans sont des lames d'aluminium de 200/200 millimètres, maintenues par des boulons, munies de contre-plaques de serrage.

M. Renard a dressé le barème ci-dessous :

Barre seule.....	K' = 35,1		Trou 9.....	K' = 311,0
Trou 3.....	96,0		— 10.....	362,0
— 4.....	119,4		— 11.....	414,0
— 5.....	146,0		— 12.....	469,0
— 6.....	180,0		— 13.....	527,4
— 7.....	219,0		— 14.....	589,0
— 8.....	264,0		— 15.....	652,0

Une abaque donne les puissances en chevaux  $\bar{c}$  pour chaque moulinet, les plans correspondants à un trou déterminé et le poids spécifique de l'air étant pris égal à 1; ainsi, pour le trou 13, pour lequel  $K' = 527,4$ , on inscrira :

Pour $n =$	700...	2,41 chevaux		Pour $n =$	950...	6,03 chevaux.
	750...	2,96 —			1.000...	7,03 —
	800...	3,60 —			1.050...	8,14 —
	850...	4,32 —			1.100...	9,36 —
	900...	5,13 —			1.200...	12,10 —

Pour le moulinet n° 5, la barre seule donne environ 15 chevaux pour 1.600 tours; le trou 9 permet de développer 60 chevaux pour la même vitesse, et l'on peut monter à 87 chevaux par 1.050 révolutions avec de plus grands plans fixés au trou 10,5. Il serait imprudent avec ce moulinet d'aller au delà; mais M. Renard en a construit qui permettent d'atteindre 150 chevaux et l'on pourrait sans difficulté dépasser cette puissance. L'emploi des moulinets a été sanctionné par plusieurs années d'expérience et ils ont toujours procuré de grandes facilités d'emploi, tout en assurant une remarquable précision dans les résultats.

On fait fréquemment usage aujourd'hui, pour les essais des moteurs à essence de l'automobilisme et de l'aviation, d'un moulinet, qui n'a d'autre fonction que d'absorber la puissance développée; la machine est montée sur une plate-forme pouvant osciller autour d'un axe horizontal parallèle à son axe. On obtient une grande sensibilité en recourant à un roulement sur billes. Nous retrouvons donc le dispositif précédemment décrit. Ce moulinet est généralement dépourvu de plans de réglage : ses bras ont un profil d'égale résistance. L'équilibrage est réalisé par un bras de levier horizontal et par un autre vertical : un contre-poids glisse le long du premier. Le second porte des rondelles de fonte dont on peut faire varier le nombre. La stabilité de l'équilibre exige que le centre de gravité du système mobile soit dans le plan vertical de l'axe d'oscillation et



e plus bas possible; mais la sensibilité sera d'autant plus grande que ce centre de gravité sera le plus près de l'axe d'oscillation.

Ce procédé du plan balance est très employé aujourd'hui pour les moteurs d'aviation. Il présente l'avantage de déceler, par les oscillations de la plateforme, toutes les fluctuations du couple moteur. Il se construit fréquemment sous une forme spéciale dite à *axes confondus*. Du côté du moulinet, le moteur est supporté par un cadre oscillant, dont le centre se trouve sur l'axe même du frein, et qui roule sur deux galets constitués par la bague extérieure d'un roulement à billes, dont la bague intérieure est bloquée sur un axe fixé au bâti. La partie arrière oscille sur un tourillon monté sur le roulement et sur une butée, concentrique à l'axe du moulinet, qui est l'axe d'oscillation.

Le moulinet peut être remplacé par une hélice.

On estime qu'avec cet appareil l'erreur relative à la puissance du moteur ne dépasse pas 2 %.

La puissance effective se détermine, avec une plus grande facilité, dans les groupes électrogènes, si répandus aujourd'hui; dans le cas d'une connexion directe, il n'y a qu'à déterminer les watts par des appareils de mesure étalonnés; mais, lorsque la génératrice est attaquée par courroies ou câbles, il faut tenir compte du rendement de la transmission et la chose devient assez délicate. La plupart des ingénieurs tranchent la difficulté d'autorité en déclarant que le rendement est compris entre 0,94 et 0,97, et ils adoptent l'un ou l'autre coefficient au jugé, suivant l'impression que leur produit l'installation : c'est de là à peu près. Un remarquable travail de M. Kammerer (1) permettrait de faire mieux, mais nous sommes forcé d'y renvoyer le lecteur. Il verra que le rendement d'une courroie varie, pour des tensions comprises entre 2 et 6 kilogrammes, entre 0,94 et 0,98; le brin conducteur ayant une tension de 5 à 15 kilogrammes, le rendement passe de 0,95 à 0,98. Il n'est point tenu compte dans ces valeurs des frottements des paliers et de la résistance opposée par l'air au mouvement des poulies : mais elles renferment toutes les pertes dues au glissement et à la raideur des courroies, ainsi qu'à l'effet de l'air sur les courroies. Les courbes montrent que les rendements passent par des valeurs maximum déterminées pour chaque cas. Même travail a été fait pour les transmissions par câbles; les résultats sont plus complexes; nous retiendrons surtout que les grandes vitesses sont moins favorables à leur rendement, alors que celui des courroies croît continûment quand la vitesse augmente.

Pour guider le lecteur, nous rapporterons quelques résultats d'essais, que j'ai effectués : ils fixeront les idées.

Nos expériences faites à Lille, en août 1894 (2), sur les pertes de travail

1. Kammerer. ; *Versuche mit Riemen und Seiltrieben*; *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 13 juillet 1907.

2. Ces expériences ont été faites par une commission de la Société industrielle du Nord, présidée par M. Dubreuil et dont nous faisons partie : *Bulletin de la Société industrielle du Nord*, 1894.



résultant de l'emploi des courroies ou des câbles, ont démontré qu'elles sont sensiblement égales.

En commande directe, la distance des axes étant normale ainsi que la tension des brins, j'ai déduit de nombreux essais que la perte varie de 7 à 5 %, suivant la puissance du moteur; on comptera 7 % jusqu'à 12 chevaux, 6 % jusqu'à 25 chevaux et 5 % au delà. Ces chiffres ne sont évidemment que des chiffres moyens approchés.

Avec un renvoi de mouvement, la perte est plus grande; à Cassel, j'ai trouvé une perte de 8 % pour 35 chevaux.

Le rendement des dynamos est donné généralement à pleine charge : il décroît assez sensiblement avec la charge. Ainsi, une dynamo Bréguet de 130 kilowatts donne 88,5 % à 130 kilowatts, 88 à 120, 87,6 à 104 et 85 à 65 kilowatts.

Le nombre de watts correspondants au cheval électrique étant de 736, on aura :

Pour un rendement total de 87 %,	640 watts par cheval-heure effectif.
—	85 — 626 —
—	80 — 589 —
—	75 — 552 —

On dressera une échelle décroissante des watts suivant la charge.

Voici un exemple que j'emprunte à divers essais que j'ai faits sur des moteurs de 60 chevaux indiqués : ils peuvent donner une indication générale pour machines moyennes.

	En chevaux.			
Puissance indiquée.....	$\overline{\zeta i}$	60,0	50,0	40,0
— électrique.....	$\zeta e$	42,6	33,0	24,8
— effective.....	$\overline{\zeta E}$	50,7	41,8	33,0
Rendement total.....	$\frac{\zeta e}{\overline{\zeta i}}$	0,71	0,66	0,62
Rendement, transmission et dynamo.	$\frac{\zeta e}{\overline{\zeta E}}$	0,84	0,79	0,75
Watts par cheval effectif.....		618	581	542

On obtient quelquefois 640 watts par cheval effectif, mais ce chiffre correspond à un rendement exceptionnel de la génératrice.

Ce procédé de mesure de la puissance, qu'on appelle quelquefois la méthode de la dynamo étalonée, a le grand avantage de se prêter à des expériences prolongées avec grandes variations de charge; mais elle est d'une précision toujours contestable parce qu'elle suppose connu le rendement de la dynamo à divers régimes; or, on sait quelles difficultés présente la détermination de ce rendement. D'autre part, il faut disposer d'ampèremètres, voltmètres, wattmètres, etc., très exacts, sinon très sensibles, et l'on ignore presque toujours l'ordre de grandeur des erreurs affectant les mesures. Mais il faut reconnaître que la longue durée des essais compense bien des désavantages et que la lecture incessante des indications d'un tableau facilite grandement le gouvernement et l'appréciation d'une expérience dont on suit à tout moment le développement.



III

**Mesure du rendement organique.**

Le rendement organique ou mécanique est défini par le rapport  $\frac{P_e}{P_i}$  de la puissance effective, mesurée au frein, à la puissance indiquée mesurée par les diagrammes; il n'y a donc qu'à faire le quotient des deux puissances que nous venons de déterminer.

Le rendement organique est un coefficient spécifique complexe; c'est un coefficient de construction, qui manifeste la plus ou moins grande perfection atteinte dans l'exécution des organes, mais il dépend aussi du dessin et de l'agencement de ces organes entre eux. Il est fonction des résistances passives de toute nature, par suite desquelles le travail développé sur le piston ne se recueille pas entièrement sur l'arbre moteur.

Les causes de réduction du travail sont les suivantes : c'est d'abord le frottement du piston contre la paroi du cylindre, le frottement de sa tige dans le presse-étoupes, le frottement des tourillons et des pièces articulées, les vibrations et les chocs des organes, les résistances au mouvement des tiroirs, des pompes, etc. Il faut joindre à ces facteurs les effets d'inertie de toutes les pièces de la machine, animées de mouvements alternatifs; enfin les résistances apportées aux mouvements des gaz qui traversent le cylindre constituent un autre élément de perte, que l'on a longtemps méconnu, mais dont l'influence n'est point négligeable. Zeuner divise ces pertes en deux parts, l'une qui constitue la portion constante, persistante dans le travail à vide, l'autre essentiellement variable avec l'effort exercé sur le piston, qu'on peut admettre comme proportionnelle au travail indiqué.

Le rendement organique n'est donc pas une constante pour une machine déterminée; ainsi que l'a démontré M. Delafond par une série d'expériences effectuées au Creusot sur une machine (1) ayant 550 millimètres de diamètre au cylindre et 1.100 millimètres de course. Cette machine pouvait marcher avec ou sans condensation, le tuyau d'échappement portant une soupape à deux voies, qui permettait d'envoyer la vapeur au condenseur ou à l'air libre. La pression pouvait varier considérablement ainsi que la détente : on a obtenu de la sorte les valeurs du rendement organique  $x$  en fonction de l'admission et du travail; elles ont varié de 0,67 à 0,89 en marchant à condensation et de 0,82 à 0,91 à échappement libre. Le rendement organique varie donc avec les conditions de fonctionnement de la machine.

Ces conclusions sont immédiatement applicables à un moteur à gaz, dont

1. Nous empruntons les considérations et les chiffres qui suivent à notre *Traité de machines à vapeur*, page 103, 2<sup>e</sup> édition, 1902. (J.-B. Baillière, Paris.)



le rendement organique changera avec la pression explosive du gaz tonnant, par conséquent, avec la richesse du gaz et le degré de dilution du mélange, avec le travail développé, avec le graissage du cylindre et des organes frottants, avec la vitesse, etc., etc. Pour les moteurs à gaz, aussi bien que pour les machines à vapeur ordinaires, il n'y a aucune ambiguïté sur ce qu'il faut entendre par rendement organique. Ce rapport est égal à 0,85 ou même 0,88 dans un moteur à 4 temps bien construit; quand on trouvera 0,90 ou 0,92, on devra vérifier l'exactitude des calculs; un moteur qui ne donnerait que 0,75 ou 0,80 sera réputé de médiocre construction.

Les ingénieurs ont différé d'opinion sur la manière d'estimer le rendement organique des moteurs à deux temps, genre Dugald Clerk, avec cylindre compresseur distinct du cylindre moteur, ou des moteurs à combustion, genre Gardie ou Diesel possédant une pompe de compression adjointe au moteur : quelques-uns étaient d'avis de retrancher du travail indiqué le travail dépensé pour faire mouvoir ces compresseurs. Cette manière de voir a l'avantage de corriger l'impression défavorable causée par le faible rendement de ce genre de machines, mais celles-ci ne demandent pas qu'on leur fasse la charité d'une concession, dont elles n'ont, du reste, pas besoin. Nous estimons que l'on ne doit pas user de cet artifice, parce qu'il est absolument irrationnel; en effet, le travail de compression est nécessaire au fonctionnement de ces moteurs et ceux-ci en bénéficient, puisqu'il est partiellement récupéré dans le cylindre moteur; dès lors, pourquoi le retrancher?

En thèse générale, le travail indiqué relevé au diagramme, est inférieur au travail brut réellement développé sur le piston et, par suite, le rapport calculé du travail effectif au travail indiqué est plus grand qu'il ne l'est en réalité. Ce fait est connu de tous les ingénieurs qui se sont occupés de moteurs à gaz; il explique les résultats excessifs qu'on observe quelquefois. Ainsi M. Emerson Dowson a réuni tous les rendements organiques calculés d'après les essais qui ont été publiés, et il signale des rendements de 0,88 à 0,92, auxquels on ne peut guère accorder de crédit; j'ai moi-même obtenu un jour 0,94 sur un moteur Simplex, mais j'ai déclaré en publiant ce chiffre qu'il était probablement trop élevé. Il y a du reste une cause connue de ce phénomène, qui est dû le plus souvent à l'insuffisance de la section des tuyaux sur lesquels l'indicateur est branché, dont l'effet ordinaire est de conduire à une valeur trop faible du travail indiqué, ainsi que nous l'avons signalé plus haut.

Toutefois cette insuffisance de section peut conduire, en certains cas, à un résultat totalement différent dont j'ai déjà parlé ci-dessus : le fait m'a de nouveau été signalé par M. Chatel, ingénieur aux Ateliers d'Hellemmes (Nord), dont je crois utile de consigner la curieuse et très précise observation. Elle a porté sur un moteur Diesel, dont le rendement organique, déterminé par des relevés de diagrammes et des mesures de puissance électrique, se montrait très inférieur à ce que l'on devait attendre de cette machine. Une investigation minu-



tieuse fit découvrir que le tuyau de l'indicateur était obstrué : il en résultait que la courbe de compression se tenait très en-dessous de l'adiabatique qu'elle aurait dû dessiner; la courbe de détente se traçait au contraire correctement. Il se produisait, par suite de cette déformation partielle du diagramme, un accroissement d'aire qui se traduisait par une estimation trop grande de la puissance indiquée. L'étude du diagramme entropique permit à M. Chatel de rendre compte de cet effet inattendu. Nous le signalons pour démontrer combien la mesure du rendement organique par les diagrammes est délicate.

La puissance indiquée est quelquefois considérée comme égale à la puissance effective  $\mathcal{P}_e$ , augmentée de la puissance  $\mathcal{P}'$  nécessaire pour faire tourner à vide le moteur à sa vitesse de régime : on écrit alors :

$$\eta = \frac{\mathcal{P}_e}{\mathcal{P}_e + \mathcal{P}'} = \frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_i}$$

L'usage s'est répandu dans la pratique des machines à vapeur de déterminer de la sorte le rendement organique. La question s'est posée de savoir si ce procédé était acceptable pour les moteurs à gaz. Une commission se forma en Allemagne pour formuler un avis motivé sur ce point : des recherches furent poursuivies au cours de l'année 1906, mais les résultats peu satisfaisants obtenus firent abandonner les expériences. M. Schöttler en a rendu compte (1) et nous extrayons néanmoins de ce travail les intéressantes données qui suivent :

Quatre machines ont été soumises à ces essais.

I<sup>o</sup> Moteur à quatre temps à simple effet Otto : 100 chevaux;

Diamètre du cylindre..... 482,6 mm.  
 Course du piston..... 0 m. 681  
 Nombre de révolutions par minute..... 180

VITESSE TOURS-MINUTE <i>n</i>	PUISSANCE INDIQUÉE $\mathcal{P}_i$	PUISSANCE EFFECTIVE $\mathcal{P}_e$	PUISSANCE A VIDE $\mathcal{P}'$	$\frac{\mathcal{P}_e}{\mathcal{P}_i}$	$\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_i}$	$\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_e}$
	Chevaux.	Chevaux	Chevaux			
184	17,5	0	17,5	—	—	—
180	108,4	95,6	20,4	0,88	0,81	0,92
176	129,9	120,2	15,4	0,92	0,88	0,95
177	134,6	120,2	22,6	0,89	0,83	0,93

II<sup>o</sup> Moteur à quatre temps à simple effet Otto : 160 chevaux;

Diamètre du cylindre..... 600,5 mm.  
 Course du piston..... 0 m. 782  
 Nombre de révolutions par minute..... 160 en régime.

<i>n</i>	$\mathcal{P}_i$	$\mathcal{P}_e$	$\mathcal{P}'$	$\frac{\mathcal{P}_e}{\mathcal{P}_i}$	$\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_i}$	$\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_e}$
165	26,9	0	26,9	—	—	—
164	180,7	159,3	26,9	0,87	0,84	0,96
161	216,1	193,9	26,9	0,90	0,87	0,975

1. SCHÖTTLER, « Leergangversuche an Gasmaschinen », *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure* 20 juin 1908.



III<sup>o</sup> Moteur à quatre temps à double effet Haniel et Lueg : 1.200 chevaux;

Diamètre du cylindre..... 870 mm.  
 Course du piston..... 1 m. 100  
 Nombre de révolutions par minute..... 100 en régime.

$n$	$\mathcal{P}_i$	$\mathcal{P}_e$	$\mathcal{P}'$	$\frac{\mathcal{P}_e}{\mathcal{P}_i}$	$\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_i}$	$\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_e}$
100,0	212	0	212	—	—	—
100,4	963	869	212	0,902	0,780	0,865
100,8	1.216	1.106	212	0,910	0,826	0,91

IV<sup>o</sup> Moteur à quatre temps à simple effet Kœrting : 120 chevaux.

Diamètre du cylindre..... 520 mm.  
 Course du piston..... 0 m. 800  
 Nombre de révolutions par minute..... 170 en régime.

$n$	$\mathcal{P}_i$	$\mathcal{P}_e$	$\mathcal{P}'$	$\frac{\mathcal{P}_e}{\mathcal{P}_i}$	$\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_i}$	$\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_e}$
176,8	25,0	0	25,0	—	—	—
172,0	166,3	128,0	25,0	0,77	0,850	1,10
173,8	182,7	140,7	25,0	0,77	0,864	1,12

Il ressort à l'évidence de ces chiffres que  $\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}'}$  diffère sensiblement de la valeur plus exacte de  $\rho$ , égale à  $\frac{\mathcal{P}_e}{\mathcal{P}_i}$ ; elle est moindre pour les machines I, II et III, plus grande pour la machine IV, dans laquelle le travail de compression augmente avec la charge. La dernière colonne donnant les valeurs de  $\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_e}$  témoigne clairement du fait.

Les travaux de frottement sont d'autant plus grands que la température de la paroi est maintenue plus froide. Ainsi on a constaté, pour la machine I, que ces résistances passives passent de 7,8 à 11,9 % de la puissance effective, lorsque la température de l'enveloppe baisse de 68° à 21°. L'état de propreté intérieure du cylindre exerce aussi une action sensible sur les résistances, ainsi qu'on pouvait s'y attendre.

M. Schöttler a complété son rapport par l'énoncé de quelques résultats obtenus sur un moteur Otto, installé au laboratoire de la Technische Hochschule de Braunschweig : c'est une petite machine de 185 milli-



mètres de diamètre et 0 m. 320 de course. Elle a donné les résultats suivants :

ALIMENTATION	$n$	PRESSION MOYENNE au diagramme	$\mathcal{P}_i$	$\mathcal{P}_e$	$\frac{\mathcal{P}_e}{\mathcal{P}_i}$	$\frac{\mathcal{P}_i - \mathcal{P}'}{\mathcal{P}_i}$	DEGRÉ de COMPRESSION
		Kilogrammes	Chev.				$\frac{1}{3,925}$
Benzine.....	237,9	0,37	1,6	0	»	»	»
— .....	222,9	4,90	10,73	8,81	0,820	0,853	$\frac{1}{3,925}$
Pétrole.....	240,7	0,68	1,49	0	»	»	»
— .....	225,7	4,49	9,85	7,93	0,805	0,849	$\frac{1}{6,920}$
Gaz de ville.....	235,9	1,04	2,29	0	»	»	»
— .....	223,6	5,01	11,00	8,81	0,801	0,792	$\frac{1}{6,920}$
Alcool.....	233,0	1,14	2,51	0	»	»	»
— .....	215,3	5,04	11,11	8,80	0,792	0,774	»

Bien que ces résultats soient meilleurs que les précédents, M. Schöttler conclut catégoriquement en défaveur du procédé de détermination de  $\rho$  par la mesure du travail à vide.

La méthode la plus facile à appliquer est assurément celle qui repose sur la mesure simultanée de la puissance effective  $\mathcal{P}_e$  et de la puissance indiquée  $\mathcal{P}_i$ . Ces mesures s'effectuent en combinant un essai au frein avec de nombreux relevés de diagrammes; mais nous ne saurions trop insister sur les soins qu'exige cette opération, attendu qu'elle présente de réelles difficultés pour être menée à bonne fin. Aussi, ne faut-il pas s'étonner que, dans des essais également soignés, effectués sur des moteurs de même importance et de même valeur, on ait trouvé quelquefois des rendements organiques fort différents. Ainsi, dans les expériences effectuées en janvier 1906 par M. Hubert et par moi, sur un moteur à gaz Cockerill, à deux cylindres et double effet, de 1.450 chevaux, alimenté de gaz de hauts fourneaux, nous avons été conduits à assigner à cette belle machine un rendement organique qui atteignait 0,934 à pleine charge; or, M. le professeur Riedler, dont l'habileté est connue, opérant sur un moteur de la Société de Nuremberg, de dimensions équivalentes, installé à Rombach, dans les meilleures conditions, n'a trouvé que 0,831. Il est extrêmement probable que ces différences de rendement entre deux machines, toutes deux excellentes, sont dues en majeure partie à des différences d'observation, et l'on est porté à regretter l'énorme dépense de travail nécessitée par des expériences et des calculs, dont on ne peut jamais garantir la rigueur absolue, et qui sont toujours exposés à être contestés après coup par ceux qui les estiment invraisemblables.

J'ai donc cherché à instituer un procédé d'une application simple et facile et je crois y avoir réussi dans une certaine mesure (1).

1. WITZ, « Étude des résistances passives des moteurs par le volant », *la Lumière électrique*, tome III, 2<sup>e</sup> série, 5 septembre 1908. — « Contribution à l'étude organique des moteurs », *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 3 août 1908.



Un moteur étant lancé à sa vitesse normale de régime, que l'on vienne à supprimer instantanément la puissance motrice en cessant d'admettre de la vapeur, en interrompant l'allumage ou bien en coupant le courant, la machine continuera à se mouvoir jusqu'à ce qu'elle ait épuisé l'énergie accumulée dans les organes en mouvement, et elle effectuera un certain nombre de tours dans un temps déterminé; la vitesse angulaire décroîtra jusqu'à devenir nulle, suivant une loi qui dépend de la constitution du mécanisme et caractérise sa valeur et son état. L'observation du mouvement du volant jusqu'à son arrêt fournit d'importantes données relatives à la dynamique du moteur.

De nombreux essais, poursuivis dans le but de tirer parti de cette observation, m'ont fait constater d'abord que les vitesses, exprimées par le nombre de tours  $n$  effectués dans l'unité de temps, au bout d'un temps  $t$ , compté à partir de la suppression de l'impulsion motrice, peuvent être calculées généralement par une formule de la forme :

$$n = at^2 - bt + c \quad (1)$$

dans laquelle  $a$ ,  $b$  et  $c$  sont des paramètres, différents d'un moteur à l'autre, qu'il est aisé de déterminer dans chaque cas. En effet, au temps initial zéro, on a  $c = n_0$ ,  $n_0$  étant la vitesse du lancé. Lorsque le moteur s'arrête, au bout du temps  $t_N$ , après avoir effectué  $N$  révolutions,  $n$  est redevenu égal à zéro, et l'on a :

$$0 = at_N^2 - bt_N + c;$$

il suffit donc de compter  $N$  et  $t_N$ , et d'y joindre une seule observation de la vitesse au bout d'un temps  $t$ , pour trouver les éléments du calcul de  $a$ ,  $b$  et  $c$ .

J'ai fait cette étude des variations de la vitesse à l'aide d'un enregistreur électrique, marquant un point pour chaque tour de la machine, sur la bande de papier d'un récepteur de Morse, animée d'un mouvement rapide et déroulant au moins 16 millimètres par seconde; j'aurais désiré que ce mouvement fût absolument uniforme, mais c'est très difficile à réaliser. Des séries de tracés relevés sur un même moteur, ont néanmoins donné par leurs moyennes des indications suffisamment concordantes pour permettre de conclure à l'existence d'une loi simple, qui se retrouve dans la plupart des cas.

La valeur du paramètre  $a$  est toujours faible, et elle est quelquefois même négligeable, de sorte qu'on peut alors faire emploi de l'équation linéaire :

$$n = -b't + c; \quad (2)$$

dans ce cas, on a  $c = n_0$  et  $b' = \frac{c}{t_N}$ , et il suffit de connaître la vitesse initiale du lancé et la durée  $t_N$  du mouvement. Les deux formules donnent même valeur de  $n$  pour  $t = 0$  et pour  $t = t_N$ : le paramètre  $b$  est lié à  $b'$  par la relation  $b' = b - at_N$ .

Les lignes A et B de la figure 102 ci-contre représentent les équations (1) et (2);



la convexité de la courbe, tournée vers l'axe des temps, montre que la vitesse réelle est constamment moindre que celle qui est donnée par l'équation (2); celle-ci suppose que les frottements dans l'air et dans les paliers restent proportionnels aux vitesses. Cette

hypothèse est exacte pour les résistances passives dans les paliers et les articulations, mais il n'en est pas de même des frottements, dus au déplacement de l'air autour des organes rotatifs, lesquels varient proportionnellement au cube des vitesses linéaires. Ces résistances, produites par la ventilation, interviennent d'abord plus énergiquement dans l'arrêt progressif du système abandonné à lui-même. Cet effet est peint aux yeux par la différence  $ss'$  des ordonnées et  $rr'$  des sous-normales correspondantes à un temps  $t$ . Les sous-normales permettent de calculer la puissance  $\mathcal{P}$  absorbée à chaque régime de vitesse pour surmonter l'ensemble des résistances passives. En effet, si l'on écrit que la diminution de puissance vive est égale au travail résistant développé dans le même temps, on a :

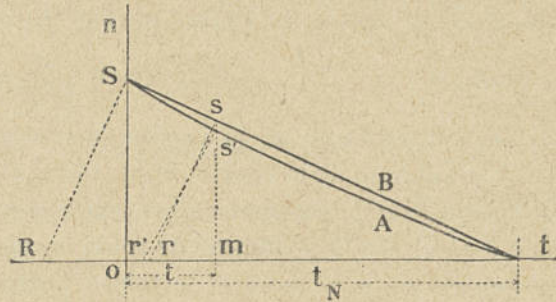


Fig. 102. — Courbe des vitesses de lancé.

viennent d'abord plus énergiquement dans l'arrêt progressif du système abandonné à lui-même. Cet effet est peint aux yeux par la différence  $ss'$  des ordonnées et  $rr'$  des sous-normales correspondantes à un temps  $t$ . Les sous-normales permettent de calculer la puissance  $\mathcal{P}$  absorbée à chaque régime de vitesse pour surmonter l'ensemble des résistances passives. En effet, si l'on écrit que la diminution de puissance vive est égale au travail résistant développé dans le même temps, on a :

$$\frac{dW}{dt} = K\omega \frac{d\omega}{dt} = K \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{2\pi}{60} n \frac{dn}{dt} = K \frac{4\pi^2}{3.600} n \frac{dn}{dt};$$

or, on a aussi, en représentant la sous-normale par  $T$ ,

$$mr' = T = n \frac{dn}{dt};$$

il vient par suite :

$$\mathcal{P} = \frac{4\pi^2}{3.600} KT = 0,01097. T.$$

Le rapport des sous-normales  $mr$  et  $mr'$  fournit donc une intéressante donnée relative à la variation des résistances passives avec la vitesse; la convexité de la courbe A en constitue le critérium. La résistance de l'air en est souvent le principal facteur, mais d'autres influences peuvent se manifester par le même effet. Ainsi, dans un moteur à gaz à quatre temps, le travail de compression du mélange tonnant est plus ou moins complètement restitué dans la phase de détente consécutive, suivant la vitesse plus ou moins grande du piston, et il en résulte une variation du couple résistant, qui se marque sur la courbe A; dans un moteur électrique, selon que le champ est excité ou non, on obtient des courbes différentes, et la comparaison des sous-normales respectives permet d'apprécier par différence les effets d'hystérésis et des courants de Foucault. Les applications de la méthode sont nombreuses, attendu qu'elle s'applique à



tous les genres de moteurs; elle permettrait même d'évaluer les frottements des disques des turbines dans le milieu.

La méthode que je propose est d'une grande simplicité, parce qu'elle n'exige qu'un petit nombre d'observations faciles à faire; on peut calculer la puissance absorbée au régime de vitesse normal du moteur, ou à tout autre régime, par

la formule :

$$\mathcal{P} = K \cdot \frac{4\pi^2}{3 \cdot 600} n \cdot \frac{dn}{dt},$$

ou bien en fonction de la valeur de sous-normale T correspondante, mesurée sur le graphique de la courbe. Mais, sacrifiant un peu de la précision donnée par la courbe exacte, on peut se contenter souvent de l'équation linéaire, et alors on n'a qu'à relever le nombre de tours  $n_0$ , qui définit la vitesse du lancé au début de l'opération et à mesurer le temps  $t_N$  mis par le moteur pour s'arrêter complètement; en même temps, on peut compter le nombre de révolutions N, effectuées par le volant depuis sa dernière impulsion motrice. On dispose alors de deux manières de conduire le calcul. On peut prendre la valeur constante de  $\frac{dn}{dt}$ , égale à  $\frac{n_0}{t_N}$ , et déterminer la puissance  $\mathcal{P}$  comme ci-dessus. Mais il est plus simple

encore de raisonner de la manière suivante; l'énergie W possédée par les masses

est :

$$\int_{\omega}^{\omega_0} K \omega d\omega = \frac{1}{2} K \omega^2 = K \frac{2\pi^2}{3 \cdot 600} n_0^2 = 0,0055 K n_0^2;$$

divisant cette valeur de W par N, on a l'énergie dépensée par tour et l'on en déduit le rendement organique.

Un exemple montrera combien l'application du procédé est aisée et quel est le degré de précision dont il est susceptible.

Un moteur à gaz de hauts fourneaux, à deux cylindres à double effet disposés en tandem, de 800 millimètres de diamètre (tiges des pistons : 200 millimètres) et 1 mètre de course, réglé à 100 tours, porte sur son arbre de couche l'induit d'une génératrice à courant continu et un volant ultra-lourd, pesant 25.200 kilogrammes, calculé pour fournir un coefficient d'irrégularité égal à 1/120; la puissance normale du moteur à gaz est de 850 chevaux effectifs et celle du groupe de 600 kilowatts.

Un essai a fourni les résultats ci-dessous :

Vitesse moyenne : 106 tours par minute.

Pression moyenne aux diagrammes : 4 kg. 57.

Puissance indiquée : 1.015 chevaux.

— du groupe : 560 kilowatts.

Chevaux électriques : 761,2.

Rendement électrique de la génératrice : 0,935.

Puissance du moteur : 813,9 chevaux effectifs.

Rendement organique :  $\frac{813,9}{1.015} = 0,80.$



Voici maintenant le calcul du rendement sur les données d'un lancé.

Vitesse initiale  $n_0$  : 105 tours par minute.

Le volant effectue  $N = 106,5$  tours pour épuiser son énergie.

Le  $PD^2$  du volant et de l'induit est égal à 666.335 (kilogrammes-mètres carrés).

$$K = \frac{666.335}{4 \times 9,81} = 16.981$$

$$W = 0,0055 \times 16.981 \times 105^2 = 9.677 \text{ kilogrammètres par tour.}$$

Or, au régime de 106 tours, pratiqué au cours de la prise des diagrammes, le moteur effectuait 1,766 révolutions par seconde; et développait  $9.677 \times 1,766 = 17.089$  kilogrammètres par seconde.

Ce travail équivaut à une puissance de 227,8 chevaux, laquelle est nécessaire pour faire effectuer au moteur à pleine charge 106 tours par minute.

En réglant convenablement le mélange, on obtient aisément avec ce moteur 850 chevaux effectifs; c'est sa puissance normale; le rendement organique est dès lors égal à  $\frac{850}{850 + 227,8} = 0,790$ .

Le rendement calculé de la sorte est donc extrêmement rapproché de celui qui a été trouvé ci-dessus par la comparaison directe du travail effectif au travail indiqué.

Mais je disposais d'un second moyen de contrôle : un groupe électrogène identique voisin permettait de faire fonctionner le premier en réceptrice. Je constatai qu'un courant de 502,5 ampères, par 400 volts, correspondant à une puissance de 201 kilowatts, faisait prendre à la machine une vitesse uniforme et soutenue de 95,6 tours par minute. A cette charge réduite du moteur, son rendement électrique avait été trouvé égal à 0,82; les 201 kilowatts équivalaient donc à une puissance effective de la machine à gaz  $201 \times 0,82 = 164,8$  kilowatts, et nous voyons qu'il faut 225 chevaux pour maintenir le groupe à une vitesse de 95,6 tours; nous avons trouvé 227,8 chevaux pour 100 tours. A la puissance normale du groupe de 600 kilowatts par 100 tours à la minute, le rendement serait par suite de :

$$\frac{600}{600 + 164,8} = 0,785.$$

La concordance de ces chiffres me paraît justifier l'emploi de la méthode que je propose, puisque le rendement organique qu'elle donne a une valeur comprise entre les deux autres, déterminées par des moyens entièrement différents.

La connaissance de  $PD^2$  est nécessaire, mais elle se calcule sans difficulté, surtout pour les puissants moteurs, dont les volants portent presque toute leur masse à la jante; l'effet de la bielle  $y$  est sans grande importance et nous voyons, par ce qui précède, qu'il peut être négligé sans inconvénient.



Pour les petits moteurs à gaz, à grande vitesse et haute compression, la méthode donne quelquefois des résultats moins exacts; cela doit tenir à ce qu'il se produit, dans cette catégorie de machines, des effets plus complexes. D'ailleurs, on observe souvent une rétrogradation du volant au moment de l'arrêt, qui oblige de recommencer l'expérience.

Nous ferons remarquer que, dans l'application de la méthode aux moteurs à gaz, il convient d'opérer la suppression de l'impulsion motrice en arrêtant l'allumage, sans modifier en rien l'admission du gaz et de l'air, pour ne rien changer aux conditions de l'aspiration et de la compression du mélange.

La numération du nombre de tours  $N$ , effectués par un moteur quelconque en un temps  $t_N$ , après suppression de la puissance motrice, fournit en somme une donnée extrêmement utile relative à l'énergie emmagasinée dans le volant par rapport aux résistances passives du système, rapport que nous désignerons par  $\frac{W}{r}$ ; les valeurs de  $N$  et  $t_N$  sont des éléments caractéristiques du fonctionnement d'un moteur quel qu'il soit; leur détermination est avantageuse à tous égards. Elle ne fait pas connaître seulement le rendement organique, mais elle apporte même une indication indirecte assez précise sur la régularité cyclique du moteur (inverse de l'irrégularité). En effet, l'énergie du volant est employée à maintenir la vitesse de régime durant les phases de travail réduit, nul ou négatif; c'est elle qui efface les variations qui tendraient à se produire dans l'intervalle des efforts moteurs par l'effet des résistances passives.

Toutes choses égales d'ailleurs et pour une même espèce de moteurs, la régularité doit être proportionnelle à  $\frac{W}{r}$  et en raison inverse du nombre de tours faits par minute à la vitesse de régime; elle est donc fonction de  $\frac{n_0}{N}$ . C'est ce que l'expérience vérifie. Le puissant moteur, dont il est question ci-dessus, dont l'irrégularité au  $\frac{1}{120}$  était assurée par un volant extra-lourd, effectuait 1.065 tours après avoir été lancé à une vitesse de 105 tours par minute; on avait donc  $\frac{N}{n_0} = 1,014$ . Un autre moteur du même type mais de construction différente, un peu moins puissant (800 chevaux), réglé à une vitesse plus grande (150 tours par minute), m'a donné  $N = 170$  et  $\frac{N}{n_0} = 1,133$ ; l'irrégularité était en effet de  $\frac{1}{150}$ . On voit que  $\frac{N}{n_0}$  donne, dans une certaine mesure, les valeurs relatives de la régularité ou de l'irrégularité par son inverse. Un moteur à gaz à simple effet, à haute compression, même réglé à grande vitesse, donnera le plus souvent  $\frac{N}{n_0}$  égal à 0,4.



La valeur de  $\frac{N}{n_0}$  devrait être indiquée dans les cahiers des charges imposés aux constructeurs, et elle définirait, d'une manière fort simple et très satisfaisante, les conditions essentielles du fonctionnement du moteur, auquel elle s'appliquerait; sa valeur se vérifierait avec une extrême facilité.

#### IV

### Essais de consommation.

Les essais des moteurs constituent leur meilleur moyen d'appréciation : ils doivent être conduits avec méthode et exécutés avec la plus grand soin.

La mesure de leur consommation fournit le principal critérium de leur valeur, mais il n'est pas le seul. Nous commencerons toutefois notre étude par cette première épreuve, nous réservant d'examiner ultérieurement les autres.

On note d'abord les caractéristiques de construction de la machine : diamètre du cylindre, course du piston, vitesse de régime, quelquefois volume de la chambre de compression, etc.

L'expérience fournira les données suivantes :

Nombre de tours par minute; éventuellement nombre d'admissions ou de passages à vide, dans les moteurs réglés par tout ou rien.

Volume de gaz admis pour une puissance déterminée, à pleine ou demi-charge et à vide.

Pouvoir calorifique du gaz, pouvoir supérieur de préférence.

Température de l'air extérieur, du gaz et de son compteur, de l'eau de circulation, à l'entrée et à la sortie de l'enveloppe.

Pression atmosphérique, pression du gaz, etc.

Nous examinerons successivement ces divers points, en commençant par les moteurs alimentés au gaz de ville, et en passant ensuite aux gaz pauvres, puis aux gaz de fours à coke et de hauts fourneaux.

Pour n'importe quelle puissance, un compteur totalisateur de tours (Redier, Garnier ou autre) est nécessaire pour connaître exactement le nombre total des révolutions effectuées pendant la durée de l'expérience : on le fixe souvent sur l'arbre de couche, ou bien on l'actionne par la tige du piston; quelquefois on prend le mouvement alternatif, qui est nécessaire à son mouvement, sur la tige même du tiroir ou des soupapes non soumises au régulateur. Le nombre de tours observé est évidemment à doubler, quand le mouvement est pris sur l'arbre de distribution des moteurs à quatre temps. Nous avons déjà dit comment on relève le nombre d'admissions.



C'est par le thermomètre fronde, qu'on détermine le mieux la température de la salle du moteur; un thermomètre qu'on suspend en un point, contre un mur, ou ailleurs, ne donne que la température du mur qu'il touche. On fait un thermomètre fronde de n'importe quel instrument, pourvu qu'il soit court et robuste, et qu'il porte une boucle permettant d'y passer la ficelle par laquelle on le fait tourner dans l'air.

Aucune difficulté pour évaluer la température de l'eau : il est par contre assez malaisé d'estimer les températures des gaz d'échappement. Il faut recourir nécessairement à des pyromètres, ceux de Pouillet ou de Bulkley, par exemple, qu'on engagera dans le tuyau de décharge, au sortir même du cylindre. On peut quelquefois employer des baguettes fusibles de plomb, d'antimoine, de bismuth ou d'autres métaux convenablement choisis, dont les températures de fusion varient de 200 à 500° centigrades.

On fait aussi un excellent usage du pyromètre calorimétrique de Salleron. Cet instrument se compose d'un calorimètre, bien isolé par une épaisse enveloppe de feutre, dans lequel on introduit un poids d'eau connu, toujours le même. Sa température est donnée par un thermomètre sensible. Un petit cylindre de platine, d'argent ou de cuivre rouge ayant été maintenu un quart d'heure au moins dans un tube fermé, engagé dans le tuyau d'échappement du moteur, on l'en retire rapidement et on l'immerge dans l'eau du calorimètre dont la température monte de  $t$  à  $\theta$ . La quantité de chaleur apportée au calorimètre est fonction de la différence de température observée; elle est, d'autre part, proportionnelle à la température  $x$  acquise par le cylindre d'essai. Il est donc aisé d'établir une relation élémentaire entre  $x$  et  $(t - \theta)$ . Pour une masse de cuivre pesant 257 grammes et un volume d'eau distillée d'un demi-litre, on a, dans mon appareil :

$$x = 100 (\theta - t) + \theta.$$

Je me suis servi souvent de ce calorimètre et je n'ai eu qu'à me féliciter de son emploi.

Quelques ingénieurs donnent la préférence aux thermomètres électriques; le couple Le Chatelier, composé de platine pur et de platine allié à 10 % de rhodium, permet, en effet, de déterminer avec une grande précision les températures élevées; d'autre part, les fils se prêtent bien à l'exploration des culasses de cylindre, des tuyaux d'échappement et des cavités dont on a intérêt à connaître la température. La sujétion d'un galvanomètre compense en partie ces avantages : il est vrai qu'on a pu simplifier cet instrument. On emploie un Desprez-d'Arsonval renfermé dans une double caisse, dont l'instrument occupe une partie, la lampe et son échelle transparente l'autre partie; pour l'usage, la caisse se coupe en deux boîtes qu'on pend à un mur à un mètre de distance environ l'une de l'autre. Il n'y a qu'à observer une déviation de l'image du réticulé sur une règle graduée. La soudure froide est à la température de l'air ambiant.



La maison Rousselle et Tournaire a créé un modèle de pyromètre complet à lecture directe, dont le galvanomètre doit être posé sur une table; à cet effet cet instrument est monté sur trois vis calantes et il est pourvu d'un niveau; sa graduation est double, en millivolts ou en degrés centigrades. L'aiguille se déplace au-dessus d'une glace, ce qui assure des lectures très précises. Le couple est renfermé dans un double tube de protection.

Le *Gas Engine Research Committee* a donné la préférence au procédé qui déduit la température d'un fil métallique de l'accroissement de résistance qu'il subit. Appelant  $R_0$  et  $R_1$  les résistances aux températures zéro et  $T$  degrés,  $R$  la résistance mesurée à la température  $x$  qu'on veut déterminer, on a :

$$x = \frac{R - R_0}{R_1 - R_0} \cdot T$$

M. Callendar a mis au point cette excellente méthode, dont le seul défaut est d'exiger des installations difficiles de ponts de Wheatstone et de galvanomètres; ces derniers sont nécessairement des aperiodiques du genre d'Arsonval. Par contre, on peut ainsi déterminer la température en n'importe quel point du cylindre et en n'importe quelle phase du cycle; ce dernier résultat est obtenu par l'emploi d'un appareil à contact mettant le galvanomètre en circuit au moment précis que l'on veut. Nous ne pouvons décrire par le détail tous ces appareils, que le Comité a fait connaître dans son second rapport (page 1047) auquel nous sommes forcé de renvoyer le lecteur.

La consommation de gaz de ville peut être mesurée à l'aide de compteurs exacts, soigneusement contrôlés et proportionnés à la dépense probable du moteur (<sup>1</sup>); il est à noter qu'un compteur surmené marque moins qu'il ne devrait. Ainsi un compteur de 10 becs fournira 2.800 litres avec une erreur en moins de 1,5 %. Il faut veiller à ce que le compteur soit bien de niveau et que l'eau soit à la hauteur normale; dans un compteur de 10 becs, un abaissement de 10 millimètres fait commettre une erreur en moins de 4 %; elle ne serait que de 2 % dans un compteur de 200 becs.

Les compteurs ne doivent pas être placés trop loin des moteurs, auxquels on attribuerait les fuites de la canalisation. C'est une bonne pratique d'installer un antipulsateur ou du moins une poche de caoutchouc entre le compteur et le moteur.

Le tarage d'un compteur se fait aisément par le moyen d'une cloche-gazomètre : la cloche doit être munie d'un compensateur, qui annule les différences de pression dues à l'immersion variable de ses parois. Mais il est plus facile

1. Voici les débits normaux des compteurs usuels :

Compteur de	3 becs,	débit de	360 litres à l'heure.
—	5	—	700
—	10	—	1.400
—	20	—	2.800
—	40	—	5.600

On peut doubler ces débits, mais au détriment de l'exactitude des mesures.



dans la pratique d'employer un compteur-étalon en guise de contrôleur; on le place dans le circuit du gaz en avant du compteur.

Le procédé suivant, dû à Hirsch, ancien professeur au Conservatoire des arts et métiers, peut être appliqué dans certains cas. L'observateur met le compteur en communication, par un tuyau, avec la partie supérieure d'un corps de chaudière, rempli d'eau, et jaugé environ 2.000 litres : un tuyau de vidange, placé à la partie inférieure de ce récipient, permet d'en laisser écouler l'eau dans une bêche, placée sur une bonne bascule. Il faut évidemment que la chaudière soit parfaitement étanche : en faisant couler l'eau, il se produit un vide relatif dans le récipient et par suite un appel sur le compteur, qui marque le volume d'air qui le traverse; c'est exactement le volume d'eau évacué.

On a objecté à ce mode de tarage que l'écoulement du gaz, pendant l'opération, est plus lent que pendant la marche de la machine. Toutefois, on peut répondre que, dans les deux cas, le gaz traverse le compteur à la pression de la conduite, laquelle est supérieure à la pression atmosphérique; ce qui atténue la portée de l'objection faite à Hirsch. D'ailleurs, le gonflement de la poche de caoutchouc intercalée sur la conduite en aval du compteur montre bien que, même en allure de travail, ce compteur est traversé par du gaz sous pression.

Dans un essai très soigné, il est absolument nécessaire de tenir compte des fluctuations de la pression du gaz; en outre du baromètre dont on consulte les indications, il convient de placer sur le compteur un manomètre à eau marquant la pression sous laquelle le gaz est débité.

Par suite d'insuffisance des canalisations et du compteur, il arrive fréquemment que le moteur aspire son gaz en produisant une dépression à chaque coup du piston moteur; il peut arriver alors que le compteur marque trop, le volant prenant un mouvement accéléré au moment de l'appel brusque du gaz.

Quand on doit évaluer la consommation d'un moteur puissant en gaz pauvre ou en gaz de hauts fourneaux, il devient impossible de recourir à un compteur; j'ai souvent employé dans ce cas la cloche même du gazomètre.

On la remplit d'abord entièrement; puis, à un signal donné, on ferme la conduite d'arrivée du gaz, de sorte que le moteur puise uniquement son gaz dans la réserve constituée par la capacité du gazomètre; cette provision doit être suffisante pour permettre une marche régulière pendant huit ou dix minutes.

La cloche s'abaisse d'une hauteur déterminée, qu'on mesure avec soin sur les colonnes de guidage, en prenant des repères faciles à observer; connaissant la section horizontale de la cloche et sa chute en un temps  $x$ , on calcule aisément le volume débité par minute. Une erreur pourrait être commise si la cloche ne descendait pas d'un mouvement de translation vertical; on y obvie en faisant des lectures simultanées sur les trois ou quatre colonnes et en prenant la moyenne des lectures.

Cette méthode bien appliquée peut être très précise : en voici une preuve. Ayant effectué à Differdange un essai de consommation sur un moteur de 70 che-



vaux, je trouvai un nombre que M. Meyer confirma fort exactement par un nouvel essai auquel il procéda quelque temps après, en refaisant toutes les mesures et toutes les lectures par des procédés différents.

Le point délicat de cette méthode est la détermination de la section de la cloche : le mieux est de mesurer son périmètre extérieur sur chaque virole et d'en déduire la circonférence intérieure, par déduction de l'épaisseur.

J'ai employé la méthode de la cloche dans mes essais de réception des puissants moteurs à gaz des grands établissements sidérurgiques et m'en suis toujours bien trouvé. Un moteur de 6.000 chevaux consomme près de 5.000 litres à la seconde et il n'y a que ce seul moyen de mesurer un tel débit. Mais il exige qu'on dispose d'un gazomètre de plusieurs centaines de mètres cubes, dont l'installation onéreuse n'est possible que dans des maisons prospères.

J'ai essayé le procédé des tubes de Pitot; il ne donne de bons résultats qu'à la condition de placer ses appareils à une distance telle des moteurs que le flux de gaz soit régulier et continu; si l'aspiration du moteur se marque sensiblement, la méthode est inapplicable. Elle est excellente, au contraire, pour mesurer le débit d'un gazogène alimentant un foyer (1).

On a, quelquefois, fait usage d'un procédé chimique qui est plus ingénieux que pratique : il consiste à introduire un filet de  $\text{CO}_2$ , de  $n$  centimètres cubes par seconde, et à déterminer la teneur en ce gaz carbonique avant et après son introduction; une équation permet de calculer le débit par seconde.

On peut aussi, connaissant la consommation de carbone par unité de temps, au gazofacteur, et la composition exacte du gaz engendré en  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$  et  $\text{C}^2\text{H}_4$ , estimer le volume du gaz sorti du gazogène : j'ai essayé cette manière de faire à plusieurs reprises, mais n'en recommande pas l'emploi. La moindre erreur dans l'analyse se répercute sur le résultat. Du reste, la variation de composition des produits d'un gazogène contribue à rendre le résultat du calcul très aléatoire.

Fréquemment, les cahiers des charges stipulent une consommation déterminée de charbon par cheval-heure effectif ou indiqué, le pouvoir de ce charbon étant déterminé par le contrat. La mesure des quantités consommées ne présente aucune difficulté, attendu qu'il ne s'agit que d'effectuer des pesées exactes; par contre, la prise d'échantillon, faite en vue de la détermination du pouvoir calorifique, est une opération extrêmement délicate que nous avons décrite ailleurs, et sur laquelle nous ne croyons pas devoir insister autrement ici.

Dans un essai présentant un caractère scientifique, il y a une donnée que l'on néglige trop souvent; c'est le rapport des volumes de gaz et d'air admis au cylindre; l'importance de cet élément est fort grande cependant. On le détermine très exactement en faisant passer l'air par un compteur de grande dimension, quand le dispositif du moteur le permet; un petit ventilateur mar-

1. J'ai exposé cette question avec détails dans mon ouvrage : *Les Gazogènes et l'économie du combustible*, Paris, J.-B. Baillière et fils, 1921, page 133 et suivantes.



chant à grande vitesse alimente le compteur, par l'intermédiaire de poches de caoutchouc constamment pleines, dont on règle la pression par une soupape disposée contre le ventilateur.

Mais il est rare qu'on dispose d'un compteur suffisant pour ce service : on est alors obligé de recourir à un procédé indirect, qui repose sur l'analyse des gaz de l'échappement.

Appelons  $v$  le volume d'air strictement nécessaire pour la combustion complète d'un volume de gaz et  $V$  le volume réellement admis dans le mélange; soit encore  $C$  le volume d'anhydride carbonique produit dans la combustion du mélange. L'excès d'air  $V - v$  n'est pas altéré dans la combustion et on le retrouve dans les gaz brûlés, sous forme d'oxygène et d'azote. Le volume total d'air et de gaz brûlés par volume de gaz sera donc égal à  $V - v + v'$ ,  $v'$  étant le volume après combustion du mélange composé de  $v$  volumes d'air et de un volume de gaz. Si nous déterminons le pourcentage  $x$  d'acide carbonique et  $y$  d'oxygène existant dans les gaz brûlés, nous aurons par suite les deux équations suivantes :

$$x = \frac{C}{V - v + v'} \qquad y = \frac{0,209 (V - v)}{V - v + v'}$$

On déduit  $C$ ,  $v$  et  $v'$  de l'analyse du gaz combustible, et l'analyse des gaz brûlés donne  $x$  et  $y$  : on calcule  $V$  par ces deux équations. Si les résultats ne concordent pas bien, on en prendra la moyenne.

Ce procédé est plus facile à décrire qu'à appliquer : la prise des gaz à l'échappement se fait à l'aide d'un aspirateur débouchant derrière la soupape de décharge; il est nécessaire de le refroidir par un courant d'eau. M. Burstall a employé cette méthode dans les essais du Comité de recherches.

L'eau de circulation se jauge à l'aide d'un compteur à eau Kennedy ou autre; mais on se contente le plus ordinairement de recueillir l'eau dans des bâches et d'évaluer le temps qu'il faut pour les remplir; on en déduit aisément le volume qui s'écoule par heure hors de l'enveloppe du cylindre.

Les huiles consommées se mesurent en pesant les graisseurs au début et à la fin des essais; tout graissage à la main doit être proscrit dans une expérience sérieuse.

Pour qu'un essai d'un moteur réponde à sa valeur réelle, il importe qu'il soit exécuté dans les conditions du meilleur fonctionnement de la machine; on apprécie ces conditions par les diagrammes relevés en marche, à des charges variables. On fera bien d'y joindre une étude du réglage, c'est-à-dire de la manière dont s'effectuent successivement les diverses phases de la distribution. On déterminera donc les positions du piston au moment où se produisent l'ouverture et la fermeture des diverses soupapes : on peut en dresser un tableau, mais il est préférable d'en tracer un schéma graphique, analogue à celui de la figure 103.



On peut procéder de diverses façons, mais le mieux est de porter, comme nous l'avons fait sur notre dessin, sur des circonférences concentriques, correspondantes aux quatre temps du moteur, les points d'ouverture et de fermeture

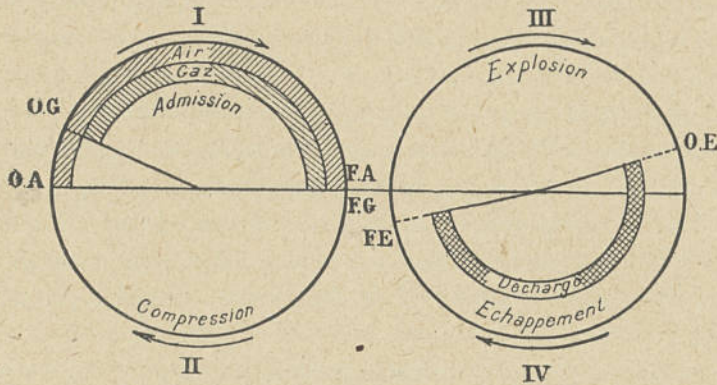


Fig. 103. — Schéma de distribution normale.

des valves, livrant passage à l'air, au gaz combustible et aux gaz brûlés.

Voici le sens des lettres du schéma :

OA.....	Ouverture de l'air.
OG.....	— du gaz.
FA.....	Fermeture de l'air.
FG.....	— du gaz.
OE.....	Ouverture de l'échappement.
FE.....	Fermeture —

Une figure de ce genre se prête très simplement à une analyse complète du fonctionnement des divers organes de distribution : elle n'a pas besoin de commentaire.

La figure 104 est celle qui correspond à un balayage des produits. Pour

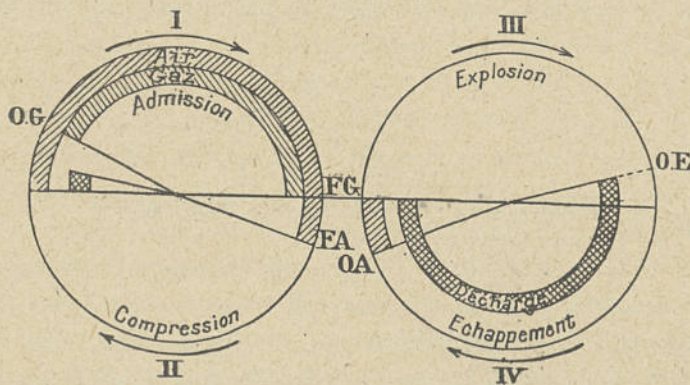


Fig. 104. — Schéma de balayage.

purger le cylindre des gaz brûlés qui le remplissent, Atkinson a imaginé d'ouvrir la soupape d'air un moment avant la fin de la course de décharge (4<sup>e</sup> temps),



en OA, et de ne la fermer qu'avec un certain retard en FA (2<sup>e</sup> temps). De plus, la soupape d'échappement s'ouvre avec une certaine avance, au troisième temps, en OE. De la sorte, l'excès de pression que possèdent encore les gaz brûlés, au moment de l'ouverture de la décharge, les pousse dans le canal de sortie avec une grande impétuosité; il en résulte un appel d'air par la soupape d'air prématurément ouverte en OA, et cette chasse d'air débarrasse la chambre de combustion des produits brûlés qui la remplissent.

Ces deux exemples suffisent, sans autre commentaire, pour faire comprendre l'usage et les avantages des schémas de distribution et de réglage.

Toutes les opérations précédentes ne peuvent pas être effectuées par un seul expérimentateur; il lui faut des aides sur la collaboration desquels il puisse compter, entre lesquels il distribuera les besognes suivant les aptitudes et les compétences de chacun.

Un rapport détaillé réunira toutes les données relevées au cours de l'essai.

Je crois utile d'appeler l'attention sur l'influence et les résultats des conditions du milieu ambiant. Ainsi une température basse et une pression barométrique élevée peuvent améliorer sensiblement les rendements. Par contre, l'altitude du lieu où le moteur est installé fait diminuer la puissance de près de 1 % pour 100 mètres. C'est une des raisons pour lesquelles les volumes du gaz consommés doivent toujours être ramenés à 0° et à 760 millimètres de pression, sinon les résultats cesseraient d'être comparables : ainsi, entre Paris et Madrid, dont les altitudes sont de 60 et 663 mètres, la consommation d'un moteur change considérablement. Dans une ville à altitude élevée, un constructeur avait garanti une consommation assez réduite de gaz, qu'il tenait sans difficulté à Paris, mais qu'il lui était absolument impossible de réaliser en un point où le gaz avait 710 millimètres de pression au lieu d'en avoir 754. Je signale ce fait aux constructeurs qui font des contrats de garantie; qu'ils n'oublient pas de tenir compte de l'altitude des lieux dans lesquels leur moteur devra fonctionner.

## V

### Essais de vitesse et de régularité.

Un des principaux obstacles à l'expansion rapide des moteurs à gaz a été le défaut de régularité qu'on leur reprochait à tort ou à raison, le plus souvent à raison : le besoin de corriger cette infériorité des moteurs à quatre temps sur les machines à vapeur à un temps a été longtemps le meilleur argument des ingénieurs restés fidèles au cycle à deux temps; mais il fallut bien reconnaître que la multiplication des cylindres et le retour au double effet pouvaient résoudre plus sûrement le problème. Les champions des moteurs à un cylindre sont même parvenus à démontrer qu'un monocylindrique, admettant du gaz à chaque coup,



tournant assez vite et pourvu d'un volant suffisant, pouvait donner la régularité exigée dans la plupart des cas, même dans la commande des dynamos à lumière. Ces progrès réalisés par la construction des moteurs à gaz ont grandement contribué à leur succès.

Les considérations qui précèdent justifient l'intérêt qu'on a accordé aux essais de vitesse et de régularité.

Ces épreuves prennent souvent une importance prépondérante dans les réceptions de moteurs, parce qu'il est des circonstances dans lesquelles la consommation ne tire guère à conséquence, tandis que la régularité constitue, au contraire, une condition essentielle du bon fonctionnement; tel est le cas, par exemple, des moteurs qui commandent des alternateurs à accoupler.

Il y a deux éléments à considérer dans la régularité d'un moteur : il faut d'abord que le nombre moyen de révolutions par minute reste constant, quel que soit le travail fourni. L'idéal consisterait dans ce fait, qu'un moteur de 25 chevaux par exemple marcherait à la même vitesse à vide, ou bien en développant 10, 20 ou 25 chevaux; ce serait l'idéal, disons-nous, car cela se voit rarement, quoi qu'en disent les intéressés, nous le savons par une longue expérience : toutefois, on a réalisé de grands progrès dans cette voie, et j'ai pu imposer dans des cahiers des charges l'obligation, qui a été tenue, de ne pas permettre une variation supérieure à 3 %, pour une décharge instantanée du maximum à zéro, sans qu'on touche au robinet d'admission du gaz ni à aucun organe du moteur.

L'observation des variations de la vitesse moyenne peut se faire simplement en observant le compteur de tours automatique pendant un temps rigoureusement déterminé au chronomètre; on emploie plus souvent des tachymètres à main, qui conviennent mieux aux grandes vitesses, et présentent une exactitude suffisante. Les Allemands font souvent usage d'instruments fixes qu'ils appellent tachomètres, constitués par un pendule conique, dont les écarts agissent sur une aiguille indicatrice, mobile sur un cadran, qui marque à tout instant la vitesse de l'instrument. Mais, étant donné que celui-ci est commandé par une courroie qui glisse plus ou moins, les lectures faites ainsi ne peuvent être acceptées que sous bénéfice d'inventaire. Je ferai la même remarque pour les appareils à deux liquides, non miscibles, de densités différentes, qui ont été préconisés par un constructeur de Cologne : l'actionnement par courroie peut enlever à ce tachomètre sa sensibilité.

On ne peut conclure directement de la lecture des vitesses enregistrées : au concours des moteurs à pétrole de Meaux, M. Ringelmann décida donc d'établir une base de comparaison en estimant en centièmes les variations de la façon suivante :

Appelons :

N	le nombre de tours moyen;
$n$	— minimum;
$n'$	— maximum.



Les variations en moins de la moyenne étaient :

$$100 \frac{n'}{N} - 100 = A.$$

Les variations en plus étaient :

$$100 - 100 \frac{n}{N} = B.$$

Dès lors, la variation totale avait pour expression :

$$\left(100 - 100 \frac{n}{N}\right) + \left(100 \frac{n'}{N} - 100\right) = C.$$

Les trois valeurs A, B et C, ont été données dans le rapport de M. Ringelmann pour tous les moteurs mis en expérience, et elles ont permis de classer les concurrents au point de vue de la régularité de leur marche.

Jusqu'ici nous n'avons envisagé que des vitesses moyennes; cela ne suffit pas pour apprécier les qualités d'un moteur au point de vue spécial des variations de sa vitesse angulaire. Il faut pouvoir déterminer la vitesse vraie à tout moment de la période du cycle, aussi bien dans la phase de compression que dans la phase d'explosion : on l'égalise en faisant de grands volants très lourds, tournant à grande vitesse, dont le rôle est d'accumuler l'énergie de l'impulsion motrice et de la restituer pendant les phases d'inertie ou de travail négatif du piston. En dépit de la grande masse de ces volants et de leur puissance vive, le coup moteur reste toujours plus ou moins sensible, pour un œil exercé, dans la lumière des lampes à incandescence, dont les variations permettent quelquefois de compter le nombre de tours du moteur monocylindrique faisant mouvoir la dynamo : ces lampes fournissent par cela même un moyen grossier d'appréciation de la régularité du cycle de ces moteurs.

La détermination de la régularité cyclique des moteurs a pris une grande importance à la suite de l'emploi plus fréquent des moteurs à gaz dans les stations centrales d'électricité. Un certain nombre d'instruments ont été inventés dans le but de traduire par un coefficient ou par des courbes le degré plus ou moins grand de régularité réalisé.

Citons d'abord l'appareil Williams ou Moscrop, destiné à contrôler et à enregistrer les vitesses successives d'un moteur pendant une révolution. Cet appareil se compose d'un mouvement d'horlogerie destiné à dérouler d'un mouvement uniforme une bande de papier, sur laquelle appuie la pointe d'un crayon, dont la position est déterminée par le manchon d'un pendule conique, recevant son mouvement de la machine mise en essai. Si le mouvement de la machine était parfaitement régulier, le crayon resterait immobile et il tracerait une ligne droite sur le papier; toute variation de vitesse produisant un déplacement du manchon du pendule, et par suite du crayon, aura pour effet de donner une ligne ondulée. Le papier porte des divisions dont l'écartement permet d'apprécier l'étendue des variations : on peut lui donner un déroulement lent ou



rapide, suivant la nature des observations qu'on se propose de faire; pour analyser un cycle, il convient évidemment de donner au papier une vitesse maximum.

Le Moscrop a été heureusement simplifié et plus ou moins perfectionné par divers constructeurs, en faisant appel au même principe.

Ces appareils ont permis d'établir qu'un moteur à gaz peut concourir de régularité avec la machine à vapeur, quand il est bien étudié. Voici, en effet, deux tachygrammes relevés, le premier sur une machine à vapeur compound

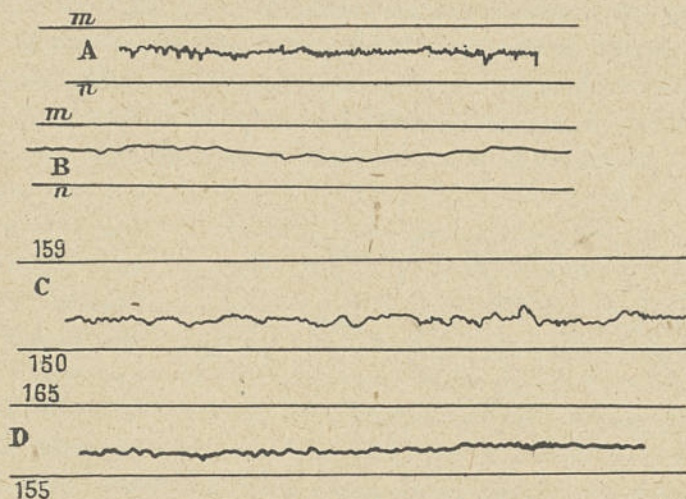


Fig. 105. — Diagrammes de vitesse.

Dujardin de 600 chevaux, marchant dans des conditions parfaites de régularité et de fonctionnement (<sup>1</sup>), le second sur le moteur X Crossley de 42 chevaux, appliqué à l'éclairage électrique de la filature de MM. Wallaert frères, à Lille.

Les deux machines sont excellentes dans l'espèce et les meilleures qu'on puisse signaler : la comparaison des deux tracés ci-dessous est donc fort intéressante. Le tracé A (fig. 105) est celui qu'on obtient avec la machine compound, développant 64 tours, en faisant avancer le papier de 51 millimètres à l'heure, tandis que B est donné par un déroulement de 5 millimètres à la seconde; la distance des traits parallèles *m* et *n* correspond à une variation de 3 %; il est donc aisé d'apprécier la variation maximum de la vitesse. La hauteur des hachures mesure les écarts de vitesse produits dans les diverses phases du cycle : elle donne pour ainsi dire le coefficient de l'action du volant, tandis que la rectitude de la ligne moyenne témoigne de la constante de la vitesse due au régulateur.

Les tracés C et D ont été relevés sur la machine Crossley, faisant 160 révolutions par minute : la distance des traits parallèles correspond à des variations

<sup>1</sup> Du rôle et de l'efficacité des enveloppes de vapeur dans les machines compound (*Bulletin de la Société industrielle du Nord de la France*, décembre 1892.) Le moteur Crossley était réglé par tout ou rien.



marquées sur nos tracés, de 150 à 158 et de 155 à 165 tours; le trait D correspond à un déplacement du papier de 20 millimètres à la minute.

Le rapprochement de ces courbes permet d'apprécier la perfection relative réalisée même par les moteurs monocylindriques au point de vue de la régularité; assurément, ils le cèdent aux grandes machines à vapeur, mais il faut reconnaître que d'excellents résultats peuvent être obtenus sans grandes difficultés.

La méthode que nous venons de décrire est très pratique; mais pour les études théoriques à faire sur les moteurs, il convient de procéder à une analyse plus délicate et plus précise des mouvements de la machine : on le peut en recourant à l'emploi de l'appareil le plus rigoureux qui existe pour la mesure des temps, nous voulons dire le diapason. Supposons qu'un diapason vibrant porte à l'extrémité d'une de ses branches un petit style très délié, appuyant sur un cylindre recouvert de noir de fumée, animé d'un mouvement de rotation sur son axe :

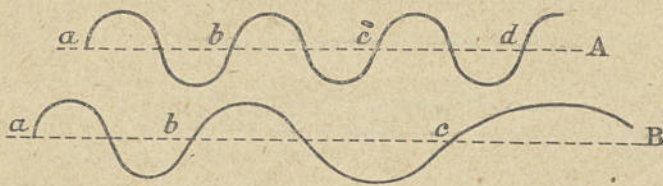


Fig. 106. — Courbes de diapasons.

sur son axe : le style tracera sur le cylindre une ligne sinusoïdale. Comme les vibrations du diapason sont isochrones, c'est-à-dire qu'elles sont exécutées pendant des intervalles

de temps égaux, les durées correspondantes au tracé d'une courbe sont égales : il faut donc compter le même temps entre les points *a*, *b*, *c* et *d* de la sinusoïde (fig. 106), qu'elle soit régulière ou non. Si elle est régulière, comme la courbe A, le mouvement du cylindre est uniforme, car la vitesse angulaire est constante; si elle est irrégulière, le mouvement est varié.

Dans le cas du tracé B, le mouvement est accéléré, car la vitesse angulaire croît avec le temps. De la mesure des longueurs *ab*, *bc*, etc., on peut déduire la loi de la variation des mouvements.

Ce procédé, appliqué d'abord par Radinger, est susceptible d'une grande précision, attendu qu'on peut employer des diapasons à vibrations rapides, qui tracent des repères correspondant à des intervalles de temps extrêmement courts.

Ainsi, un diapason donnant le *ut*<sub>1</sub> fait 65,25 vibrations, si l'on prend pour *la*<sub>3</sub> 435 vibrations, et 64, si *la*<sub>3</sub> n'en exécute que 426 1/3 par seconde; ce sont les valeurs normales du *la* des musiciens et du *la* classique de Chladni. De même, on a :

<i>ut</i> <sub>2</sub> .....	130,50 ou	128 vibrations doubles.
<i>ut</i> <sub>3</sub> .....	261,00 ou	256 —
<i>ut</i> <sub>4</sub> .....	522,00 ou	512 —
<i>ut</i> <sub>5</sub> .....	1044,00 ou	1024 —
<i>ut</i> <sub>6</sub> .....	2088,00 ou	2048 —
<i>ut</i> <sub>7</sub> .....	4176,00 ou	4096 —
<i>ut</i> <sub>8</sub> .....	8352,00 ou	8192 —



On peut donc mesurer le huit millième de seconde et, comme ce sont des oscillations doubles, on arrive aisément et sûrement au seize millième de seconde.

Les précieux avantages du diapason sont utilisés depuis longtemps pour déterminer la loi d'un mouvement complexe; je m'en suis servi, en 1878, pour étudier les actions de paroi. Depuis lors, j'ai fait des tracés d'un autre genre en appuyant le style du diapason sur un papier fixé sur l'arbre de couche lui-même : pour que les sinusoïdes ne se superposent pas, il convient alors de faire avancer progressivement le diapason. Ce dispositif a été fort habilement mécanisé par MM. Manlove, Alliot et C<sup>te</sup>, qui ont construit un instrument spécial à ce genre d'observations, dénommé par eux le cyclomètre. Un cylindre, recouvert de papier noirci au noir de fumée, est accouplé directement à l'arbre dont la rotation doit être étudiée : un engrenage droit transmet ce mouvement, dans un rapport convenable, à la vis d'un chariot portant le diapason; le style tracera donc sur le cylindre une sinusoïde hélicoïdale. La vibration du diapason est entretenue électriquement, de manière à ce que l'expérience puisse être prolongée aussi longtemps qu'on le désire. Le papier est fixé sur le tambour à l'aide de deux rouleaux tenseurs disposés à l'intérieur même de ce tambour : il est ainsi parfaitement tendu et on l'enlève sans difficulté. L'enfumage se fait au moyen d'une lampe paraffinée placée sous le tambour dans le bâti de l'appareil.

L'appareil Manlove, Alliot et C<sup>te</sup> a été employé par M. Ranson, qui a entrepris une série d'expériences sur les moteurs Atkinson et sur les moteurs Crossley; ce travail a été publié dans les *Mémoires de la Société des ingénieurs civils de Londres* (1); nous en extrayons les documents suivants :

Deux moteurs Atkinson ont été soumis aux essais, l'un de 2, l'autre de 4 chevaux, tous deux pourvus de deux volants de poids considérable. Les poids P de ces volants ont été réduits au rayon de la manivelle de manière à être comparables : les vitesses maximum et minimum étaient relevées au cyclomètre. Puis on a étudié deux Crossley, l'un de 4 chevaux, l'autre de 10 chevaux, mais du type E à grande vitesse, ayant des volants de masse beaucoup plus considérable. Le tableau ci-dessous indique synthétiquement les résultats obtenus.

MOTEURS	PUISSANCE ET TYPE	NOMBRE DE VOLANTS	POIDS RÉDUIT DES VOLANTS	VITESSE MOYENNE	VITESSE MAXIMUM	VITESSE MINIMUM	DIFFÉRENCE BRUTE	DIFFÉRENCE %
Atkinson.....	2 HP	2	210 <sup>k</sup>	150,8	156,65	147,55	9,075	6,02
— .....	2 HP	2	334	152,8	155,56	150,84	4,720	3,09
— .....	2 HP	2	334	178,8	180,65	175,43	5,230	2,92
— .....	4 HP	2	257	142,5	145,97	138,16	7,811	5,48
— .....	4 HP	1	129	142,4	149,45	133,40	16,05	11,27
— .....	4 HP	1	354	202,8	207,4	197,5	9,16	4,68
Crossley.....	E	2	3,220	238,1	240,5	236,6	3,83	1,61
— .....	E	1	1.610	250,2	253,8	247,8	5,92	2,37

1. *On Flywheels and Governors*, 1892.



Les courbes des figures 107 et 108 montrent aux yeux ces variations, A avec petit, B avec grand volant, pour des moteurs Atkinson et Crossley.

D'une manière générale, M. Ranson a observé que la variation des vitesses dans le cycle est en raison inverse du produit  $\frac{Pw^2}{S}$ , P étant le poids réduit du volant, S la surface du piston et  $w$  la vitesse du moteur. Il a constaté aussi que

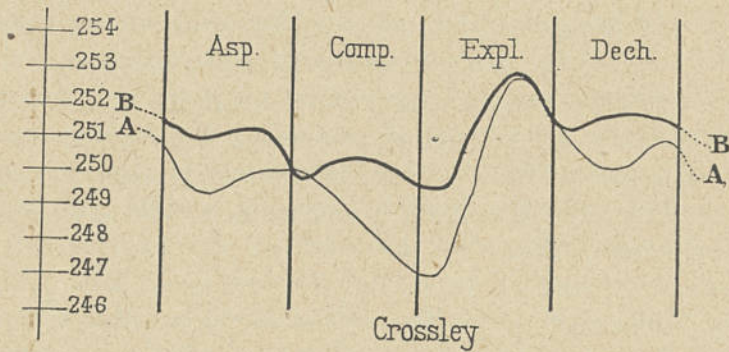


Fig. 107. — Tachygramme Crossley.

les courbes des vitesses sont presque parallèles aux courbes des moments moteurs : on y voit toujours un maximum considérable à la fin de l'explosion et un autre, beaucoup plus faible et moins accentué, vers la fin de l'aspiration ; par contre, le minimum a lieu sur la fin de la compression.

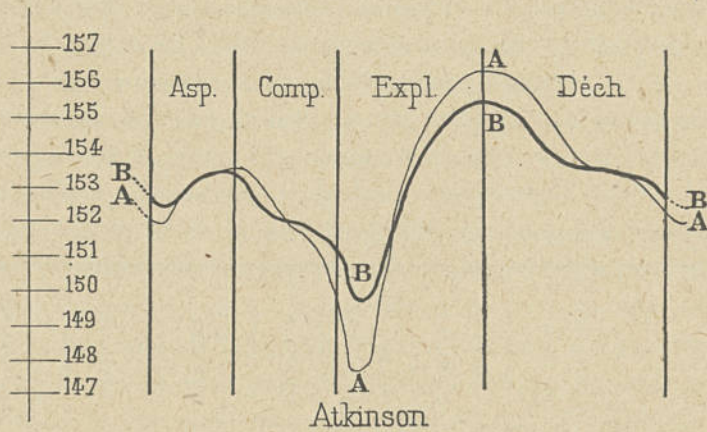


Fig. 108. — Tachygramme Atkinson.

M. Ranson a fait certaines observations qu'il importe de mettre en lumière. Une inflammation manquée (1) est toujours suivie d'un coup de piston où la pression maximum et la pression moyenne sont plus fortes. Serait-ce dû à l'état

1. Autrement dit un raté d'allumage, car un passage à vide ne produit pas le même effet.



de propreté relatif du cylindre? Ce serait un argument en faveur de l'expulsion des gaz brûlés.

L'effet d'une augmentation de vitesse est de réduire la pression moyenne; M. de Pambour l'avait déjà signalé pour les moteurs à vapeur.

Quand la charge d'un moteur diminue subitement, il faut au régulateur un intervalle de temps sensible pour agir : le moteur fait deux ou trois tours avant que le régulateur soit intervenu.

Ces études de M. Ranson ont une réelle importance théorique et pratique et elles ont contribué au perfectionnement des moteurs à gaz réglés par tout ou rien au point de vue de la régularité de leur marche.

Les appareils que nous venons de décrire permettent de relever à chaque instant la vitesse des moteurs; ils répondent bien au but que les inventeurs s'étaient proposé, mais on pourrait reprocher aux cylindres à diapason d'être assez compliqués, et aux enregistreurs Moscrop de n'être pas assez sensibles, ni assez exacts.

M. Duveau, de Rouen, s'est efforcé de supprimer les masses qui ralentissent ou exagèrent les indications des cyclomètres : d'après lui, il faut chercher la solution du problème dans une combinaison cinématique faisant intervenir et combiner deux vitesses, dont l'une soit constante et l'autre variable. Son appareil (1) se compose de deux plateaux à friction à axes parallèles, tournant en sens inverse, renfermant entre eux un galet entraîné par son frottement contre les deux plateaux. Si l'un des plateaux vient à marcher plus vite que l'autre, le galet est entraîné par lui et il change de position par rapport au centre; sa position, marquée par une alidade, marque le rapport des vitesses. Le plateau de comparaison est actionné par un moteur électrique, dont un diapason maintient constante la vitesse angulaire : c'est le point délicat du système.

On recourt aussi à des méthodes stroboscopiques pour apprécier la régularité cyclique, mais nous ne pouvons qu'indiquer cette technique, d'un caractère exclusivement scientifique, partant moins susceptible d'être utilisée dans la pratique industrielle.

Ces méthodes optiques conviennent mieux que toutes les autres, parce qu'elles donnent directement les variations de vitesse angulaire; mais elles exigent des dispositifs fort complexes et se prêtent mal à l'enregistrement. On fixe sur l'arbre du moteur un disque percé de fentes radiales et éclairé par derrière; on regarde à travers les fentes d'un second disque tournant d'un mouvement rigoureusement uniforme. L'image serait fixe, si le mouvement du moteur était lui-même uniforme; en réalité, on la voit se balancer entre deux positions extrêmes apparentes, qui correspondent au double de l'angle d'écart maximum. On photographie les images sur un papier se déplaçant perpendiculairement à la direction du balancement. Cornu avait réalisé un dispo-

1. Cet instrument a été décrit par Dwelshauvers-Dery dans son *Étude expérimentale dynamique de la machine à vapeur*, collection Léauté, 1894.



sitif donnant dans de bonnes conditions la solution pratique de ce problème (1).

L'étude des variations cycliques de vitesse des moteurs a fait de grands progrès en ces derniers temps, sous la pression des électriciens, qui imposaient des conditions de plus en plus sévères aux constructeurs de machines utilisées pour la conduite des dynamos. On a commencé par définir rigoureusement le degré plus ou moins grand de régularité par un coefficient, qui a reçu le nom de *coefficient de régularité*, ou par son inverse, dit le *coefficient d'irrégularité*, que l'on considère de préférence.

Du fait de la variation de l'effort moteur et de la variation de l'angle de la bielle sur la manivelle, l'arbre de la machine prend, pendant la durée d'un tour, des vitesses angulaires oscillant entre une valeur maximum  $\Omega_{\max.}$  et une valeur minimum  $\Omega_{\min.}$ ; on appelle coefficient de régularité le quotient :

$$K = \frac{2 \Omega_m}{\Omega_{\max.} - \Omega_{\min.}},$$

$\Omega_m$  étant la vitesse angulaire moyenne pendant ce tour (2). Le *coefficient d'irrégularité* a la valeur  $\frac{1}{K}$  inverse de la précédente.

Mais voici une autre considération qui complète la première. Si nous considérons une manivelle idéale accomplissant, d'un mouvement uniforme, un tour entier dans le même temps que la manivelle réelle accomplit un tour d'un mouvement varié, les deux manivelles formeront à chaque instant un angle qui variera de 0 à un maximum  $\theta$ ; cet angle  $\theta$  est appelé *l'angle d'écart*. Il est à remarquer que les électriciens attachent plus d'importance à la considération de  $\theta$  qu'à celle de  $K$  ou de  $\frac{1}{K}$ ; ces deux quantités dépendent évidemment l'une de l'autre, mais la fonction qui les relie est généralement très compliquée.

Le procédé du diapason que nous avons décrit donne bien les valeurs de  $\Omega$ , mais on l'a trouvé insuffisant en bien des cas. En effet, pour apprécier  $\frac{1}{K} = \frac{1}{200}$  avec une erreur de 10 %, il faudrait pouvoir mesurer la longueur d'un intervalle de sinusoïde à un millième près; or, avec une machine faisant 180 tours par minute, un diapason donnant 200 vibrations par seconde et marquant sa sinusoïde sur un tambour de 500 millimètres de diamètre, tracerait une sinusoïde de 23,6 millimètres de longueur; il faudrait donc pouvoir mesurer cette longueur à 2 centièmes de millimètre près; la méthode ne comporte évidem-

1. *L'Éclairage électrique*, 16 novembre 1901.

2. Quelques auteurs écrivent :

$$K = \frac{\Omega_m}{\Omega_{\max.} - \Omega_{\min.}},$$

mais la Société internationale des électriciens a adopté la valeur donnée dans le texte : nous nous y tiendrons.



ment pas une telle précision. Faisons observer, d'ailleurs, que les mouvements de déplacement de l'arbre du moteur le long de son axe enlèvent aux sinusoïdes la régularité et la symétrie dont on aurait besoin pour bien mesurer la longueur d'une courbe de sinusoïde. Malgré cela, le procédé du diapason est encore un des plus pratiques.

M. Franke a perfectionné un appareil imaginé par M. Gœpel, qui pourrait être appliqué facilement aux moteurs à gaz (1). L'arbre du moteur est relié rigidement à un arbre portant un lourd volant cylindrique, roulant sur billes, qui est entraîné d'abord par le moteur et qui prend à un moment déterminé un mouvement propre, uniforme. Un crayon peut glisser longitudinalement le long de l'axe du tambour; il participe au mouvement angulaire irrégulier du moteur; mais une cordelette enroulée sur l'arbre le fait avancer ou reculer le long de la génératrice du tambour, suivant qu'il y a avance ou retard du moteur sur le tambour.

En reliant au moteur une dynamo à courant continu, avec excitation indépendante, on observe des variations de force électromotrice proportionnelles à la vitesse. Mais les oscillations propres au voltmètre influencent l'observation.

On constate par ces diverses méthodes que le coefficient d'irrégularité des moteurs à gaz monocylindriques peut être abaissé à  $\frac{1}{150}$ ; or,  $\frac{1}{100}$  et même  $\frac{1}{80}$  suffisent pour donner une lumière fixe; mais on ne saurait tolérer  $\frac{1}{60}$ . Il est cependant des moteurs qui ne donnent que  $\frac{1}{30}$ : on s'en plaint et non sans raison.

Les moteurs à deux et quatre cylindres fournissent des résultats beaucoup meilleurs: on n'atteint pas les coefficients de  $\frac{1}{274}$  des machines à vapeur compound, mais on n'en est pas si éloigné que quelques-uns le disent, et que d'autres le pensent. Comme la variation des vitesses dans le cycle est sensiblement en raison inverse de  $\frac{Pw^2}{S}$  (P étant le poids réduit du volant, w la vitesse du moteur et s la surface du piston), on voit qu'on peut disposer dans une certaine mesure du coefficient d'irrégularité; ce n'est en somme qu'une question de fonte.

Le critérium de la régularité est l'accouplement des alternateurs; il a été réalisé avec succès en maintes circonstances.

Les constructeurs se trouvent fréquemment dans l'obligation de calculer les éléments de régularisation de leurs moteurs en vue de réaliser un coefficient d'irrégularité imposé à l'avance par un cahier des charges. M. Picou a indiqué le moyen suivant d'effectuer ce calcul d'une manière simple et correcte (2).

On part du diagramme d'indicateur.

1. *Bulletin de la Société internationale des électriciens*, séance du 6 novembre 1901.  
2. Cet intéressant travail a paru dans *l'Industrie électrique*, n° 63, page 341.



Considérons un moteur à deux cylindres, travaillant avec une différence de phase d'une demi-période, et donnant par suite une impulsion par tour de manivelle; en admettant que le diagramme ait été relevé pour la première moitié du cycle dans un cylindre et pour la seconde dans l'autre, on obtient, en le développant sur une droite et en tenant compte du signe des efforts, la courbe de la figure 109. Les ordonnées représenteront en kilogrammes les forces exercées sur le piston, alors que les abscisses correspondent aux fractions de course. La somme algébrique des ordonnées donne la valeur de l'action totale des gaz sur les deux pistons. Il faut y ajouter les forces d'inertie.

Soit  $m$  la masse des pièces en mouvement; la force due à l'accélération est à chaque instant (fig. 110) :

$$f = m \frac{dv_x}{dt} = \frac{m dv \sin \alpha}{dt} = m v \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} = \frac{mv^2}{r} \cos \alpha$$

Nous négligeons l'influence de l'obliquité de la bielle.

Les  $x$  du diagramme n'étant pas proportionnels aux temps et à  $\alpha$ , mais aux

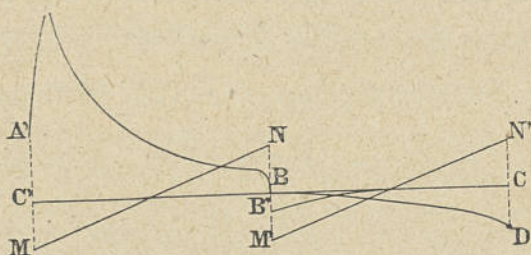


Fig. 109. — Diagramme Picou.

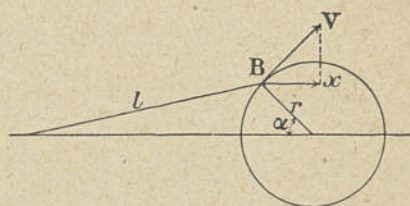


Fig. 110. — Composition des vitesses.

déplacements du piston, cette formule doit être transformée.

On a :

$$x = r (1 - \cos \alpha)$$

$$\cos \alpha = 1 - \frac{x}{r}$$

et :

$$f = \frac{mv^2}{r^2} (r - x).$$

Les valeurs de  $f$  sont représentées sur la figure 109 par les ordonnées des droites MN et M'N'.

Prenons un cas particulier pour exemple; soit un moteur pour lequel on aurait :

Diamètre des pistons.....	340 millimètres.
Course.....	0 m. 66
Vitesse en tours par minute.....	140
Poids des masses mobiles $m$ .....	241 kg. par cylindre.



Il viendra par suite :

$$r = 0^m,33$$

$$v = 4^m,85 \text{ par seconde.}$$

$$m = \frac{241}{9,81} = 24,6$$

$$f = 1750 \left(1 - \frac{x}{r}\right)$$

Les ordonnées  $c' M$ ,  $ON$  et  $OM'$ ,  $cN'$  sont égales à 1.750, ce qui fait 1 kg 92. par centimètre carré de surface du piston.

Sur ces données, on établit le tableau ci-dessous :

$x$	PREMIER et DEUXIÈME temps du cycle	TROISIÈME et QUATRIÈME temps du cycle	EFFORTS D'INERTIE	F	$\alpha$	T
0	+ 3,5	+ 0,25	- 1,92	+ 1,7	0	0
0,05	+ 8,0	0	- 1,73	+ 6,3	25°, 50'	+ 2,7
0,1	+ 9,3	0	- 1,54	+ 7,8	37°, 00'	+ 4,7
0,2	+ 7,0	0	- 1,15	+ 5,9	53°, 10'	+ 4,7
0,3	+ 5,7	0	- 0,77	+ 4,4	66°, 40'	+ 4,5
0,4	+ 4,8	0	- 0,38	+ 4,4	78°, 30'	+ 4,3
0,5	+ 4,2	0	0	+ 4,2	90°, 00'	+ 4,2
0,6	+ 3,1	0	+ 0,38	+ 4,1	101°, 30'	+ 4,0

Dans ce tableau,  $x$  est évalué en fractions de la course; les efforts F sont ceux qui sont exercés par centimètre carré de surface du piston : T, l'effort tangentiel, est égal à  $F \sin \alpha$ . Les nombres de la dernière colonne sont donc les ordonnées de la courbe des efforts tangentiels.

La courbe de la figure 111 fait voir leurs variations. L'intégrale de cette courbe donne le travail moteur par tour de l'arbre; l'ordonnée moyenne est de 957 grammes par centimètre carré de surface du piston.

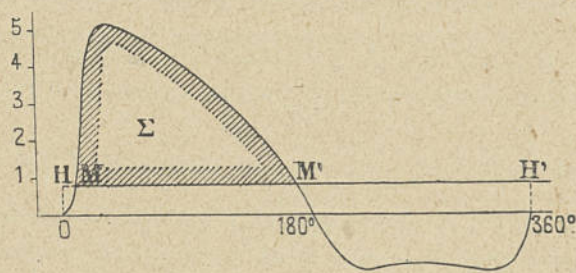


Fig. 111. — Diagramme des efforts tangentiels.

Aux points M et M', où la courbe coupe la droite HH' représentant un effort moyen résistant, il y a égalité entre les efforts moteur et résistant, et ce sont les points où la vitesse est maximum et minimum. La surface  $\Sigma$  représente donc le travail que doit emmagasiner le volant. Appelons  $\omega''$  et  $\omega'$  les vitesses maximum et minimum et  $\omega$  la vitesse moyenne; le coefficient d'écart K sera défini par l'équation :

$$K \omega = (\omega'' - \omega')$$



Mais, en appelant I le moment d'inertie par rapport à l'axe de rotation, on a :

$$\frac{1}{2}(\omega'^2 - \omega^2) I = \Sigma,$$

Donc :

$$K = \frac{\Sigma}{I \omega^2}.$$

Dans le cas particulier étudié, on avait :

Poids de la jante = 1850 kilogrammes.

$\Sigma = 1980$  kilogrammètres.

$\omega^2 = 215$  —

$I = 532$  —

Il vient donc :

$$K = 0,0173.$$

Ainsi il y aura 1,73 % d'écart entre les vitesses angulaires extrêmes maximum et minimum.

Ce chiffre caractérise mathématiquement l'effet du volant, et il permettra de préjuger à l'avance des conditions de marche qu'on réalisera.

La régularité cyclique est, en somme, une question de masse des volants. M. Humphrey a calculé que, s'il faut 10 tonnes de volant pour une machine à vapeur monocylindrique à double effet, il en faudrait, pour obtenir la même régularité, 63 pour un moteur monocylindrique, à simple effet, à quatre temps, 40 pour un moteur à deux cylindres opposés ou jumelés, 30 pour un quatre cylindres et 10 seulement pour un deux cylindres tandem à double effet. Il y aurait alors égalité : c'est ce que confirme la pratique actuelle.

Un moteur monocylindrique de 150 chevaux, à 160 tours, donnera un coefficient d'irrégularité  $\frac{1}{70}$  par un volant de 4 mètres, pesant 16 tonnes; on arrivera au coefficient  $\frac{1}{150}$ , pour un moteur de 1.000 chevaux, en donnant au volant un diamètre de 5 mètres et un poids de 25 tonnes. Les moteurs à deux temps possèdent une remarquable régularité cyclique, qui les met de pair, à cet égard, avec les machines à deux cylindres ou à double effet.

## VI

### Quelques résultats d'Essais.

C'est par des essais bien faits et multipliés que se constituera la théorie du moteur à gaz : il faut donc apporter les plus grands soins possibles à relever



correctement toutes les données expérimentales, et il convient de ne perdre aucune occasion de soumettre une machine à cette épreuve (1).

Nous donnons ci-après quelques descriptions d'essais, effectués sur des installations de divers genres : ce sont des exemples, nous n'avons pas la prétention de les présenter comme des modèles. (2)

*1<sup>o</sup> Expériences faites sur un moteur de la Société suisse de Winterthur, à Deville-les-Rouen, les 26 et 27 mars 1906, par M. Aimé Witz.*

Le moteur soumis à l'essai fait partie d'un groupe électrogène (moteur Winterthur commandant par courroie un alternateur triphasé de la Compagnie de Creil), pour lequel ont été données des garanties de consommation, de fonctionnement et de régularité, dont nous devons vérifier la parfaite exécution.

*Données de construction.*

Deux cylindres jumelés.

Manivelles à 360°.

Diamètre des cylindres.....	315 millimètres.
Course des pistons.....	0 m. 450
Vitesse de régime.....	190 tours-minute.
Puissance nominale.....	75 chevaux.

Le moteur était alimenté au gaz de ville de l'usine de Deville.

#### *Journée du 26 mars.*

1<sup>o</sup> Essai de huit heures en charge, suivi aussitôt d'un essai de une heure en surcharge.

De 8 h. 30 matin à 4 h. 30 soir.

Volts moyens.....	3.946
Ampères moyens.....	6,45

1 Il est de mode de dire du mal des essais officiels des moteurs : ces épreuves, préparées à l'avance, conduites par des hommes experts, surveillées avec grand soin, ne peuvent donner, affirme-t-on, que des résultats artificiels, bons tout au plus à tromper le public, attendu qu'un moteur ayant consommé 500 litres en essai, en dépense souvent 700 en marche industrielle courante.

Il est évident qu'un moteur plus ou moins bien soigné et abandonné à lui-même brûle plus de gaz qu'un moteur choisi pour être essayé; il est évident aussi qu'une machine, fonctionnant à des charges diverses incessamment variables, consomme plus que dans une expérience poursuivie à charge constante et pleine; il est évident encore qu'un ingénieur compétent tirera un meilleur parti d'un moteur qu'un ouvrier quelconque, dépourvu de connaissances pratiques et ne comprenant rien au fonctionnement de la machine.

Mais tout cela ne prévaut pas contre cette vérité que, de deux moteurs, c'est celui qui a donné les plus beaux résultats en essais comparés qui est le meilleur.

2. Nous avons rapporté, dans nos précédentes éditions, un grand nombre de résultats d'essais qui ont perdu beaucoup de leur intérêt et que nous avons préféré ne pas reproduire ici, nous bornant à rapporter des expériences récentes.



L'égalité des trois phases est réalisée.

Résistance non inductive : $\cos\varphi =$ .....	1
Kilowatts moyens.....	44,082
Vitesse en tours-minute, du moteur.....	202,69
Consommation de gaz totale.....	263 m <sup>3</sup> 230
Pression barométrique moyenne.....	754 mm. 8
— manométrique = 92 millimètres eau =.....	6,7 mercure.
— totale du gaz.....	761 mm. 5
Température moyenne du gaz.....	13°,8
Coefficient de correction : 1,002. 0,9518 =.....	0,9537
Volume de gaz à 0° et 760 millimètres.....	251 m <sup>3</sup> 042 l.
— par heure.....	31 m <sup>3</sup> 380 l.
Pouvoir calorifique supérieur moyen du gaz (bombeWitz).	5.270 calories.
Calories consommées par heure.....	165.373
Consommation horaire en gaz par kilowatt-heure.....	711 l. 8
— calories.....	3.751

En surcharge (4 h. 30 à 5 h. 30).

Volts moyens.....	4.099
Ampères moyens.....	7,1

Les phases restent égales.

Kilowatts moyens.....	50,406
Vitesse en tours-minute du moteur.....	200,40
Consommation de gaz dans l'heure.....	38 m <sup>3</sup> 700
Pression barométrique.....	755 millimètres.
— manométrique = 92 eau =.....	6,7 mercure.
— totale du gaz.....	761 mm. 7
Sa température.....	14°,25
Coefficient de correction : 1,0023. 0,9503 =.....	0,9527
Volume de gaz à 0° et 760 millimètres.....	36 m <sup>3</sup> 869 l.

Même pouvoir de gaz que ci-dessus.

Calories consommées dans l'heure.....	194.300
Consommation horaire en gaz par kilowatt-heure.....	731 l. 4
— calories.....	3.854

*Journée du 27 mars.*

Essais en charge décroissante :

Pression barométrique constante.....	756 millimètres.
— manométrique = 102 millimètres eau =.....	7 mm. 5 mercure.
— totale constante du gaz.....	763 mm. 5
Pouvoir calorifique du gaz.....	5.329 calories.
Coefficient de correction des volumes : 1,0046. 0,9478 =	0,9521



3/4 de charge (8 h. 40 à 9 h. 40) :

• Volts moyens.....	3.712
Ampères moyens.....	5,33
Kilowatts moyens ( $\cos\varphi = 1$ ) 3 phases.....	34,268
Vitesse en tours-minute du moteur.....	203,47
Consommation de gaz dans l'heure.....	26 m <sup>3</sup> 380 l.
Volume réduit à 0° et 760 millimètres.....	25 m <sup>3</sup> 116 l.
Calories consommées dans l'heure.....	133.843
Consommation horaire en gaz par kilowatt-heure.....	732 l. 9
— calories.....	3.906

1/2 charge (de 10 heures à 11 heures) :

Volts moyens.....	4.009
Ampères moyens.....	3,37
Kilowatts moyens (3 phases).....	23,40
Vitesse en tours-minute, du moteur.....	205,30
Consommation de gaz dans l'heure.....	20 m <sup>3</sup> 590 l.
Volume réduit à 0° et 760 millimètres.....	19 m <sup>3</sup> 604 l.
Calories consommées dans l'heure.....	104.470
Consommation horaire en gaz par kilowatt-heure.....	837 l. 8
— calories.....	4.464

1/4 de charge (de 11 h. 15 à midi 15) :

Volts moyens.....	3.267
Ampères moyens.....	1,99
Kilowatts moyens (3 phases).....	11,26
Vitesse en tours-minute du moteur.....	205,95
Consommation de gaz dans l'heure.....	15 m <sup>3</sup> 670 l.
Volume réduit à 0° et 760 millimètres.....	14 m <sup>3</sup> 919 l.
Calories consommées dans l'heure.....	79,503
Consommation horaire en gaz par kilowatt-heure.....	1.324 l. 9
— calories.....	7.060

A vide, alternateur à blanc (midi 20) :

Vitesse, en tours-minute du moteur.....	205
Consommation de gaz dans l'heure.....	13 m <sup>3</sup> 284 l.
Volume réduit à 0° et 760 millimètres.....	12 m <sup>3</sup> 648 l.
Calories consommées dans l'heure.....	67.401

A vide, courroie tombée (midi 35 à 1 h. 35) :

Vitesse, en tours-minute du moteur.....	204,7
Consommation du gaz dans l'heure.....	10 m <sup>3</sup> 880 l.
Volume réduit à 0° et 760 millimètres.....	10 m <sup>3</sup> 359 l.
Calories consommées dans l'heure.....	55.203

Sur la figure 111, sont reproduits divers diagrammes à charge croissante; le graphique de la figure 112 illustre les résultats de consommation en fonction des kilowatts développés.



2° Résultats des expériences faites à Deutz, par MM. de Herbais, Malhot et Wiltz, sur un moteur Otto à double effet de 200 chevaux, les 14 et 15 mars 1904.

Ce moteur, horizontal, monocylindrique à double effet, à quatre temps,

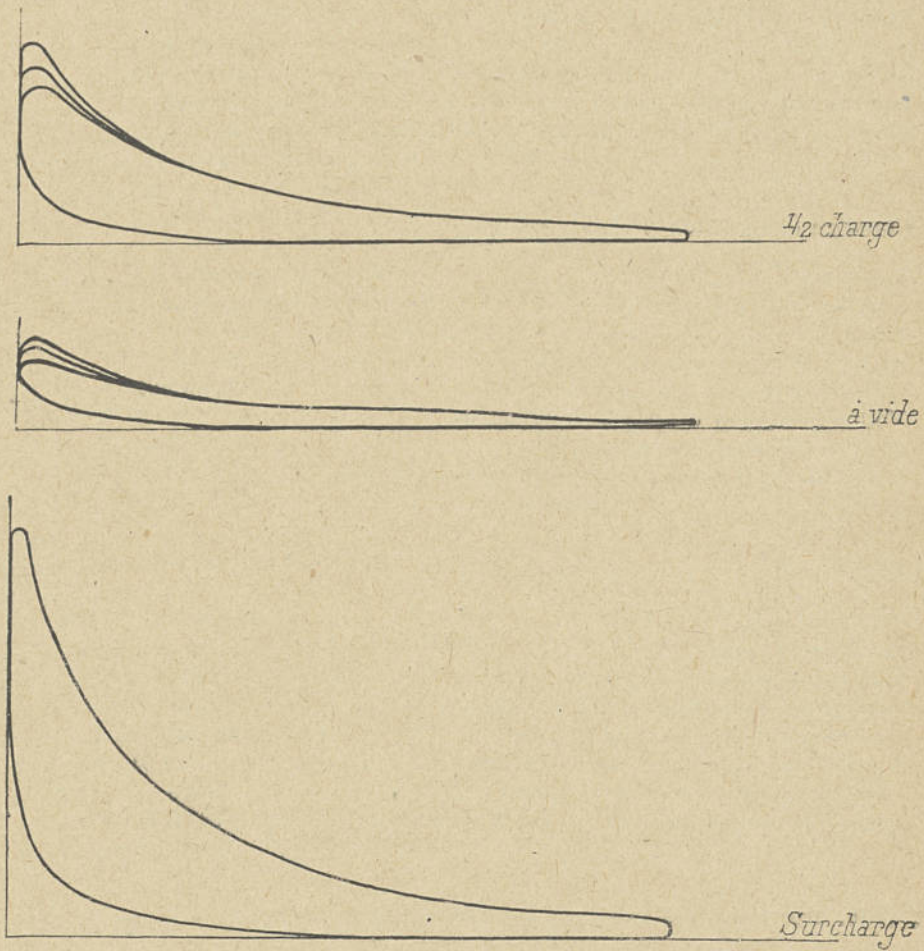


Fig. 112. — Diagrammes Winterthur sous diverses charges.

est réglé par admission variable du mélange, sous la dépendance du régulateur (levier de commande à point d'appui variable); mais les conduites d'air et de gaz portent des papillons permettant de faire varier par étranglement la teneur du mélange.

Le gazogène est à aspiration, avec deux scrubbers à coke, sans épurateur chimique spécial.

Diamètre du cylindre.....	540 millimètres.
Course du piston.....	0 m. 700
Diamètre de la tige du piston.....	120 mm.
— contretige.....	110 —
Vitesse de régime.....	150 tours-minute.
Puissance nominale.....	200 chevaux.



La puissance a été mesurée à l'aide de deux freins de Prony, dont les bras de levier mesuraient 2 m. 04 et 2 m. 06; le premier présentait un défaut d'équilibre de 9 kilogrammes.

Les expériences, commencées le 14 mars, à 3 heures de relevée, ont été arrêtées

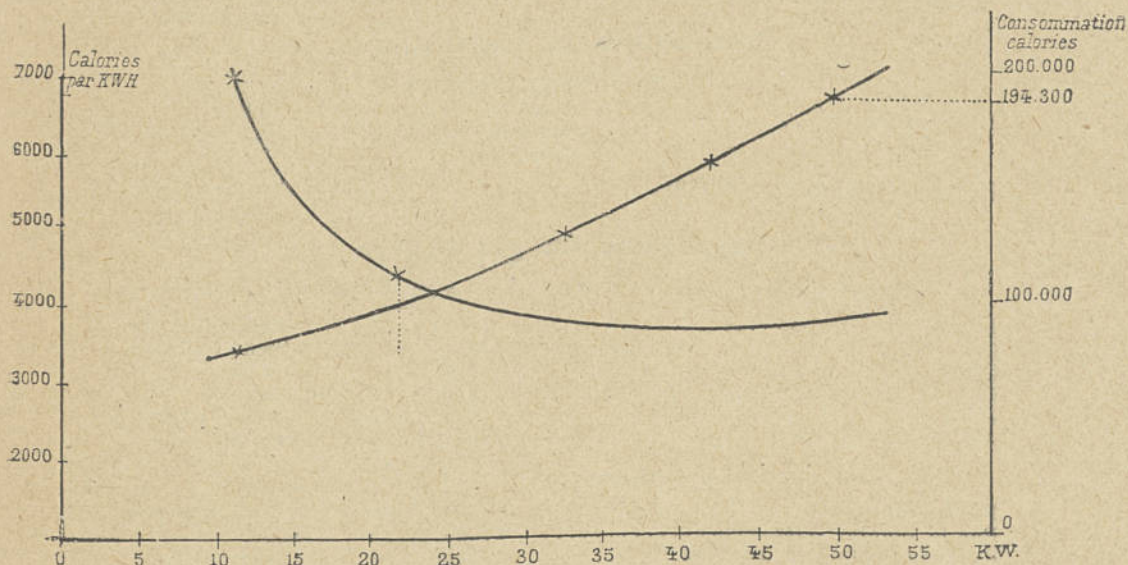


Fig. 113. — Courbes de consommation.

à 6 heures; le gazogène a ensuite fonctionné en veilleuse, durant la nuit; repris à 8 h. 20 du matin, le 15, les essais ont été prolongés jusqu'à 6 h. 20 du soir, soit dix heures continues.

Dates.	Durée.	Vitesse moyenne.	Puissance effective.
14 mars.	3 heures.	151,29 tours-minute.	214,22 chevaux.
15 —	10 —	150,20 —	222,83 —

### Consommation de charbon.

(Bonne-Espérance et Batterie.)

Le 14 mars.....	270 kilogrammes, soit 90 kilogrammes par heure.
En arrêt.....	21,7 — — 1,55 —
Le 15 mars.....	726,7 — — 72,67 —

### Consommation d'eau.

Au cylindre.....	4.650 litres par heure.
Au piston.....	1.750 —
Au vaporisateur.....	63,3 —
Aux scrubbers.....	1.429 —

Le rapport de l'eau introduite à la cuve du gazogène au poids de charbon brûlé a été de 87,1 %.



La température de l'eau à la sortie des scrubbers a varié de 33° à 51° : elle entrainait à 13°. Le gaz échappait des scrubbers à une température comprise entre 17° et 20°, la température de la salle étant d'environ 17°.

L'eau avait au plus 60° au sortir des enveloppes du cylindre et des soupapes et 47° pour le piston.

### Composition du combustible.

En charbon sec.....	}	Humidité.....	2 %
		Carbone fixe.....	79,8
		Produits volatils.....	17,1
		Cendres.....	3,1
Pouvoir calorifique supérieur.....			8.100 calories.

### Composition du gaz pauvre.

	A 3 h. 50 m.		à 6 heures.	
H <sup>2</sup> .....	18,60	} 43,74	18,70	} 47,60
CO.....	24,50		28,30	
CH <sup>4</sup> .....	0,64	} 56,26	0,60	} 52,40
CO <sup>2</sup> .....	6,50		2,90	
O.....	0,80		0,80	
Az.....	48,96		49,00	

#### Pouvoir calorifique supérieur :

Par l'analyse.....	1.328 calories.	1.446 calories.
Par la bombe Witz.....	1.287 —	1.295 —
Par le calorimètre Junkers.....	1.335 —	1.246 —

### Résumé des résultats obtenus.

	14 mars.	15 mars.
Vitesse moyenne (tours-minute).....	151,29	150,20
Puissance effective en chevaux.....	214,22	222,83
Consommation de charbon par heure.....	90 kg.	72,67
— de charbon par cheval-heure effectif.....	420 kg.	326,12
— humidité déduite.....	411,16	319,60
Rendement thermique.....	0,190	0,244

#### Dépense d'eau par cheval-heure :

Au cylindre.....	»	20,870
Au piston.....	»	7,853
Au vaporisateur.....	»	0,283
Aux scrubbers.....	»	6,412

En y comprenant la nuit en veilleuse, la consommation de charbon ressortait à 347,6 grammes de charbon (à 8.100 calories) par cheval-heure effectif.

3° Essais effectués les 2 et 3 décembre 1907, par MM. Nicolas et Witz, aux Ateliers du Thiriau (Belgique) sur un moteur et gazogène Lelombe soufflé.

Deux cylindres à double effet en tandem.

Alternateur triphasé Cœrlikon de 600 kilowatts.

Appareils auxiliaires : un compresseur d'air, pour la mise en route, une pompe centrifuge pour le service de l'eau, 3 ventilateurs Root de soufflage, dont un seul était commandé par le moteur à gaz, les deux autres recevant le mouvement par l'intermédiaire de moteurs électriques, alimentés par une



station distincte; cette station actionnait le compresseur, la pompe et deux ventilateurs; le travail ainsi dépensé devait donc être décompté de celui du moteur.

Diamètre des cylindres.....	720 mm.
Course des pistons.....	0 m. 800
Diamètre des tiges.....	210 mm.

### Essais de consommation.

Durée de l'essai : 8 h. 17.

Vitesse en tours-minute.....	139,67
Puissance à l'alternateur.....	493,868 kilowatts.
Rendement de l'alternateur.....	0,94
Puissance du moteur en chevaux électriques.....	713,85

A déduire 8,70 chevaux pour le service des appareils auxiliaires :

Puissance nette.....	705,15 chevaux.
Combustible : grésillon de coke de Bois-du-Luc.	

Composition :

Humidité.....	18 %
---------------	------

En coke sec :

Cendres.....	22,30
Carbone fixe.....	74,82
Matières volatiles.....	2,88
	<hr/>
	100,00

Composition élémentaire :

Cendres.....	22,30
C <sup>2</sup> .....	75,00
H <sup>2</sup> .....	0,78
Az.....	0,42
O.....	0,10
S, etc.....	1,40
	<hr/>
	100,00

Pouvoir calorifique :

Par la formule de Dulong. { coke humide.....	5.340 calories.
{ — sec.....	6.355 —
Par le calorimètre Witz : coke sec.....	6.660 —

Gaz pauvre engendré.

Composition du gaz :

CO.....	29,50	}	34,90
H <sup>2</sup> .....	3,70		
CH <sup>4</sup> .....	1,70	}	65,10
CO <sup>2</sup> .....	0,05		
O.....	2,00	}	63,05
Az.....	63,05		
Pouvoir supérieur calculé.....	1.177 calories.		
Par la bombe Witz.....	1.196 —		
Consommation de coke brut.....	4.512 kilogr.		
— sec.....	3.700 —		
Mâchefers, escarbilles et cendres.....	1.500 —		
Consommation en coke sec et net.....	2.200 —		

Consommation par cheval-heure effectif :

En coke brut sec.....	0 kg. 608
— net.....	0 kg. 350



### Essais de puissance.

La précédente expérience avait établi une valeur normale de la puissance de 714 chevaux environ bruts et 705 nets.

Un essai de deux heures en surcharge a donné les résultats ci-dessous :

Vitesse en tours-minute.....	142
Puissance à l'alternateur... {	
moyenne.....	570,329 kilowatts.
maximum.....	632,000 —
En chevaux bruts..... {	
moyenne.....	824
maximum.....	914
En chevaux nets..... {	
moyenne.....	815
maximum.....	905

4° Essais de réception de quatre groupes électrogènes à gaz de haut fourneau de la Société Alsacienne, installés aux Aciéries de Longwy, effectués les 11, 12 et 13 août 1907, par M. Aimé Witz.

Données de construction.

Deux cylindres à double effet en tandem.

Génératrice à courant continu, à induit calé sur l'arbre de couche à côté du volant.

Diamètre des cylindres.....	800 millimètres.
Course des pistons.....	1 m. 000
Diamètre des tiges.....	200 millimètres.
Volant : diamètre.....	6 mètres.
Poids total.....	25.200 kilogr.
PD <sup>2</sup> = 569.752 kg.-m. <sup>2</sup>	
Induit : poids.....	15.210 kilogr.
PD <sup>2</sup> = 96.583.	
Rendement de la génératrice.....	0,935

Composition moyenne des gaz de hauts fourneaux au cours des essais :

CO <sup>2</sup> .....	11,5	} 68,2
O.....	0,1	
Az.....	56,6	} =
CO.....	26,9	
H <sup>2</sup> .....	4,8	} 31,8
CH <sup>4</sup> .....	0,1	

### Essais de consommation.

Quatre essais, d'une durée d'environ huit minutes, ont été effectués à l'aide d'une cloche de 11 mètres de diamètre, permettant d'évaluer un débit utile d'environ 400 mètres cubes.

Vitesse moyenne en tours-minute.....	103,43
Température du gaz à l'arrivée aux cylindres.....	25°,25
Pression du gaz à l'arrivée aux cylindres.....	19,5 mm. mercure.
Volts moyens.....	491,4 —
Ampères moyens.....	1.229,0 —
Kilowatts moyens.....	603,9 —
Chevaux électriques moyens au moteur.....	820,5 —
— effectifs moyens au moteur.....	877 —
Pression moyenne aux diagrammes.....	5 kg. 02
Puissance indiquée moyenne.....	1.087,52 chevaux.
Rendement organique du moteur.....	0,805 —
— total.....	0,755
Pouvoir calorifique supér. du gaz. {	
par la bombe Witz.....	954 calories.
par l'analyse.....	967 —



Consommation de gaz réduite à 0° et 760 millimètres :

Par cheval-heure électrique.....	2.970 litres.
— effectif.....	2.777 —
— indiqué.....	2.240 —
Calories par cheval-heure électrique.....	2.833 —
— effectif.....	2.649 —
— indiqué.....	2.137 —

Analyse des gaz de l'échappement :

	A pleine charge.		
	<hr/>		
CO <sup>2</sup> .....	19,0	20,8	18,5
O.....	4,4	3,0	4,7
Az.....	76,6	76,2	76,8
CO.....	0	0	0

Températures de l'eau :

A l'entrée.....	35°
A la sortie.....	De 40° à 55°

Consommation d'eau :

Par cheval-heure effectif.....	50 litres.
--------------------------------	------------

Consommation d'huile :

Par cheval-heure effectif.....	2 gr. 79
--------------------------------	----------

Résistances électriques :

Fil d'acier de 38 millimètres carrés.	
Densité du courant par millimètre carré.....	33 ampères.
Échauffement de l'eau.....	35° à 45°
Variations de vitesse en marche industrielle.....	3,7 %

Aucune intervention du conducteur sur le régulateur ou sur la valve du gaz n'a été permise au cours de l'épreuve de vitesse, durant laquelle le pouvoir du gaz a varié de 16 %.

**Essais de puissance.**

PLEINE CHARGE

Durée de l'essai : huit heures.

Vitesse moyenne en tours-minute.....	102,36
Volts moyens.....	481,9
Ampères moyens.....	1.248,39
Kilowatts moyens.....	601,6
Chevaux électriques moyens.....	818
Pression moyenne aux diagrammes.....	5,03 kg.-cm <sup>2</sup>
Rendement organique total.....	0,75
Pouvoir supérieur moyen du gaz.....	958 calories.
Maximum du débit.....	} 497 volts. 1.278 ampères. 635 kilowatts.
Minimum du débit.....	



SURCHARGE

Durée, à la suite de la charge : une heure.

Vitesse en tours-minute.....	103,0
Volts.....	500
Ampères.....	1.233
Kilowatts.....	616
Pression moyenne aux diagrammes.....	5 kg. 11
Chevaux électriques.....	837
Rendement total.....	0,76
Pouvoir supérieur du gaz.....	967 calories.

Rendement organique du moteur n° 1, par une expérience de lancé (méthode Witz) :

Induit-volant lancé à 105 tours par minute.  
Effectue 107 révolutions avant de l'arrêter.

$$\text{Énergie emmagasinée : } \frac{1}{2} K\omega^2 = W$$

$$PD^2 \text{ total} = 666.335$$

$$K = \frac{666.335}{4} = 166.584$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 105}{60} = 11$$

$$W = \frac{1}{2} \frac{166.584}{9,81} 11^2 = 1.027.353 \text{ kilogrammètres.}$$

Par tour : 9.600 kilogrammètres.

Au régime de 105 tours par minute, soit de 1,75 tour par seconde :

$$9.600 \times 1,75 = 16.800 \text{ kilogrammes par seconde.}$$

$$= 224 \text{ chevaux.}$$

Pour une puissance développée de 900 chevaux effectifs, on aura donc :

$$\epsilon = \frac{900}{900 + 224} = 0,80.$$

Nous avons trouvé, d'autre part, 0,805 et 0,750.

Essai électrique :

Pour maintenir le groupe à 95,6 tours par minute, il fallait dépenser 502,5 ampères par 400 volts, soit 201 kilowatts. Le rendement de la dynamo, servant de réceptrice dans les conditions susdites, étant d'environ 0,80 seulement, la puissance à dépenser est de  $201 \times 0,80 = 160,8$  kilowatts : le rendement organique du groupe est donc de :

$$\frac{600}{600 + 161} = 0,788.$$

5° Essais de réception de deux groupes électrogènes du Creusot, installés aux Acieries de Longwy, faits les 20 et 21 mars 1910, par M. Aimé Witz.



### Données de construction.

Chaque groupe est constitué par deux moteurs tandem double effet, jumelés sur l'arbre de couche, portant le volant et le rotor de la génératrice à courant continu.

Puissance nominale effective.....	2.200 chevaux.
Diamètre des cylindres.....	900 millimètres.
Course des pistons.....	1 m. 100
Nombre de tours par minute.....	100
Vitesse des pistons par seconde.....	3 m. 666
Diamètre des tiges des pistons.....	240 millimètres.
Rendement de la génératrice en charge.....	0,93

### Essais de consommation.

Les volumes de gaz ont été mesurés à l'aide d'une cloche de 11 mètres de diamètre, 95 m<sup>2</sup>,0362 de section, permettant d'observer une descente de 3 m. 600 environ.

NUMÉRO DE L'ESSAI	A	B	C	D	E
Durée.....	2 m. 56 s. 4	3 m. 1 s. 9	3 m. 0 s. 8	3 m. 11 s. 0	3 m. 5 s. 0
Nombre de tours.....	298	304	302	322	314
Vitesse en tours-minute..	101,53	100,26	100,23	101,16	101,85
Descente de la cloche....	3 m. 032	3 m. 292	3 m. 240	3 m. 455	3 m. 375
Pression en eau du gaz à la sortie de la cloche.....	205 mm.	205 mm.	205 mm.	205 mm.	205 mm.
Pression du gaz à l'arrivée au moteur.....	195 mm.	193 mm.	193 mm.	193 mm.	192 mm.
Volume horaire de gaz corrigé des fuites et ramené à 0° et 760 mm.....	4.935 m <sup>3</sup> 701	5.232 m <sup>3</sup> 172	5.159 m <sup>3</sup> 986	5.181 m <sup>3</sup> 483	5.210 m <sup>3</sup> 239
Pouvoir supérieur du gaz à la bombe de Witz.....	971	952	967	944	961
Calories par heure.....	4.792.565	4.981.030	4.989.707	4.891.320	5.007.040
Volts moyens.....	521,6	523,8	519,6	507,8	506,6
Ampères moyens.....	2.855	2.990	3.050	2.940	2.940
Kilowatts moyens.....	1.490	1.560	1.585	1.493	1.049
Gaz par kilowatt-heure..	3.315 l.	3.340 l.	3.256 l.	3.470 l.	3.498 l.
Calories par kilowatt-heure	3.218 cal.	3.180 cal.	3.148 cal.	3.276 cal.	3.361 cal.
Chev. effectifs sur l'arbre.	2.177	2.279	2.315	2.181	2.175
Gaz par chev.-h. effectif.	2.267 l.	2.403 l.	2.370 l.	2.380 l.	2.393 l.
Calories par ch.-h. effectif.	2.201 cal.	2.288 cal.	2.292 cal.	2.247 cal.	2.300 cal.

Le nombre moyen de calories par cheval-heure étant de 2.266, le rendement thermique effectif ressort à 0,28 %.

Eau de réfrigération par cheval-heure effectif.....	35 litres.
Huile et graisses par cheval-heure effectif.....	1 gr. 46

### Essais de puissance et de régularité.

Durée de l'essai: en charge.....	9 heures
en surcharge.....	1 heure
Total.....	10 heures.

	EN CHARGE	EN SURCHARGE
Volts moyens.....	492	485
Ampères moyens.....	3.131	3.526
Kilowatts moyens.....	1.540	1.710
Vitesse en tours-minute.....	102,17	102,13
Chevaux sur l'arbre du moteur.....	2.250	2.500



En charge, la pression moyenne aux diagrammes restait voisine de 4 kg. 5; elle prenait en surcharge une valeur moyenne de 4 kg. 76, pour s'élever quelquefois au delà de 5 kilogrammes. Voici les données relevées sur un diagramme à 5 kilogrammes :

Compression.....	12 kilogrammes.
Pression explosive.....	23 —
— fin de détente.....	1 kg. 25

En surcharge, la puissance moyenne de 2.800 chevaux indiqués a fait ressortir un rendement organique de 89 %.

Au cours de l'essai de charge, la puissance ayant varié de 1.475 à 1.700 kilowatts, la vitesse a passé de 103,06 à 101,6 tours par minute.

Une décharge brusque de 3.300 ampères à 1.800 ayant été opérée, la vitesse s'est élevée de 102,4 à 104 révolutions par minute : la variation est de 1,6 %.

Température de l'eau de réfrigération :

A l'entrée.....	23°
A la sortie des pistons.....	44°
— des cylindres.....	38° à 40°
— de l'enveloppe de l'échappement.....	60°

*6° Concours de moteurs d'aviation, effectués en 1912, au laboratoire de l'Automobile-Club de France.*

MOTEURS	NOMBRE DE CYLINDRES	ALÉSAGE m/m	COURSE m	DURÉE DE L'ESSAI h	VITESSE ANGULAIRE tours-seconde	PUISSANCE EN CHEVAUX	CONSOMMATIONS par ch.h.		POIDS DU MOTEUR kg.	POIDS PAR CHEVAL kg.
							Essence	huile		
							kg.	kg.		
Nieuport.....	2	135	0,150	10	1.120	32,5	0,360	0,064	71,80	2,209
Gnome I.....	7	110	0,120	10	1.194,1	49,7	0,352	0,095	77,17	1,551
Labor-Aviation.	4	100	0,210	10	1.395	74,2	0,276	0,033	183,19	"
Gnome III.....	14	110	0,120	5,23	1.152,7	83,7	0,407	0,102	126,00	2,486

*7° Essai d'un moteur Diesel-Sulzer monocylindrique à deux temps, fait en janvier 1915, par M. le professeur Stodola.*

Diamètre du cylindre.....	1.000 millimètres.
Course du piston.....	1 m. 100.
Puissance effective nominale.....	2.000 chevaux.



*Moteur auxiliaire commandant les compresseurs et les pompes de balayage, à 4 cylindres, 4 temps.*

Diamètre des cylindres.....	550 millimètres.
Course des pistons.....	0 m. 620.
Frein hydraulique Froude.	
Huile de Galicie : pouvoir inférieur.....	10.160 calories.
Pression de l'air d'insufflation.....	73,1 kilogrammes.
— de balayage.....	0,32 —
Température de l'eau de l'enveloppe du cylindre.....	38°7.
Moteur principal.....	{ Nombre de tours : minute... 148,82.
	{ Puissance effective..... 1.986 chevaux.
	{ Pression moyenne aux di-
	grammes..... 7,77 kg-cent <sup>2</sup> .
	{ Puissance indiquée..... 2.220,87 chevaux.
Moteurs auxiliaires....	{ Nombre de tours : minute... 150,6.
	{ Puissance indiquée..... 591,76 chevaux.
Consommation du groupe par cheval-heure effectif....	198,1 grammes.

VII

**Calculs d'établissement des moteurs.**

Deux problèmes se posent dans la pratique.

Voici le premier : une machine étant donnée, et connaissant le diamètre du piston, sa course, le nombre de tours par minute et la nature du gaz qui l'alimente, dire quelle est sa puissance.

Le second est réciproque du premier : un ingénieur reçoit la commande d'une machine d'une puissance déterminée, et il cherche à calculer le diamètre du cylindre *D*, la course du piston *C* et le nombre de tours *n* nécessaire par minute, pour obtenir la puissance requise.

Il faudrait savoir résoudre ces deux problèmes aisément, rapidement et avec une exactitude suffisante; or, on peut se demander si les théories générique et expérimentale exposées ci-dessus sont d'une application immédiate dans ce cas.

Nous sommes malheureusement obligés de répondre à cette interrogation par la négative.

L'aveu paraît humiliant pour la science; il ne faudrait cependant pas être injuste au point de lui reprocher la complication des problèmes qu'on lui pose.

Remarquons d'ailleurs que la question n'est pas entièrement résolue pour la machine à vapeur; il serait étonnant qu'elle le fût mieux pour le moteur à gaz, qui est né un siècle plus tard et dont le cycle est bien plus complexe.

Il est facile de se rendre compte des difficultés spéciales que présente le calcul des moteurs à gaz.

Le constructeur de machines à vapeur fixe lui-même la pression de vapeur qu'il emploiera; il calcule exactement le vide qui sera produit au condenseur, d'après la quantité et la température de l'eau dont il dispose; de plus, il se



donne le degré de détente qu'il veut réaliser pour obtenir le meilleur effet. Rien de tout cela n'est fourni au constructeur de moteur à gaz; la pression explosive dépendra de la richesse variable du gaz combustible et de la quantité de comburant dans laquelle il sera dilué; on ne connaît pas davantage la détente qui aura lieu, car elle dépendra de l'allumage, de l'explosion et de la manière dont s'effectuera la combustion. Le régime de cette combustion est tributaire de nombreuses conditions, parmi lesquelles la compression préalable est assurément la plus effective; mais le rapport volumétrique de compression ne donne pas rigoureusement la compression réellement réalisée; d'ailleurs, le degré d'homogénéité du mélange, la forme de la chambre de compression, la qualité, la quantité et la température des gaz résiduaux qu'elle renferme, le degré de remplissage de la cylindrée, la température des gaz brûlés et le degré de détente, l'avance à l'échappement, l'action des parois, la vitesse du piston, les sections des soupapes et des tuyauteries, la longueur de ces dernières, etc., sont des éléments dont il faut démêler l'influence. Ils ne trouvent point place dans une formule générale et sont laissés à l'appréciation du constructeur.

Pour la machine à vapeur, Poncelet calculait le travail d'un coup de piston en traitant la vapeur comme un gaz soumis à la loi de Mariotte, ce qui est à peu près exact. En moteur à gaz, la courbe de compression et de détente est représentée par la formule  $pv^\gamma = \text{const.}$ , dans laquelle  $\gamma$  varie dans de larges limites. Les perturbations du cycle présentent quelque incertitude dans le cylindre à vapeur, mais on arrive à en tenir compte avec une certaine approximation, alors que dans le moteur à gaz elles défient le calcul et ne peuvent être exprimées par un paramètre jouant le rôle de coefficient de réduction.

Bref : les deux problèmes posés ci-dessus n'admettent pas une solution rigoureuse pour les moteurs à gaz. Ce n'est pas, ainsi qu'on pourrait le croire, un échec de la théorie, c'est une conséquence forcée de l'établissement et de la constitution des moteurs à combustion interne.

Pour la machine à vapeur, Poncelet, de Pambour, Tredgold, Hirn, Rankine ont donné aux ingénieurs des formules permettant le calcul de la puissance d'une machine à vapeur; leur valeur scientifique est discutable, mais elles sont vraiment pratiques et suffisamment exactes.

En moteurs à gaz, on ne peut espérer de trouver de formules du même genre; tout au plus sera-t-il possible d'établir des règles d'un caractère assez empirique, d'une exactitude douteuse, qui peuvent occasionner des surprises.

Voici néanmoins une série de considérations sur lesquelles on pourrait baser le calcul des dimensions d'un moteur à gaz d'une puissance effective déterminée : nous envisagerons d'abord les moteurs à quatre temps.

Un moteur étant donné, et toutes choses se trouvant égales d'ailleurs, la puissance qu'il est susceptible de développer est fonction de la section du piston et de sa course, du nombre de révolutions effectuées par minute, de la pression



moyenne développée sur le piston dans la troisième phase de déflagration et de détente, et enfin du rendement organique de la machine.

On possède les données de construction, diamètre, course et vitesse; on a des précédents pour augurer de la valeur à attribuer au rendement mécanique du système : c'est la pression moyenne qui constitue l'élément aléatoire et la principale inconnue du problème.

C'est aussi l'inconnue la plus discutable.

Elle varie avec la constitution du moteur et avec son fonctionnement.

La pression moyenne dépend surtout de la compression préalable; c'est le facteur efficace de la poussée exercée sur le piston; cela ressort à l'évidence des enseignements de la théorie expérimentale.

Mais tous les autres facteurs étudiés dans cette théorie et rappelés ci-dessus se superposent à celui-ci : insistons brièvement sur quelques-uns.

La pression moyenne est évidemment fonction de la richesse propre du gaz et de la teneur du mélange en gaz combustible; mais à chaque pouvoir du gaz correspond un mélange approprié; c'est ce qu'on peut appeler le mélange normal. Dans ces conditions, la pression moyenne est fonction du pouvoir du gaz, de la manière que fait voir le tableau suivant; il a été dressé pour un gaz pauvre, en supposant que le mélange s'effectue dans les proportions les plus convenables.

Pouvoir calorifique du gaz pauvre.	Pression moyenne du diagramme pour mélange normal.
Calories.	Kilogrammes.
1.040	3,26
1.100	3,75
1.200	4,55
1.300	5,15
1.360	5,28

On remarquera qu'une augmentation du pouvoir de 31 % donne une croissance de 61 % dans la pression moyenne.

On dit généralement, en se basant sur de telles observations, que la puissance d'un moteur alimenté au gaz pauvre est moindre que lorsqu'on lui sert du gaz riche; c'est exact, pour un moteur déterminé. Ce serait faux, si cette proposition s'appliquait à des moteurs différents, car rien n'empêche de faire un mélange aussi riche en calories avec du gaz de ville qu'avec du gaz de gazogène; seulement, dans ce dernier cas, il faut que les sections des soupapes, amenant au cylindre le gaz combustible et l'air comburant, soient établies en conséquence. C'est ainsi que les moteurs à gaz de hauts fourneaux ont pu développer de grandes puissances spécifiques. Remarquons du reste que l'usage des gaz et des mélanges pauvres tolère une compression plus élevée, qui peut compenser l'infériorité de la valeur énergétique de la charge.

La pression moyenne indiquée augmente aussi avec la pression dans la conduite d'amenée du gaz : ainsi quatre diagrammes ayant été pris sous des pressions de 10, 25, 30 et 50 millimètres d'eau dans la conduite, la pression



moyenne dans le cylindre s'est élevée respectivement à 2 kg. 40, 2 kg. 50, 2 kg. 75 et 2 kg. 85. C'est un élément dont il faut tenir compte dans les moteurs alimentés par aspiration à travers un gazogène ou un carburateur. Nous retrouvons la question si importante du remplissage de la cylindrée.

Nombreux sont donc les facteurs de la puissance d'une machine donnée, ou d'une machine à construire; nous avons déjà signalé ces diverses considérations et n'y insisterons pas davantage.

Letombe a composé un tableau résumant les résultats fournis par la pratique dans les moteurs fonctionnant en détente tronquée, suivant les cycles Beau de Rochas et Otto, à quatre temps, avec l'aliment gazeux et liquide (1).

POUVOIR CALORIFIQUE supérieur du combustible	NATURE du COMBUSTIBLE	RAPPORT VOLUMÉTRIQUE de compression	POUVOIR CALORIFIQUE du mélange	PRESSIION MOYENNE au diagramme
Au mètre cube. 5.500 calories. 3.200 — 1.225 — 980 —	Gaz de ville..... — à l'eau..... — pauvre..... — de haut fourneau..	4 4 7 8	Au mètre cube. 625 610 460 435	6,21 6,40 6,35 6,
Au litre. 8.000 9.200 5.500	Essence de pétrole..... Benzol..... Alcool à 90°.....	3,5 3,5 5,0	790 800 875	7,45 7,06 8,05

En définitive, c'est sur une estimation de la pression moyenne indiquée au diagramme que repose le calcul de la puissance d'un moteur.

On s'en fera une idée préalable de la manière qui suit. Un praticien, éclairé par les lois de la théorie générique et expérimentale, et connaissant par les essais qu'il aura effectués sur une machine du type qu'il a adopté, peut tracer à l'avance le diagramme fourni par un mélange de qualité déterminée; il en déduira la valeur  $p_m$  de la pression moyenne probable à l'aide du planimètre ou bien autrement. Dès lors, le travail indiqué, développé par coup de piston moteur, est connu en fonction de la section  $s$  du piston et de sa course  $c$ ; par le nombre de tours, en faisant une hypothèse sur le nombre de passages à vide, si l'on règle par tout ou rien, et par le rendement organique: il calculera la puissance effective d'après ces données avec une approximation fort acceptable, et sans conclure au hasard.

Mais quelle est, d'une manière générale, la valeur de la pression moyenne que l'on peut escompter? Le tableau de Letombe nous a fourni ci-dessus d'importantes données à cet égard: on peut s'y référer. Il serait audacieux, bien que défendable, de s'attendre à une pression supérieure à 6 kilogrammes par centimètre carré. On a le droit néanmoins de penser qu'elle ne tombera qu'accidentellement à 5 kilogrammes ou 5 kg. 5.

(1) LETOMBE, *Les Moteurs à gaz*, p. 420.



Un constructeur peut donc se proposer de réaliser une pression moyenne de 6 kilogrammes dans ses moteurs : en supposant 85 % d'admissions et en prenant, à pleine charge, un rendement organique égal à 0,85, on aura donc :

$$P_e = \frac{s c n \times 6 \times 0,85 \times 0,85}{2 \times 60 \times 75} = 0,0004817 s c n.$$

A noter que la section  $s$  est exprimée en centimètres carrés, la course  $c$  en mètres et  $n$  en révolutions par minute : il s'agit de moteurs monocylindriques.

J'ai calculé sur ces bases, par cette formule, la puissance d'une série de moteurs au gaz de ville riche, ayant un pouvoir supérieur à volume constant égal à 5.500 calories environ : je la donne ci-après comme exemple des règles que je viens de formuler.

PUISSANCE effective EN CHEVAUX	DIAMÈTRE du cylindre EN MILLIMÈTRES	COURSE du piston $c$ EN MÈTRES	NOMBRE de tours. PAR MINUTE $n$	VITESSE LINÉAIRE DU PISTON EN MÈTRES par seconde	SECTION DU PISTON en CENTIMÈTRES CARRÉS $s$	VALEUR DU PRODUIT $s c n$
1	75	0,170	300	1,70	44,179	2.253
2	100	0,210	270	1,89	78,540	4.452
3	120	0,240	260	2,08	113,097	7.057
4	130	0,260	250	2,17	132,733	8.628
8	175	0,325	225	2,43	240,53	17.589
12	210	0,360	205	2,46	346,38	25.561
18	250	0,420	185	2,59	490,87	38.140
24	280	0,470	172	2,69	615,75	49.778
30	310	0,510	165	2,80	754,77	63.513
40	350	0,575	155	2,97	962,11	85.748
50	380	0,625	148	3,08	1.134,1	104.903
60	410	0,670	144	3,21	1.320,3	128.267
75	450	0,730	135	3,29	1.590,4	156.734
100	510	0,800	130	3,47	2.042,8	212.451
125	565	0,875	120	3,50	2.507,2	263.256
150	615	0,925	115	3,54	2.970,6	315.997
200	700	1,000	110	3,75	3.848,5	483.335
250	750	1,025	105	3,80	4.417,9	521.864

Il importe d'observer que les valeurs du diamètre d'alésage et les courses  $c$  du piston de ce tableau seraient trop faibles, si l'on pratiquait une compression insuffisante et si le mélange était trop pauvre pour fournir la pression moyenne prévue de 6 kilogrammes. D'autre part, nous avons admis des vitesses angulaires relativement faibles. Sur ce point, une évolution s'est faite, et l'on aborde aujourd'hui des vitesses beaucoup plus grandes que celles que nous avons considérées (1). Mais il suffit de multiplier les chiffres de la colonne des puissances par le rapport de la vitesse adoptée à celle de la quatrième colonne pour obtenir le nombre de chevaux que l'on peut obtenir par une machine donnée.

1. Ainsi notre moteur de 100 chevaux, compté pour 130 révolutions par minute, en ferait aujourd'hui 200 et développerait par suite aisément 174 chevaux.



Un moteur réglé par admission variable, au lieu de l'être par *tout ou rien*, doit être assimilé à ce dernier sur la base admise de 85 admissions pour 100.

On voit quel usage on peut faire des chiffres de ce tableau : un constructeur timoré disposera des vitesses à adopter pour se donner toutes garanties de succès (1).

Pour deux cylindres, on admet que la puissance est double; elle est quadruple pour quatre cylindres. Le rendement organique des machines polycylindriques étant meilleur, on peut négliger les inconvénients résultant quelquefois d'une conduite d'alimentation bifurquée.

Les moteurs à gaz ont souvent manqué de puissance, et ils ont acquis la réputation fâcheuse de n'avoir pas d'élasticité. Les constructeurs n'avaient généralement qu'à s'en prendre à eux-mêmes, mais il faut reconnaître aussi qu'ils avaient le droit de plaider les circonstances atténuantes.

Les nécessités d'une âpre concurrence, entre eux et avec les fournisseurs de machines à vapeur, les ont amenés à réduire les dimensions de leurs moteurs à un strict minimum qui conduisait fréquemment à des insuffisances, aussitôt qu'une quelconque des conditions escomptées dans le calcul venait à faire défaut : sur ce point, ils étaient inexcusables. On doit, par contre, leur accorder que le moteur à gaz ne se trouve nullement dans les conditions de la machine à vapeur, pour laquelle il suffit de prolonger l'admission pour augmenter la puissance et qui peut aisément développer 60 % en plus de sa puissance nominale (2) : sur ce point particulier, le moteur à gaz présente une infériorité, qu'il faut reconnaître et qu'on a eu le grand tort de ne pas avouer franchement. Il faut remarquer aussi que le moteur à gaz perd de son rendement, et augmente par suite sa consommation, dès qu'il ne marche plus à sa pleine charge : j'estime qu'il dépense quelquefois 12 % de plus, à  $\frac{3}{4}$  de charge, et 35 % à demi-charge; dès lors, le constructeur épouse les intérêts mêmes de ses clients en leur donnant un moteur qui ne possède pas un trop grand excès de puissance.

Il convient de rester dans un juste milieu et de se garder de tout excès : c'est la règle vulgaire de la sagesse. On doit aussi s'armer contre les insuccès

1. Pour permettre d'apprécier le progrès réalisé en trente ans, nous reproduirons ci-dessous une série de dimensions que nous avons publiée dans notre première édition, dans l'hypothèse d'un bon gaz de ville. La comparaison des dimensions relatives des moteurs est significative. Le cylindre de deux chevaux d'alors en fait quatre aujourd'hui, à des vitesses légèrement supérieures.

Puissance effective.	Nombre de tours par minute.	Diamètre du cylindre.	Course du piston.
1 cheval.	200	105 mm.	0 m. 210
2 chevaux.	185	135	0 m. 270
4 —	175	160	0 m. 320
6 —	170	185	0 m. 370
8 —	165	200	0 m. 400
12 —	155	245	0 m. 490
18 —	145	290	0 m. 580

2. Wirtz, « Considérations théoriques et pratiques sur les machines à vapeur surchargées », *Bulletin de la Société industrielle du Nord de la France*, 1906.



inattendus et immérités, auxquels les plus prudents n'échappent point toujours.

J'ai fait un jour des essais sur quatre moteurs identiques, dont trois donnèrent la preuve de la puissance requise alors que le quatrième présentait un notable déficit : il était dû à ce que le conducteur ne réussit pas, pour ce moteur, à faire de bon mélange, alors qu'il avait eu la main très heureuse pour les trois autres ; il eût été sévère de conclure à un défaut de puissance, imputable à la construction, et pourtant l'installation du dernier moteur ne réalisait réellement pas les garanties données.

Pour les moteurs à deux temps, qui donnent une impulsion motrice par tour, on serait porté à admettre que leur puissance est doublée, pour un même nombre de révolutions, mais il ne faut pas oublier que la compression est plus faible que dans les quatre temps, que la pression moyenne est moindre, toutes choses égales d'ailleurs, et que le rendement organique est moins bon.

Les chiffres ci-dessous pourront servir de guide aux constructeurs de ce genre de machines : il s'agit de moteurs à compresseur séparé.

MOTEURS	CYLINDRE MOTEUR			COMPRESSEUR		COMPRESSION	NOMBRE de TOURS	PUISSANCE
	DIAM.	COURSE	EFFETS	DIAM.	COURSE			
Dugald Clerk.....	178	0,304	1	178	0,457	»	150	8
Gardie.....	250	0,400	2	225	0,300	12 kg.	200	25
Benier.....	340	0,480	1	480	»	3,25	145	15
	440	0,650	1	600	»	3,25	127	40
Kœrting.....	635	1,100	2	Air : 75 Gaz : 69	0,300	»	90	500
	750	1,300	2					700
Von Eichelhæuser...}	480	0,800	2	»	»	»	»	300
	775	0,950	2	»	»	»	»	600

Revenons à notre formule de prédétermination de la puissance des moteurs à quatre temps, d'alésage, de course et de vitesse déterminée, et voyons quelle application on peut en faire aux moteurs à gaz pauvre.

Nous avons dit que, dans une machine constituée pour l'utilisation d'un gaz pauvre, on peut, en constituant le mélange de la manière convenable, obtenir une valeur de la pression moyenne qui n'est pas moindre que dans l'utilisation d'un gaz riche ; on serait donc en droit de conclure que la formule donnée ci-dessus reste encore applicable. Toutefois, il faut observer que le gaz, engendré par le gazogène, n'a pas la même régularité de composition que celui que distribuent les usines à gaz et qu'il est nécessaire de tabler sur des variations qui compromettent la richesse uniforme du mélange ; de plus, comme c'est le moteur qui produit le mouvement du gaz par aspiration, une obstruction suffit pour nuire au remplissage de la cylindrée ; enfin, aux abaissements du



rendement du moteur, résultant d'une diminution de charge, se joignent ceux du gazogène, qui ne sont point négligeables, attendu qu'un gazogène rend 5 % de moins à demi-charge qu'à pleine charge. Pour ces motifs, il est prudent de prévoir que l'alimentation au gaz pauvre expose à réaliser moins de puissance : ne comptons plus que sur une pression moyenne de 4 kg. 8. La formule devient :

$$P_e = 0,000381 \text{ scn.}$$

En d'autres termes, pour mêmes valeurs de  $s$ ,  $c$  et  $n$ , le moteur ne fournirait que les  $\frac{8}{10}$  de ce qu'on a calculé pour l'emploi du gaz de ville.

Le gaz de haut fourneau est un gaz d'une misère plus grande encore que le gaz pauvre.

Pour fixer les idées sur les dimensions à donner aux moteurs à gaz de hauts fourneaux, voici quelques chiffres empruntés à une pratique récente.

CONSTRUCTEURS	NOMBRE DE CYLINDRES et d'effets moteurs	DIAMÈTRE DU CYLINDRE	COURSE DU PISTON	NOMBRE DE TOURS par minute	Compression	POUVOIR SUPÉRIEUR du gaz	PUISSANCE EN CHEVAUX
		mm.	m.		k.	cal.	
Cockerill.....	1 cyl. simple effet.	1.300	1.400	95	9,5	985	575
Société Alsacienne.	2 — double effet.	800	1.000	103	—	960	820
Nuremberg.....	2 — —	780	1.000	100	—	945	1.000
Creusot.....	2 — —	925	1.200	72	—	940	1.125
Cockerill.....	2 — —	1.000	1.100	100	14	934	1.400
Creusot.....	4 — —	900	1.100	100	12	960	2.200

Les grandes maisons de construction allemandes avaient adopté l'échelle de dimensions suivantes :

PUISSANCE EN CHEVAUX	DIAMÈTRE DU CYLINDRE	COURSE DU PISTON	NOMBRE DE TOURS
<i>Moteurs monocylindriques à double effet.</i>			
160	520	0,650	150
220	580	0,700	150
275	650	0,750	137
320	700	0,800	125
<i>Deux cylindres à double effet en tandem.</i>			
350	520	0,650	150
480	580	0,700	150
560	650	0,750	137
700	700	0,800	125
900	780	0,900	125
1.050	820	1,000	110
1.200	870	1,100	100
1.500	950	1,200	95
1.600	980	1,200	94
1.835	1.030	1,300	94
1.900	1.050	1,300	94
2.000	1.100	1,300	94

En jumelant les deux cylindres en tandem, on double ces puissances.



Passons aux moteurs alimentés d'air carburé par des vapeurs combustibles, gazoline, essences, benzol, etc. Comme le mélange est généralement plus riche que celui qu'on forme avec le gaz de ville, mais que le carburateur peut créer une résistance nuisible et que la compression est moins grande, on admet que la puissance ne diffère guère et l'on est en droit de prêter créance aux résultats de notre formule. Comme l'alcool tolère une compression plus forte, il conduit souvent à une augmentation de puissance et à une amélioration du rendement thermique indiqué et effectif. Il est possible que certains constructeurs, grands partisans de l'alcool pur et de l'alcool carburé, aient quelque peu exagéré les résultats obtenus (on a même signalé des rendements effectifs de 35 %), mais il reste acquis que le moteur à alcool ne le cède à aucun autre : appliquons-lui donc la formule du gaz de ville.

Il ne s'agit ici que des moteurs fixes; nous traiterons plus loin des moteurs légers de l'automobilisme et de l'aviation.

Voici du reste quelques chiffres qui éclaireront la question :

*Résultats du concours des moteurs à alcool tenu à Paris, du 16 au 24 novembre 1901.*

MOTEURS	DONNÉES de CONSTRUCTION		NATURE DE L'ALCOOL	NOMBRE DE TOURS PAR MINUTE	TRAVAIL EFFECTIF EN CHEVAUX	ALCOOL CONSOMMÉ PAR CHEVAL-HEURE EFFECTIF	TEMPÉRATURE du CYLINDRE
	Diamètre	Course					
	mm.	m.				gr.	
Fritscher et Houdry.	85	0,160	Pur.	430,2	1,20	917	60,8
»	»	»	50 %	422,4	1,277	645	55,4
Japy frères	145	0,160	Pur.	307,8	3,75	565	56,5
»	»	»	50 %	307,3	3,78	409	34,5
Merlin	135	0,240	Pur.	268,5	3,81	750	55,1
»	»	»	50 %	278,8	3,92	529	48,8
Otto	155	0,240	Pur.	239,3	6,04	615	68,5
»	»	»	50 %	239,5	6,05	435	81,5
Pruvost	180	0,360	Pur.	222,5	9,41	507	53,1
»	»	»	50 %	221,1	9,58	379	41,8
Brouhot et C <sup>ie</sup>	240	0,400	Pur.	181,2	14,68	491	68,2
»	»	»	50 %	180,7	16,11	332	82,2
Winterthur	290	0,450	50 %	197,5	23,8	355	72,4

Ci-après les expériences faites lors de l'Exposition décennale de l'automobile en novembre 1907, sur divers moteurs fonctionnant à l'alcool pur et carburé, au laboratoire de l'Automobile-Club de France :

CONSTRUCTEURS	NOMBRE DE CYLINDRES	ALÉSAGE	COURSE	VITESSE EN TOURS-MINUTE	PUISSANCE EFFECTIVE	NATURE DE L'ALCOOL	CONSUMATION par CHEVAL-HEURE EFFECTIF	RENDIMENT THERMIQUE
De Dion-Bouton	2	100	0,110	1.435	10,1	Carburé		
Aster	2	88	0,120	1.158	8,3	50 %	0,58	16,1
Panhard et Levassor	4	110	0,140	1.004	30,1	»	0,46	20,5
Peugeot-Tony Huber	1	94	0,094	1.253	4,1	»	0,44	21,5
Abeille	2	99	0,120	785	7,7	»	0,51	18,6
De Dietrich	4	104	0,160	810	22,7	»	0,61	15,5
Aster	2	88	0,120	1.186	8,3	»	0,67	14,1
Panhard et Levassor	4	110	0,140	996	28,5	Alcool pur.	0,68	18,9
»	»	»	»	»	»	»	0,61	21,2



Ma formule est encore applicable aux moteurs à quatre temps, alimentés directement de pétrole lampant; mais, pour se garder contre toute déception, je ferais usage du coefficient appliqué aux moteurs à gaz pauvre, soit 0,000381.

Comme indication relative aux petites machines en usage dans les installations agricoles, je rappellerai les données relatives aux moteurs exposés à Tervueren, en 1897.

	NAGEL et HERMANN (Gnôme)	CAPITAINE	SOCIÉTÉ FRANÇAISE de Vierzon	SWIDERSKI	SOCIÉTÉ FRANÇAISE de Vierzon	HILLE
Puissance nominale.....	5 chev.	4 chev.	4 chev.	8 chev.	8 chev.	10 chev.
Diamètre du cylindre.....	200 mm.	160 mm.	180 mm.	240 mm.	250 mm.	220 mm.
Course du piston.....	0 m. 190	0 m. 170	0 m. 180	0 m. 240	0 m. 380	0 m. 400
Nombre de tours par minute...	300	320	320	260	220	240

Les données ci-dessous sont empruntées à des expériences qu'il m'a été donné de faire ou dont j'ai eu connaissance :

DIAMÈTRE DES CYLINDRES	COURSE DU PISTON	VITESSE ANGULAIRE	PUISSANCE EFFECTIVE
en millimètres	en mètres	en tours-minute	en chevaux
230	0,400	180	8
250	0,380	220	9
254	0,380	230	10
280	0,400	200	12
270	0,370	180	15
254	0,507	180	22

M. Ringelman a proposé une méthode de calcul différente de la nôtre, qu'il est intéressant de faire connaître (1).

Cet ingénieur distingué suppose une huile de pétrole à 11.000 calories : 1 gramme de ce liquide peut donc développer  $425 \times 11 = 4.675$  kilogrammètres. Il faut 11,7 litres d'air pour brûler ce gramme de pétrole; mais en donnant un excès d'air et en tenant compte de la dilatation, on arrive à un volume de 16,3 litres par gramme de pétrole.

M. Ringelmann attribue au moteur à pétrole un rendement thermique effectif de 15 à 20 %; de sorte que le travail réellement disponible par gramme de pétrole n'est guère que de 700 à 935 kilogrammètres.

Calculons le poids de pétrole consommé : si nous appelons V le volume du cylindre en litres, le volume de mélange carburé par cylindrée, donc le gaz

1. M. Ringelmann a exposé cette théorie dans *le Moteur et la Locomotion automobile*; sa formule peut s'écrire sous une forme plus pratique. En effet, appelant V le volume en litres d'une cylindrée, et n le nombre de tours par minute, on trouve :

$$P = 0,0043 Vn.$$

M. Thomer a proposé d'augmenter la valeur du paramètre pour mieux correspondre aux faits actuels.



carburé brûlé par explosion, est égal à  $\frac{V}{16,3} = 0,06135 V = p$ .

Avec 10 % de passages à vide, le nombre d'explosions faites par seconde sera, en appelant  $n$  le nombre de révolutions de la machine :  $\frac{0,90 \times n}{2 \times 60} = 0,0075 n = n'$ .

Dès lors, le poids de pétrole  $P$  employé par seconde est  $P = n' p$ , et le travail  $\bar{c}$  développé par seconde, estimé en kilogrammètres, sera pour le moins :

$$\bar{c} = 700 \times P.$$

La puissance en chevaux de 75 kilogrammètres  $\mathcal{P}$  sera par suite égale à

$$\mathcal{P} = \frac{700 \times P}{75} = 0,013 \times 700 \times P.$$

Comme application de ce qui précède, prenons un moteur établi sur les données suivantes :

Diamètre du piston : 170 millimètres.

Course du piston : 0 mètre 170.

Nombre de tours par minute : 300.

Rendement : 15 %.

En effectuant les calculs, nous obtenons :

$V$  Volume engendré par le piston (en décimètres cubes) : 3,86.

$p$  Poids du pétrole à employer par explosion (en grammes) : 0,2368.

$n'$  Nombre d'explosions par seconde : 2,25.

$P$  Poids de pétrole à employer par seconde (en grammes) : 0,5328.

$\bar{c}$  Puissance disponible en kilogrammètres par seconde : 372,96.

$\mathcal{P}$  Puissance disponible en chevaux : 4,96.

Consommation de pétrole, au cylindre, en kilogrammes, par heure : 4,918.

Soit par cheval : 0,386.

M. Hospitalier a donné une formule empirique spécialement utilisable pour le calcul des moteurs à essence : d'une statistique faite par lui, il a conclu que pour déterminer la puissance d'une machine en poncelets (100 kilogrammètres par seconde) il n'y a qu'à multiplier le double du volume du cylindre *en litres* par le nombre de tours à la seconde et de diviser par 10; on passe à la puissance en chevaux en divisant la puissance en poncelets par 0,75. En transformant la formule Hospitalier, on trouve, pour  $n$  tours à la minute :

$$\mathcal{P} = 0,0044 V n.$$

Cette formule est d'accord avec celle de M. Ringelmann : elle donne des résultats légèrement inférieurs aux nôtres.

En moteurs Diesel, la pression moyenne est supérieure à celle que l'on relève



en moteurs à pétrole à explosion, attendu qu'elle atteint souvent 8 k. par centimètre carré. D'autre part, la nécessité d'employer des pompes à air diminue le rendement organique très notablement. Aussi convient-il de traiter le problème du calcul de la puissance d'une manière quelque peu différente, en précisant les valeurs à introduire dans le calcul. Pour se laisser de la marge, on peut prendre la pression moyenne égale à 7 kilogrammes et admettre que le rendement organique soit égal à 0,77. On tiendra compte de la variation des admissions par le facteur 0,85 comme ci-dessus. Il vient dès lors :

$$\frac{7 \times 0,77 \times 0,85}{2 \times 60 \times 75} = 0,000509.$$

Telle est la valeur du coefficient de notre formule.

Mais on construit aujourd'hui des moteurs à marche rapide, pour lesquels la pression moyenne ne sera plus que de 6 kg. 75 et le rendement tombera à 0,7, ce qui donne :

$$\frac{6,75 \times 0,7 \times 0,85}{\times 60 \times 75} = 0,000446.$$

En deux temps ou en double effet, le coefficient double, comme pour toute machine; dans les deux cas, c'est le coefficient 0,000446 qu'on doublera.

Les puissances relevées au frein répondent généralement aux valeurs calculées : en voici quelques exemples :

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en millimètres	COURSE DU PISTON en mètres	VITESSE ANGULAIRE en tours-minute	PUISSANCE EFFECTIVE en chevaux
250	0,400	172	20
300	0,462	180	40
320	0,640	200	80
380	0,560	190	85
415	0,610	185	85

Nous reviendrons sur ces résultats en étudiant plus complètement les moteurs Diesel.

Abordons maintenant les moteurs légers et ultra-légers, montés sur les autos et les avions, alimentés par un carburateur à essence.

Les automobilistes ont proposé de nombreuses formules de prédétermination de la puissance des moteurs, en cherchant surtout à les simplifier le plus possible. Ils ont notamment admis l'hypothèse d'un rapport constant de la course avec l'alésage, auquel cas  $\mathcal{P}$  devient une fonction de cet alésage et du nombre de tours :  $\mathcal{P} = KnD^3$ . M. Varlet s'est arrêté à l'expression  $\mathcal{P} = 0,132 D^{2,4}$ , qui paraît assez exacte pour les moteurs dont la vitesse linéaire du piston est de 2 à 4 mètres par seconde. M. Faroux a préféré mettre la course en évidence



dans la formule  $\mathcal{P} = KD^{2,4} C^{0,6}$ . Toutes ces formules, d'un caractère empirique, sont très utiles pour comparer certains moteurs, mais elles n'ont pas la prétention de conduire à des résultats d'une exactitude rigoureuse, attendu que la puissance effectivement réalisée dépend de facteurs nombreux, qu'il est difficile de faire entrer dans une formule simple.

De nombreuses expériences ont été faites par des ingénieurs spécialisés dans la matière : nous en rapporterons quelques-unes, nous réservant d'approfondir la question ultérieurement.

M. Arnoux (1) a réuni les résultats d'un grand nombre d'essais de puissance effectués sur divers modèles de moteurs à quatre cylindres à quatre temps, dont le diamètre du cylindre était compris entre 65 et 190 millimètres, la course entre 0 m. 070 et 0 m. 185; le tableau qu'il a dressé et dont nous donnons ci-dessous un extrait est extrêmement instructif, et l'on peut en tirer d'intéressantes déductions.

L'examen de ces chiffres montre que le rapport de la puissance au volume de la cylindrée (appelé par quelques-uns la *puissance volumique*), est loin d'être constant; il varie sensiblement en raison inverse de la puissance et des dimensions des moteurs.

$\mathcal{P}$ PUISSANCE DÉVELOPPÉE	D DIAMÈTRE DU CYLINDRE	C COURSE DU PISTON	N NOMBRE DE TOURS
12,5	65	0,070	1,600
19	84	0,100	1,500
22,5	90	0,100	1,500
33,5	104	0,130	1,350
36,4	115	0,130	1,340
40	125	0,140	1,200
43	120	0,140	1,250
47	120	0,130	1,300
50	122	0,130	1,300
57,5	125	0,150	1,150
60	140	0,160	1,150
63,5	140	0,150	1,260
67	140	0,145	1,300
70	140	0,140	1,380
76	140	0,138	1,400
80	160	0,180	1,200
85	155	0,150	1,350
90	160	0,170	1,250
96	160	0,165	1,300
100	170	0,150	1,200
110,5	165	0,155	1,200
115	175	0,180	1,200
120	180	0,160	1,100
125	185	0,150	1,300
130	185	0,160	1,100
135	180	0,150	1,300
148	190	0,185	1,250

Sa valeur passe de 12,55 chevaux par litre, pour le moteur le moins puissant, à 8,31 chevaux pour le moteur le plus puissant : appelant  $\mathcal{P}$  la puissance,

1. Bulletin officiel de la Commission de l'Automobile Club de France, novembre 1906.



on trouve que  $\mathcal{P} = 11,1 V^{0,9}$ ,  $V$  étant le volume de la cylindrée exprimé en litres.

La diminution de la puissance volumique avec la puissance effective provient d'un défaut de remplissage de la cylindrée et d'autres influences, parmi lesquelles le refroidissement des cylindres et des culasses prend quelquefois une importance inattendue. Il y a aussi une question de vitesse, qui vient souvent exercer une action considérable sur les résultats.

La formule de M. Faroux, donnée ci-dessus,  $\mathcal{P} = KnD^{2,4} C^{0,6}$ , a permis de calculer un tableau à double entrée, qui a été reproduit dans la plupart des revues techniques de l'automobilisme, dont nous croyons utile de transcrire quelques éléments : les chiffres se rapportent à des machines à quatre cylindres.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en millimètres	COURSE DU PISTON en mètres	NOMBRE DE TOURS	PUISSANCE EN#CHEVAUX
80	0,090	1.250	16,2
90	0,100	1.500	23,0
100	0,140	1.250	36,2
110	0,140	1.250	45,9
120	0,145	1.150	57,3
130	0,145	1.350	69,4
140	0,160	1.150	87,9
150	0,165	1.200	105,7
160	0,180	1.200	130,1
170	0,175	1.050	147,8

En vue d'uniformiser les bases de la taxation des voitures, le fisc a établi une formule qu'il emploie pour calculer leur puissance imposable : c'est la suivante :

$$\mathcal{P} = K n D^2 C p$$

dans laquelle  $p$  représente le nombre de cylindres. Les valeurs de  $D$  et de  $C$  sont exprimées en centimètres. Le paramètre  $K$  varie de 0,19 pour les monocylindres à 0,13 pour les 6 cylindres. D'après cette formule, un 4 cylindres de 8 d'alésage et 15 de course (en centimètres), faisant 1.500 tours, est coté pour 15 chevaux. On a construit des abaques, qui dispensent de tout calcul.

L'essai au banc fournit des résultats qui sont presque toujours inférieurs à ceux du calcul, les écarts étant plus marqués pour les grandes puissances; mais les derniers perfectionnements apportés à la construction ont comblé sensiblement ces différences.

La multiplication des cylindres a permis de développer la puissance des machines, sans augmenter l'alésage des cylindres, mais en abordant des vitesses de plus en plus considérables. J'emprunte à un tableau dressé par M. Devillers les données ci-contre de construction de quelques marques importantes;



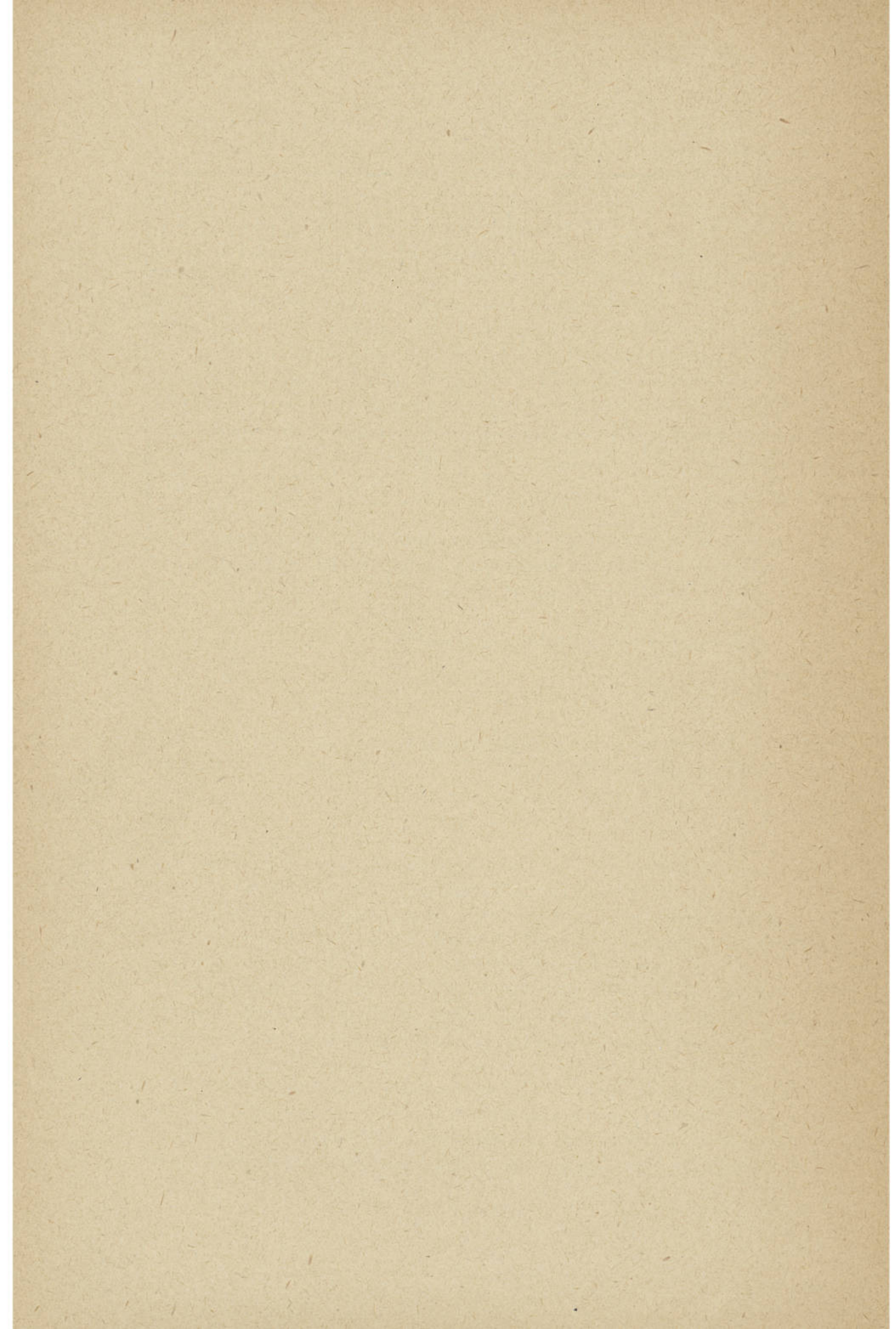
elles peuvent être considérées comme des types dont on ne s'écartera plus beaucoup dans l'avenir (1).

MOTEURS	TYPE	NOMBRE DE CYLINDRES	ALÉSAGE EN MILLIMÈTRES	COURSE EN MÈTRE	NOMBRE DE TOURS-MINUTE	PRESSIION MOYENNE EN KG.-CM <sup>2</sup>	PUISSANCE EN CHEVAUX
Mercedès.....	En ligne.	6	140	0,160	1.400	8,50	175
—.....	—	6	160	0,180	1.400	7,65	250
Maybach.....	—	6	165	0,180	1.450	8,08	300
Hispano-Suiza.....	En V à 90°	8	120	0,130	1.600	8,15	170
—.....	—	8	140	0,150	1.800	8,40	310
Lorraine.....	En V à 90°.	8	120	0,175	1.700	9,35	280
—.....	En V à 60°.	12	120	0,170	1.650	9,25	390
Renault.....	En V à 60°.	12	125	0,150	1.600	8,65	340
—.....	—	12	150	0,175	1.600	8,40	560
Peugeot.....	En V à 60°.	12	160	0,175	1.650	»	600
Bugatti.....	En 2 lignes.	16	110	0,160	2.100	8,55	485
Salmson.....	2 étoiles.	18	125	0,170	1.600	8,40	560
Gnome.....	Rotatif.	7	110	0,120	1.200	»	50
Rhône.....	—	9	115	0,170	1.360	7,50	180
Clerget.....	—	11	120	0,190	1.300	7,03	240

Les progrès obtenus ont leur expression significative dans les grandes pressions moyennes mesurées aux diagrammes, et les vitesses considérables qu'il a été possible de réaliser en même temps.

1. René DEVILLERS, *Le moteur à explosions*, tome II, page 654.







# TABLE DES MATIÈRES

## TOME PREMIER

	Pages.		Pages.
Avertissement de l'éditeur.....		3. — Air carburé par les essences...	161
Principales publications de l'auteur sur la question des moteurs à gaz.		4. — Les vapeurs d'alcool.....	168
CHAPITRE PREMIER			
<b>Histoire des Moteurs à gaz.</b>			
1. — Période de tâtonnement.....	2	5. — Le Gaz acétylène.....	183
2. — Période d'invention.....	9	6. — Les pétroles.....	194
3. — Période d'expansion.....	43	7. — Le Gaz à l'eau.....	207
CHAPITRE II			
<b>Classification des Moteurs à gaz.</b>			
Des divers types de moteurs. Définitions.....	74	8. — Les gaz mixtes ou gaz pauvres.	213
CHAPITRE III			
<b>Considérations théoriques sur les machines thermiques.</b>			
1. — La chaleur, source d'énergie..	79	1 <i>Les meilleurs gaz pauvres.....</i>	221
2. — Variations thermiques des gaz.	81	2 <i>Les meilleurs combustibles.....</i>	228
3. — Lignes de transformation des gaz.....	88	3 <i>Les meilleurs gazogènes.....</i>	240
4. — Du cycle des machines thermi- ques et de leur rendement.	94	4 <i>La meilleure épuration.....</i>	246
5. — Diagrammes entropiques.....	99	5 <i>Fonctionnement et conduite des gazogènes.....</i>	252
6. — Parallèle entre les diverses ma- chines thermiques.....	105	6 <i>Calculs d'établissement.....</i>	265
CHAPITRE IV			
<b>L'aliment des moteurs.</b>			
1. — Gaz d'éclairage, dit Gaz de ville.	112	9. — Le gaz de four à coke.....	272
2. — Divers gaz combustibles obte- nus par distillation.....	154	10. — Le gaz de hauts fourneaux...	278
CHAPITRE V			
<b>Théorie générique des moteurs à gaz.</b>			
1. — Définition des quatre types théoriques.....	300		
2. — Rendements théoriques compa- rés des quatre types.....	307		
3. — Étude du cycle Beau de Rochas- Otto à détente tronquée...	321		
4. — Étude des cycles à compression et à admission variable....	329		
5. — Étude du cycle à admission variable et surcompression.	332		
6. — Étude du cycle Diesel.....	333		
7. — Étude de divers autres cycles proposés.....	338		
8. — Les cycles d'aviation.....	350		
9. — Examen critique de quelques théories.....	355		



CHAPITRE VI

**Théorie expérimentale  
des moteurs à gaz.**

	Pages.
1. — Imperfections des cycles réels.	371
2. — De l'action de paroi sur les combustions.....	380
3. — Influence de la qualité du mélange tonnant.....	390
4. — Phénomènes de combustion et de détente.....	412
5. — La théorie expérimentale devant les faits; bilans et rendements.....	431

CHAPITRE VII

<b>La théorie des turbo-moteurs à gaz.</b>	
Étude théorique et expérimentale.....	473

CHAPITRE VIII

**Essais des moteurs.**

	Pages.
1. — Mesure de la puissance indiquée.....	502
2. — Mesure de la puissance effective	520
3. — Mesure du rendement organique.....	533
4. — Essais de consommation.....	543
5. — Essais de vitesse et de régularité.....	550
6. — Quelques résultats d'essais....	562
7. — Calculs d'établissement des moteurs.....	575
TABLE DES MATIÈRES.....	591
INDEX ALPHABÉTIQUE.....	593



# INDEX ALPHABÉTIQUE

## DES MATIÈRES ET DES NOMS D'AUTEURS

	Pages.		Pages.
<b>A</b>			
Abrest. . . . .	460	Bandsept . . . . .	398
Acétylène . . . . .	183	Banki . . . . .	348
Action de paroi 380, 428, 431, 442, 446, 453		Beau de Rochas . . . . .	13, 321, 325
Adam . . . . .	518	Bell . . . . .	238
Ade Clark . . . . .	466	Bellamy . . . . .	444
Admission variable . . . . .	61, 454	Bénier. . . . .	46, 216
Aguillon . . . . .	142	Benz. . . . .	31
Air carburé . . . . .	161	Benzol. . . . .	166
Alcool . . . . .	168, 461, 583	Bilans de fonctionnement . . . . .	447, 463
Allumage . . . . .	425	Bischof (de) . . . . .	25
Allumage prématuré . . . . .	422	Bombes . . . . .	127
Allure froide. . . . .	259	Bordenave. . . . .	234
Alsacienne (voir Société). . . . .		Borth . . . . .	395
Analyse des gaz. . . . .	132	Bourdon. . . . .	524
Angès d'Auriac . . . . .	293	Boulvin . . . . .	101, 327, 357, 389, 471
Anthracites . . . . .	229	Boursin . . . . .	435
Arbos . . . . .	216	Brayton . . . . .	19
Armengaud . . . . .	498	Brillié. . . . .	181
Arnoux . . . . .	587	Brotherhood. . . . .	526
Atkinson. . . . .	35, 405, 443, 549, 556	Brunhes. . . . .	105
Avance à l'allumage . . . . .	397, 425	Bunsen . . . . .	134
Aviation (Cycles d') . . . . .	350, 461	Bunte . . . . .	209, 256, 258
		Burstall . . . . .	436
<b>B</b>			
Bailly . . . . .	283, 417		
Balayage des gaz brûlés. . . . .	401, 422, 443	<b>C</b>	
		Cail . . . . .	61
		Calorimètres. . . . .	121
		Callendar . . . . .	426, 545
		Capelle . . . . .	192



	Pages.
Capper. . . . .	463
Carburat. . . . .	161, 429, 457
Carels . . . . .	62
Chaleurs spécifiques . . . . .	83, 326, 411
Charon . . . . .	38, 329
Charron . . . . .	414
Chatel . . . . .	534
Chevalet. . . . .	248
Circulation d'eau. . . . .	425, 440, 448
Coalite. . . . .	204
Cockerill. . . . .	53, 60, 284, 294, 582
Coefficient d'irrégularité . . . . .	558
Coke. . . . .	231, 240, 257, 262
Coker . . . . .	427
Combustion incomplète . . . . .	144, 406, 460
Combustion renversée . . . . .	219
Compression préalable. . . . .	313, 323, 338, 388, 420, 432, 451, 537
Compression volumétrique. . . . .	421
Compteurs à gaz. . . . .	545
Cordes (Frein à). . . . .	523
Cottrell . . . . .	288
Consommation calculée . . . . .	317, 470
Couples thermoélectriques . . . . .	544
Cracking. . . . .	197
Creusot . . . . .	572, 582
Crosby . . . . .	503
Crossley. 30, 50, 67, 235, 443, 464, 556	
Cuinat. . . . .	188, 443
Culasses . . . . .	455
Cuvelette. . . . .	275
Cycles . . . . .	98, 304, 314, 332, 371
Cycles fermés . . . . .	94
Cyclomètre . . . . .	555

**D**

Daimler . . . . .	458
Damour . . . . .	234
Décharge . . . . .	446, 449, 460, 466
Décompression. . . . .	329
Delafond. . . . .	533
Delamare-Deboutteville. 32, 43, 155, 283	
Delaporte . . . . .	491

	Pages.
Delwyck-Fleischer. . . . .	212
Dénaturation. . . . .	173
Deschamps. ; . . . . .	260
Devillers. . . . .	589
Diagramme décalé. . . . .	396
— Dugald Clerk . . . . .	469
— Jouguet . . . . .	363
— entropique. . . . .	318, 471
— optique . . . . .	515
— Sankey . . . . .	454
Diesel . . . . .	50, 194, 228, 334, 464, 574
Dimensions . . . . .	268, 579
Dissociation . . . . .	151
Donkin. . . . .	115, 280, 519
Dowson . . . . .	33, 215, 237, 401, 418, 534
Droit. . . . .	264
Drosne. . . . .	428
Dugald Clerk . 28, 44, 149, 356, 388,	
399, 409, 442, 501	
Duperron . . . . .	347
Durée d'explosion . . . . .	397
Duveau . . . . .	557

**E**

Ebbs . . . . .	416
Echappement . . . . .	327, 460, 548, 571
Efforts tangentiels. . . . .	561
Enregistreur de vitesses . . . . .	552
Enrichissement . . . . .	227
Entropie. . . . .	99, 317, 471
Epuration des gaz . . . . .	246, 250, 274, 286
Essences. . . . .	162, 206, 429
Exposant $\gamma$ . . . . .	84, 413, 519

**F**

Faroux . . . . .	586
Fichet et Heurtey . . . . .	62, 271
Fielding. . . . .	45



	Pages.
Fischer . . . . .	210
François . . . . .	227
Freins . . . . .	521
Frese . . . . .	416
Froude . . . . .	526

**G**

Gardie . . . . .	36, 216
Gaz pauvres (composition) . . . . .	223, 236
Gas Engine Committee . . . . .	436
Gaz comprimé . . . . .	160
Gazéification . . . . .	218, 266
Glaenger . . . . .	275
Goudrons . . . . .	159, 243, 274
Grebel . . . . .	183, 207, 429
Greiner . . . . .	52, 63, 287, 294
Griffin . . . . .	30
Grover . . . . .	402

**H**

Haber . . . . .	407
Hartley . . . . .	122
Heirman . . . . .	339
Heurtey et Sauvageon . . . . .	271
Hirn . . . . .	299, 340
Hirsch . . . . .	546
Hock . . . . .	18
Hopkinson . . . . .	394, 400, 408, 412, 426, 458
Hospitalier . . . . .	505, 585
Huile de goudron . . . . .	204
— végétale . . . . .	206
Hubert . . . . .	59, 278, 435
Humphrey . . . . .	562
Hugon . . . . .	13
Hunt . . . . .	141

**I**

	Pages.
Imperfections des cycles réels . . . . .	371
Indicateurs . . . . .	503
Inflammabilité . . . . .	185, 455
Injection d'eau en gazogènes . . . . .	241, 257
— — en moteurs 13, 202, 347, 423	
Isothermique (compression) . . . . .	342, 359, 365

**J**

Japy . . . . .	583
Jouguet . . . . .	362
Junkers . . . . .	123, 138, 423

**K**

Kammerer . . . . .	531
Kennedy . . . . .	471
Kidwell et Keller . . . . .	448
Kopp . . . . .	490
Kraft . . . . .	283
Krebs . . . . .	527
Kutzbach . . . . .	206, 454

**L**

Lalbin . . . . .	40
Langen et Otto . . . . .	15
Laval (de) . . . . .	477
Lean et Bone . . . . .	150
Lebon . . . . .	5
Lecomte . . . . .	257



	Pages.
Ledebur . . . . .	260, 278
Lemoult . . . . .	135
Lencauchez 155, 218, 236, 238, 244, 252, 278	
Lencauchez fils . . . . .	239
Lenoir . . . . .	9, 30
Leprêtre . . . . .	175
Letombe 48, 330, 332, 355, 357, 390, 436, 568, 578	
Lewes (Vivian). . . . .	132
Lignite . . . . .	156, 232
Lodge . . . . .	287
Lorraine (Diétrich). . . . .	163, 201, 588
Lumet . . . . .	163, 182, 419, 426, 457
Lürmann . . . . .	280

**M**

Mahler . . . . .	129
Malandin (voir Delamare) . . . . .	
Mallard et Lechatelier . . 84, 152, 391, 401	
Manographe . . . . .	505
Marius et Brellier . . . . .	348
Marmonnier . . . . .	349
Mathot . . . . .	205, 226, 254, 435, 507, 566
Matteson . . . . .	452
Mazellier . . . . .	514
Mazout . . . . .	203
Mees . . . . .	328
Mélanges pauvres . . . . .	144, 391, 420
Mériageault . . . . .	365
Méthode de la dynamo étalonnée . . . . .	532
— du lancé . . . . .	538, 572
Métivier . . . . .	71
Meyer 176, 261, 360, 396, 406, 418, 440, 449, 467, 506	
Mise en route . . . . .	44
Monnier . . . . .	417
Moreau . . . . .	361
Moritz . . . . .	303
Moteurs (4 types). . . . .	300
— à compression isothermique . . . . .	343

	Pages.
Moteur atmosphérique à compression. . . . .	349
— admission et compression cons- tante . . . . .	350
— allégé . . . . .	353
— suralésé . . . . .	354
Moulinet dynamométrique . . . . .	528

**N**

Naegel . . . . .	126, 392, 452, 527
Naphtaline . . . . .	167
Neu . . . . .	345, 467
Nicolas . . . . .	568
Niel . . . . .	40, 355

**O**

Otto. . . [ 15, 21, 37, 60, 307, 321, 471, 560	
------------------------------------------------	--

**P**

Parallélogramme Meyer . . . . .	506
Pelouze et Auduin . . . . .	251
Périssé . . . . .	396
Pétavel . . . . .	444
Pétin . . . . .	396
Pétréano . . . . .	399
Pétroles . . . . .	194, 429, 456, 461, 468, 499
Picou . . . . .	559
Pintsch . . . . .	157
Plan balance . . . . .	531
Point d'éclair . . . . .	197
Poulies de frein . . . . .	524
Pouvoirs supérieur et inférieur . . . . .	120, 140



	Pages.
Pouvoirs sous volume ou pression constante . . . . .	121
Pression explosive . . . 148, 316, 395, 404, 419, 455	521
Prony . . . . .	502
Puissances . . . . .	544
Pyromètres . . . . .	

**R**

Rateau . . . . .	352, 489, 495
Ransom . . . . .	555
Ravel . . . . .	188
Réaction . . . . .	481
Récupération de chaleur . . . . .	342
— de décharge . . . . .	264
— des sous-produits . . . . .	57, 273
Réducteur Staneck . . . . .	507
Régénérateurs . . . . .	109, 340
Réglage . . . . .	549
Régularité . . . . .	551
Relevés de diagrammes . . . . .	513
Renard . . . . .	529
Rendement des moteurs . . . . .	108, 307, 313, 562
— générique . . . . .	99
— organique . . . . .	533
— d'un gazogène . . . . .	220, 266
— d'un haut fourneau . . . . .	282
Richard . . . . .	339
Ringelmann . . . . .	169, 202, 461, 469, 525, 551, 584
Robinson . . . . .	198
Roche . . . . .	271
Roszkowski . . . . .	152

**S**

Sahlin . . . . .	290
Salanson et Debuchy . . . . .	402
Scheller . . . . .	424

	Pages.
Schöttler . . . . .	85, 115, 148, 337, 434, 462, 535
Schröter . . . . .	199, 227, 464, 510
Schwob . . . . .	345
Scrubber . . . . .	248, 288
Sewell . . . . .	408
Siemens . . . . .	8, 28
Simon . . . . .	27
Simplex . . . . .	32
Slaby . . . . .	24, 131, 139, 416, 432, 448
Société Alsacienne . . . . .	292, 570, 582
Sorel . . . . .	174, 457
Stodola . . . . .	487, 492, 499
Suralimentation . . . . .	351
Surcompression . . . . .	332, 352, 357
Sulzer . . . . .	574

**T**

Tangye . . . . .	417, 450
Tarage de ressorts . . . . .	509
Température des cycles . . . . .	313, 322, 389, 408, 426, 544
— des parois . . . . .	389, 412, 427
Theissen . . . . .	291
Théorie cyclique . . . . .	300, 356
— diverses . . . . .	109, 299, 315, 368, 476, 487
Time base diagrams . . . . .	519
Tirage renversé . . . . .	62, 244
Tissier . . . . .	155
Tourbe . . . . .	156, 233
Tranches (théorie des) . . . . .	22, 400
Turbulence moléculaire . . . . .	430

**V et W**

Vermand . . . . .	147, 343, 349
Villey . . . . .	352
Wallon . . . . .	528

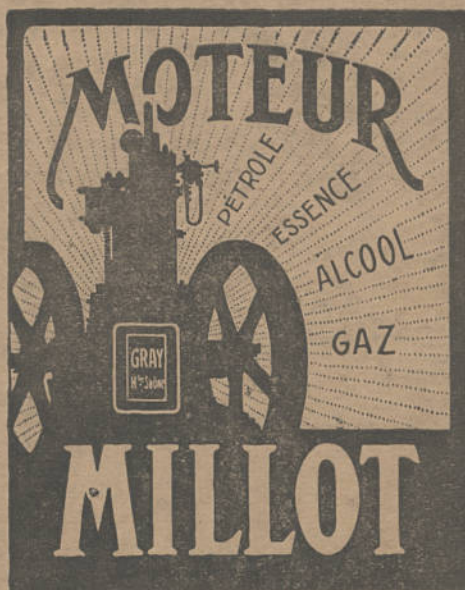








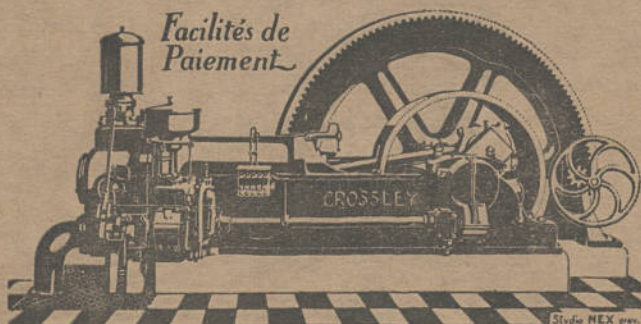




# CROSSLEY

MOTEURS À HUILE LOURDE  
HORIZONTAUX DE 20 A 286 HP  
DÉMARRANT INSTANTANÉMENT À FROID

*Facilités de  
Paiement*



CONSOMMATION D'HUILE LOURDE  
6 À 8 CENTIMES PAR CHEVAL-HEURE EFFECTIF  
MÊME À DEMI-CHARGE

## ÉTABLISSEMENTS DIÉNY & LUCAS

SOCIÉTÉ ANONYME AU CAPITAL DE FR. 3.500.000

50, RUE TAITBOUT, 50 PARIS TRUDAINE: 04-14 et 33-13

PRESSE