

1922

LES  
**GRANDS MOTEURS A GAZ**  
ET  
**L'UTILISATION DES GAZ DE HAUT FOURNEAU**

---

**THÉORIE DES MOTEURS A GAZ**

---

PAR  
**M. JULES DESCHAMPS**

INGÉNIEUR-CONSEIL  
ANCIEN ÉLÈVE DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE

**PARIS**  
V<sup>VE</sup> CH. DUNOD, ÉDITEUR  
49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 49

1901







BMIC 33

LES

GRANDS MOTEURS A GAZ

ET

L'UTILISATION DES GAZ DE HAUT FOURNEAU

---

THÉORIE DES MOTEURS A GAZ



---

MACON, PROTAT FRÈRES, IMPRIMEURS

---



LES  
GRANDS MOTEURS A GAZ  
ET  
L'UTILISATION DES GAZ DE HAUT FOURNEAU

---

THÉORIE DES MOTEURS A GAZ

---

PAR  
M. JULES DESCHAMPS

INGÉNIEUR-CONSEIL  
ANCIEN ÉLÈVE DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE

PARIS  
V<sup>VE</sup> CH. DUNOD, ÉDITEUR  
49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 49

—  
1901







## UTILISATION DES GAZ DE HAUTS FOURNEAUX

### ET DE FOURS A COKE

---

Les métallurgistes se sont vivement préoccupés, depuis quelques années, de l'utilisation des gaz de haut fourneau et du bénéfice que l'industrie sidérurgique pourrait obtenir en récupérant, sous forme de travail, une notable partie de l'énergie du combustible employé au traitement des minerais.

Le problème est du plus haut intérêt à un autre point de vue. C'est la première grande tentative faite dans l'industrie pour rechercher non des économies de matière et de combustible, ou l'utilisation d'un sous-produit, mais une économie d'énergie sous forme de force motrice disponible en excès et pouvant transformer l'industriel en distributeur de force et de lumière.

Je vais chercher, dans cette étude, à exposer les travaux qui ont déjà été faits et discuter les idées qui ont été émises.

Dans un haut fourneau, le combustible est mélangé au minerai dans le but de réduire les composés chimiques où le métal est enfermé et de mettre celui-ci en liberté. En outre, pour séparer le fer, ou plutôt la fonte, il convient de l'amener à l'état liquide.

Le combustible joue donc le rôle de désoxydant, en même temps qu'il élève la température.

Il s'ensuit que la combustion du combustible ne doit jamais être complète, et que si, d'une part, de l'air oxydant est introduit pour que la combustion se produise, le combustible devra être fourni en excès, de façon que les gaz produits soient incomplètement oxydés et, par suite, restent réducteurs.

Cette action se produit dans la zone des hautes températures; une fois celle-ci franchie, ces gaz ne rencontreront plus d'air, mais, au contraire, minerai et carbone, et tendront encore à se désoxyder. Grâce à leur température élevée, ils peuvent seulement distiller le combustible et entraîner avec eux les produits volatils de la distillation. Ces causes ne peuvent que les enrichir en produits combustibles.

Il y a donc, du fait même de l'emploi d'un combustible pour la décomposition d'un minerai, production nécessaire d'un gaz combustible, simultanément avec la réduction du minerai. C'est un sous-produit que l'on peut chercher à réduire, mais qu'il est impossible de supprimer.

Aussi convient-il de chercher à utiliser ces gaz. Jadis, en arrivant au sommet du haut fourneau, ils brûlaient à l'air.



Depuis une soixantaine d'années, les hauts fourneaux ont été modifiés, les uns après les autres. A l'échappement à l'air libre des gaz, a succédé la fermeture du gueulard, et les gaz sont maintenant recueillis dans une conduite spéciale. L'ouverture du gueulard aux chargements de minerai et de combustible se fait encore avec plus ou moins de soin, il y a mélange fâcheux d'air et perte de gaz combustible. On tend et l'on tendra de plus en plus à éviter ces déchets évalués actuellement à 10 p. 100, et les fermetures deviendront plus hermétiques.

Les gaz ainsi recueillis, plusieurs emplois se présentent.

Il est naturel de les utiliser d'abord au profit du fourneau, et leur meilleur emploi est évidemment de réchauffer l'air amené aux tuyères. C'est de la chaleur prêtée que l'on retrouvera, avec peu de déchets, si les appareils sont bien aménagés. L'usage en a considérablement amélioré le rendement et la bonne marche des fourneaux.

On conçoit combien il serait fâcheux d'injecter de l'air froid au milieu de masses incandescentes : la zone des hautes températures serait relevée et éloignée du creuset. Enfin, ce qui est capital, il faudrait, là où se fait la combustion, une proportion de combustible plus élevée pour échauffer l'air, d'où la nécessité de modifier les charges de minerai et de combustible.

C'eût été désastreux, jusqu'à présent, où le but poursuivi pour l'économie de l'opération a toujours été de réduire autant que possible la proportion du combustible. L'emploi des régénérateurs y a très fortement contribué. Ce serait encore très fâcheux maintenant que, par l'emploi des gaz, on peut espérer que cet excédent de combustible ne serait pas brûlé en pure perte. C'est qu'en effet, le rendement des Cowper est très avantageux, et le déchet n'y est pas plus élevé que celui que donnerait le combustible dans le haut fourneau. L'opinion contraire a cependant été émise.

Ce premier emploi des gaz est donc tout indiqué. S'il y a excédent de gaz, partout où, dans l'usine, on emploie du charbon, il convient de rechercher si le gaz ne peut pas être utilisé de préférence. C'est là une économie tangible. Aussi l'a-t-on employé à griller les minerais auxquels cette préparation convient, à chauffer des fours, et surtout à alimenter les chaudières des machines à vapeur nécessaires dans l'usine, notamment pour les machines soufflantes du fourneau et les engins de bardage du minerai et du combustible.

Tous ces emplois ont contribué à réduire dans des proportions considérables la quantité de combustible employée, et l'économie de la métallurgie du fer s'est ainsi très fortement améliorée.

Aujourd'hui, on peut estimer, qu'en moyenne, 1.000 kilog. de coke suffisent pour obtenir 1.000 kilog. de fonte. Il est certain que ce rendement, dans les meilleures installations, varie avec la qualité du coke, celle du minerai, sa provenance et le genre de fonte recherchée. Aussi, pour certaines fontes peu carburées, la consommation de coke descend-elle jusqu'à 800 kilog. et, aux très grands fourneaux de la firme Carnégie, elle descend, paraît-il, à 730 kilog.

Jusqu'à ces dernières années, c'est tout ce que l'on a pu demander aux gaz de haut fourneau, et, encore aujourd'hui, dans la plupart des installations, les gaz ne suffisent pas aux chaudières des souffleries.

Cependant l'économie peut être poussée très loin dans ces diverses opérations. Les gaz peuvent être recueillis avec soin. On peut perfectionner les appareils d'échange, Cowper ou Whitwell, servant au réchauffement de l'air, et l'on évalue aujourd'hui que le rendement de ceux-ci peut atteindre facilement 85 p. 100, ce qui approche de la limite qu'imposent les pertes aux parois et le tirage. Les chaudières peuvent être soigneusement choisies, étudiées spécialement pour un combustible gazeux, la fâcheuse action des poussières atténuée par un tamisage préalable.



Il peut y avoir ainsi un meilleur emploi des gaz qui, après avoir satisfait aux exigences du régénérateur et des chaudières nécessaires à la marche même du haut fourneau, laissent alors un excédent de gaz disponibles.

C'est ainsi que, dans ces dernières années, les chaudières ont été prévues plus puissantes que pour les besoins de la soufflerie, avec des installations très soignées, et ont pu alimenter des machines à vapeur employées à d'autres usages qu'aux besoins du haut fourneau.

L'expérience a donc montré que l'énergie potentielle du combustible nécessaire pour la seule transformation du minerai dans le haut fourneau pouvait en même temps suffire aux opérations accessoires, et même laisser, sous forme de force motrice ou de gaz combustible, un excédent.

C'est le premier point à mettre en évidence.

Une question se présente immédiatement. Puisque l'on peut utiliser l'énergie disponible des gaz de haut fourneau en la transformant en force motrice, ne peut-on s'y prendre d'une manière plus avantageuse qu'en employant la vapeur de chaudières chauffées au gaz ?

La force motrice coûte cher. C'est une marchandise toujours demandée. L'attention des sidérurgistes devait être vivement attirée par ce problème.

Ayant un gaz combustible à employer, ne valait-il pas mieux chercher à l'utiliser dans les moteurs à gaz qui, déjà, avaient montré leurs qualités en fonctionnant avec des gaz pauvres de gazogène ? Entre le gazogène et le haut fourneau, la ressemblance est frappante.

Si le moteur à gaz donne, ainsi que l'expérience l'a prouvé, des rendements deux et trois fois supérieurs à celui de la machine à vapeur, l'excédent de force motrice recueillie serait aussi doublé ou triplé. Si l'on peut même actionner les souffleries par des moteurs à gaz, c'est encore une ou deux fois la puissance mécanique nécessaire aux souffleries qui va devenir disponible. Le bénéfice s'augmentera d'autant. Aussi, si l'emploi des gaz de haut fourneau peut se faire dans de puissants moteurs à gaz, sans impossibilité matérielle, ni manipulations trop onéreuses, le bénéfice doit-il être considérable.

Des essais ont été faits depuis six ans ; ils permettent de conclure favorablement aujourd'hui.

Il fallait attendre ces essais parce que si, en théorie, l'avantage est certain, des difficultés de toute première importance se présentaient dans la pratique.

Certains croient voir dans la discussion de l'utilisation des gaz de haut fourneau une campagne en faveur des moteurs à gaz, et ceux qui ne croient pas que déjà le jour soit venu où la machine à vapeur devra disparaître devant le moteur à gaz, sont sceptiques et mal disposés pour ces perfectionnements.

Il faut envisager le problème autrement. En général, pour transformer l'énergie potentielle du combustible solide, charbon, coke, en travail, il faut passer par l'intermédiaire d'un gaz ou d'une vapeur qui se dilateront ou se contracteront suivant les phases qu'ils traverseront. D'où, pour les machines à vapeur, nécessité de chaudières et, pour les moteurs à gaz, nécessité de gazogènes. Chaudières et gazogènes font un déchet important, et coûtent, comme tous les intermédiaires.

C'est entre le groupe chaudière et machine à vapeur, d'une part, et le groupe gazogène et moteur à gaz, d'autre part, que la concurrence est établie et que la comparaison doit être cherchée.



Ici la situation est toute spéciale. Le combustible est fourni sous la forme gazeuse. L'intermédiaire est inutile, la première opération est faite, le premier déchet subi. Le moteur à gaz semble donc se présenter dans des conditions bien plus avantageuses.

On ajoutera quelquefois à l'appui de l'opinion émise que le gaz brûle mal dans les chaudières, qu'il y donne un mauvais rendement à cause des poussières entraînées. L'objection est en soi fort discutable, parce que, si l'on dépensait, avant de conduire le gaz aux chaudières, les soins de nettoyage que l'on doit donner aux gaz destinés aux moteurs à gaz et que l'on choisisse des chaudières faites dans ce but, le rendement serait bien meilleur.

Il y a lieu aussi de mettre en garde ceux que la question intéresse contre les comparaisons qu'ils trouveront dans la plupart des publications faites sur ce sujet, entre le rendement des machines à vapeur et celui des moteurs à gaz.

Tout ce que l'on peut faire, c'est de mettre en parallèle la consommation d'un groupe déterminé de machines à vapeur et chaudières avec celle d'une installation de moteur à gaz déterminée de même. Certains ont comparé, avec des moteurs à gaz, des machines consommant 12 kilog. de vapeur, d'autres des machines consommant 6 kilog. Il semble qu'on ne peut trouver un juste terme de comparaison. Mais il suffit de montrer que tout ce que l'on peut faire de plus parfait en chaudières et machines à vapeur est encore loin du rendement d'un moteur à gaz, et c'est facile.

Supposons une machine consommant 6 kilog. de vapeur par cheval-heure indiqué, ce qui correspond environ à une énergie potentielle disponible de 4.080 calories empruntée au générateur.

Supposons à celui-ci le rendement de 70 p. 100, et je me serai placé dans les meilleures conditions possibles. La consommation de gaz devrait donc fournir 5.830 calories. C'est un minimum qui correspondrait à 650 grammes de charbon environ.

Or, des moteurs à gaz de haut fourneau, en marche, ayant fait leurs preuves, ont donné couramment des consommations de 3.000 calories par cheval-heure indiqué, même en charge réduite.

En comparant donc le rendement des moteurs à gaz existants, très avantagés dans cette application, il faut ne pas l'oublier, puisqu'ils n'ont pas à supporter le déchet du gazogène, avec le groupe de machines à vapeur et chaudières même des plus perfectionnées, et dans des conditions que l'emploi des gaz ne permettrait pas, la supériorité du rendement des moteurs à gaz est considérable et doit procurer une économie de plus de moitié.

Je ferai remarquer ici que j'ai évité de faire intervenir les rendements théoriques de ces deux types de moteurs. C'eût été de la pure fantaisie.

On estime actuellement à vingt chevaux par tonne de fonte produite quotidiennement la puissance ainsi disponible, par l'emploi des moteurs à gaz, dans un haut fourneau suffisamment bien aménagé où les machines soufflantes sont elles-mêmes actionnées par les moteurs à gaz. Si l'on évalue à 2.000 tonnes la production annuelle à la France, cela représenterait une source de force motrice pouvant s'élever à 120.000 chevaux.

Malheureusement, cette production de la fonte est variable suivant la demande, et la force motrice devra suivre les mêmes fluctuations. C'est pourquoi il conviendra de l'employer de préférence aux travaux de forgeage, laminage, etc., qui varient eux-mêmes dans le même sens que la fabrication de la fonte.

Certains ont pensé que le haut fourneau constituait un gazogène parfait, et pourrait fonctionner comme tel, sans minerai, aux périodes où la demande ralentit, afin que la force motrice continuât à se produire.



Ceci appelle une comparaison entre le haut fourneau et les gazogènes.

J'ai dit plus haut que le but d'un gazogène, comme celui d'une chaudière, était de transporter, du combustible à un véhicule gazeux, l'énergie potentielle.

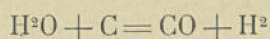
Dans les gazogènes actuels, on se borne à transformer le combustible solide en combustible gazeux. Dans les premiers gazogènes Siemens, la solution consistait à faire brûler imparfaitement le charbon ou le coke dans l'air et à recueillir l'oxyde de carbone qui se dégagait avec l'azote et les traces d'autres gaz.

Il y avait là un gros déchet, toute la chaleur de formation de l'oxyde de carbone était perdue, et servait à échauffer inutilement le gazogène et les gaz sortants.

Il ne restait de disponible que la chaleur de formation de l'acide carbonique par la combustion de l'oxyde de carbone. Le rendement théorique était donc  $\frac{68,2}{94,3} = 0,72$ , c'est-à-dire 60 p. 100 en déduisant les pertes telles que la formation d'une partie d'acide carbonique.

Pour avoir un gazogène parfait, il aurait suffi que la chaleur de formation de l'oxyde de carbone fût employée à une transformation physique ou chimique utile.

C'est à quoi l'on a songé en faisant les gazogènes mixtes, où la vapeur d'eau était amenée en même temps que l'air et où des réactions sont réalisées, telles que



qui consomme beaucoup de chaleur et laisse deux gaz combustibles, et



qui est moins avantageuse.

Il faut donc, pour qu'un gazogène fonctionne d'une façon économique, que la proportion d'air et de vapeur soit calculée de telle manière que la chaleur donnée par la combustion du charbon en oxyde de carbone soit compensée par une dissociation de vapeur d'eau, sauf le déchet inévitable de la perte aux parois et diverses autres.

Or, il se produit dans le haut fourneau un phénomène semblable, mais là ce n'est pas la vapeur d'eau qui produit la réaction endothermique, ce sont les opérations de réduction et de liquation du minerai et des fondants, et la quantité du combustible est calculée pour que ces opérations soient poussées à un degré déterminé.

On peut donc dire avec raison que le haut fourneau est un gazogène parfait au point de vue de l'utilisation du combustible. Mais il ne faut pas oublier que le rôle du minerai est essentiel et que, sans minerai, le gazogène deviendrait détestable.

On a bien parlé, au cas où, pour continuer d'alimenter des moteurs, on voudrait faire marcher le haut fourneau en gazogène sans minerai, de remplacer celui-ci par des fondants appropriés qui laisseraient un laitier jouissant de propriétés spéciales qui le feraient rechercher et en rendraient la fabrication rémunératrice. Cette idée est notamment indiquée dans des publications de MM. Thwaite et Gardner. Cela me semblerait gros de conséquences.

Ce qui différencie encore le haut fourneau du gazogène habituel, c'est que, dans celui-ci, les proportions des éléments sont calculées pour faire le gaz le plus riche possible, et aussi peu chargé que possible en  $\text{CO}^2$ . Dans le haut fourneau, elles sont commandées par les besoins du sidérurgiste. Aussi le gaz d'un haut fourneau est-il plus pauvre, la proportion des quantités de  $\text{CO}^2$  et de  $\text{CO}$  est nécessitée par les réactions à obtenir, et est considérée en sidérurgie comme la caractéristique de l'allure d'un haut fourneau. Elle varie couramment de 50 p. 100 à 80 p. 100.

Je me résume donc : le haut fourneau est un gazogène très économique, donnant un



gaz très pauvre. Il ne peut fonctionner utilement qu'autant que les opérations de fabrication de la fonte y sont poursuivies. La qualité du gaz est déterminée par ces opérations.

Il faudra donc que les industriels qui emploieront ou vendront la force motrice se préoccupent des arrêts qui peuvent survenir dans les hauts fourneaux; ils devront prévoir des gazogènes auxiliaires, et avoir des moteurs susceptibles de transformation pour s'alimenter avec deux gaz aussi différents, puisque le gaz d'un bon gazogène atteint 1.400, 1.500 et même 1.600 calories, tandis que celui des hauts fourneaux à coke ne dépasse pas 1.000 calories au mètre cube.

C'est là un inconvénient des plus graves, auquel il n'a pas encore été prêté peut-être suffisamment d'attention et qui doit faire hésiter à employer à des services publics la force motrice provenant des hauts fourneaux.

Peut-être y aura-t-il là l'origine d'un marché de la force motrice influençant le prix de la fonte en raison de sa propre fabrication. Sinon, s'il faut, à côté d'une installation de haut fourneau, avoir une autre installation, comme c'est très généralement le cas pour les forces hydrauliques, ce serait singulièrement onéreux, et il ne faudrait guère songer à faire de la fonte aux mauvaises périodes pour fournir la force motrice à une autre clientèle, ainsi que le prévoyait, dans une boutade, M. Martin, à une réunion de l'Iron and Steel, quand il disait que bientôt la fonte ne serait plus que le sous-produit de la force motrice.

J'ai montré que des gaz combustibles étaient nécessairement produits par les hauts fourneaux, et que, si l'on comptait transformer leur énergie chimique en travail, l'emploi des moteurs à gaz était la meilleure solution.

Cette idée, fort simple, a dû venir à plusieurs. Mais des difficultés considérables se présentaient, et il faut très grandement louer ceux qui osèrent les aborder.

On a craint que le haut fourneau ne soit un gazogène trop irrégulier, car il ne travaille pas de la même manière suivant le genre de fonte que l'on a besoin de fabriquer. En allure froide ou chaude, les proportions de combustibles, minerais et castines, varient très sensiblement. La teneur en oxyde de carbone et en acide carbonique, et, par suite, le pouvoir calorifique du gaz est modifié. Il est certain, par exemple, qu'en allure chaude, le gaz obtenu sera beaucoup plus riche qu'en allure froide.

Faudrait-il pour cela modifier dans le moteur les proportions d'air et de gaz qui, le plus souvent, sont réglées par les dimensions mêmes des organes de la distribution? La compression qui, pour un bon allumage, doit être d'autant plus élevée que le gaz admis est plus pauvre, devra-t-elle aussi être variable? Et comment le réalise-t-on?

De fait, dans la grande majorité des hauts fourneaux, qui sont alimentés au coke métallurgique, les expériences ont montré que les différences n'étaient pas trop considérables, et qu'un même moteur pouvait fonctionner avec les variations du pouvoir calorifique des gaz.

Un procédé se présente, d'ailleurs : c'est d'alimenter le moteur avec le gaz provenant de plusieurs cuves à la fois. Il se trouve ainsi prendre une allure moyenne plus stable. En outre, si un ralentissement se produisait dans un haut fourneau, il ne faudrait pas que la soufflerie cesse d'être alimentée. C'est tout le contraire, et voici une raison de plus de réunir, si l'on peut, les gaz de plusieurs fourneaux.

Dans les fourneaux alimentés à l'antracite, la situation semble devoir être analogue, mais dans ceux d'Écosse, par exemple, où le combustible est bien plus largement fourni, jusqu'à 1.800 kilog. par tonne de fonte, et où l'on emploie du charbon tout-venant, il est certain que le gaz est beaucoup plus riche, contient beaucoup plus de gaz de distillation et est très influencé par les périodes de chargement.



Il y a lieu d'y faire tout spécialement attention ; cependant MM. Thwaite et Gardner ont employé ainsi un petit moteur sans aucun accident.

Une autre objection plus grave se présentait.

Il semblait établi que plus le mélange détonant est riche, plus il y a de calories disponibles par mètre cube de gaz, meilleur doit être le rendement.

Il ne fallait donc guère s'attendre, devait-on penser, au bon rendement, sans lequel toute l'économie du projet était détruite, puisque le gaz des hauts fourneaux était très pauvre. Beaucoup ont pensé même qu'il ne pourrait faire explosion. Il ne me semble pas que la question ait été examinée sous son véritable aspect.

Un mètre cube de gaz de Paris contient 5.300 calories environ. Un mètre cube de gaz de haut fourneau en moyenne 950. Ici je choisis le pouvoir spécifique supérieur tel qu'on l'évalue en France.

Il faut au gaz de Paris 6 à 7 mètres cubes d'air pour brûler, soit en moyenne 6 m. 50. C'est la proportion adoptée dans certains moteurs à gaz. Le mélange détonant ainsi formé contient donc par mètre cube :

$$\frac{5.300}{7,5} = 707 \text{ calories.}$$

Dans certains moteurs de haut fourneau, où le pouvoir calorifique du gaz est 950 calories, on a adopté la proportion d'air de 0 m. 8. Le pouvoir calorifique de 1 mètre cube de mélange sera donc de

$$\frac{950}{1,8} = 528 \text{ calories.}$$

La différence de richesse des deux mélanges est donc bien moindre qu'il semble au premier abord. Cependant on pourrait être inquiet de l'allumage.

Mais le remède est à côté du mal. Plus un mélange est pauvre, plus on peut le comprimer avant l'explosion, sans craindre que celle-ci se produise par avance. Aussi, dans la pratique, se borne-t-on à une compression de 4 kilog. pour le gaz d'éclairage et pousse-t-on celle du gaz de haut fourneau à 7 kilog., 7 kg. 5, 8 kg. 5 et même jusqu'à 10 kilog.

Dans ces conditions, à égal volume de compression, le mélange détonant des gaz de hauts fourneaux est même plus riche que celui des gaz de ville, et l'explosion se fait très bien.

Il ne faut pas oublier que si la richesse est la même en volume, elle reste plus faible en poids. L'air entraîne avec lui une même proportion d'azote, tandis que les gaz contiennent d'autant plus de parties inertes, azote ou acide carbonique, qu'ils sont plus pauvres. Aussi, pendant l'explosion, la température s'élèvera-t-elle moins dans les moteurs à gaz de hauts fourneaux que dans les moteurs à gaz de ville.

Dans lequel des deux cas le rendement doit-il être le plus élevé, avec le gaz le plus riche, ou avec le gaz le plus pauvre ?

Tous les auteurs, je crois, ont conclu en faveur du gaz le plus riche ; j'ai moi-même établi, ici même, qu'il en était ainsi à égalité de compression.

Mais ici nous ne nous trouvons plus dans ce cas spécial et tout dépend uniquement, à mon avis, de la perte aux parois.

Si l'on négligeait celle-ci, j'ai montré que le rendement était indépendant de la température supérieure obtenue, et croissait avec la compression. Dans ce cas, que l'on peut considérer comme une limite que l'on cherchera peut-être un jour à atteindre, le rendement du moteur à gaz sera d'autant meilleur que le gaz employé sera plus pauvre.



Dans les conditions normales, où la perte aux parois est considérable, il est certain que les hautes compressions causent un grand déchet; mais, d'autre part, moins le gaz est riche, moins semblent élevées les températures pendant la combustion. Il est très difficile de juger, et l'expérience seule nous fixera.

Tout ce que l'on peut affirmer, c'est qu'il n'y a pas de raisons sérieuses pour que le gaz pauvre donne un rendement inférieur au gaz riche et que des comparaisons, si l'on en fait, doivent être établies autrement que certaines qui ont été publiées. Les essais que je citerai, notamment ceux faits sur moteurs à gaz de haut fourneau à Seraing et à Differdange, établissent des rendements égaux et supérieurs à ceux réalisés avec le gaz d'éclairage.

La deuxième objection présentée contre les moteurs à gaz, est donc dénuée de toute valeur. Il faut avoir le courage de le dire, car l'opinion contraire est répandue.

Il est à remarquer que, si le rendement ne varie pas comme la richesse du gaz, la puissance du moteur varie dans ce sens, et assez rapidement. Il faut donc s'attendre à employer pour le gaz de haut fourneau des moteurs différents de la construction des moteurs à gaz ordinaires.

A égalité de surface du piston, les températures des gaz seront moins élevées, les pressions seront plus faibles. Toutes les réactions suivront la même loi et, si l'on veut conserver la même règle pour le calcul de la résistance des pièces et le même coefficient de régularité de marche, il faudra diminuer le poids du volant et celui des organes. Les moteurs ne resteront pas semblables.

L'expérience semble montrer que la puissance décroît de  $\frac{1}{3}$  à  $\frac{1}{4}$  en passant d'un gaz à l'autre.

Aux deux objections ci-dessus exposées ne se bornent malheureusement pas les craintes qu'inspire l'emploi des gaz de haut fourneau.

Le principal danger est dans l'impureté de ces gaz.

Ce fut le plus apparent, et celui qui a retardé les premiers essais. On avait peine à faire brûler les gaz sous une chaudière ou à l'air libre, à cause des poussières et de la vapeur qui les chargeaient. Comment pourrait-on les faire comburer en vase clos? et si les dépôts de poussières étaient si onéreux dans les carneaux des chaudières et des Cowper, que deviendraient-ils dans les cylindres des moteurs?

Évidemment il n'y a qu'à nettoyer les gaz. Mais l'opération est excessivement difficile.

Déjà, dans un gazogène ordinaire, on a à se préoccuper de l'épuration physique et chimique des gaz. Ceux-ci entraînent des débris de combustibles et de scories, des goudrons, des eaux ammoniacales, des sulfures très nuisibles aux cylindres des moteurs.

On est assez facilement parvenu jusqu'ici à se débarrasser des poussières, des sulfures, plus difficilement des goudrons, qui sont la cause de beaucoup de mécomptes.

Pour les hauts fourneaux fonctionnant au coke ou à l'anhracite, il y a peu de goudrons entraînés, les combustibles ne donnant pas de produits volatils. Les sulfures et les eaux ammoniacales peuvent être arrêtées comme pour les gazogènes. Le grand obstacle, c'est les poussières.

On comprend aisément qu'elles aient toute autre importance qu'avec les gazogènes. Dans ceux-ci, il n'y aurait à craindre que des poussières de combustible qui sont denses et ne sont jamais très fines et, à la rigueur mal arrêtées, brûleraient dans le moteur.

Dans le haut fourneau le minerai, les fondants donnent des poussières incombustibles, des silicates très durs, des composés métalliques.

Ces poussières jouent un rôle considérable, tel qu'aujourd'hui encore il ne semble



pas que l'on ait trouvé le moyen de s'en débarrasser d'une façon absolue, et que le parti le plus sage semble encore d'employer d'abord tous les moyens en usage pour les éliminer, et ensuite de suspendre de temps en temps le fonctionnement du moteur, afin de le débarrasser des poussières entraînées malgré toutes les barrières.

Dans les installations que je vais décrire, on verra le luxe des procédés employés pour réaliser ce nettoyage. Une partie très fine résiste à tous les traitements, et est diluée à tel point dans les gaz qu'elle les accompagne à travers les filtres les plus serrés. Aspersions d'eau, séparation par densité soit au passage lent des gaz en de vastes couloirs, soit par la force centrifuge, sont les procédés employés dans les appareils les plus ingénieux. Il y a toujours, dit M. Lürmann, après des expériences du laboratoire, un ou deux grammes de poussière par mètre cube dans les gaz les mieux épurés.

Déjà, dans les appareils de réchauffement de l'air amené aux tuyères, appareil Cowper ou Whitwell, on avait dû vivement s'en préoccuper. Il avait fallu renoncer aux conduites à grande surface avec briques en chicane, et s'ingénier à éviter les angles, où la poussière, mauvaise conductrice, séjournerait. Le rendement de ces fours diminuait très rapidement.

Pour les chaudières, il en était de même; les carneaux s'obstruaient au détriment du chauffage.

Dans un moteur, même en admettant que ces poussières, qui atteignent facilement 10 grammes par mètre cube, soient réduites à deux grammes, cela ferait encore, pour un moteur de 250 chevaux, plus de 2 kilog. par heure.

Il est vrai que l'on peut espérer que, puisque ces poussières sont si ténues, et semblent être comme dissoutes dans les gaz, elles ne s'attacheront pas aux parois des cylindres, et seront chassées avec les gaz brûlés.

C'est ce que prétendent certains constructeurs. Et, aux Établissement Cockerill, les moteurs simplex sont reliés directement aux hauts fourneaux sans complète épuration. Le moteur a été construit en conséquence avec des soupapes d'échappement à grand orifice, qu'il a fallu nécessairement refroidir tout spécialement.

J'estime qu'il faut faire grande attention à cette question des poussières entraînées. Les lavages, triages, filtrages, sans parler de l'épuration chimique, sont des opérations fort délicates, qui compliquent l'ensemble d'une installation. L'obturation d'un tuyau amènerait l'arrêt du moteur. Aussi cette partie demande-t-elle une surveillance toute particulière.

Il y a encore là beaucoup de perfectionnements à espérer, et c'est surtout sur ce point que ceux qui veulent faire des installations nouvelles devront fixer leur attention. J'y reviendrai avec détails.

Une difficulté qui se présentait encore était le choix du moteur. Certains, comme M. Thwaite, estimèrent que, bien épurés, les gaz convenaient à tous les moteurs, avec de légères transformations et une appropriation pour laquelle personne n'était plus apte que le constructeur. D'autres pensèrent que, pour de hautes puissances, ceux-ci demandaient une étude nouvelle. Je traiterai cette question dans un chapitre spécial.

J'ai montré ci-dessus que, pour réaliser dans le haut fourneau une économie importante, il convenait d'actionner les souffleries par moteurs à gaz.

Or il est certain que la façon la plus économique d'établir ainsi une machine soufflante, c'est d'éviter le plus possible les intermédiaires; aussi, dès le début, a-t-on cherché soit à caler la bielle de la machine soufflante sur l'arbre de couche, aussi voisine que l'on a pu le faire de celle du moteur, ou encore mieux, semblait-il, à mettre le piston de la soufflerie en tandem sur la même tige que celui du moteur.

Il n'est pas démontré, à mon avis, que cette solution soit bonne.



Il y a en effet à considérer le rendement du moteur, celui de la transmission, celui de la machine soufflante dont le triple produit donne le rendement de l'ensemble. Réduire ainsi les intermédiaires, c'est évidemment augmenter le rendement de la transmission. Mais c'est obliger, si les pistons sont en tandem, ceux-ci à fonctionner à la même vitesse, c'est en outre nécessiter l'emploi de stuffing-box, de glissières. Caler sur le même arbre de couche, c'est prévoir le même nombre de tours pour ces deux machines. Dans tous les cas l'une ne peut guère fonctionner sans l'autre, ce qui présente bien des inconvénients.

Dans un moteur à gaz, il importe beaucoup au rendement que la marche du piston soit assez rapide. L'expérience a fixé actuellement cette vitesse aux environs de 4 mètres par seconde. Il est probable que la concurrence des turbo-moteurs et d'autres considérations entraîneront les constructeurs à augmenter cette vitesse. La réduire serait donner une trop grande importance aux pertes aux parois dont l'influence est considérable. On cite, il est vrai, des expériences, où la vitesse du moteur a été fort réduite sans que le rendement du moteur ait souffert beaucoup. Elles ne me semblent pas suffisantes pour conclure.

Dans les souffleries, il faut que les soupapes d'accès et de décharge s'ouvrent et se ferment rapidement. On peut agir directement sur les soupapes. En général on préfère que ce soit la différence de pression, et la différence la plus faible possible, qui produise l'ouverture et la fermeture des soupapes. Or celles-ci doivent avoir de grandes surfaces. L'action ne peut être rapide avec un petit effort que si la masse des soupapes, par rapport à leur section utile, est fort petite.

Malgré d'ingénieux perfectionnements, on est limité dans cette voie, et il y a un délai nécessaire qui ne peut être actuellement réduit, et qui interdit de dépasser un nombre de tours et une vitesse de piston déterminée, sans beaucoup réduire le rendement.

Il est donc à craindre que, pour améliorer la transmission dont le rendement est un des trois facteurs, on ne diminue au moins l'un de ceux du moteur ou de la soufflerie.

Il ne faudrait pas voir là une objection sérieuse contre l'emploi des moteurs à gaz aux hauts fourneaux. La marche d'une soufflerie, dût-elle coûter 25 p. 100 pour être commandée avec réduction de vitesse, ce qui, à mon avis, aurait quelques très gros avantages, l'économie du moteur à gaz sur la machine à vapeur serait encore de moitié et le rendement de l'installation en son ensemble ne serait que légèrement affecté.

Néanmoins, le perfectionnement des Souffleries a beaucoup préoccupé ceux qui se sont inquiétés de l'utilisation des gaz de haut fourneau. J'estime, pour ma part, que leur étude est un sujet spécial qu'il n'est pas nécessaire de traiter ici

J'ai montré les différentes questions qui se posent lorsque l'on étudie l'emploi des gaz de hauts fourneaux dans les moteurs à gaz. J'aurai encore à parler des gaz de four à coke.

Actuellement, beaucoup de hauts fourneaux d'Europe emploient comme combustible le coke métallurgique. Il semble que celui-ci est appelé à être universellement employé. En effet la tendance est aux hauts fourneaux de plus en plus hauts et à marche de plus en plus accélérée, avec un profil très obtus. Le coke métallurgique semble seul pouvoir être assez résistant pour la charge et surtout peut se fournir en morceaux assez gros et démunis de poussières pour faciliter le passage des gaz, qui nécessite déjà une pression fort importante.

La fabrication du coke est donc, en quelque sorte, une des opérations de la métallurgie du fer.

Or cette fabrication donne elle-même naissance à un gaz combustible. Celui-ci est



employé, d'une façon analogue à celle du gaz de haut fourneau, dans les fours à coke, à produire les températures nécessaires à la combustion, et, après avoir brûlé, à échanger la chaleur résiduaire en la fournissant à l'air nouveau qui vient au foyer.

D'une façon analogue encore, dans certaines installations, on recueille un excédent de gaz qui peut être employé à d'autres besoins industriels tels que la production de la force motrice.

On peut, prévoir qu'un jour les métallurgistes préféreront recevoir le charbon de la mine, et le transformer eux-mêmes en coke à leur convenance. Il peut y avoir là des avantages, il y en a peut-être de plus considérables à faire cette transformations aux houillères mêmes.

Toutefois, cette hypothèse a amené M. Disdier, de Bilbao, dans une étude fort originale, qui a été exposée et discutée notamment par M. de Keyser et M. Savage, à examiner s'il n'y aurait pas lieu, par une sorte d'échange, d'utiliser les gaz de hauts fourneaux à chauffer les fours à coke et de garder le gaz bien différent, plus riche, non chargé de poussières, des fours à coke pour alimenter les moteurs à gaz. Dans sa brochure, M. de Keyser met en parallèle les rendements que l'on obtiendrait dans les deux cas et conclut à un avantage marqué pour les gaz riches. J'ai dit mon opinion sur ce sujet.

Cependant, il y a un cas où il faudrait approuver sans réserve les idées de M. Disdier, c'est lorsque les gaz ne peuvent être immédiatement employés et doivent être mis en réserve, ou bien encore doivent être expédiés en longues conduites. L'avantage du gaz de coke, cinq fois plus riche à volume égal, est alors peu discutable.

Mais considérons seulement le four à coke isolément. La récupération partielle de l'énergie ne semble pas devoir être là un problème d'un moindre intérêt que pour les gaz de haut fourneau. Il est peut-être d'une réalisation plus facile et plus avantageuse encore. Je vais montrer que les résultats doivent en être d'une toute aussi grande importance.

Pour faire 1.000 kilog. de fonte, on admet qu'il faut en moyenne 1.000 kilog. de coke. 1.000 kilog. de coke proviendront environ de 1.500 kilog. de charbon, qui donneront par exemple 200 kilog. de gaz, soit environ 2.400.000 calories disponibles. Si l'on admet que le tiers puisse être recueilli et employé, comme sous-produit, il y aura là 800.000 calories.

Je montrerai, par la suite, que, sur 4.500 mètres cubes que chaque tonne de fonte et de coke produisent, il reste disponible, après emploi aux récupérateurs et aux souffleries 1.500 mètres cubes à 1.000 calories, soit 1.500.000 calories au haut fourneau.

On peut ainsi mettre en parallèle la disponibilité que laisse le combustible dans sa première transformation en coke et dans la fabrication de la fonte de fer. Les deux chiffres approximatifs sont de grandeur comparable.

Il ne faut pas perdre de vue que le haut fourneau est un gazogène parfait, dans lequel le rendement est excellent, où le déchet se borne aux pertes aux parois qui ne peuvent être évitées et sont en somme peu élevées, de telle sorte que les chiffres ici prévus ne sont guère perfectibles.

Il en est tout autrement pour le four à coke. M. Euchène a fourni un travail excessivement remarquable au Congrès international du gaz, que M. Delahaye a très heureusement signalé dans la *Revue Industrielle*, et où il est lumineusement démontré que la distillation du charbon ne consomme pas de chaleur, et que le combustible se borne à produire une élévation de température temporaire ; que par conséquent, si l'on pouvait récupérer, comme on le fait pour les gaz de gazogènes, une partie des chaleurs perdues par l'échauffement des gaz produits et du coke, et réduire encore les pertes extérieures, la consommation du gaz employé aux foyers de fours à coke deviendrait très restreinte. Aussi faut-il s'attendre à voir l'excédent de gaz disponible augmenter considérablement, peut-être doubler, et devenir alors une source de force motrice au moins égale à celle des gaz de haut fourneau.



Ce gaz sera toujours de qualité meilleure et, en même temps que sa fabrication se poursuivra, les goudrons que je n'ai pas supposé décomposés viendront en sous-produits de haute valeur, ainsi que les eaux ammoniacales.

Ainsi, aux cokeries comme aux hauts fourneaux, le même problème se pose. Les unes sont de véritables usines à gaz, où le coke est le produit principal, et le gaz l'accessoire ; les autres sont des gazogènes à gaz très pauvre, où le métal est le produit principal.

Dans les deux cas, il y a lieu pour les producteurs de s'inquiéter des gaz, de les recueillir avec soin, de les épurer, nettoyer, d'en retirer les goudrons et les produits ammoniacaux quand il y en a, et enfin, quand les gaz ne peuvent être employés pour produire de la chaleur, de transformer l'énergie que peut produire leur combustion en travail, ce qui devient de plus en plus facile avec les progrès des moteurs à gaz, et de distribuer cette énergie avec l'aisance que fournissent les applications récentes de l'électricité.



## L'ÉPURATION DES GAZ DE HAUT FOURNEAU

---

Un gaz qui brûle dans un moteur et n'est pas pur peut y laisser un dépôt.

Celui-ci peut provenir d'une transformation chimique, telle que le dédoublement d'un composé, dont certains éléments brûlent et les autres forment un goudron qui se dépose, et peut-être même de réactions de vapeurs métalliques produisant des précipités solides.

Au contraire, le dépôt peut provenir des poussières entraînées.

Il semble, au premier abord, que la déflagration même, dans le moteur, produirait un tel tourbillonnement que la masse gazeuse, au lieu de laisser déposer des poussières, serait plutôt apte à entraîner celles provenant d'opérations précédentes.

De fait, plus les compressions sont élevées, plus la température de réaction est voisine de celle où brûlent naturellement les gaz, moins il y a rupture d'équilibre. L'explosion diffère peu d'une combustion se propageant, sans écarts brusques de pression, suivant une onde régulière. Il n'est pas certain que la masse gazeuse soit vivement agitée.

Le serait-elle, que le mouvement imprimé aux gaz tendrait à aller du centre, où se fait l'allumage, à la périphérie, c'est-à-dire aux parois, et que les particules solides ou liquides suspendues tendraient ainsi à être séparées de la masse gazeuse et projetées là où elles peuvent se déposer.

L'opération de l'épuration d'un gaz combustible doit donc être très soignée; et certains gaz qui, même après nettoyage, semblaient ne plus contenir de matières nocives, qui pouvaient séjourner un temps considérable dans des gazomètres à basse température sans qu'aucun goudron se déposât, et passer dans les filtres les plus serrés sans laisser le moindre dépôt, en traversant, pendant un quart de seconde un cylindre de moteur à gaz, y ont laissé des dépôts importants qui, au bout de quelques heures, rendaient la marche impossible.

Pour les gaz de gazogènes, l'impureté principale c'est les goudrons. Ils ne sont pas à craindre dans les gaz de hauts fourneaux, tant que ceux-ci sont alimentés au coke industriel, qui ne distille pas.

Ce sont alors les poussières, étonnamment diluées, impalpables, qui constituent le principal obstacle. Elles se composent de débris de minerais, de coke, de castine. Leur différence de densité et leurs grosseurs relatives permettent seules de les séparer dans les épurateurs.

Il semblerait plutôt que ce sont les débris des fondants et de la gangue siliceuse des minerais : carbonates et silicates de chaux, d'alumine et de magnésie spécialement, qui forment les plus fines poussières; et, dans la culasse du moteur, avec les hautes températures de l'explosion, non seulement ces poussières, qui résistent aux filtrages et aux lavages, se déposent, mais elles s'agglomèrent de façon qu'elles forment quelquefois des blocs assez importants, qui s'écrasent sous la pression des doigts, mais où l'on sent encore un grain bien plus grossier que ce qui a pu parvenir au moteur.

Il ne faut donc pas s'étonner que l'épuration diffère d'un centre métallurgique à un autre : qu'à Oberhausen, par exemple, il suffise d'une épuration à sec et d'un simple filtrage dans du coke et de la sciure de bois, tandis qu'à Micheville, le filtrage au travers d'une couche épaisse de fibre de bois, surmontée de dix centimètres de feutre comprimé, ait, paraît-il, à peine modifié la proportion des poussières.



L'examen des installations, qui ont été faites depuis six ans, montre, en tous cas, qu'il est du plus haut intérêt de bien épurer les gaz et que l'on devrait épurer tous les gaz qui sortent des hauts fourneaux, aussi bien celui qui va aux fours et aux chaudières que celui qui est destiné aux moteurs à gaz, et même celui destiné aux réchauffeurs d'air Coopers ou Withwell, et qu'en somme, presque partout cette épuration est encore aujourd'hui trop sommaire.

Je décrirai d'abord les appareils d'épuration imaginés par M. Thwaite.

**MM. Thwaite et Gardner.** — *The Blast Furnace Power Syndicate.*

On a recherché à qui revenait la priorité des recherches sur l'emploi, dans les moteurs à gaz, du gaz de haut fourneau.

Je ne veux pas entrer dans cette discussion; mais, cependant, il semble que l'on peut affirmer que, si l'idée flottait dans l'air et s'est révélée presque simultanément en Écosse, en Belgique et en Allemagne, donnant naissance à trois tentatives d'un esprit bien différent, c'est certainement M. Thwaite qui l'énonça le premier.

On a le témoignage de M. Riley, qui signale l'offre, faite en 1894, par M. Thwaite, de l'installation d'un moteur à gaz de haut fourneau à la Glasgow Iron and Steel Company.

M. Thwaite semble encore avoir, dès le début, envisagé le problème, comme il doit être posé, comme il se présente encore aujourd'hui au point de vue de l'intérêt des sidérurgistes.

Il ne s'est en effet occupé que de rendre le gaz des hauts fourneaux propre à être utilisé dans les moteurs à gaz courants, c'est-à-dire de le recueillir, le refroidir, le nettoyer, l'emmagasiner.

Il a estimé, avec les idées saines et pratiques de son pays, que, si les moteurs de haute puissance n'existaient pas encore en 1894, c'est qu'aucun combustible gazeux à bon marché et abondant n'avait encore été offert, et que, du jour, où les sidérurgistes seraient en possession d'un gaz convenable, les constructeurs de moteurs à gaz s'empresseraient d'étudier les moyens de faire de puissantes machines et de les rendre convenables à l'emploi des gaz de haut fourneau. Les événements montrent que l'émulation et la concurrence ont fait naître en un temps très bref toute une variété de types de grands moteurs, amenant des transformations radicales et plus de perfectionnements qu'une seule firme n'eût pu en imaginer.

En effet, dans les brevets de M. Thwaite, il n'est pas question de moteur, et dans ses essais et ses installations, le type en a été varié. C'est tour à tour : à Wishaw, un moteur Acmé, ailleurs des moteurs Otto, Hartley; tandis que les procédés d'épuration se modifieront fort peu suivant les lieux; puis bientôt des moteurs Crossley, Letombe. Cependant, M. Thwaite a été amené, dans des conditions spéciales, à faire faire lui-même quelques modifications au moteur Hartley, et j'en parlerai plus loin.

Les gaz différeront toujours suivant la nature du combustible, et, en Écosse notamment, où M. Thwaite a fait ses premiers essais, les gaz de haut fourneau sont particulièrement riches, contiennent des goudrons et des eaux ammoniacales, qu'il est toujours avantageux de récupérer. Le combustible employé est en effet de l'antracite, les poids de charbon sont plus élevés que ceux de coke par tonne de minerai. Aussi, la proportion d'acide carbonique est-elle fort réduite, et le pouvoir calorifique du gaz se rapproche-t-il de celui du gaz de gazogène, grâce aux gaz de distillation.

L'ensemble des épurateurs Thwaite et Gardner est fort bien compris.

Voici comment ces Messieurs ont disposé leurs appareils.

Il est évident qu'il faut placer sur la conduite des gaz qui, d'un côté, venant du haut



fourneau, aboutit, à l'autre extrémité, à un gazomètre un exhausteur qui fasse progresser les gaz et leur fasse surmonter les résistances dues aux épurateurs. Ce ventilateur doit être placé le plus près possible du haut fourneau, les filtres et autres appareils agissant d'autant mieux que la masse gazeuse est plus dense, mais, d'autre part, on ne peut y faire accéder les gaz avant un premier nettoyage.

Dans une installation à Micheville, paraît-il, le gaz avait ainsi été envoyé au ventilateur sans nettoyage, et, en quelques heures, la paroi fut usée par le frottement des poussières dures. Le gaz s'échappait au travers.

De là, nécessité de séparer en deux les groupes d'appareils d'épuration. MM. Thwaite et Gardner prévoient une différence de pression de 6 à 10 centimètres d'eau, et emploient des pompes centrifuges.

Une autre remarque sur les appareils d'épuration, c'est qu'ils doivent être presque

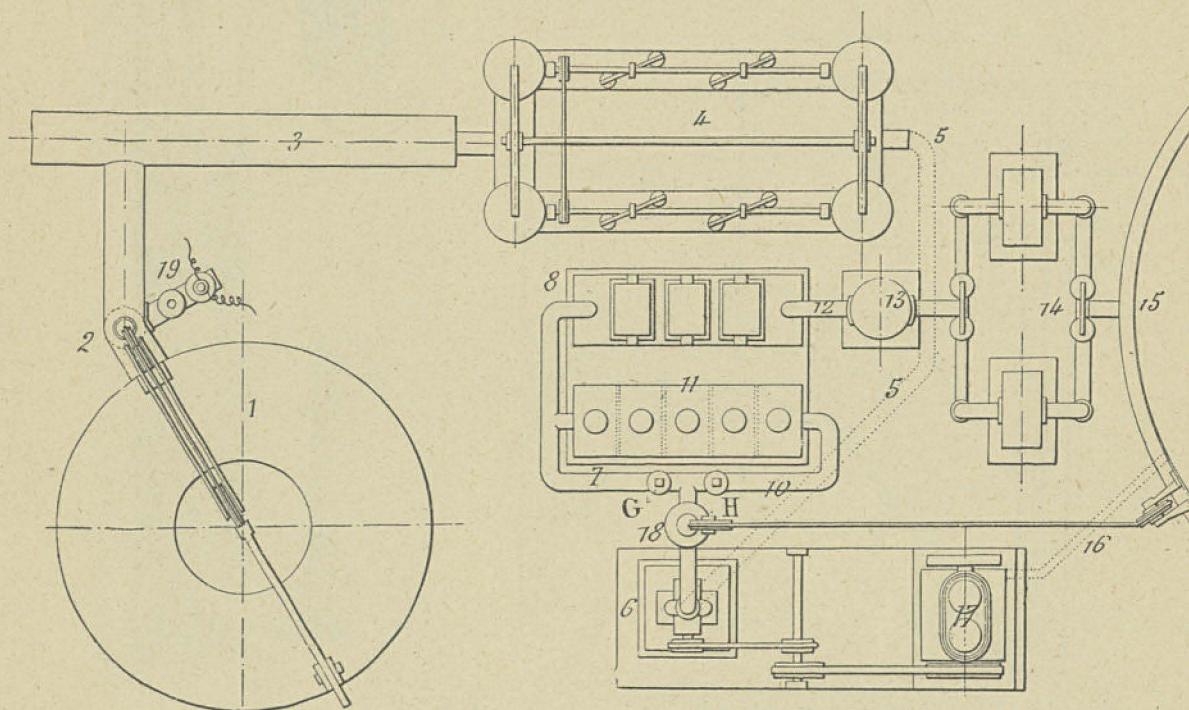


FIG. 1. — Plan d'ensemble des épurateurs du *Blast Furnace Power Syndicate*.

toujours doublés, de façon à permettre, pendant que les gaz traversent l'un d'eux, que l'on puisse nettoyer l'autre.

En outre, une série de manomètres réunis dans une chambre appropriée donnent la pression dans tous les organes de cette distribution, afin que, si le moindre engorgement se produisait, on sache immédiatement, à la vue même des manomètres, où se trouve le danger. Il est facile, avec cette double précaution, de mettre en ce cas en action l'appareil jumeau et de vider ou réparer de suite celui qui est en mauvais état.

Non seulement ce jeu de manomètres indique où est le mal, mais il permet de le prévenir.

Les appareils d'épuration du *Blast Furnace Power Syndicate* sont décrits dans le brevet pris au nom de MM. Thwaite et Gardner, le 23 octobre 1896, reproduit notamment depuis dans la *Revue de Mécanique* de juillet 1897, p. 699, et la *Revue industrielle*.

La fig. 1 montre l'ensemble. Le ventilateur figuré en 6 reçoit les gaz qui suivent les appareils dans l'ordre des numéros.



La fig. 2 donne une coupe du gueulard et montre comment les gaz sont recueillis.

Le gueulard est supposé ici s'ouvrir et se fermer par le cône A, manœuvré par la chaîne C, qui est guidée par le bras B et renvoyée par les poulies D D.

Ce mode de fermeture, peu hermétique, est à modifier; mais le danger, c'est que, lorsque le gueulard est ouvert pour un chargement, l'air pourrait avoir accès et venir très malheureusement se mélanger aux gaz, former un mélange détonnant et provoquer une explosion. Aussi importe-t-il qu'aucune partie de cet air ne puisse pénétrer dans la conduite de prise de gaz. Ce ne serait plus une perte sèche que l'on enregistrerait,

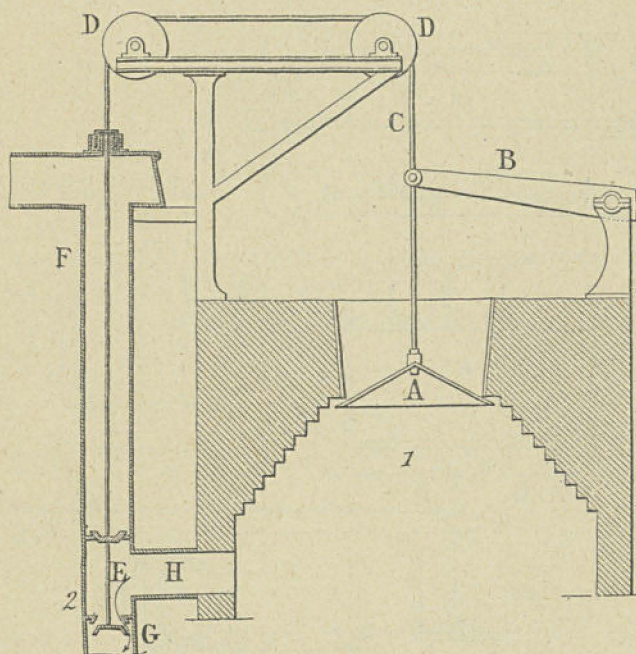


FIG. 2. — Prise de gaz sous le gueulard.

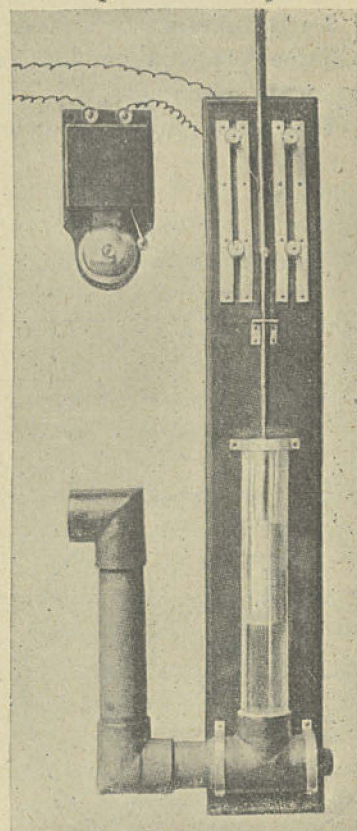


FIG. 3. — Avertisseur électrique.

comme il y en a une ainsi à chaque ouverture du gueulard, mais peut-être de graves accidents.

MM. Thwaite et Gardner ont évité cet inconvénient en disposant très heureusement une valve E, qui n'ouvre aux gaz l'accès des appareils d'épuration, ainsi que l'indique la flèche, que précisément quand le cône A est fermé.

Une conduite F livre passage aux gaz quand ils ne peuvent s'échapper par E.

Ces alternatives d'ouverture et de fermeture, ainsi que les effets variables de la soufflerie du haut fourneau, suivant les résistances plus ou moins grandes de la charge, peuvent modifier très rapidement la pression des gaz sortants, et amener ainsi des perturbations dans les appareils d'épuration dont les joints liquides ne permettent pas de grandes variations.

Pour prévenir de semblables accidents, un avertisseur électrique a été imaginé. Il est (fig. 3) composé d'un flotteur sur un bain d'eau dont la tige porte une bague conductrice, laquelle vient mettre en communication soit les deux contacts inférieurs, soit les deux contacts supérieurs, et actionne ainsi une sonnerie quand la pression varie entre ces



limites. Cet appareil a sa place dans la chambre des manomètres, dont il complète très heureusement les indications.

Les gaz recueillis, il convient d'en séparer d'abord les plus grosses poussières, débris de minerais, de combustibles ou de fondants.

Celles-ci sont entraînées par le courant gazeux et se déposeront volontiers dès que

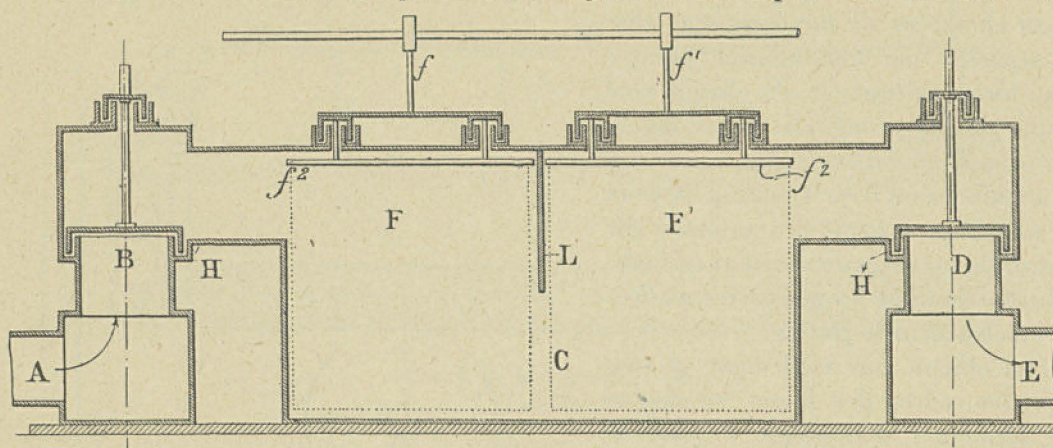


FIG. 4. — Thwaite. Coupe verticale du tamiseur.

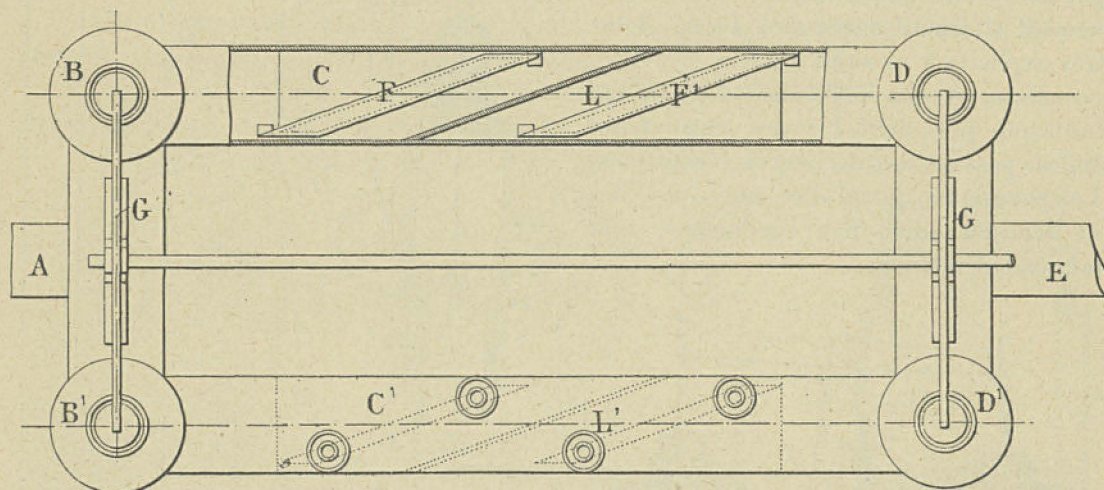


FIG. 5. — Coupe horizontale et plan du tamiseur.

la vitesse en sera réduite. Aussi est-il prévu une tuyauterie assez longue et de fort diamètre.

Les poussières, d'un grain moins grossier, se sépareront sous l'action d'un tamis agissant à sec.

Ce tamis est représenté fig. 4, 5. Il se compose de deux chambres semblables, où les gaz pénètrent par deux valves B B' et s'échappent de même en D D'. Ces quatre valves sont identiques.

Elles sont commandées ensemble, toutes les quatre, par un arbre parallèle aux tamiseurs, qui repose sur deux châssis et sur lequel sont calés deux leviers G G', qu'il entraîne, ainsi que le montre la fig. 5.

La fig. 6 fait voir un de ces leviers G, qui commande les deux tiges des deux vannes D et D'. Ces quatre vannes sont ainsi solidaires, et quand celles de l'un des tamis sont levées, celles de l'autre sont fermées.



Pour que la fermeture de ces vannes en forme de cloche soit hermétique, afin d'éviter les déperditions de gaz ou les mélanges explosifs qu'amèneraient l'introduction de l'air, leur bord inférieur plonge dans un bain de mercure, et une petite cloche fixée sur la tige plonge dans une rigole plus profonde que la levée et remplie aussi de mercure.

Cette disposition est répétée dans tous les organes de ce système d'épurateurs.

Les chambres de tamisage sont chacune séparées par une cloison oblique LL' qui forme chicane, et, de chaque côté de cette cloison, sont placés les tamis, obliques aussi, afin d'avoir plus de surface.

Ces tamis sont formés chacun de deux toiles métalliques parallèles montées sur un cadre. Ils sont vigoureusement secoués, afin d'empêcher que les poussières n'adhèrent et n'obstruent le passage.

C'est obtenu très facilement en suspendant les cadres des tamis, au moyen de la fermeture hermétique à joint de mercure, à des tringles  $f f'$ , qui reçoivent, par un excentrique ou une came, le mouvement alternatif nécessaire. La fig. 4 est très explicite à ce sujet.

Il paraît que l'effet de ces tamis est beaucoup plus actif lorsque, entre leurs toiles, passent des décharges électriques. Les poussières, quand elles sont très sèches et dans un milieu non conducteur, sont facilement retenues.

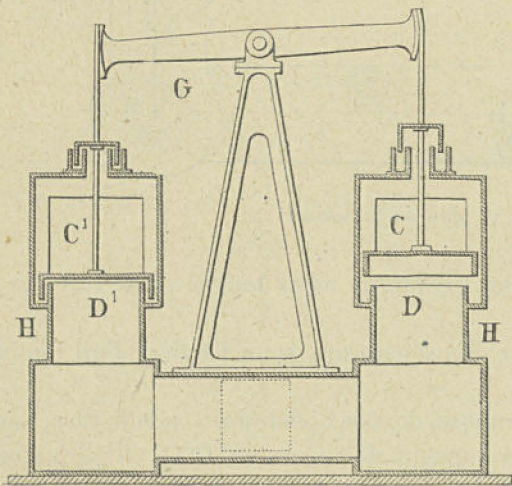


FIG. 6. — Coupe transversale d'une valve double.

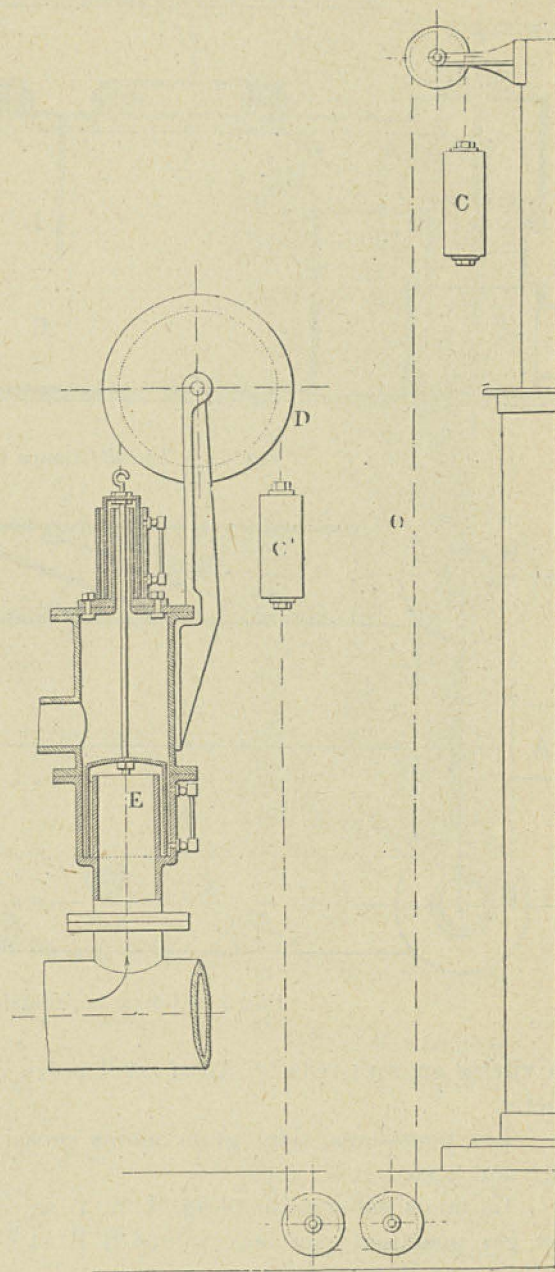


FIG. 7. — Soupape de sûreté du gazomètre.

C'est après cette première épuration à sec que les gaz sont aspirés au ventilateur, par la conduite 5 5 (fig. 1), et sont renvoyés aux nettoyeurs à eau.

Ici, le principe est différent. On cherche à séparer les poussières moins denses en les mouillant soit par un passage dans l'eau, soit en les entraînant avec une pluie fine. En



fin de compte, c'est dans l'eau, sous une couche d'eau, qu'on les retrouvera ; il sera facile de les faire sortir de l'épurateur avec une raclette sans interrompre le passage des gaz. Aussi ces appareils ne seront pas nécessairement doublés, comme les précédents.

Dans la fig. 4, on voit que les gaz sortant du ventilateur rencontrent d'abord, en 18, une soupape, dite soupape de sûreté du gazomètre, qui, avec double joint au mercure, est

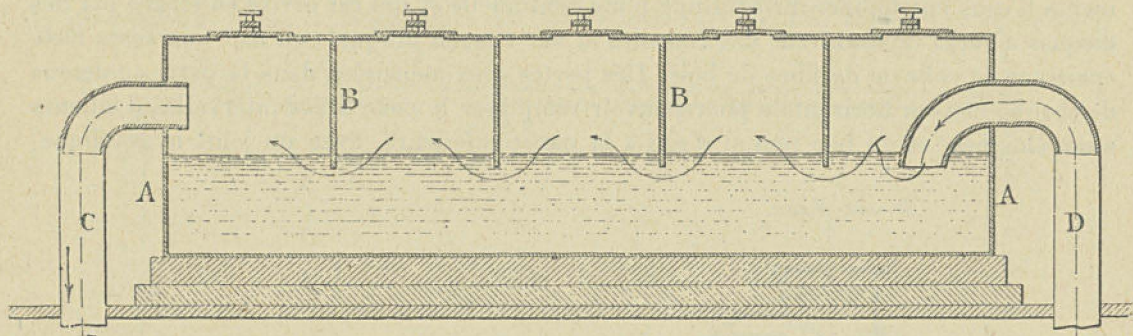


FIG. 8. — Refroidisseur *Thuaité*.  
Coupe en long.

mise en fonction par un contrepois dépendant du gazomètre et interrompt le passage des gaz dès que celui-ci est plein. La fig. 7 explique très bien la manœuvre.

Celle-ci suppose ouverte l'une des deux valves analogues, figurées en G et H, permettant, suivant les besoins, d'employer ou non le refroidisseur 11.

Celui-ci, représenté fig. 8, est constitué par une caisse divisée par une série de parois faisant chicane et obligeant les gaz à barboter dans l'eau.

L'appareil suivant (fig. 9 et 10) est du même type. Les gaz sont seulement obligés

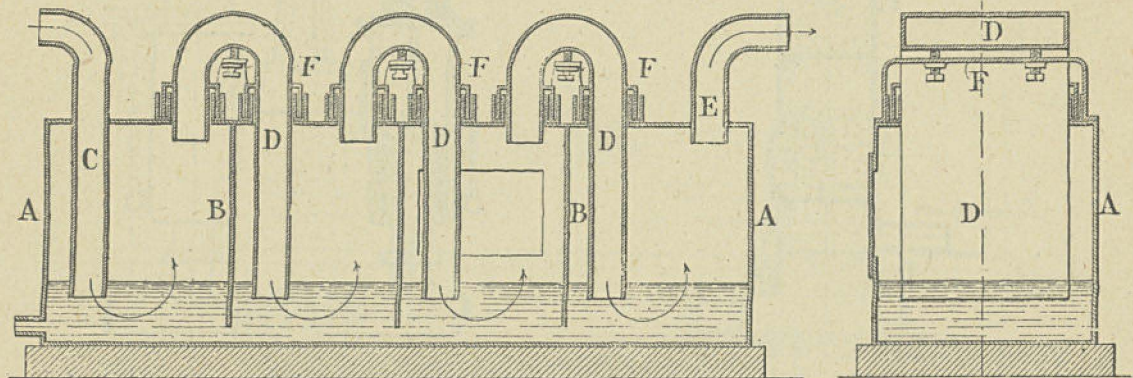


FIG. 9. — Laveur.  
Coupe en long.

FIG. 10.  
Coupe en travers.

de passer par des tuyaux en siphon, lesquels aussi sont munis de joints au mercure. Des vis permettent de régler la hauteur de ces siphons.

Ce laveur semble plus efficace que le refroidisseur, parce que les gaz prennent une certaine vitesse dans les colonnes descendantes D et, venant ainsi frapper l'eau, il est probable que les poussières plus denses y pénètrent en se séparant des gaz.

L'eau ne peut en effet être utile, c'est-à-dire mouiller les poussières, que là où une circonstance tend à séparer celles-ci des gaz ; le défaut de beaucoup d'appareils est de mettre des gaz en présence de l'eau sans qu'il y ait de disposition spéciale. Les bulles de gaz traversent l'eau, ou les gouttes d'eau traversent les gaz, sans effet, les poussières très fines restant mélangées au gaz dans lesquels elles sont en suspension.



Toutefois, quand l'eau est très divisée, la surface de contact s'augmente, c'est pourquoi tout appareil d'épuration comporte un ou plusieurs scrubbers, comme celui représenté fig. 11.

Ce scrubber, fréquemment employé d'ailleurs avec les gazogènes, se compose d'un grand cylindre de tôle placé verticalement, dans lequel un plateau percé de trous et alimenté d'eau, fait tomber du haut une pluie continue et qui est divisé en étages par des disques ajourés reposant sur des consoles et sur chacun desquels on met une assez forte épaisseur de coke ou de fibre de bois. Des portes sont ménagées dans la paroi au-dessus de chaque cloison horizontale pour pouvoir remplacer le coke à des intervalles d'ailleurs assez éloignés, et un bac rempli d'eau à la partie inférieure, avec un joint hydraulique,

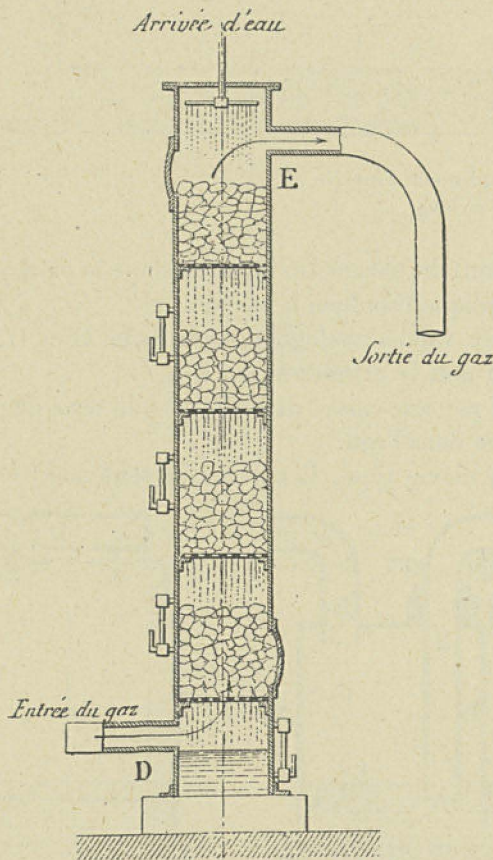


FIG. 11.  
Scrubber.

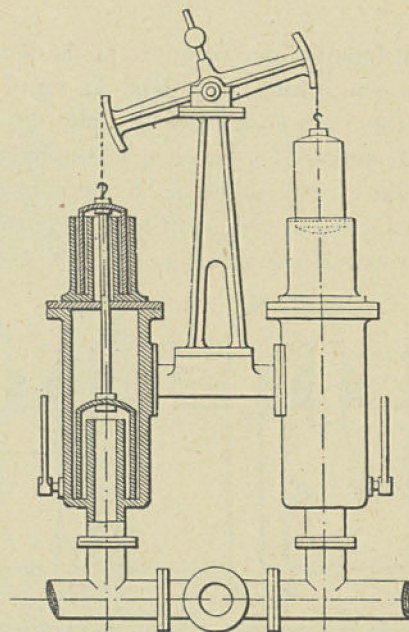


FIG. 12. — Valve de communication des filtres

reçoit l'eau chargée de poussière, qui tombe en sens contraire du mouvement des gaz.

Il est facile d'enlever ces poussières, qui se déposent sous forme de boue dans le fond de ce bac, sans interrompre l'épuration.

Après ces deux épurations: tamisage à sec et lavage, les gaz sont très dépouillés et l'on peut, sans inconvénient, leur faire traverser des filtres très serrés qui, au début de l'opération, auraient été en un instant hors d'usage.

Mais là convient-il à nouveau de mettre les appareils en double, afin de pouvoir les échanger.

Dans la fig. 1, on voit ces deux filtres aboutissant à la valve 12. Ils sont représentés avec cette valve aux figures de détails 12, 13, 14, 15. La double valve est analogue à celle déjà décrite au tamiseur.



Quant aux filtres, la fig. 15 les explique très complètement. Ils se composent d'une couche épaisse de fibre de bois serrée entre deux tôles percées B B. Ces tôles forment deux manchons concentriques, et les flèches montrent comment les gaz peuvent les traverser. La forme cylindrique convient particulièrement, la surface filtrante diminuant ainsi au fur et à mesure que les gaz contiennent moins d'impuretés.

Ce système d'épurateur est, comme on le voit, fort complet. Il ne nécessite que peu de surveillance. Celle de la chambre des manomètres doit suffire à indiquer le moment

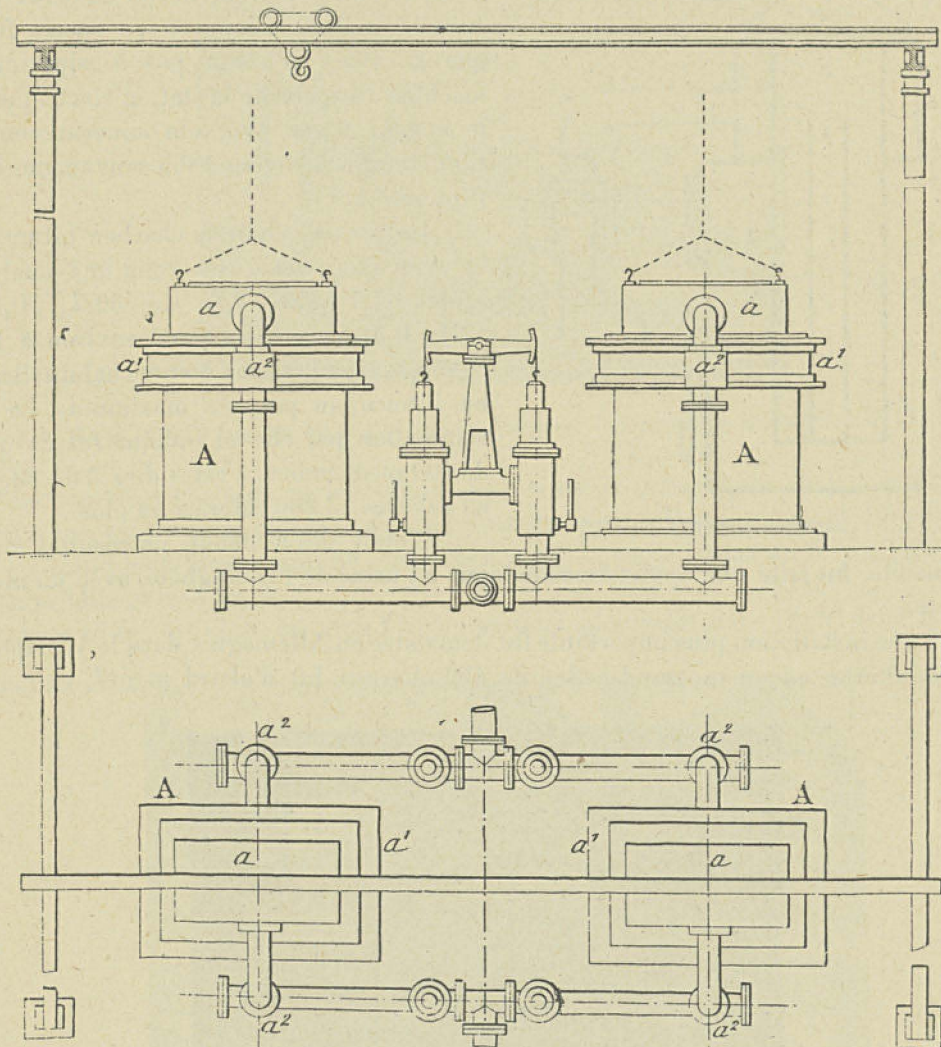


FIG. 13 et 14. — *Thuaité*. Filtres à sciure de bois.  
Élévation et plan.

où il convient de faire fonctionner les vannes, qui échantent les épurateurs et permettent de les nettoyer. Des sonneries d'appel peuvent même suppléer à cette surveillance, si l'expérience a fixé au préalable les heures auxquelles ces vidanges doivent s'effectuer.

Enfin, sauf le ventilateur et la trépidation des tamis, aucun de ces appareils ne nécessite une consommation de force, et la pression demandée au ventilateur est faible quand les filtres sont bien entretenus.

Il paraît que l'épuration est tellement parfaite, qu'en Westphalie, à Bergeborbeck, où il y a une installation d'épuration pour 4.500 chevaux, on a constaté officiellement que le



gaz était aussi bien épuré que le gaz de ville et qu'il brûlait sans flamme visible, ce qui prouve qu'il n'entraînait aucune poussière.

De même, il est certain que les moteurs de 12 à 30 chevaux employés à Wishaw et à Frodingham n'ont pas souffert, on n'y a constaté ni rayure ni dépôt. Ils ont fonctionné d'une façon très régulière.

La première usine qui eut l'audace de mettre à exécution les projets de MM. Thwaite

et Gardner est la Glasgow Iron and Steel Company. Un moteur de 30 chevaux y fut installé, moteur Acmé, et son succès fut tel que M. Riley n'hésita pas à supprimer la machine à vapeur de la station électrique, que le moteur à gaz, avec son nouveau combustible, remplace depuis 1895 sans aucune interruption.

Le gaz provenait de charbon bitumineux et était assez riche, en voici une analyse : azote, 57,7;  $\text{Co}^2$ , 7,8; Co, 30,7;  $\text{H}^2$ , 3,3;  $\text{C}^2\text{H}^4$ , 0,5. Cela correspond environ à 1.115 calories, si on l'évalue, comme habituellement en France, au pouvoir maximum. La consommation par cheval indiqué fut de moins de 100 pieds cubes, c'est-à-dire 2 m. 83, soit, en calories, 3.200 calories au plus.

C'était, dès le début, un résultat magni-

fique. Ensuite, fut faite une application analogue à l'usine de Frodingham, avec un moteur semblable.

Puis une installation plus importante fut demandée en Allemagne, dans la Westphalie, à la Phénixhütte, où un moteur Hartley de 150 chevaux fut d'abord monté, actionnant

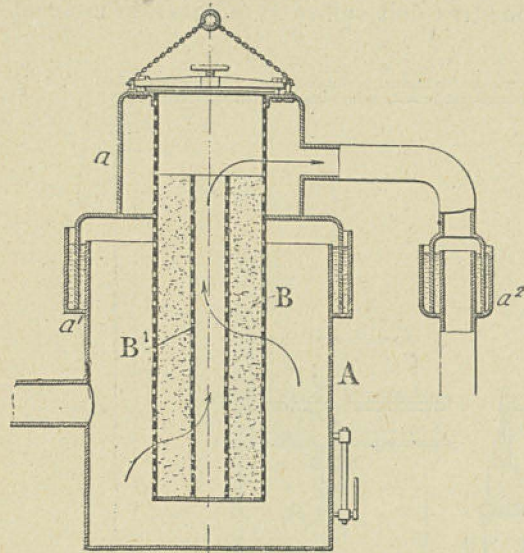


Fig. 15. — Coupe en travers d'un filtre.

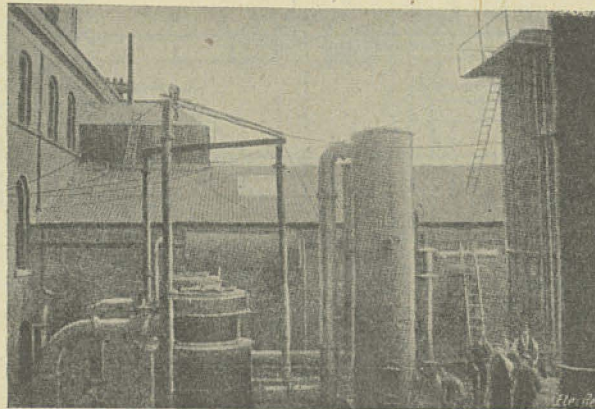


Fig. 16. — Appareils d'épuration de gaz de haut fourneau.

une dynamo afin de produire un courant électrique employé à la fabrication du carbure de calcium.

Aujourd'hui, cette installation comprend un moteur von Oechelhäuser de 1.000 chevaux et des moteurs Otto de semblable puissance.

Les fig. 16 et 17 montrent des vues d'ensemble de ces appareils de purification.

La fig. 18 représente les épurateurs, moteurs et dynamos de l'usine des Scheepbridge



Iron Works. Le premier moteur y fut de 100 chevaux. Les projets sont faits pour que le groupe devienne très important et, actuellement, on y monte des souffleries fort curieuses, imaginées encore par M. Thwaite, et marchant à 180 tours.

Il faut encore signaler l'installation qui s'achève en ce moment, à Outreau, près Boulogne-sur-Mer, aux Aciéries Robert.

Là M. Thwaite y a sensiblement modifié la disposition de ses appareils.

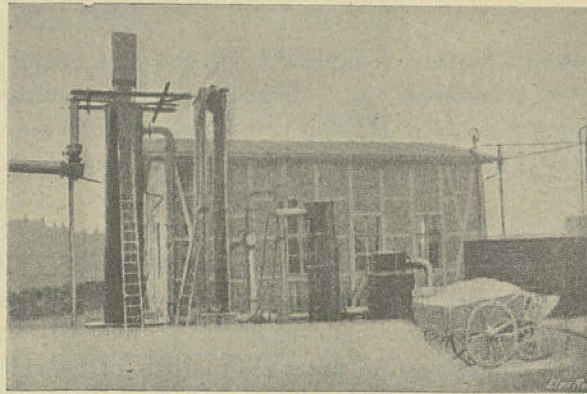


FIG. 17. — Installation des appareils d'épuration pour la fabrication du carbure de calcium.

La première chambre rectangulaire, où des tamis métalliques étaient agités et épurés à sec, est toujours chicanée par des cloisons, mais celles-ci plongent dans l'eau, ainsi que les toiles métalliques, qui ne sont plus secouées que de temps en temps, quand l'opération semble nécessaire.

A la suite, est placé un grand tuyau vertical plongeant dans l'eau, dans lequel des-

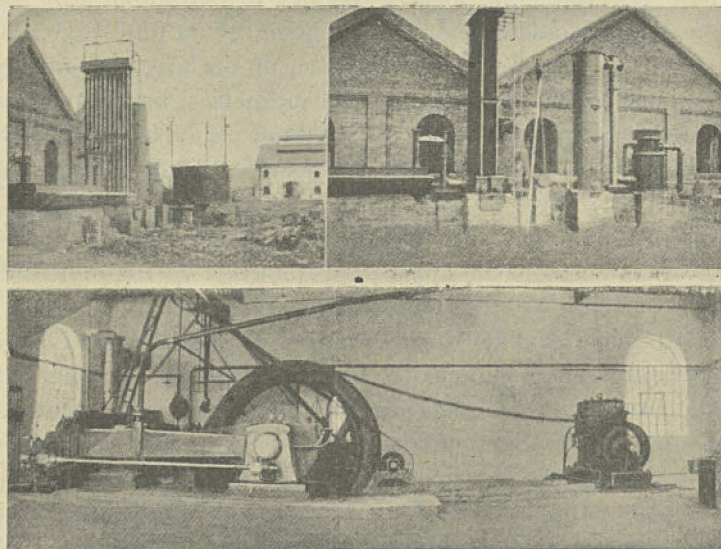


FIG. 18. — Épuration de moteurs à gaz aux *Scheepbr'dge Iron Works*.

centent les gaz, pour remonter brusquement au delà de la nappe d'eau, dans une enveloppe cylindrique autour de ce tuyau.

Les poussières, ainsi projetées verticalement, ont tendance à rester emprisonnées dans l'eau.



Ensuite, se trouve une série de tuyaux d'orgue, présentant cette particularité : qu'une bêche d'eau est réservée à la partie supérieure et que l'extrémité inférieure des tuyaux plonge dans l'eau. Il est alors facile de faire chasse d'eau de temps en temps dans tous les tuyaux successivement et d'entraîner les poussières qui y ont séjourné.

Un dispositif encore à signaler, c'est un by-pass permettant de retourner en deçà du ventilateur les gaz propulsés, au cas où le gazomètre serait suffisamment rempli, de façon à éviter une fermeture de vanne comme celle prévue aux dossiers du brevet précédemment exposé, qui aurait au moins le défaut de développer un travail inutile considérable au ventilateur.

L'installation, à Outreau, doit être d'environ 1.800 chevaux. Le moteur Hartley, modifié par M. Thwaite lui-même, consomme 3 m<sup>3</sup> 3 de gaz par cheval électrique, m'a-t-on dit, ce qui assurerait un rendement de 21,8 p. 100 à la dynamo Postel-Vinay.

Des moteurs Crossley et Letombe doivent être prochainement montés sur les épurateurs.

Les appareils de M. Thwaite constituent un système complet d'épuration. Dans les différents hauts fourneaux, où des essais ont été faits, il ne semble pas que l'on ait eu une semblable conception d'ensemble.

Comme je l'ai dit, la conception fut autre, le moteur fut considéré à tort, comme le principal but des recherches et il semble que l'épuration fut faite ultérieurement par nécessité et sans ordre.

Les résultats en ont été mauvais, plus ou moins, et l'on a dû terminer où l'on devait commencer, c'est-à-dire par étudier au mieux les épurateurs.

Aussi, les installations sont-elles *très difficilement comparables*, et il est, malheureusement pour la technique de cette affaire, très difficile d'en tirer les instructions nécessaires.

Certains haut fourneaux, comme ceux de Seraing, ont, après des conduites fort longues, des laveurs, et c'est tout.

D'autre, comme à Differdange, n'ont guère que le ventilateur avec injections d'eau ; à Oberhausen, c'est le coke qui est employé uniquement au nettoyage. Ailleurs, c'est la fibre de bois qui garnit les scrubbers ; à Micheville, on déclare, au contraire, que la fibre de bois, même avec une couche de feutre de 10 centimètres, ne nettoie rien du tout. Les maisons qui construisent l'appareil Theisen estiment que cet appareil suffit à lui seul à l'épuration ; à Differdange, c'est le ventilateur qui joue le mieux ce rôle d'une façon très analogue.

Il est donc très difficile de pouvoir résoudre le problème, c'est-à-dire de déterminer le genre, le nombre et les dimensions des appareils d'épuration qu'il convient d'installer pour un gaz déterminé, c'est-à-dire dont on connaît les impuretés.

Il faudrait déterminer l'effet de chaque appareil d'épuration. On pourrait déjà réunir des indications précieuses en contrôlant les poussières recueillies dans chaque appareil. Actuellement, je ne puis donner de renseignements que sur les quantités.

Tous les appareils d'épuration, notamment les épurateurs centrifuges dont je vais parler, sont basés sur le même principe : utiliser la grande densité des poussières par rapport au gaz avec ou sans le concours de l'eau, qui peut être divisée au contact du gaz, mais ne semble jamais y être mêlée intimement. On cherche à produire des changements de vitesse, soit en passant de tuyaux étroits à des tuyaux larges, soit en modifiant la direction des tuyaux, de façon que les poussières, deux ou trois mille fois plus denses s'échappent par la tangente.

La présence de l'eau a pour effet de mouiller la poussière, qui vient se heurter contre l'eau et y plonger. Dès que la poussière est mouillée, elle cesse d'appartenir au gaz et ne peut plus lui faire retour.



Les appareils ainsi basés sur les changements de vitesse dans les tuyaux sont très nombreux. En particulier, tous les coudes de la tuyauterie d'amenée des gaz jouent ce rôle ; ou les sections étranglées, ou les barillets, s'il y en a. Aussi, à chaque point singulier d'une conduite, doit-on ménager des vannes de vidange.

A Oberhausen, on a même produit artificiellement des coudes dans les tuyauteries, en

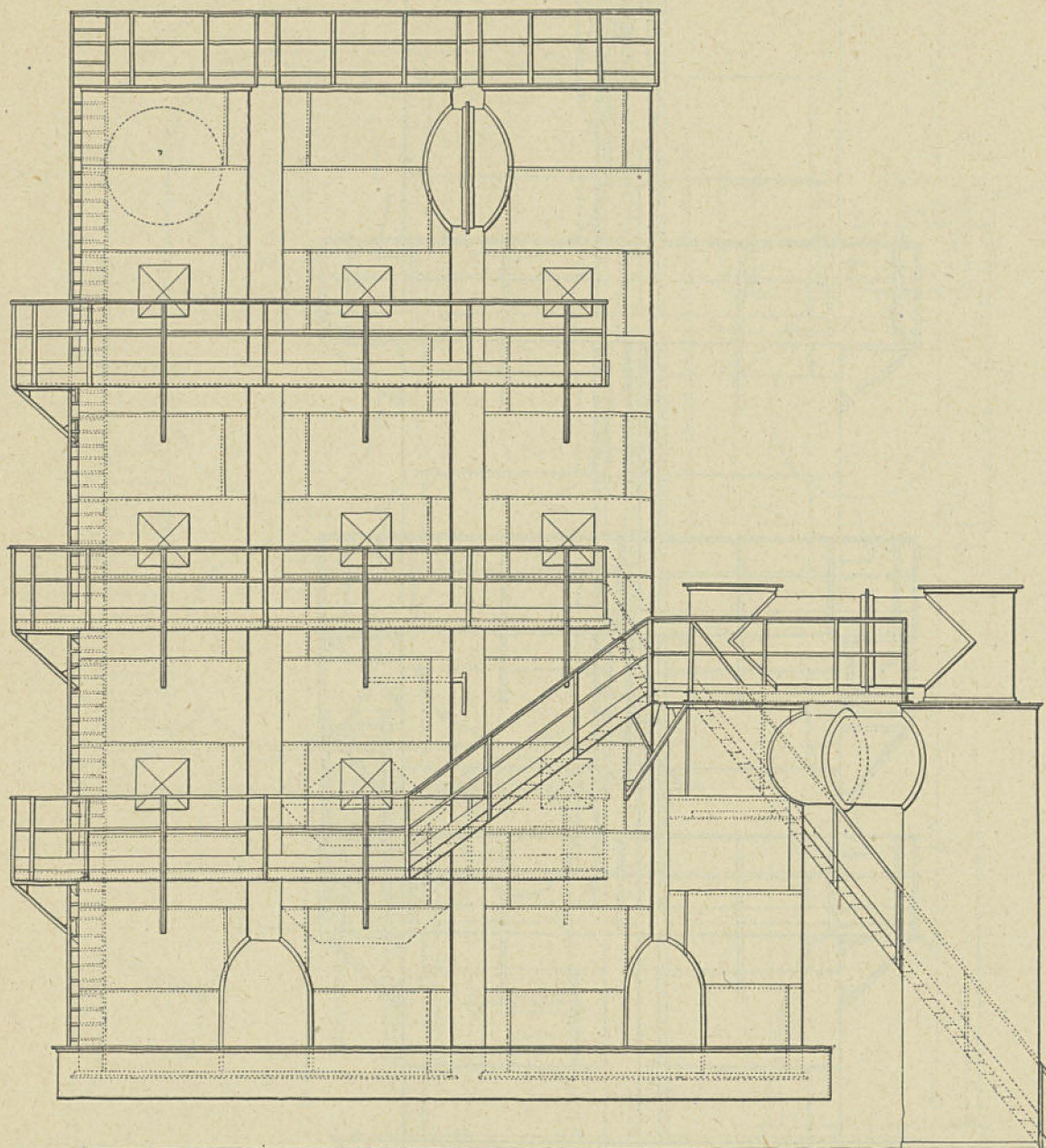


FIG. 19. — Épurateur *Meunier*. Élévation.

faisant parcourir aux gaz des conduites tantôt montantes tantôt descendantes, à 45 degrés, où des vannes de vidange étaient réservées aux coudes inférieurs, les coudés supérieurs étant soutenus par des pylones en treillis.

Je signale, en particulier, parmi les épurateurs, les appareils fournis par M. M. les fils de Charles Munier aux Aciéries et Forges de Firminy.



Les fig. 19 et 20 montrent l'élévation de l'appareil, qui se compose, en somme, de très

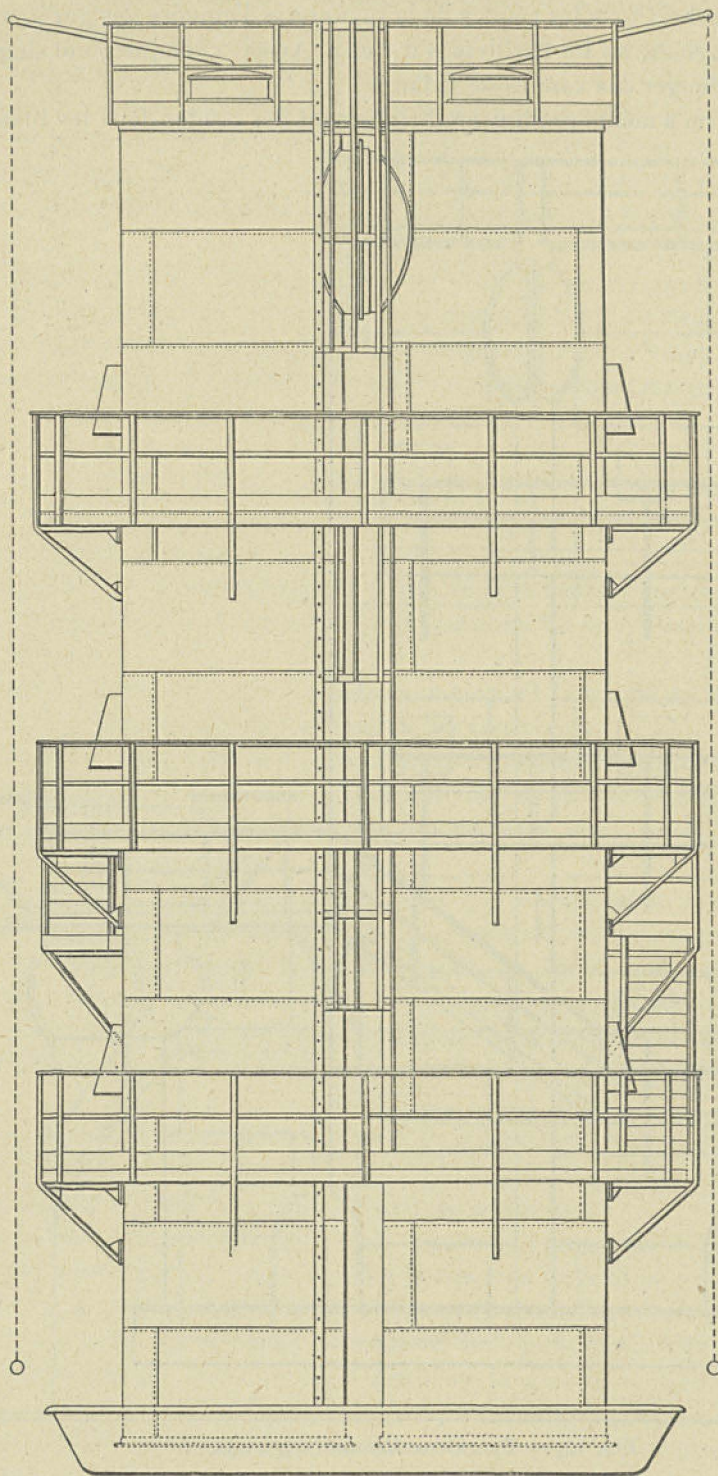


FIG. 20. — Épurateur *Meunier*. Vue par bout.

grandes conduites verticales. On voit, sur ces deux figures, comment les gaz pénètrent d'abord dans un tambour peu élevé, d'où ils accèdent, par le bas, à un grand cylindre de



sept mètres de haut, communiquant avec cinq autres cylindres semblables tantôt par le haut, tantôt par le bas, afin que le courant soit tantôt ascendant, tantôt descendant et à marche très lente à cause de la grande surface des cylindres, puis sortent enfin par un tambour analogue à celui de l'entrée. La fig. 22 montre le plan d'ensemble.

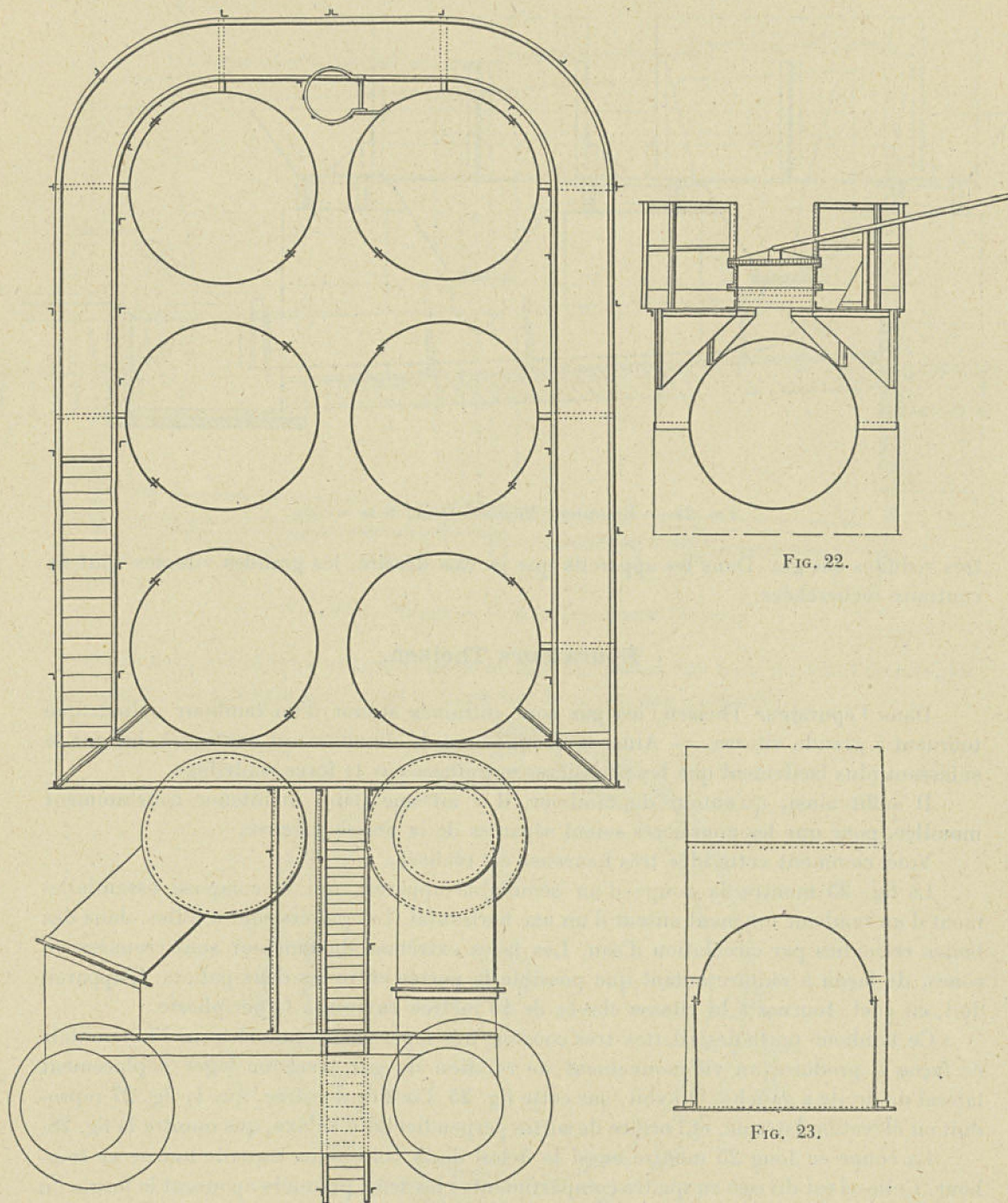


Fig. 21. — Épurateur Meunier. Plan. Coupe.

Les fig. 22 et 23 montrent la coupe des conduites reliant ces tuyaux par en haut et par en bas.

La fig. 24 montre comment les extrémités inférieures de ces larges tuyaux baignent dans une sorte de grande cuvette, où l'eau conserve un niveau constant. — Les boues qui



s'y déposent vont naturellement au fond des entonnoirs, qui aboutissent à une conduite de vidange, et que l'on ouvre de temps en temps.

Tous les appareils de ce type sont très onéreux et très encombrants ; ils se fondent surtout sur la séparation des poussières sous l'influence de la gravité, avec des vitesses

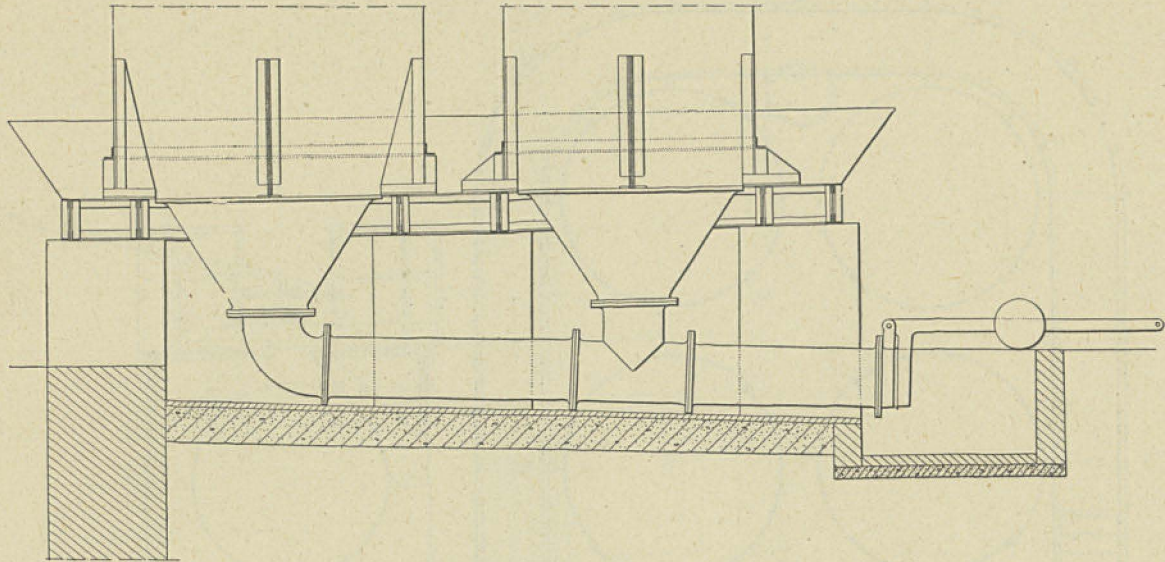


FIG. 24. — Épurateur Meunier. Détail de la cuvette.

très réduites des gaz. Dans les appareils que je vais décrire, les grandes vitesses sont au contraire recherchées.

### Épurateurs Theisen.

Dans l'épurateur Theisen, les gaz sont entraînés autour d'un tambour cylindrique tournant à grande vitesse. — Ainsi le changement de direction est continu, les gaz le subissent plus facilement que les poussières entraînées par la force centrifuge.

Il suffit ainsi, qu'autour du tambour, il y ait une paroi maintenue constamment mouillée, pour que les poussières soient séparées de la masse gazeuse.

Voici comment cette idée très heureuse est réalisée.

La fig. 25 montre la coupe d'un semblable appareil, qui se compose essentiellement d'un tambour tournant autour d'un axe horizontal. Les paliers sont à billes, dans des boîtes refroidies par circulation d'eau. Les faces extrêmes du tambour sont creusées en cônes, de façon à réduire autant que possible la portée entre les deux paliers. L'appareil doit, en effet, tourner à la vitesse élevée de 40 mètres environ à la périphérie.

Ce tambour porte des ailettes très courtes, très légèrement inclinées sur l'horizontale de façon à produire un vif mouvement de rotation du gaz, avec un léger déplacement latéral de droite à gauche. On voit, sur cette fig. 25, l'orifice d'entrée, que la fig. 27 reproduit en élévation latérale, et l'orifice de sortie perpendiculaire à l'axe, que montre la fig. 28.

La coupe en long 25 montre aussi le détail de la boîte dans laquelle tourne ce tambour. Celle-ci est divisée en quatre compartiments ; les trois premiers épousent la forme du tambour en laissant un léger espace au delà des ailettes, et, à leur partie inférieure, ont chacun un bac, où l'eau sale vient se réunir, et d'où les poussières peuvent être évacuées.

La forme conique du tambour permet au sol de ces différents compartiments d'aller constamment en montant, de telle sorte que, si un engorgement empêchait une vidange opportune, l'eau s'écoulerait naturellement de l'un à l'autre, et en sens contraire au mouvement des gaz.



La surface interne de cette enveloppe est recouverte d'une toile métallique qui est figurée en T dans les coupes 25 et 26 montrant, dans sa partie droite, l'un de ces compartiments.

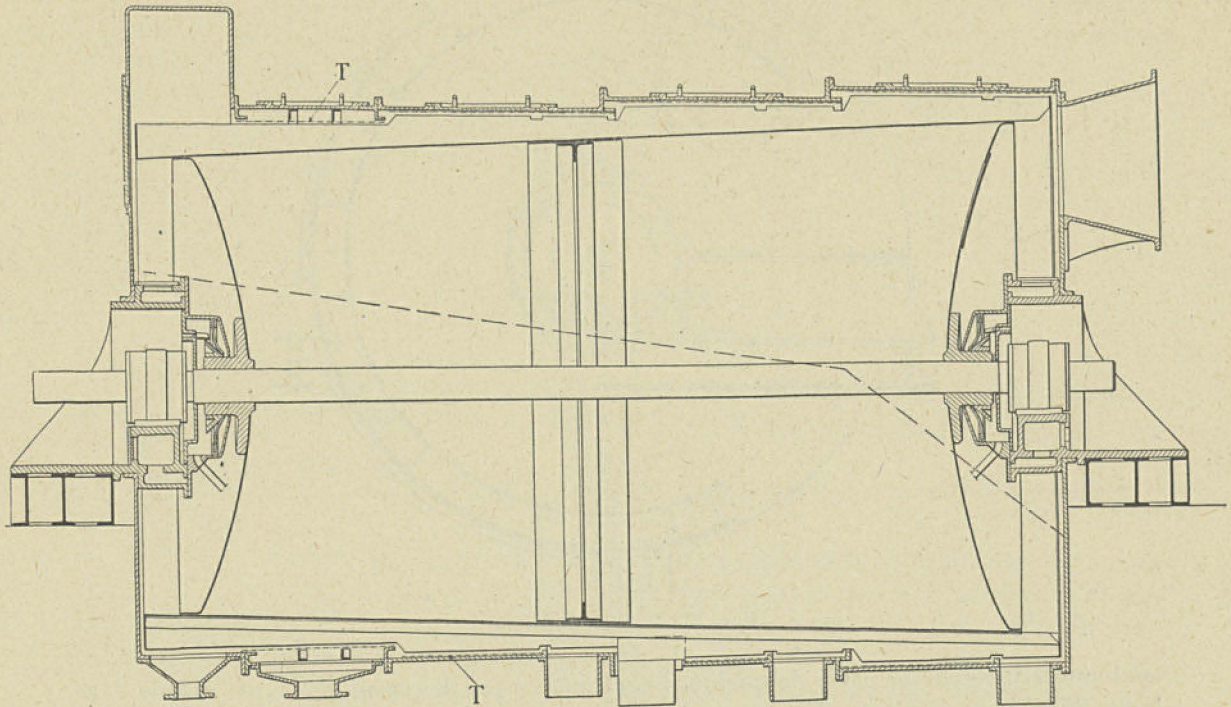


FIG. 25. — Coupe en long de l'épurateur *Theisen*.

Cette toile métallique se trouve ainsi tendue au-dessus des bacs où vient se réfugier l'eau sale et, en quelque sorte, sert à empêcher le retour des impuretés.

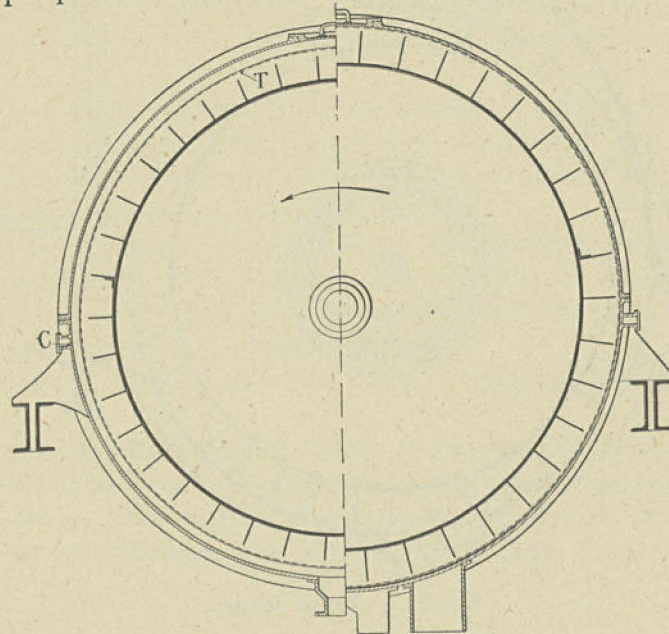


FIG. 26. — Épurateur *Theisen*. Coupe transversale.

Il me semble cependant que, dès que celles-ci sont mouillées, leur vidange ne présente plus aucune difficulté.



Le quatrième compartiment est différent des précédents en ce que la toile métallique

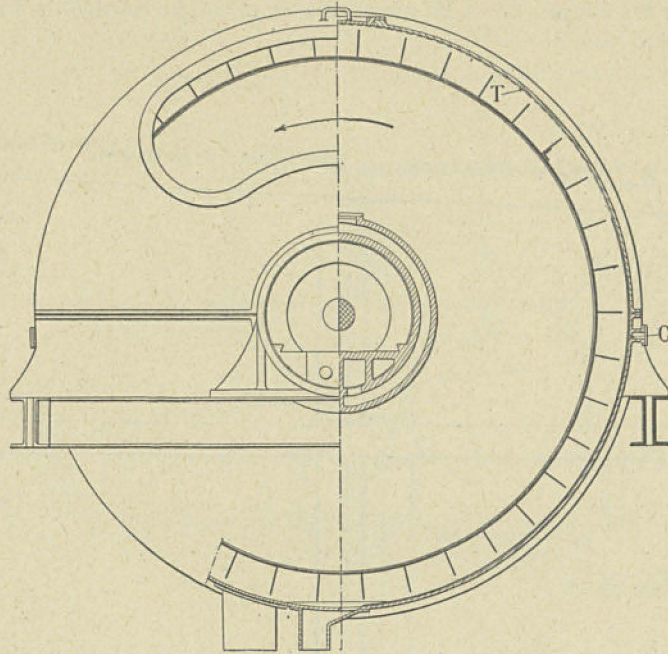


FIG. 27. — Entrée des gaz.

est tenue écartée de la paroi de quelques centimètres par des cornières. C'est visible dans la fig. 25 et la coupe en travers 26, partie gauche.

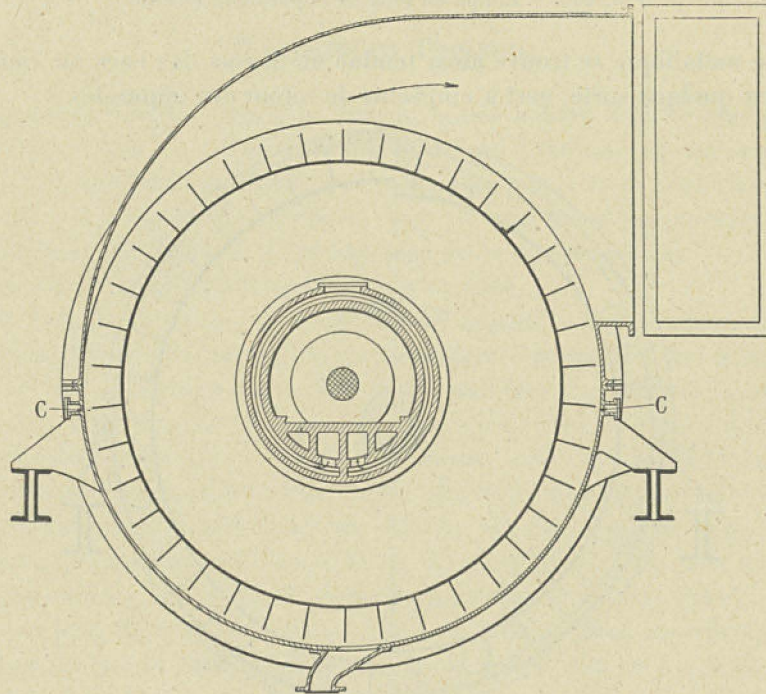


FIG. 28. — Sortie des gaz.

Ce compartiment joue ainsi le rôle de sécheur, les poussières d'eau étant projetées au delà de la toile métallique qui les retient aussi.

Quant à l'arrivée de l'eau, elle se fait par deux gouttières le long de l'enveloppe, à



mi-hauteur, communiquant au travers la paroi par beaucoup de petites ouvertures figurée en C. L'eau est ainsi entraînée par les ailettes et mélangée intimement avec les poussières.

Cet appareil très ingénieux, dont l'idée est certainement remarquable, ne semble pas avoir bien heureusement fonctionné d'après les essais que j'ai connus.

Le rendement était excellent, mais les poussières s'accumulaient, les toiles métalliques étaient arrachées, les ailettes tordues, etc... J'espère qu'il sera facile de remédier à ces inconvénients. Je serais curieux de savoir si, sans toile métallique, l'appareil ne fonctionnerait pas tout aussi bien.

### Épurateur centrifuge.

Un autre appareil, plus simple, semble donner les mêmes résultats et son emploi se généralise en ce moment, c'est tout simplement le ventilateur centrifuge, avec injection d'eau.

On introduit l'eau, en une veine abondante, par les oreilles, en même temps que le gaz qui l'entraîne.

Les frais d'installation sont minimes, puisqu'un ventilateur est généralement nécessaire pour la progression du gaz, l'arrivée de l'eau ne demande pas de disposition spéciale, les frais d'entretien sont réduits, parce que le ventilateur souffre beaucoup moins du frottement des poussières, quand ses surfaces sont mouillées.

Il n'y a que la consommation de travail moteur qui varie. — Elle double environ. — Mais le travail ne coûte pas cher dans ces conditions-là et l'appareil rend des services d'un tout autre ordre.

Le ventilateur n'a pas la complication de la toile métallique, est plus petit, peut tourner plus vite, il tourne à 900 tours à Differdange, il consomme moins d'énergie et semble donner d'aussi bons résultats pratiques que l'appareil Theisen.

Il semble même mieux convenir, en théorie, pour la séparation des poussières et des gaz.

Dans l'appareil Theisen, l'inventeur déclare chercher à appuyer les gaz sur l'eau et la toile métallique. — C'est effectivement le rôle d'ailettes courtes.

Mais, pour bien séparer, c'est au contraire jeter poussières et gaz sur l'eau, où les poussières plongeront, qui semblent le but à rechercher.

Or, pour jeter, il faut faire acquérir une force vive suffisante, il faut que l'accélération due à la force centrifuge ait pu s'amasser. Il convient donc d'avoir, au contraire, de longues palettes, de faire entrer gaz et eau par l'axe du ventilateur, qui les projettera sur les parois, où les poussières resteront collées dans l'eau.

Cette disposition très simple a fort bien réussi. C'est le hasard seul, dit-on, qui l'a fait connaître.

M. Lencauchez, de son côté, a cherché à rendre encore plus considérable le changement de vitesse des gaz et a ainsi imaginé un épurateur se composant d'anneaux d'ailettes concentriques et tournant en sens contraire avec des inclinaison variés. On peut ainsi avoir des vitesses relatives considérables, sans modifier d'une façon embarrassante la transmission.

M. Letombe a imaginé un épurateur centrifuge intermédiaire entre le procédé Theisen et celui du ventilateur.

Sur la conduite des gaz, à la fin de l'épuration, un renflement est ménagé, dans lequel tourne un tambour muni d'ailettes parallèles à l'axe. Ce tambour tourne à grande vitesses



environ 70 mètres à la périphérie, en entraînant les gaz autour de l'axe ; mais, comme les ailettes ne sont pas inclinées, les gaz suivent le mouvement longitudinal qui leur est propre, le plus habituellement sous l'influence d'un exhausteur.

L'eau est introduite ici non au centre, mais sur la paroi, comme dans l'appareil Theisen. Il paraît que les résultats sont excellents et cet épurateur est employé aux Hauts fourneaux de Marseille.

L'avantage, que voit M. Letombe dans cette disposition, est de pouvoir modifier la vitesse de translation des gaz sans changer la vitesse de rotation de l'épurateur, vitesse dont on trouve par tâtonnement la valeur convenable. En outre, même après la sortie de l'appareil, les gaz conservent leur mouvement hélicoïdal et peuvent encore se dépouiller de leurs poussières.

Ces appareils centrifuges ont donné d'excellents résultats. Je ne possède aucun résultat d'expériences certaines sur le Theisen, que je n'ai pas eu la chance de voir en fonctionnement, mais je crois savoir que les constructeurs de cet appareil estiment qu'il suffit à lui seul comme moyen de nettoyage des gaz. A Differdange, où les gaz sont très sales, ainsi que dans tout le Grand-Duché de Luxembourg, à cause de la gangue siliceuse, qui entoure le minerai, et où on évalue à 10 grammes les poussières par mètre cube, dont 4 grammes environ arrivent au ventilateur, les essais à la sortie donnent 0,25 de poussières résiduelles.

Pour la belle installation des moteurs de Differdange, on monte, en ce moment, deux ventilateurs mus électriquement. On estime à 100 chevaux la puissance nécessaire. Ce n'est pas une grande dépense pour une station de cinq mille chevaux.

On est tellement satisfait du résultat obtenu avec ces ventilateurs que l'on est décidé à y faire passer tous les gaz : et non pas seulement ceux destinés aux moteurs à gaz. Je partage absolument cette manière de voir.

L'opération à Differdange est trop sommaire, bien que M. Meier songe à faire passer les gaz successivement dans deux épurateurs centrifuges.

Je préfère beaucoup l'installation de Dudelange. D'ailleurs, c'est à Dudelange, que les moteurs marchent le mieux et il est encore bien difficile de faire le départ des accidents qui sont dus aux défauts des épurateurs et à ceux des moteurs.

A Dudelange, on évalue à 5 grammes la quantité de poussières du gaz conduit aux appareils d'épuration. Ceux-ci se composent d'abord de scrubbers entièrement garnis de fibres de bois, par conséquent sans coke. Ces appareils semblent jouer un rôle important, puisqu'avec une dépense en somme minime, sauf les frais de l'établissement, ils réduisent les poussières à 0 gr. 3 ou 0 gr. 4.

Le ventilateur, dont l'effet s'ajoute à cette sorte de dégrossissage, réduit la teneur en poussières à 0 gr. 1, qui, pour les  $\frac{9}{10}$  au moins, sont entraînés à l'échappement du moteur.

Le ventilateur à Dudelange, pour 1.600 chevaux consomme 8 chevaux. Auparavant, fonctionnant sans eau, il dépensait 4 chevaux.

C'est, en somme, un appareil qui, à mon avis, doit être surtout employé à parachever l'épuration. Il fonctionne certainement moins bien, avec une consommation d'eau et de puissance beaucoup plus grande, quand les gaz y viennent aboutir sans épuration préalable. Or, quel appareil semble plus simple pour cette première opération, moins onéreux, d'un nettoyage plus facile, que ces scrubbers à coke ou à fibre de bois.

C'est pourquoi, je considère cette installation de Dudelange comme très heureuse et d'un bon exemple. Évidemment, elle a coûté cher : environ 150.000 francs de conduits et d'appareils d'épuration, mais aussi elle donne toute sécurité et les moteurs, à l'abri de ces appareils, fonctionnent parfaitement.

A *Micheville*, le ventilateur est employé de même. Mais il est, au contraire, placé au



début de la marche des gaz, à la suite des tuyaux d'orgue. Puis les gaz, avant d'arriver au gazomètre, parcourent 3 scrubbers à étages chargés en haut de fibre de bois et en bas de coke, et enfin un filtre de fibre de bois et feutre de 10 centimètres.

En somme, cette installation est celle qui était faite avant que l'idée ne vint d'introduire de l'eau dans le ventilateur. A mon avis, la place de celui-ci devrait être au lieu du filtre, ou entre les scrubbers et le filtre, qui a au moins l'avantage de sécher les gaz.

Il paraît, qu'avant l'emploi du ventilateur arrosé, les poussières traversaient impunément le filtre.

A *Harde*, il y a 9 scrubbers formant 2 batteries, l'une de 5, l'autre de 4. Ces scrubbers sont chargés avec de la fibre de bois. Ils nettoient très complètement, puisque les gaz à la sortie ne contiennent plus que 0 gr. 2 de poussières.

L'appareil Theisen, qui vient terminer l'épuration d'une façon analogue à ce qui se produit à Dudelange, réduit cette proportion de 0 gr. 2 à 0 gr. 1.

Quand j'y ai été, l'appareil Theisen était hors de service à cause d'un accident qui semble fréquent, les ailettes étaient tordues et arrachées. Il semblait que l'épurateur fût suffisant et les moteurs Von Oechelhäuser marchaient fort bien. Cependant, à mon avis, cette épuration était insuffisante et je pense que, si le Theisen était définitivement supprimé dans cette usine, il conviendrait d'employer un dispositif pour y suppléer et terminer d'une autre manière cette épuration.

Si je préconise les installations où l'épuration est très soignée, je dois cependant reconnaître que, dans plusieurs usines, les épurateurs sont assez sommaires et que, paraît-il, les moteurs y fonctionnent bien. Dans plusieurs hauts fourneaux de la haute Silésie, l'épuration se fait uniquement avec des scrubbers au coke ou avec les fibres de bois.

A *Oberhausen*, l'épuration est faite presque uniquement avec du coke mouillé et sec.

Il est vrai que si les épurateurs sont sommaires ils sont très grands. Ainsi, les premiers appareils, qui en quelque sorte dégrossissent l'épuration, sont trois scrubbers en tension remplis de coke en gros morceaux. Les gaz, ainsi nettoyés de leurs plus grosses poussières, passent dans des sortes de filtres plats, à cloisons, remplis de sciure de bois.

Ces gaz alimentent deux moteurs Otto de 300 chevaux et un de 600 chevaux, sans qu'il semble que ceux-ci aient souffert des impuretés des gaz.

On a parlé, dans ces derniers temps, d'un nouveau procédé d'épuration, qui consistait à faire traverser, par les gaz, de grandes colonnes de coke rouge; autrement dit, de mettre un gazogène à la suite du haut fourneau.

Le but cherché serait de nettoyer les gaz, de les enrichir, et de donner une plus grande régularité à leur pouvoir calorifique.

Je ne vois pas comment ce procédé nettoierait mieux que l'emploi d'un scrubber, ni quelle nécessité il y a à enrichir les gaz. En outre, les hauts fourneaux donnent du gaz au moins aussi régulier que celui des gazogènes, et je craindrais que le troisième but ne fût pas atteint.

Ce qui est certain, c'est que les gaz sortiraient de là à une haute température, avec un grand déchet, et qu'il faudrait, dans ce gazogène, une consommation de combustible comparable à celle du haut fourneau, tandis que le but cherché doit être de réduire la quantité de combustible employé.

En résumé, la nature des minerais et autres matériaux employés a une grande influence sur les poussières et, si les quantités ne semblent pas varier beaucoup, leur finesse, leur légèreté, sont très différentes d'une fonderie à une autre. Ainsi l'épuration



doit-elle être plus ou moins recherchée, et si Seraing se contente d'un lavage, le moteur même de Seraing demande à Differdange une épuration très complète.

Mais, si le degré d'épuration peut varier, il semble que la méthode doit facilement se préciser. Thwaite l'a très remarquablement indiqué. — Nettoyage à sec, grands conduits, coudés avec valve de purge, lavage, scrubbers, filtrage de plus en plus fin, et emploi du ventilateur, de l'appareil Theisen ou d'un épurateur centrifuge quelconque.

Cette épuration ne doit pas être recherchée uniquement pour les moteurs à gaz. Elle joue un rôle capital dans la façon dont les gaz brûlent aux chaudières, aux fours et aux appareils de récupération Cowpers et autres.

Évidemment les frais de première installation sont très onéreux. Mais ils doivent être amortis par une meilleure utilisation des gaz et doivent permettre des économies d'importance au moins égales sur l'établissement des appareils mêmes où ils doivent être employés, quand ils peuvent être fournis, sans laisser des dépôts qui nécessitent des nettoyages, des arrêts de fonctionnement, et sont très désavantageux à la bonne transmission de la chaleur.

Épurer les gaz, c'est augmenter sensiblement leur valeur.



## LES MOTEURS A GAZ DES HAUTS FOURNEAUX

---

L'emploi des gaz de hauts fourneaux devait amener des transformations importantes dans les moteurs à gaz.

Il fallait, d'une part, adapter ceux-ci à l'usage de gaz très pauvres et, si bien épurés soient-ils, encore chargés de poussière. D'autre part, il fallait installer des groupes de force motrice de puissance très supérieure à celles jusque-là utilisées.

Ce second sujet présente un intérêt de tout premier ordre, car il est lié à l'évolution des moteurs à gaz, et doit être examiné indépendamment même des hauts fourneaux. Aussi je le traiterai en un chapitre à part, à la fin de cette étude.

Pour l'appropriation des moteurs aux gaz très pauvres des hauts fourneaux, il y a eu, pour les constructeurs, moins à s'inquiéter qu'il ne pouvait paraître. Certains prévoyaient l'avenir des gazogènes et s'étaient ainsi déjà préoccupés des gaz pauvres.

Il ne faut pas oublier, en effet, qu'il y a un tout autre écart entre le gaz de ville de 5000 à 6000 calories et celui de gazogène, dit gaz pauvre, qui dépasse rarement 1350 calories, tombe souvent à 1200, qu'entre ce dernier et le gaz de haut fourneau, qui ne semble guère pouvoir s'abaisser au-dessous de 900 calories.

En outre, le gaz de gazogène est lui aussi impur, sale, et son nettoyage est au moins aussi difficile. Tous ceux qui se sont occupés de gazogènes savent que l'épuration y joue un rôle considérable.

Aussi, ne semble-t-il pas, au moins pour les moteurs fabriqués par les constructeurs habituels, qu'il y ait eu, pour les hauts fourneaux, de modification profonde dans les types.

Certes, il a fallu atteindre des compressions plus grandes. Pour y arriver, il a été nécessaire de réduire les chambres de compression, de ramasser les soupapes.

Ces compressions plus élevées ont amené des températures plus hautes et on a dû protéger plus efficacement les soupapes, ou les refroidir intérieurement.

Il a fallu, de même, éviter le dépôt des poussières dans les culasses et approprier la forme de celles-ci.

Certains constructeurs ont trouvé le moyen de supprimer les soupapes et même la culasse. D'autres se sont contentés de supprimer la soupape d'échappement, qui seule court un risque d'échauffement.

Ceux, qui ont gardé les soupapes, ont cherché que les gaz frais de l'admission viennent rencontrer et rafraîchir la soupape d'échappement, et ceux, qui ont choisi des orifices découverts, par le piston, pour l'échappement, ont recherché les dispositions, qui donneraient une direction constante au mouvement des gaz, afin que le balayage des poussières se fasse mieux.

Enfin, une tendance qui semble assez générale est de revenir à l'idée ancienne, un peu vieillotte, du balayage par chasse d'air.

Ce balayage par chasse d'air, disent ses partisans, a deux avantages. D'abord, il parfait le nettoyage des poussières, en aidant à leur expulsion par un courant gazeux plus abondant.



Ce premier avantage est de toute évidence. Ce n'est certainement pas d'une absolue nécessité, puisque les moteurs Otto, tant de Deutz que de la Berlin anhaltischer Simplex et Cockerill, Letombe, marchent très bien sans aucune chasse. Reste donc à savoir si le bénéfice ainsi obtenu n'est pas payé bien cher. Les pompes de compression, à faible charge, ont fatalement un très mauvais rendement organique, puisqu'il faut déplacer des pistons comparables aux pistons moteurs généralement même plus grands, à plus de surface.

L'autre raison invoquée est que le balayage des gaz brûlés est complet. Ils sont remplacés par de l'air frais, qui refroidit le cylindre et est comburant.

Il semblait que l'expérience avait jugé, car les essais de ce genre ne sont pas nouveaux, et tous les anciens ont été abandonnés.

Il est évident qu'il faut que les gaz brûlés s'en aillent pour faire place à des gaz combustibles; mais la course de retour du piston en expulse les quatre cinquièmes dans les moteurs à quatre temps; l'arrivée des gaz tonnants sous pression joue le même rôle dans les moteurs à deux temps.

La chasse d'air n'a donc pour but que de poursuivre un petit résidu, qui, en tous cas, ne sera jamais complètement expulsé.

La présence d'une petite quantité de gaz brûlé, appauvrit évidemment la masse gazeuse.

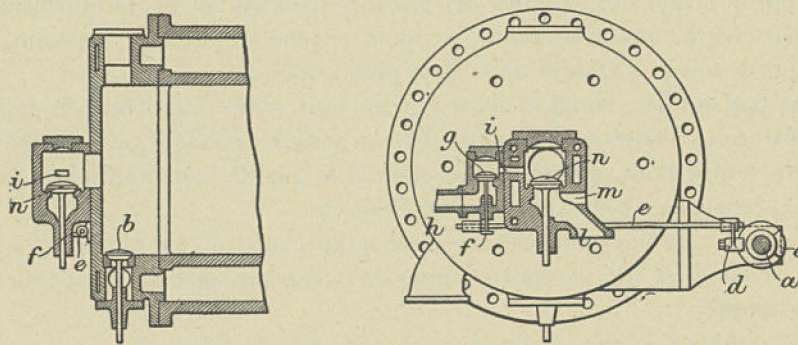


FIG. 29. — Moteur Thwaites et Mensforth.

J'ai déjà dit qu'un semblable appauvrissement ne me semblait pas fâcheux pour le rendement et n'avait que l'inconvénient de diminuer la puissance du moteur. D'ailleurs, si l'air de la chasse ne se mélange pas intimement au mélange tonnant, théorie admissible, constamment invoquée, il joue le même rôle d'appauvrissement du mélange et, en outre, faut-il, au dépens de celui-ci, réchauffer l'air, en pure perte, tandis que les gaz brûlés restent dans le cylindre à leur haute température de sortie.

Il est certain, d'autre part, qu'un excès d'air est favorable à la combustion complète des gaz, mais, aux proportions habituelles, celle-ci est déjà très parfaite en général.

Quoi qu'il en soit, les moteurs à deux temps ont, jusqu'à présent, tous une chasse d'air; du moins, ceux qui ont été destinés aux hauts fourneaux et, pour quelques moteurs à quatre temps, j'en décrirai le dispositif.

Je signalerai déjà ici un brevet de MM. *Thwaites et Mensforth*, particulièrement ingénieux<sup>1</sup>. Ces messieurs utilisent tout simplement la compression d'air, qui se fait dans la soufflerie du haut fourneau pour produire leur chasse. L'air entre par *l* (fig. 29), le gaz par *m* et le mélange par la soupape *n*; ceci est la disposition commune à tous les moteurs. Mais une soupape auxiliaire *g*, qui est manœuvrée par la transmission *cdef*, venant de l'arbre *a*, se soulève vers la fin de l'échappement et laisse entrer une chasse d'air par



*hgi*, dans le cylindre *o*. Cette disposition est appliquée notamment à Outreau, aux aciéries Robert.

Ici la manœuvre de la soupape est fournie par la distribution, ailleurs elle est automatique. C'est ce que je montrerai particulièrement au moteur *Premier* et dans un brevet de la maison *Crossley*.

Voici comment on opère. Pendant que les gaz se détendent au retour du piston, l'échappement étant ouvert, un piston spécial comprime un volume d'air suffisant dans une chambre aboutissant au cylindre par une soupape. La pression croissant ici et décroissant

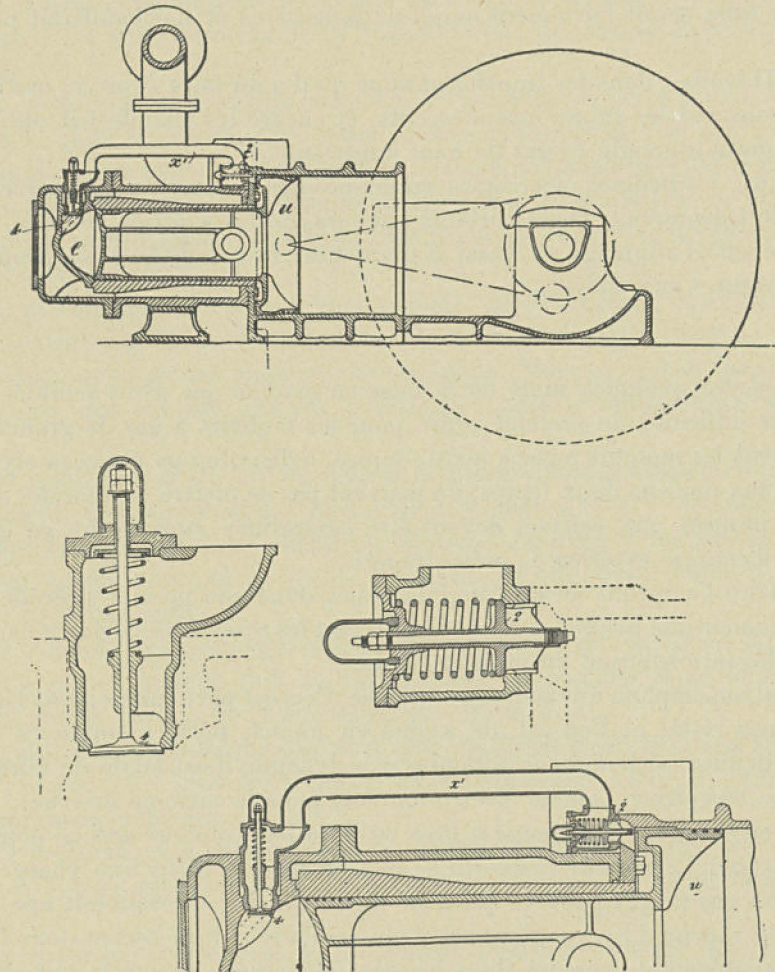


FIG. 30 à 33. — Moteur *Crossley-Atkinson*.

là, il arrive un état d'équilibre au delà duquel, s'il y a une soupape automatique celle-ci se lèvera et viendra faire chasse dans le cylindre.

La figure 30 montre cette disposition d'un moteur *Crossley*, étudié spécialement pour les gaz de haut fourneau <sup>1</sup>.

Le piston annulaire *u* aspire, pendant la course motrice, l'air, par des soupapes placées à droite et à gauche ; au retour, il comprime cet air et la chambre de compression communique, par la soupape 2 (fig. 32), avec un large tuyau *x'*, qui, lui-même, aboutit, par la soupape 4, à la culasse. Il suffit, comme ci-dessus, que la pression dans *x'* atteigne et dépasse celle de la chambre *e*, pour que la soupape 4 s'ouvre, après la soupape 2, et que le balayage se fasse.



On peut encore remarquer, dans ce moteur, la forme en obus de la culasse, son refroidissement, très facilité par la disposition de celle-ci, qui est complètement entourée. Les figures 32 et 33 font bien voir les différences caractéristiques des soupapes 2 et 4, dont la dernière doit avoir ses parties frottantes mieux protégées.

Pour l'allumage, il semble que l'allumage électrique a prévalu. On imagine, en effet, difficilement l'emploi, avec les gaz de haut fourneau, des dispositifs même les meilleurs de l'allumage à tube incandescent, ceux où le mélange tonnant pénètre dans le tube, y vient rencontrer une zone au rouge vif, en chassant devant lui des gaz inertes et fait explosion. L'intérieur du tube serait facilement empli de poussières et n'échaufferait plus par contact.

Seul, M. Thwaites, dans les transformations qu'il a dû faire subir au moteur Hartley, type Otto, a conservé les tubes incandescents, et encore les chauffe-t-il extérieurement, avec un chalumeau alimenté de gaz de haut fourneau.

Au contraire, les bougies électriques semblent-elles à l'abri des poussières, que d'ailleurs l'étincelle traverserait. Dans certains moteurs, on les a mises doubles, dans le but d'éviter un défaut d'allumage et aussi d'augmenter la rapidité de sa propagation, en créant deux origines aux ondes.

Je dirai encore quelques mots de la mise en marche qui avait semblé, à tort, aux incrédules, une difficulté de premier ordre pour les moteurs à gaz de grande puissance.

Évidemment les moteurs à gaz à quatre temps, à deux temps nouveau style, très inférieurs en cela aux anciens deux temps, ne peuvent pas se mettre en marche sous l'impulsion de leurs propres gaz, ceux-ci devant être comprimés auparavant, ce qui nécessite l'intervention d'énergie extérieure, puis allumés.

On a pu faire l'emprunt au moteur lui-même, dans une période précédente, soit, en lui faisant actionner une pompe, soit en remplissant les réservoirs de gaz à haute pression, comme est l'élégante solution du moteur Banki.

En général, on emploie une source extérieure. Ceci est particulièrement facile quand le moteur n'est pas isolé; et l'on est, de moins en moins, porté à employer des moteurs isolés. En particulier, si le moteur actionne une dynamo, il est facile de faire fonctionner celle-ci comme réceptrice, comme électro-moteur, pour la mise en marche.

Souvent, on se sert d'une pompe à bras ou d'un petit moteur spécial pour comprimer de l'air ou des gaz. Le moteur Cockerill se met en marche avec une charge légèrement comprimée, non pas de gaz pauvre, qui pour bien exploser nécessiterait une compression élevée, mais de vapeur d'hydrocarbure et d'air, produite par un carburateur Longuemare.

On a préalablement, comme dans les cas analogues, amené le piston au fond du cylindre, en agissant sur le volant avec un levier ou avec une crémaillère. L'allumage de ce moteur n'est, paraît-il, pas absolument certain du premier coup.

Dans les moteurs Crossley, on se sert de gaz comprimé, mais, pour éviter que l'exiguïté de la chambre de compression ne rende cette explosion sous pression réduite insuffisante, on la produit dans un réservoir spécial réuni à la chambre par une conduite assez longue. L'augmentation de pression derrière le piston est moins brutale, elle n'atteint son maximum que lorsque l'onde explosive vient elle-même aboutir au cylindre moteur et, à ce moment, le piston est déjà déplacé.

Un procédé original a été employé à Outreau par M. Thwaites. Un petit moteur entraîne, par un arbre, un galet de friction qui vient faire tourner le volant jusqu'à ce que, la compression étant faite et l'explosion obtenue, on débraie en écartant le galet.

Enfin, je montrerai, aux moteurs Otto, une solution en tous cas peu brutale, et qui ne



manque jamais son effet, c'est la mise en marche par un réservoir d'air comprimé aboutissant à une soupape spéciale, avec un jeu de came spécial. Un petit moteur auxiliaire, qui peut suffire à beaucoup de grandes unités, remplit les réservoirs d'air comprimé nécessaires à chacune d'elles.

### Moteur simplex de la société Cockerill.

En même temps que M. Thwaites commençait en Écosse ses remarquables expériences, MM. Bailly et Kraft, ingénieurs à la Société Cockerill de Seraing, étudiaient, de leur côté, l'emploi des gaz de haut fourneau et la Société Cockerill prenait date par un brevet du 15 mai 1895.

L'idée directrice était bien différente. Ces messieurs ont porté tous leurs efforts dans la recherche du moteur convenable, estimant secondaire, peut-être négligeable, la question de l'épuration. Ils pensaient, comme M. Delamarre-Deboutteville le croyait, qu'avec des soupapes bien disposées et suffisamment grandes, les poussières ne feraient que traverser le moteur sans y laisser de dépôt. Déjà de semblables tentatives avaient été faites avec des gazogènes.

Ce n'est pas que le problème semble insoluble. On peut imaginer, au contraire, des dispositifs, où les gaz n'auraient aucun contact avec les surfaces frottantes ; j'en connais, et il existe depuis longtemps des moteurs sans soupape. Mais ce ne sont pas des moteurs de semblable genre qui ont été essayés à Seraing ; puis il semble plus simple de faire l'épuration.

En 1895, quand ces messieurs abordèrent la question, les moteurs puissants n'existaient pas. On trouvait, tout au plus, des unités de 150 chevaux. Un cependant était célèbre, c'est celui qui fonctionnait aux moulins de M. Abel Leblanc, à Pantin, et qui fournissait une puissance de 200 chevaux au gaz de gazogène, ce qui aurait donné à peine 180 chevaux au gaz de haut fourneau.

Déjà, cependant, pour l'époque et l'état d'avancement de l'industrie de la construction des moteurs à gaz, ce moteur était de dimensions trop grandes, et seuls les moteurs plus réduits de la même marque fonctionnaient réellement bien.

C'est toutefois ce moteur qui sembla à MM. Bailly et Kraft le mieux approprié à l'emploi des gaz pauvres de haut fourneau et, en collaboration avec M. Delamarre-Deboutteville, ils commencèrent leurs essais.

Ceux-ci portèrent d'abord sur un petit moteur de huit chevaux qui a fonctionné, et bien fonctionné, sans modification de construction, à titre de témoin et de sujet d'expérience.

Puis, grâce aux observations qu'ils avaient ainsi pu recueillir, ils construisirent un moteur de 150 chevaux, sur lequel des expériences suivies ont été faites. Ce moteur a toujours très bien marché et donné d'excellents résultats aux essais.

Ces essais, en augmentant progressivement la puissance, étaient on ne peut plus rationnels. C'est ainsi, plus lentement, avec des écarts moins brusques que procèdent toutes les maisons de construction. Mais il semble, avec les hauts fourneaux, se présenter ceci de curieux : que les poussières, sans action sur les petits moteurs, deviennent de plus en plus dangereuses, quand les dimensions vont en croissant. C'est ainsi que, lorsque, dans de grandes usines, le défaut d'épuration empêchait de fonctionner les grands moteurs au bout de quelques heures à peine, de petits moteurs auxiliaires, de 30 à 60 chevaux, continuaient de marcher sans surveillance et sans accident.

Cela provient surtout de ce que la vitesse des gaz dans les conduits est bien plus réduite avec les petits moteurs et que, lorsque l'on met en marche de grands moteurs, l'épuration se fait ainsi beaucoup moins bien.



Aussi, si rationnels que soient ces essais, ne faut-il pas tenter de conclure ce qui se passera dans un grand moteur en se basant sur ce qui a été observé dans un petit moteur. Il y a des hauts fourneaux, où, encore aujourd'hui, l'on fait des essais analogues.

Ayant, à Seraing, obtenu de bons résultats, d'un moteur monocylindrique de 150 chevaux, la Société Cockerill aurait déjà pu fournir ainsi le moteur de 600 chevaux, avec quatre cylindres réunis, quatre pistons groupés deux à deux et actionnant le même volant.

Elle a, au contraire, voulu construire un moteur monocylindrique monstre, donnant 600 chevaux au gaz de haut fourneau, pouvant en faire 900 au moins au gaz de ville, étant, ou pouvant être ainsi l'élément d'un moteur de près de 4.000 chevaux.

La tentative était très hardie, les circonstances ne lui ont pas été favorables. Cependant aujourd'hui, où, revenu d'une erreur initiale, on cherche à épurer convenablement les gaz fournis, ce moteur, construit en un assez grand nombre d'exemplaires, semble devoir bien fonctionner.

Il faudra, pour le juger, attendre un assez long fonctionnement. A l'usage, les différences de dilatation dans les grands cylindres sont fort à craindre. Ces cylindres ne sont

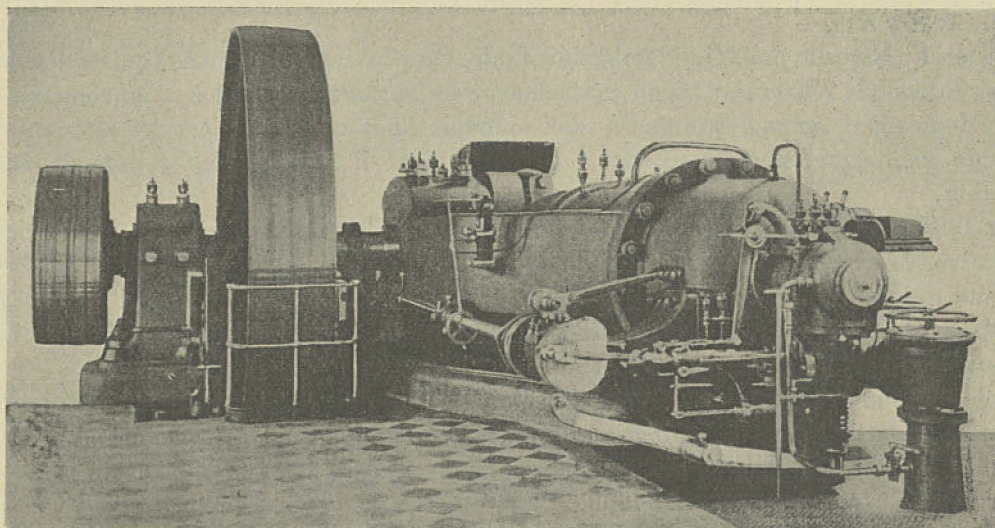


FIG. 34. — Moteur de 150 chevaux *Simplex-Cockerill*.

pas semblables autour de leur axe, d'un côté, les soupapes et le bâti forment armature et s'opposent aux dilatations, qui sur la face opposée sont plus libres.

Ces arguments et beaucoup d'autres ont été développés par M. Müntzel, l'ingénieur en chef de la puissante maison de Deutz, qui soutient, qu'actuellement, il est téméraire de construire des cylindres de moteurs à quatre temps pour des puissances supérieures à 250 chevaux. Toutefois, les effets de la dilatation irrégulière sont sensiblement atténués par la circulation d'eau. Mais aussi faut-il s'attendre à avoir une consommation d'eau qui proportionnellement s'accroisse avec les grands moteurs. Ce fait se produit avec le moteur Simplex.

Toujours est-il qu'il y a actuellement, à Differdange et à Seraing, des moteurs Cockerill qui fonctionnent régulièrement, sans arrêt, six jours de suite, d'après les graphiques que j'ai vus, et qui pourront fonctionner encore mieux quand les gaz seront encore mieux épurés.

La figure 34 montre le moteur de 150 chevaux. Il diffère seulement de celui de 600 chevaux par la forme de la culasse et la disposition des soupapes.



C'est en effet la disposition des soupapes qui caractérise ce moteur Simplex-Cockerill. On peut dire de ce moteur que c'est le type le plus pur, qui existe aujourd'hui de l'emploi des anciens procédés Otto.

C'est le moteur à quatre temps, où les gaz se détendent au volume de l'aspiration, et où le réglage se fait par tout ou rien.

La figure 35 montre l'ensemble du moteur et d'une soufflerie en tandem. On peut le construire et il est construit notamment à Differdange pour la conduite de dynamos, sans soufflerie. La Société Cockerill annonce qu'elle construira aussi des moteurs avec deux pistons en tandem, fonctionnant ainsi comme un moteur à deux temps, c'est-à-dire avec une impulsion par tour et produisant 1200 chevaux.

Deux éléments semblables, placés parallèlement et entourant un même volant, fourni-

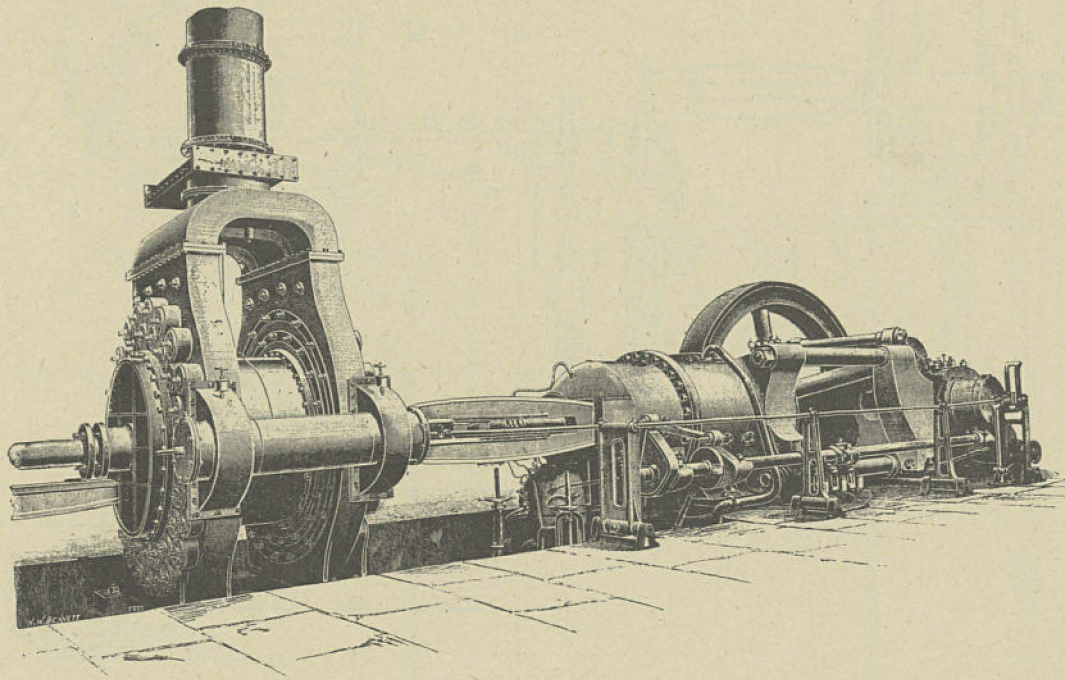


FIG. 35. — Moteur à gaz, Simplex-Cockerill, de 600 chevaux avec soufflerie.

raient 2400 chevaux sans grande complication et avec un assez faible encombrement, par rapport à celui du moteur avec soufflerie. L'ensemble serait équilibré.

La Société Cockerill se défend en effet du reproche qu'on a fait, aux moteurs de sa fabrication, d'être obstinément monocylindriques.

Elle fait observer qu'elle a cherché uniquement à produire de grands cylindres, pour préparer les éléments de moteurs polycylindriques de très haute puissance, sans préconiser l'emploi d'un cylindre unique.

Il n'y a qu'à en prendre acte. Le moteur monocylindrique a le grand inconvénient de nécessiter des volants extrêmement lourds, surtout quand ils fonctionnent, comme dans le moteur Simplex, avec régulation par tout ou rien. Un moteur qui ne reçoit déjà qu'une impulsion tous les deux tours, a difficilement une marche régulière. Dans les périodes de passage à vide, qui existent nécessairement en assez grande fréquence en marche industrielle, il n'y a plus d'impulsion que tous les quatre et même quelquefois six tours. La régularité en souffre. Les impulsions sont d'autant plus brutales qu'elles sont plus rares et les actions et réactions sur les articulations et sur les paliers deviennent très fâcheuses.



Le nom même de Simplex, et les tendances connues de M. Delamarre-Deboutteville avaient excité ces craintes.

M. Hubert, qui s'est longuement occupé du moteur Simplex, a donné de très intéressants détails à son sujet et a fait des expériences que je relaterai plus loin, signale en particulier que lorsque la machine actionne une soufflerie, comme sur la figure 35, le défaut de régularité est sans importance, une soufflerie n'ayant pas besoin de la même constance de marche qu'une dynamo. Ceci suppose que le moteur ne peut actionner qu'une soufflerie, qu'il n'est pas accouplé par exemple avec un autre élément au même volant de façon

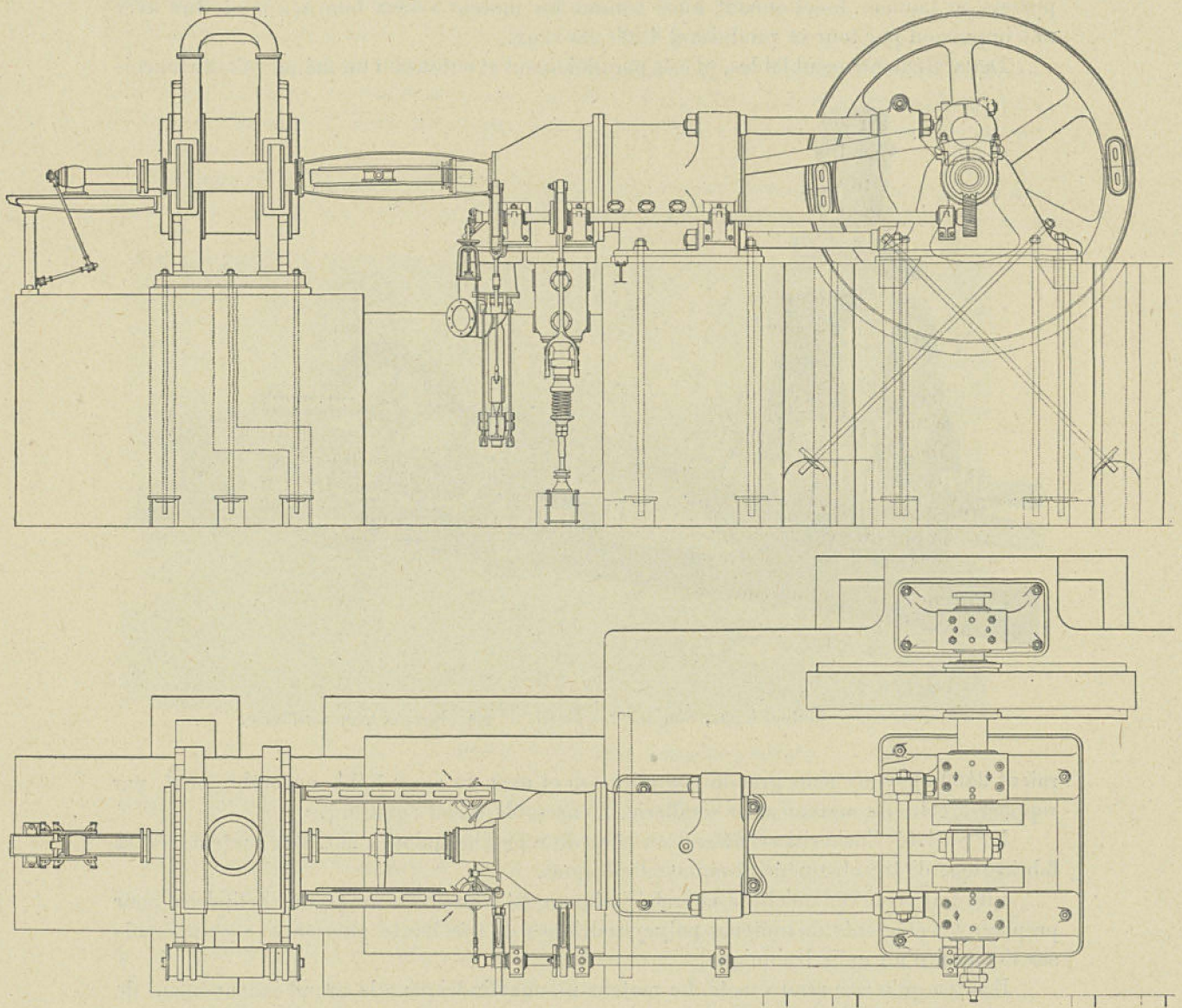


FIG. 36 et 37. — Plan et élévation du moteur *Simplex-Cockerill*.

que les variations du travail demandé à la soufflerie n'empêchent pas le moteur à gaz de travailler constamment à pleine charge, au grand bénéfice de son rendement.

Ces critiques faites, on doit savoir grand gré à la Société Cockerill d'avoir tenté de semblables cylindres, qui, avec des moteurs transformés à deux temps, pourront fournir les éléments de 1500 chevaux de moteurs à gaz de gazogènes de 6000 chevaux et il y a beaucoup à admirer dans le moteur Simplex.



Les figures 36, 37, montrent l'élévation et le plan du moteur avec la soufflerie.

Les figures 38, 39, représentent le détail des soupapes avec leur commande.

La figure 40 est une coupe schématique des trois soupapes d'admission, en expliquant le fonctionnement.

La figure 36 montre la disposition de la culasse. Les gaz arrivant de la soupape d'admission, qui est à l'extrémité de celle-ci, vont frapper la paroi supérieure.

Ceci a une grande importance, car il faut bien penser que, malgré les dimensions de la soupape, les gaz la traversent pendant l'admission, à une vitesse qui atteint jusqu'à 50 mètres, pour aboutir dans le cylindre, où la vitesse de la translation est en moyenne de 4 mètres, qui est la vitesse moyenne du piston.

Il y a là un effet comparable à celui des épurateurs centrifuges et les poussières ont

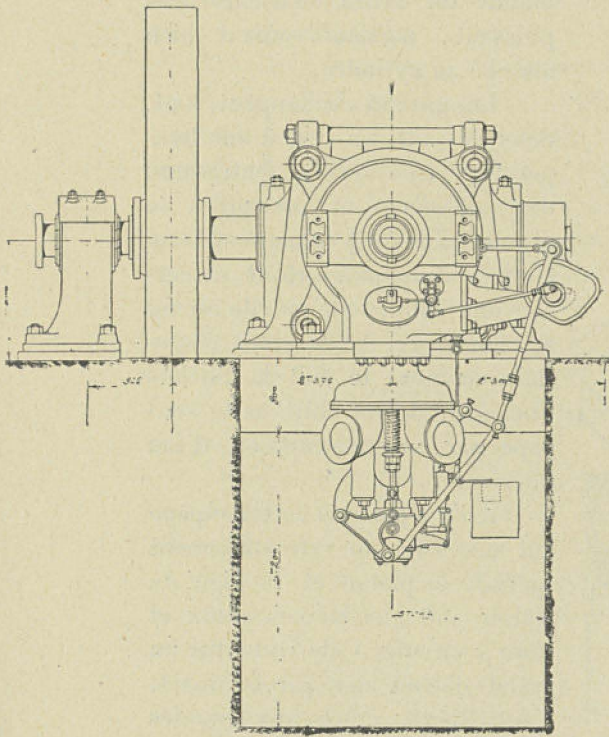


FIG. 38. — Aspiration.

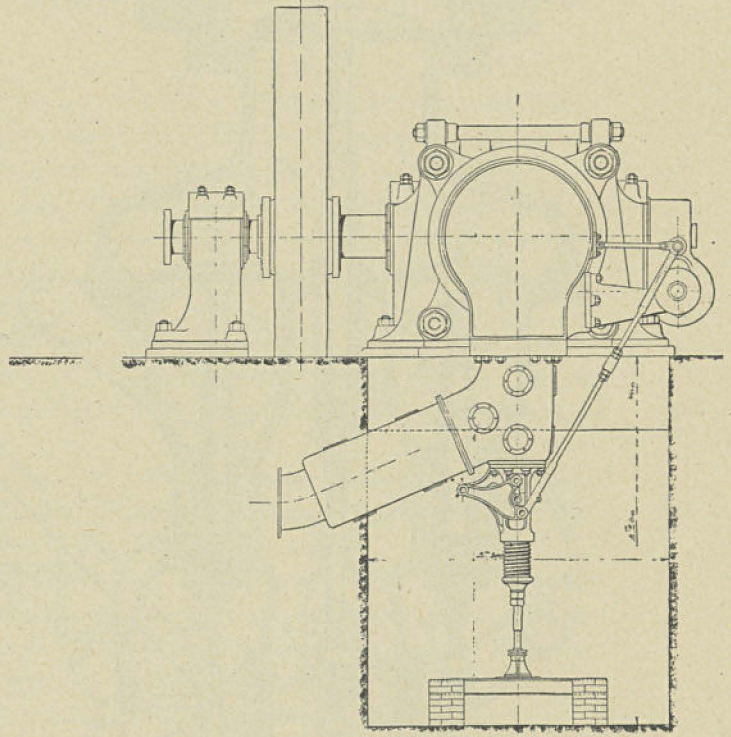


FIG. 39. — Refoulement,

tendance, encore pour ce motif, à se séparer des gaz et aller frapper la paroi. Elles peuvent alors retomber et la disposition de la culasse, où les deux soupapes d'admission et de refoulement se suivent, est telle que les poussières se déposeront ainsi aux environs de la soupape de refoulement, resteront dans la culasse, au lieu d'aller encrasser le piston et pourront être chassées par le grand courant gazeux du refoulement.

La disposition des soupapes semble donc fort heureuse et l'utilité de la culasse apparaît pour protéger les segments du piston.

On a beaucoup dit et écrit, pour ce moteur et pour d'autres, que la disposition ainsi réalisée avait encore avantage de refroidir la soupape de refoulement par le passage au-dessus de cette soupape des gaz frais de l'admission.

La soupape est baissée quand les gaz passent, elle est plus ou moins couverte de poussières très mauvaises conductrices, les gaz frais pourraient tout au plus la frôler.

Je crois que l'opinion ci-dessus est une des nombreuses idées qui se répandent on ne sait pourquoi, s'adoptent sans discussion, tant elles semblent naturelles, mais n'ont aucun fondement.



Les figures 38, 39, expliquent le mouvement des soupapes par leviers, sous l'influence de cames.

Cette commande par came d'une soupape d'échappement non équilibrée, ramenée sur son siège par un ressort, qui s'oppose encore à sa levée, demande des efforts très considérables.

La soupape a, en effet, une grande surface, et, quand l'explosion se fait mal, tardivement, ce qui se produit toujours après un passage à vide, la pression dans le cylindre, à la fin de la course, peut rester fort élevée.

Aussi cette commande demande un arbre auxiliaire très puissant, particulièrement bien attaché au cylindre.

Les gaz qui s'échappent, sont, dans ces mêmes cas, à une température très élevée; entraînant des poussières et passant à la grande vitesse, ils échauffent beaucoup la soupape, surtout sa surface inférieure, celle où elle repose sur son siège. Aussi est-il nécessaire, comme le fait la Société Cockerill, de refroidir cette soupape par une circulation d'eau intérieure.

Il n'y a pas que cette soupape qui nécessite un refroidissement spécial, le piston et la tige du piston sont eux-mêmes creux et l'eau y circule. Cela constitue un grand déchet aux parois; mais, d'autre part, grâce aux grandes dimensions du cylindre, l'influence des parois sur le centre de la masse gazeuse est très atténuée.

C'est l'avantage des grands cylindres, et je suis bien étonné de

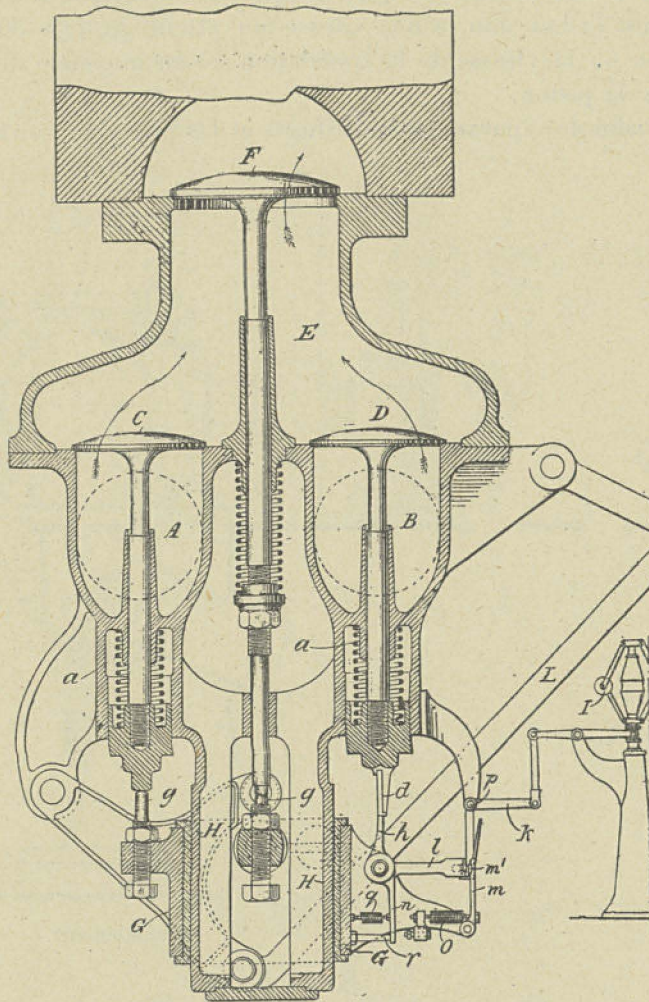


FIG. 40. — Coupe des soupapes d'admission.

voir des constructeurs vanter les cylindres de faible diamètre, parce qu'ainsi les gaz sont mieux refroidis, ayant une moindre proportion du volume à la surface.

La soupape d'admission refroidie, elle, du moins, d'une façon indiscutable, par les gaz frais, ne présente pas d'inconvénients semblables. Aussi n'a-t-elle pas besoin de circulation d'eau.

Ce qu'il importe surtout, c'est de bien régler la proportion d'air et de gaz qui la traverse.

La figure 40<sup>1</sup> montre le détail de cette distribution.

Le gaz pénètre par la 1<sup>re</sup> soupape D et l'air par la 1<sup>re</sup> soupape C, dans une chambre commune E, où le mélange se fait dans des proportions, qui sont fixées par le diamètre de

1. *Revue de Mécanique*, novembre 1900, p. 784.



ces soupapes et la pression de l'air et du gaz. Pour que ces proportions ne varient pas, il convient seulement de régler, par une cloche par exemple, la pression du gaz par rapport à celle de l'air.

Cependant, comme le pouvoir calorifique du gaz peut lui-même varier, il peut convenir de varier légèrement ces proportions ; on atteindra ce but très facilement en mettant, sur la conduite d'accès de l'air, une vanne réglable à la main. C'est ce qui se fait à Differdange.

Les trois soupapes C, D, E, doivent s'ouvrir ensemble, se fermer en même temps, sauf dans le cas, où le moteur dépasse sa vitesse de régime et où la soupape de gaz ne doit pas fonctionner, afin qu'il y ait un passage à vide. En ce cas l'air seul pénétrera dans le moteur.

A mon avis, il se produit, en ce cas, une chasse d'air d'un très mauvais effet sur le cylindre, qui est refroidi d'une façon inopportune, cela influe sur l'explosion ultérieure qui est mal employée.

Le dispositif est fort ingénieux.

Le levier de manœuvre L, actionné par la came correspondante de l'arbre de distribution, entraîne le manchon G qui coulisse sur la pièce fixe H. Ce manchon soulève les soupapes C et F par les taquets *gg*, qui peuvent se régler avec des vis et des écrous.

Dans ces conditions la levée de ces soupapes se fait tous les deux tours. La soupape D est au contraire soulevée par le taquet *h*, venant buter sur la pièce fixe *d*. Mais ce taquet est mobile autour d'un axe horizontal solidaire de la pièce *l*, et sollicité par le ressort G, qui l'appuie sur le manchon.

On voit, figuré sur le dessin, le régulateur à boules I. Quand la vitesse s'accélère et dépasse le régime, la pièce K, par un jeu de leviers, s'abaisse et vient écarter *l* de sa fonction primitive, séparant ainsi *h* de *d*, sur lequel il ne vient plus buter. La soupape à gaz ne se soulève pas.

Comme *h*, *l*, sont solidaires du manchon et échapperaient à l'action du régulateur, qui est fixe, une pièce *m*, fixée au manchon et sollicitée par un ressort *o*, vient saisir *l* dès que cette pièce est écartée de sa position et la maintient par un cliquet.

Quand le manchon est au haut de sa course, une extrémité recourbée *m'* vient buter contre l'axe *p*, déclenche *l* et *h*, sous l'influence du bras *n* et du ressort *q*, reprend sa position normale, afin de pouvoir soulever la soupape D à la prochaine période d'aspiration, c'est-à-dire après deux tours de volant, ou un tour de l'arbre de distribution et de la came, quand le régulateur ne vient pas à nouveau interdire l'entrée du gaz.

Cette disposition des trois soupapes, je la montrerai à presque tous les moteurs. Elle est en quelque sorte nécessaire, toutefois il semblerait bon qu'il y ait toujours, sur le passage du gaz, une soupape automatique bloquant l'accès, vers le gaz, d'un retour de pression, au cas d'une explosion prématurée.

C'est qu'en effet, soit aux soupapes, soit dans les conduites du gaz, il y a souvent des rentrées d'air partielles, qui peuvent quelquefois suffire à produire une explosion, si un allumage se fait intempestivement dans le moteur, pendant la période d'admission et, trouvant les soupapes ouvertes, se propage dans le réservoir, ou les conduites d'amenée du gaz. Le fait s'est produit à Differdange.

On y a remédié par un procédé, que nous retrouverons au nouveau moteur Otto et ailleurs : il consiste à n'avoir point de soupape d'admission d'air, telle que la soupape C, en laissant libre cette admission réglée d'une part par la surface de l'orifice d'accès, d'autre part par une vanne réglée à la main.

Dans ces conditions, pour une explosion intempestive, la flamme, ne trouvant pas d'obstacle, prendra de préférence le chemin de la conduite d'air et ne viendra pas atteindre les gaz.



Il y a, à Seraing, outre le moteur de 150 chevaux qui a fonctionné sans arrêt nécessaire, dit M. Greiner, depuis avril 1898, un moteur à 600 chevaux, celui-là même qui était exposé à Paris à l'Exposition universelle de 1900. Il y en a neuf à Differdange, dont quatre commandent des dynamos, quatre, des souffleries Cockerill, et un, une soufflerie à clapets Hörbiger.

Les moteurs de Seraing ont fort bien marché, le gaz de Seraing étant naturellement fort propre, car, dit M. Greiner, il ne contient que trois grammes de poussières à la sortie du haut fourneau et, sans avoir cependant parcouru un bien long trajet dans les conduites (180 mètres) et sommairement nettoyé dans un laveur, il ne contient que 0 gr. 33 de poussières, quand il arrive au moteur.

Au contraire à Differdange, où les minerais sont très différents et pris dans une gangue argileuse qui donne des poussières particulièrement tenaces, les moteurs marchaient fort mal en 1900. A la fin de 1900 et au commencement de 1901, où l'appareil Theisen était hors de service, ils ne pouvaient marcher que quelques heures à peine.

Aujourd'hui, grâce au ventilateur centrifuge, ils marchent très bien, comme je le disais plus haut.

Voici les dimensions du moteur à soufflerie exposé en 1900 et semblable à quatre de ceux en fonctionnement à Differdange :

Cylindre : diamètre 1 m. 30 ; course du piston : 1 m. 40 ; nombre de tours : 80 à 95. A 80 tours la vitesse du piston est de 3 m. 75, à 95 tours, de 4 m. 50.

L'encombrement avec la soufflerie est de 11 mètres, — 6 mètres, — 4 mètres et le poids de 160 tonnes. Le moteur seul pèse 127 tonnes.

La bielle a 4 m. 60 de long ; le volant convenable pour une soufflerie pèse 33 tonnes et a 5 mètres de diamètre.

La compression est d'environ 8 kilog.

M. Hubert a fait, sur cette belle machine, des essais fort intéressants, qu'il serait trop long de répéter ici<sup>1</sup>.

Ils ont donnés les résultats suivants :

Chaleur utilisée en travail indiqué.....	28 %
— perdue aux parois.....	52 %
— perdue à l'échappement.....	20 %

Ces chiffres sont une moyenne.

Le rendement en travail effectif a été pendant ces essais de 21 %.

D'une autre manière, sur six essais, marchant à 95 tours ce qui est une allure bien rapide pour un moteur, avec 88 % d'admission c'est-à-dire à pleine charge, la consommation du gaz fut d'environ 2 m. 55 par cheval indiqué et 3 m. 5 par cheval effectif, ce qui donne un rendement organique de 73 %.

La consommation d'eau était de 70 litres dont 13 aux pistons et soupapes, par cheval-heure. Ce chiffre est élevé. La puissance du moteur était 575 chevaux.

M. Dutreux me fournit des chiffres plus récents, qu'il a recueillis sur la consommation à Differdange, qui semble s'être améliorée.

La consommation par cheval effectif serait réduite à 3 mètres cubes de gaz à 972 calories. On m'a indiqué, à Differdange, 3 m<sup>3</sup> à 950 calories. Ces deux chiffres sont semblables.

La consommation de l'eau, dans le piston et les accessoires autres que le cylindre, se serait réduite aussi à 8 ou 10 litres, ce qui est une amélioration d'autant plus

1. *Revue de Mécanique*, juin 1900, p. 776.



facile à comprendre que, pendant les expériences, M. Hubert a fait aller le moteur à allure vive.

Ce qui est le plus instructif, dans les chiffres qu'il m'a communiqués, et ce qui montre une fois de plus le grand intérêt qu'il y a au nettoyage du gaz, c'est la comparaison entre les consommations d'huile de graissage.

L'huile de graissage et la graisse étaient consommées en proportions considérables avant l'emploi des ventilateurs, maintenant il suffit par jour pour une unité de 600 chevaux, de 65 litres d'huile et 3 kilog. de graisse soit une dépense de 25 francs.

En résumé, le moteur Cockerill est très simple, peut marcher à des allures très différentes. Il a, grâce à des dimensions considérables, une vitesse de rotation lente, toutes conditions qui sont parfaites pour la commande directe des souffleries.

En outre, il a un assez bon rendement, et doit marcher d'une façon satisfaisante avec des gaz bien épurés. C'est le moteur dont les éléments sont de beaucoup les plus grands, que l'on ait osé construire.

### Moteur Premier.

Parmi les moteurs types *Otto* à quatre temps, il convient de signaler le moteur *Premier* qui a été transformé récemment pour fonctionner à de hautes puissances avec un gaz très pauvre et employé, à cet effet, aux usines *Mond* avec le gazogène tout particulier, à récupération d'ammoniaque, de cette firme<sup>1</sup>.

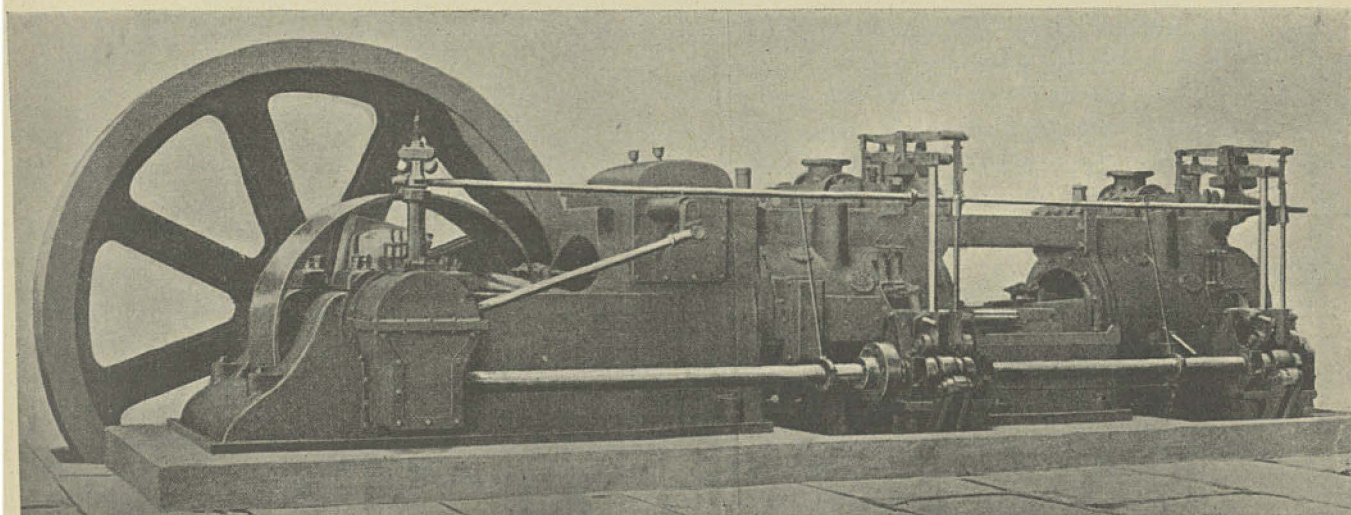


FIG. 41. — Moteur Premier.

Le moteur, représenté fig. 41, a deux pistons en tandem. Il est estimé pouvoir faire 500 chevaux au gaz de haut fourneau et 650 chevaux au gaz *Mond*.

C'est un moteur particulièrement intéressant, d'abord parce que cette disposition en tandem, comme je le montrerai plus loin, bénéficie du grand avantage, qu'ont les moteurs à deux temps et à simple effet, de pouvoir faire travailler la bielle constamment dans le même sens. En outre, ce moteur, qui est à chasse d'air et qui, par conséquent, fonctionne avec un piston compresseur, utilise, à chaque tour du volant, l'air comprimé par ce piston, soit dans l'un, soit dans l'autre des cylindres moteurs.

1. *Revue de Mécanique*, janvier 1901, p. 50.



La fig. 42 montre la coupe en long d'un semblable moteur. Le piston compresseur, qui est figuré sur la gauche, sert, là encore, de glissière; c'est-à-dire que c'est sur lui que s'articule la bielle motrice. Il est certain que ce piston convient mieux que tout autre, puisqu'il ne tend pas à s'échauffer par le contact des gaz explosifs. On voit très nettement, sur la figure, comment l'air est aspiré par des orifices *o*, que le piston découvre dans sa marche avant et comment, au retour du piston, cet air est comprimé entre le piston compresseur et le premier piston moteur, grâce à la différence de diamètre des cylindres *u* et *v*. Cet air se rend dans la chambre *ii* et atteindrait 320 grammes de pression, s'il n'avait pas accès dans les cylindres moteurs. Mais, dans ceux-ci, la pression baisse pendant toute la période d'échappement et les soupapes d'admission, dont l'une est figurée en coupe (fig. 43), soupape automatique, s'ouvre dès qu'il n'y a plus qu'un écart

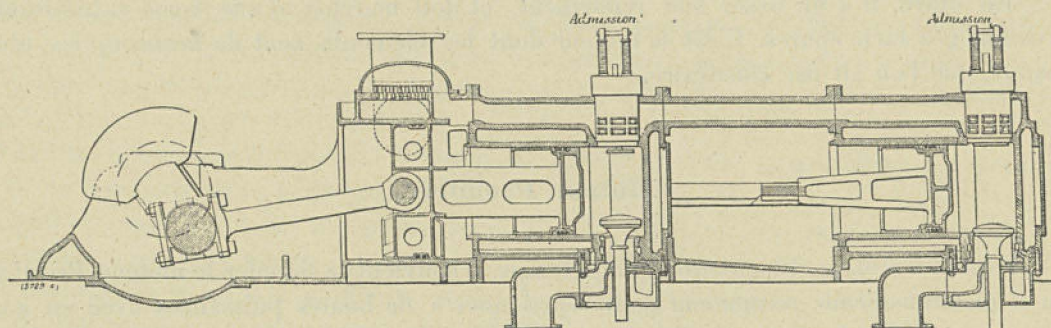


FIG. 42. — Moteur Premier.  
Coupe en long.

insignifiant entre la pression du cylindre compresseur et celle du cylindre moteur, c'est-à-dire vers 240 grammes.

La chasse est assez violente dans ce moteur, puisqu'on évalue la quantité d'air qui passe à trois fois et demie le volume de la chambre de compression.

La chasse d'air se fait donc lorsque le volume dans le cylindre est minimum et, quoique cette chasse soit très énergique, elle n'est pas aussi importante que celle que l'on fait dans les moteurs à deux temps, où elle s'effectue quand le piston est au bout de sa course.

Pendant la période d'admission, l'air a toujours accès à la soupape par des orifices *pp*, qui lui permettront d'aboutir à la chambre annulaire autour du siège de celle-ci.

Le gaz y pénètre, ainsi que la fig. 43 le montre, mais par des orifices, qui sont bloqués par les pièces *f*.

Ce dispositif interdit au gaz l'accès de la soupape pendant la chasse d'air, mais les petits pistons *ff* dont les tiges sont réunies à une pièce *k*, qui est manœuvrée par un levier soulevé par une came sous l'action du régulateur ainsi qu'il est très visible dans la figure 39, se déplacent pendant la période d'admission, donnent accès au gaz et peuvent fermer au moins l'une des deux paires d'orifices de l'air.

La manœuvre de ces petits pistons, permet de faire varier la proportion d'air et de gaz admis, de façon à régler la puissance du moteur.

Ce moteur, très remarquable, a donné, d'après M. *Humphrey*, un rendement en travail indiqué de 33,65 p. 100.

Il ne faut pas oublier, que la pompe donne un déchet, qui affecte très sensiblement le rendement organique et que le pouvoir calorifique du gaz est évalué au minimum, c'est néanmoins un résultat très remarquable.

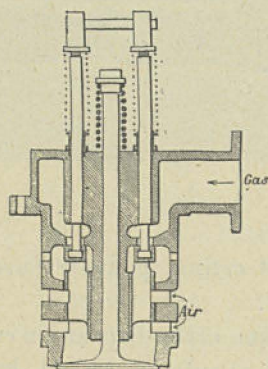


FIG. 43.  
Moteur Premier.  
Coupe de  
la soupape d'admission.



Le moteur *Otto* de la Berlin Anhaltischer Maschinenbau de Dessau a été installé à *Differdange* et à *Horde*. Il a fonctionné excessivement bien et le professeur Meyer l'a soumis à des essais en octobre 1898. Il se règle par tout ou rien.

Il est à remarquer, dans les résultats de ces essais, que la variation de puissance de ce moteur employé au gaz de ville, ou au gaz de haut fourneau, a été de 16 p. 100 environ, c'est une proportion faible. Son rendement a donné 30, 2 p. 100 en travail indiqué. Ce chiffre est assez élevé, surtout si l'on considère que la compression n'était pas celle que l'on atteint aujourd'hui.

C'est la même maison qui a construit le moteur Von Oechelhäuser dont je parlerai plus loin.

### Moteur Otto.

La Gas Motoren Fabrick de Deutz et la C<sup>ie</sup> française des Moteurs à gaz et des Constructions mécaniques ont largement contribué à faciliter l'utilisation, aux moteurs à gaz, des gaz de hauts fourneaux.

L'emploi du gaz pauvre a toujours été étudié de très près dans ces maisons; aussi n'est-il pas étonnant, que leurs moteurs se soient très facilement adaptés aux gaz très pauvres de haut-fourneau.

Les moteurs de ce type se distinguent par la haute compression du mélange combustible et par le mode de régulation, par variation de la richesse du mélange, avec une même compression et sous l'influence du régulateur.

En outre, M. *Muntzel*, ingénieur en chef de la maison de Deutz, s'est efforcé de démontrer le grand intérêt qu'il y avait, d'une part, à faire des moteurs polycylindriques et de préférence à quatre cylindres, d'autre part à ne pas dépasser par cylindre élémentaire une puissance de 250 chevaux.

Il a fait valoir combien il était téméraire d'agrandir les dimensions d'un cylindre sans de longs essais et, à la maison de Deutz même, chaque fois qu'un élément de puissance un peu supérieure a été essayé, il n'a jamais pu être adopté qu'après une longue période d'étude et le plus souvent après des remaniements très importants.

Les moteurs *Otto* de cette maison ont été employés notamment aux hauts-fourneaux de *Friedenshutte* de *Oberhausen* et de *Dudelange*. Ces trois installations sont déjà anciennes. Elles ont fonctionné d'une façon parfaite, et l'emploi des machines de cette firme s'est, de ce fait, beaucoup étendu.

En France, il y a un moteur de 300 chevaux installé à Micheville; et je ne parle pas de beaucoup d'autres en montage ou commandés en France, en Allemagne, en Espagne, etc.

La fig. 44 nous montre le type le plus généralement employé pour les moteurs à quatre cylindres. Il convient particulièrement bien pour les installations électriques, et c'est d'ailleurs à cet emploi que les moteurs ont été appliqués.

On comprend facilement, qu'avec deux explosions par tour, un mode de régulation qui ne laisse pas de passage à vide, et une disposition telle que, pendant que deux pistons marchent dans un sens, les deux autres marchent dans le sens contraire avec la même vitesse les réactions d'inertie s'équilibrent suivant l'axe des cylindres et la verticale, ne produisant sur le châssis qu'un couple de torsion alternativement dans un sens et dans l'autre.

Dans le moteur tel qu'il est dessiné dans la fig. 44, le refoulement se fait dans le sens de l'axe et l'admission sur le côté. C'est dans le but de faire agir plus facilement la distribution sur l'admission des gaz. Il y a en effet nécessairement deux soupapes d'admission, l'une laisse pénétrer le mélange gazeux dans le cylindre qui fonctionne par



une came de profil constant, l'autre règle l'arrivée de gaz et est plus ou moins levée suivant l'influence du régulateur.

Dans les moteurs tout à fait récents, la maison *Otto* a préféré mettre ses deux soupapes principales verticales, et l'une au-dessus de l'autre.

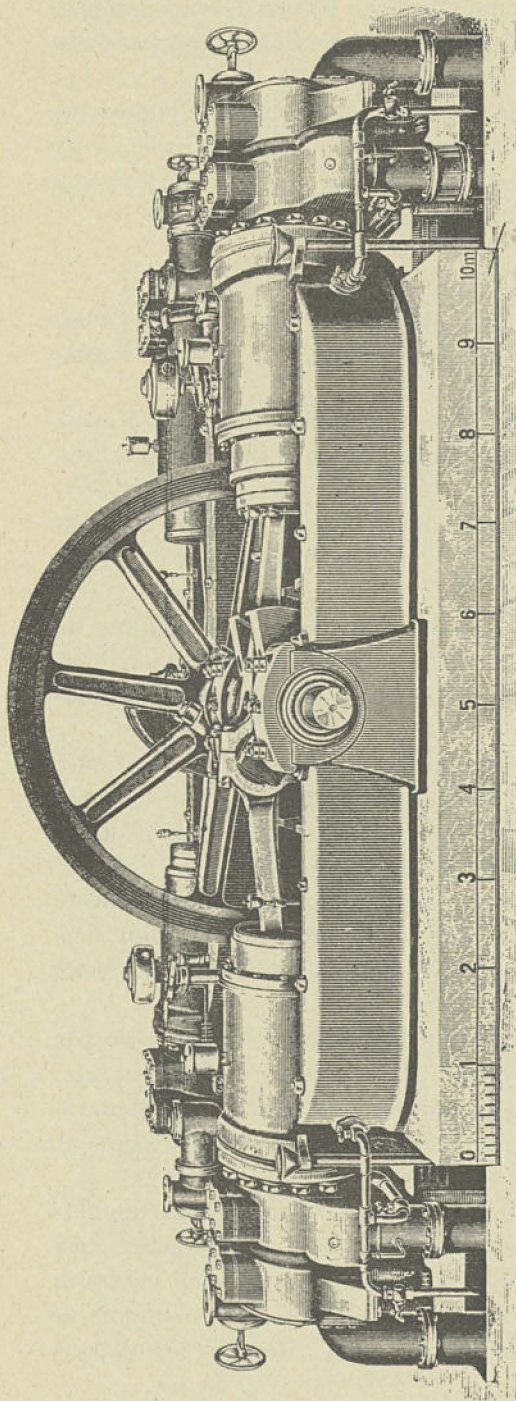


FIG. 44. — Moteur *Otto* de 1000 chevaux.

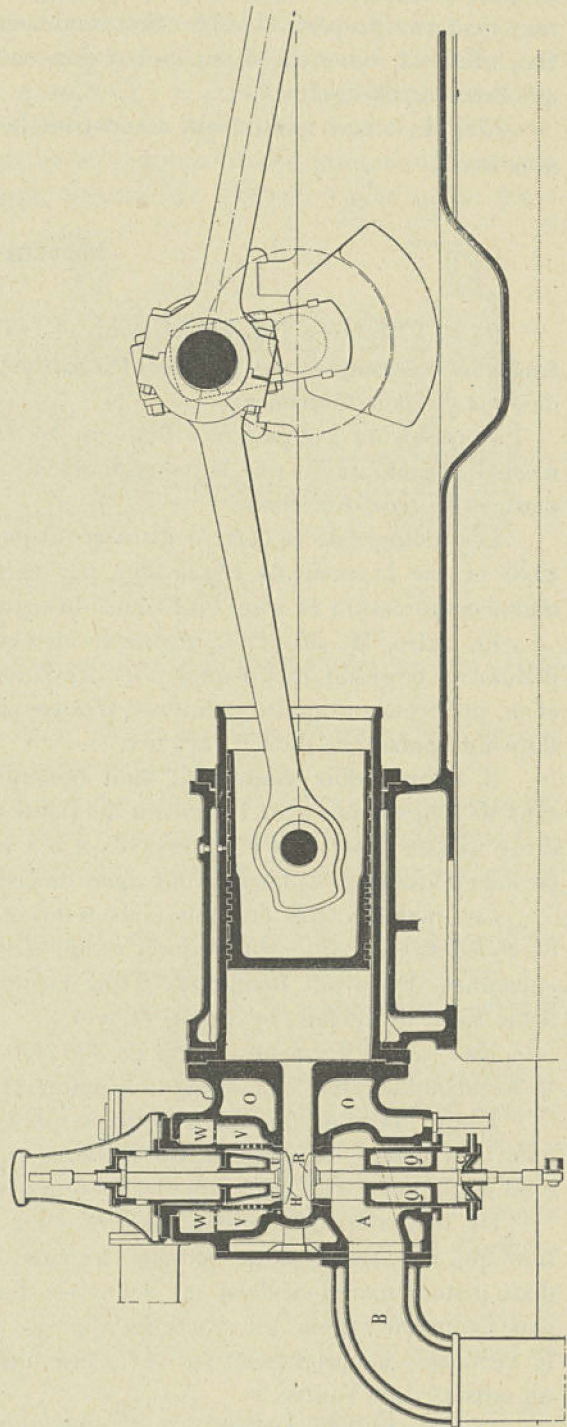


FIG. 45. — Nouveau moteur *Otto*. Coupe en long.

L'avantage semble surtout provenir d'un moindre encombrement, vu que le même espace de la chambre de compression suffit à la levée alternative des deux soupapes, et comme, pour avoir une haute compression, il faut que cette chambre soit réduite, on peut



ainsi écarter les deux soupapes, de la partie du cylindre où le piston se déplace, suffisamment pour qu'une chemise d'eau d'une grande épaisseur puisse assurer un refroidissement suffisant de ces organes délicats.

La fig. 45, qui montre la coupe en long du moteur *Otto*, est particulièrement instructive à cet égard. Elle montre les vastes dimensions que l'on a pu laisser au water-jackett en *oo*.

La fig. 46 représente une coupe transversale des soupapes et permet d'en voir les ingénieuses dispositions.

La soupape d'admission est de dimension plus vaste que la soupape de refoulement

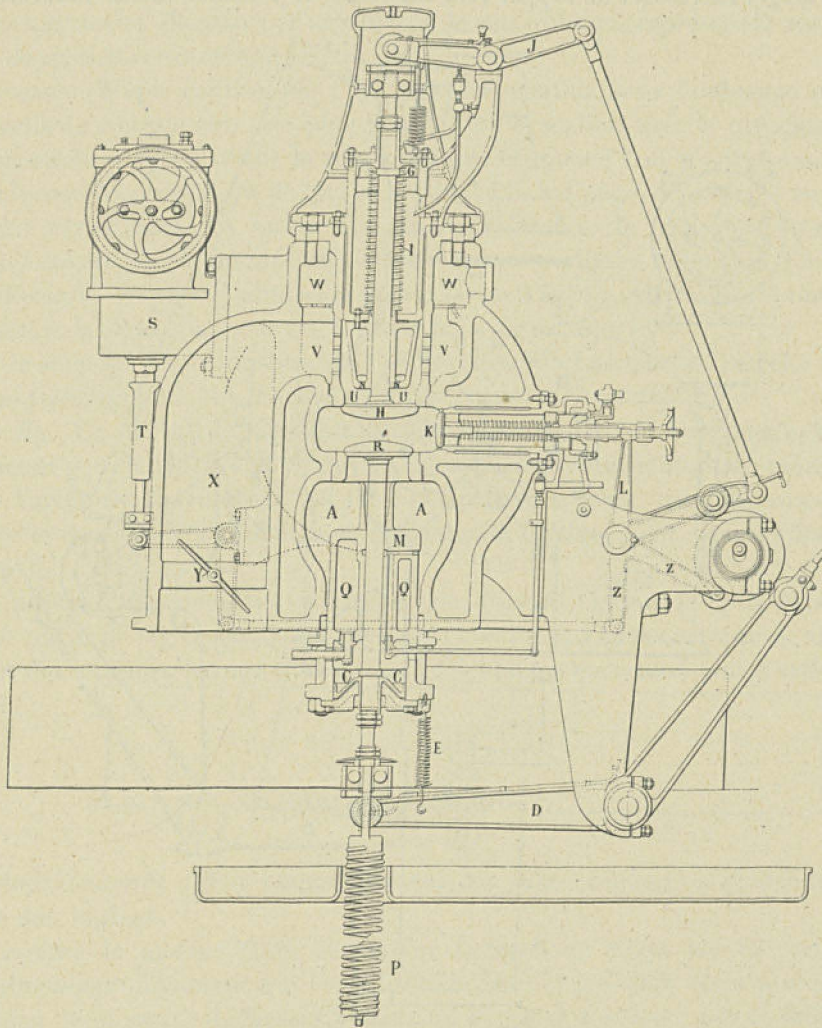


FIG. 46. — Nouveau moteur *Otto*.  
Coupe des soupapes.

comme d'habitude. Elle est placée au-dessus de celle-ci de façon que les dépôts de poussière ne puissent l'incommoder.

La situation inférieure de la soupape de refoulement convient aussi, elle facilite le départ des poussières pendant l'échappement des gaz.

La soupape de refoulement R est appuyée sur son siège par un ressort P, attaché au sol et qui est extérieur. La tige de la soupape est guidée, dans un manchon M refroidi par une circulation d'eau intérieure QQ. Ce manchon est assez éloigné du siège de



la soupape. Les gaz d'échappement en sont écartés et s'en vont par la chambre AA, pour sortir en B au pot d'échappement. On voit encore, dans la fig. 46, le dispositif ingénieux du graissage de cette tige et le piston à segments C, qui guide l'extrémité opposée au siège le plus près du levier D. Ce levier est rappelé sur la soupape par un ressort E et s'appuie d'un côté sur la tige de piston par un galet et de l'autre côté par un autre galet sur une came calée sur l'arbre de distribution.

La soupape de refoulement est donc particulièrement étudiée pour résister aux hautes températures des gaz expulsés.

La soupape d'admission H en diffère essentiellement. Le manchon, qui la guide, N, est très voisin du siège. Le ressort de rappel I est intérieur. Il y a de la même manière, à l'ex-

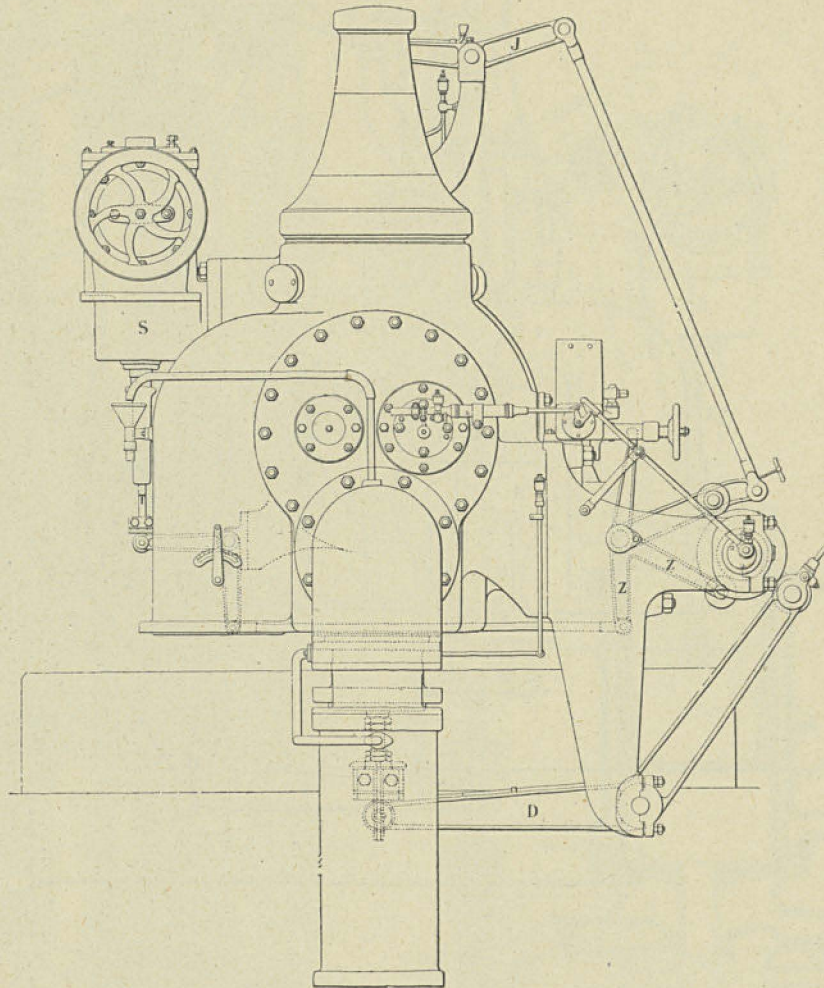


FIG. 47. — Nouveau moteur *Otto*.  
Vue en bout.

trémité de la tige, un petit piston de guidage G. Le levier J, terminé par un galet sur la tête de la tige et rappelé par un ressort, est articulé à une tringle solidaire d'un levier qui, par un galet, appuie lui aussi sur une came calée sur l'arbre de distribution.

Le mouvement des deux soupapes d'admission et de refoulement se produit donc régulièrement à chaque tour de l'arbre de distribution, qui tourne deux fois moins vite que l'arbre moteur.

Les fig. 45 et 46 montrent la disposition, autour de la soupape, d'une triple chambre annulaire.



Entre la soupape et une première cloison percée d'orifices horizontaux, une chambre UU reçoit le mélange gazeux qui provient de la chambre VV. Celle-ci communique d'une part avec la prise d'air par le large tuyau X, où l'entrée de l'air est réglée par une vanne Y, que le mécanicien manœuvre pour varier suivant les circonstances la proportion d'air et d'autre part avec le gaz enfermé dans la chambre WW, qui communique avec VV par une série de lumières verticales. C'est donc dans cette chambre VV que le mélange se fait plus intimement, avant de pénétrer dans la chambre UU et de parvenir ainsi au cylindre.

Les fig. 46 et 47 montrent encore l'emplacement de la soupape S, qui règle l'arrivée du gaz et dont la tige T est commandée, par une série de leviers figurés, qui sont mis en mouvement par le levier coudé ZZ.

Le dernier levier aboutit, par un galet, à la came oblique représentée sur la figure par une série de cercles concentriques.

Cette came oblique coulisse sur l'arbre de distribution sous l'influence du régulateur et il est facile de comprendre que plus grande est la section qu'elle présente en face du levier, plus vaste sera la levée de la soupape à gaz et, quand l'on n'agit pas sur la vanne Y, plus grande sera la proportion de gaz et plus riche le mélange détonnant, ce qui permettra de faire varier dans des mesures assez considérables le puissance du moteur.

On voit encore, sur la fig. 46, une petite soupape auxiliaire K, guidée d'une façon analogue à celle de la soupape d'admission par un levier s'appuyant sur une came et pouvant être bloquée, à la main, par une vis, à l'extrémité de sa tige.

C'est la soupape d'introduction de l'air comprimé. La mise en marche se fait ainsi d'une façon très régulière et sans aucune difficulté.

Sur la fig. 47, on voit le fond du cylindre et le dispositif de l'allumage, qui se retire très facilement pour le nettoyage. Une tige, actionnée par un bouton de manivelle à l'extrémité de l'arbre de distribution, est terminée, par un crochet, par l'intermédiaire duquel elle déplace le contact de l'allumage et l'abandonne brusquement, sous l'effort du ressort qui le rappelle.

Il y a encore à signaler dans ce moteur que, suivant l'habitude de la maison *Otto*, le piston n'est garni de segments que du côté des gaz et, à l'autre extrémité, appuie sur le cylindre par des anneaux fermés en métal anti-friction, ce qui assure une grande étanchéité au cylindre.

### Moteur Letombe <sup>1</sup>.

Le moteur *Letombe* diffère essentiellement des autres moteurs à quatre temps par le principe de son réglage.

Tout comme le moteur *Otto*, le moteur *Letombe* se règle par la variation de la richesse du mélange détonnant qui est introduit. Mais il présente cette particularité que la compression y est variée de façon à s'accroître au fur et à mesure que le mélange introduit est plus pauvre.

La détente aussi est prolongée dans ce moteur au fur et à mesure que le mélange devient plus riche.

Ce moteur a déjà été employé aux cokeries de Lens. Il va être essayé au gaz de haut fourneau à Outreau et en Espagne, et, actuellement, des expériences, pour un petit moteur, sont entreprises aux hauts fourneaux de Marseille.

J'ai déjà dit, dans le compte rendu de l'Exposition de 1900, combien je trouvais remarquable la conception de ce moteur, je ne crois pas devoir le décrire ici à nouveau.

1. Voir *Congrès de Mécanique*, vol. 3, p. 153.



Je rappellerai seulement, que M. Letombe construit, de préférence, des moteurs triplex, où, dans l'un des cylindres, ainsi que le montre en coupe la fig. 48, l'un des pistons est actionné sur ses deux faces et l'autre piston s'articule à la bielle.

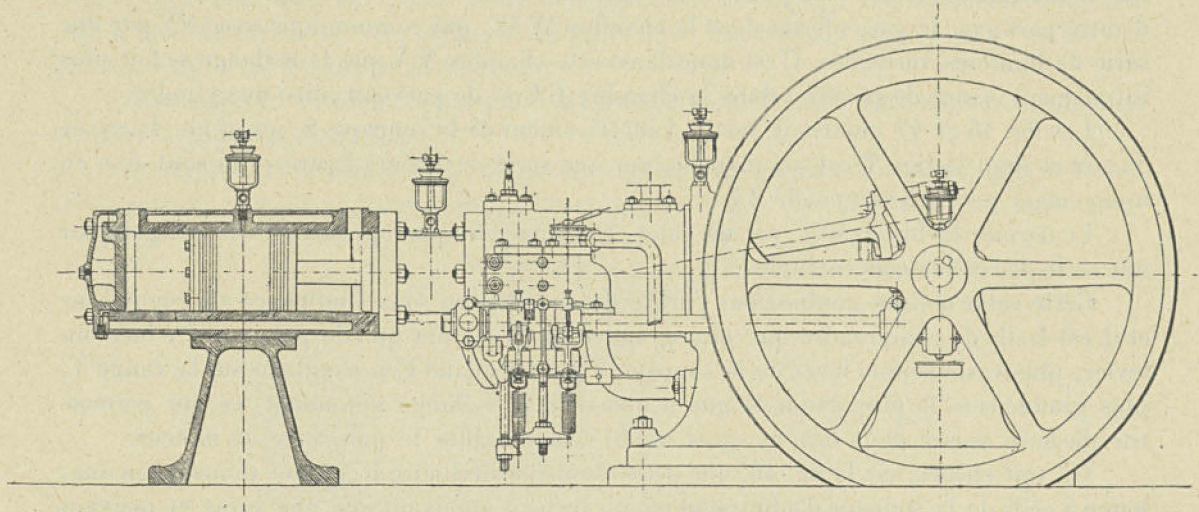


FIG. 48. — Moteur *Letombe*. Coupe et élévation.

Cette disposition permet, avec un poids et un espace très limité, de pouvoir faire des unités de très haute puissance.

Elle ne permet malheureusement pas, à cause du cylindre à double effet, de faire

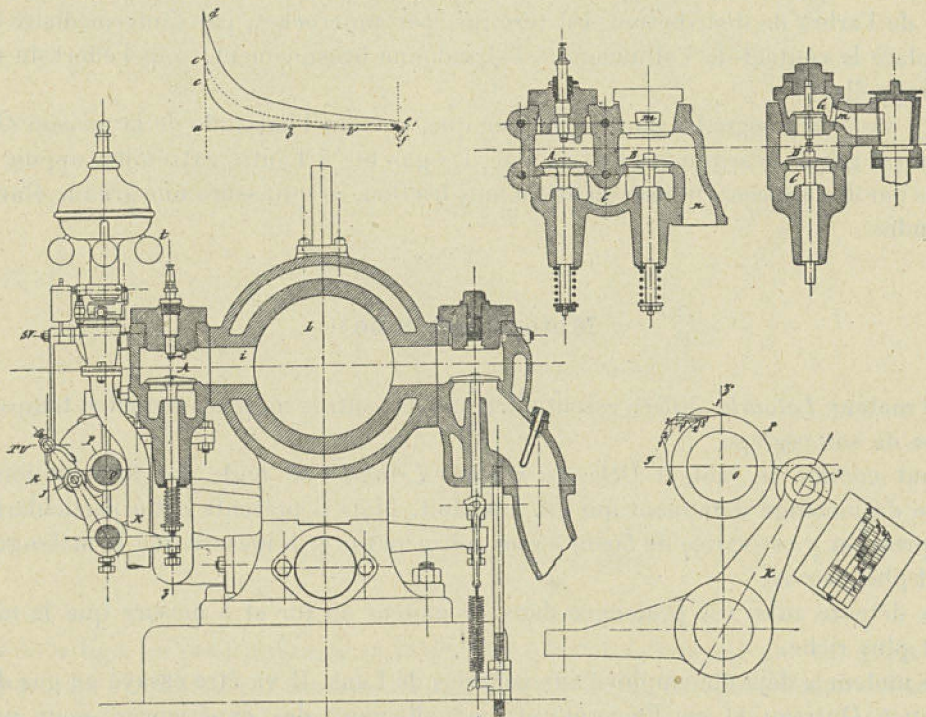


FIG. 49 et 50. — Moteur *Letombe*. Détail de la distribution.

travailler constamment la bielle à la compression, mais, grâce au mode de régulation qui n'agit pas seulement sur la proportion des gaz mais permet, quand le moteur travaille sous charge réduite, de supprimer l'un des trois effets, ce moteur travaille le plus souvent



comme un moteur à deux pistons en tandem à simple effet. La fig. 50<sup>1</sup> montre la coupe de la triple soupape d'admission, où le gaz pénètre par *m*, l'air par *n*, où la soupape B, venant buter sur le prolongement de la tige de la soupape à gaz, permet l'introduction du mélange détonnant dans la chambre C.

Je rappelle que suivant le profil de la came que le régulateur met en jeu, la soupape B et la soupape G sont soulevées pendant un temps variable et modifient à la fois la proportion des gaz admis et la quantité totale du mélange détonnant.

Ces soupapes étant fermées, la soupape automatique A, qui met en communication la chambre *c* et le cylindre, reste ouverte pendant toute la course d'aspiration. Un vide relatif se fait à la fin de celle-ci dans la chambre *c* et dans le cylindre, ce qui permet une prolongation de la détente au retour du piston.

Il faudra probablement que les gaz soient très bien épurés, sans quoi un engorgement dû au dépôt des poussières semblerait à craindre dans cette triple soupape, où les gaz passent avec des vitesses différentes et des variations de direction.

### Moteur Westinghouse.

Le moteur *Westinghouse* n'est pas employé en Europe avec de grandes puissances. En Amérique, les ateliers de Pittsburg ont construit plusieurs moteurs à gaz à trois cylindres de 1.500 chevaux, dont l'un est en fonctionnement, paraît-il, déjà aux usines Carnégie.

Il semble que l'un des grands avantages de ces moteurs verticaux est dans la facilité du graissage de la manivelle et de l'intérieur du cylindre, et que les pièces frottantes ne doivent pas s'ovaliser.

On devrait ainsi pouvoir aborder, avec les pistons verticaux, des vitesses sensiblement supérieures à celles atteintes dans les machines horizontales.

Je constate, au contraire, que la vitesse du piston, dans les grands moteurs de cette firme, est très inférieure à 4 mètres, tandis que, dans les moteurs horizontaux Cockerill, on approche de 5 mètres, et que la tendance est aux vitesses croissant de plus en plus.

La concurrence fatale des turbo-moteurs devra augmenter cette tendance.

## MOTEURS A DEUX TEMPS

Les nouveaux moteurs à deux temps diffèrent essentiellement des anciens types, où la compression était faite dans un cylindre spécial et le mélange explosif introduit sous pression dans le cylindre moteur, où il était allumé et se détendait. Ce genre de moteur à deux temps, qui, jadis, lutta sérieusement contre le moteur à quatre temps, semblait avoir sur ceux-ci des avantages marqués, tels que celui de pouvoir admettre des compressions sans limite, pourvu que gaz et air fussent comprimés à part, régler simplement les quantités admises sans modifier la compression, donner toutes les facilités des machines à vapeur pour la souplesse et les renversements de marche, mais présentait des difficultés d'exécution, qui l'on fait abandonner après de nombreux essais.

Le rendement était très affecté par les pertes de chaleur du cylindre de compression

1. *Revue de Mécanique*, juin 1898, p. 87.



au cylindre de détente, les soupapes entre ces deux cylindres étaient soumises à des efforts et à des températures excessifs.

La supériorité du moteur à quatre temps se manifestait surtout en ce que compression et détente se faisaient dans le même cylindre.

Enfin, l'encombrement était le même, puisque, si un cylindre donnait le double de travail, il fallait deux cylindres, un moteur, un compresseur, susceptibles des mêmes efforts, donnant les mêmes sujétions.

On a songé à modifier cette marche de moteur à deux temps, à conserver l'avantage très grand d'avoir une explosion par tour de manivelle, et cependant à conserver dans le même cylindre les deux périodes de compression et d'explosion. Déjà le moteur *Dugald-Clerk* préparait la solution. La compression ne se faisait pas entièrement dans le cylindre spécial, mais se terminait au contraire dans le cylindre moteur.

Maintenant on la fait entièrement dans le cylindre moteur.

Aussi les moteurs à deux temps actuels sont bien plutôt semblables aux types *Otto*, aux moteurs à quatre temps, qu'aux anciens moteurs à deux temps, qui fournissaient des diagrammes tout différents.

Le dispositif est celui-ci : dans un cylindre auxiliaire, le mélange gazeux est légèrement comprimé, ou bien on comprime dans un cylindre l'air, et dans un deuxième cylindre le gaz, ou encore, l'air d'une part et un mélange explosif d'autre part. Lorsque la course motrice est près de sa fin et que l'échappement est ouvert, les gaz frais s'introduisent sous leur légère pression, aident à l'expulsion des gaz brûlés et les remplacent.

A la course suivante ils sont comprimés et l'explosion a lieu.

En somme, c'est la suppression des deux courses d'expulsion et d'admission ou plutôt leur remplacement par un déplacement rapide renouvelant les gaz.

Il y a là un perfectionnement très sensible, et qui pourra amener dans la construction des moteurs à gaz de grandes transformations. Il ne semble pas que l'évolution soit terminée, et il ne faut pas se dissimuler les défauts du système, ils sont très visibles dans un diagramme

fig 53.

Il est certain ainsi que la course motrice se trouve réduite, car l'ouverture de l'échappement doit être anticipée, l'air et les gaz comprimés se détendent à leur admission. La détente qui est toujours trop petite dans les moteurs à quatre temps, puisque dans certains d'entre eux, comme le *Duplex*, elle peut être doublée sans

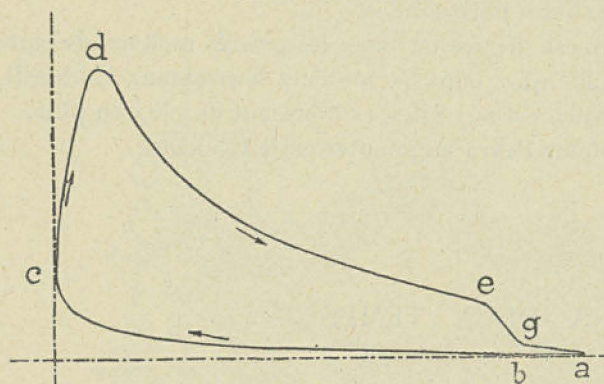


FIG. 53. — Diagramme de moteur à deux temps.

que les gaz atteignent encore la pression atmosphérique, est encore diminuée. Ces diverses causes sont très désavantageuses pour le rendement. Le travail des cylindres compresseurs est fait en pure perte. L'air et les gaz comprimés se détendent à leur admission. Ceci est un déchet très important dont la valeur n'est pas encore bien établie par des expériences suffisamment concluantes. C'est là le principal défaut des moteurs à deux temps. Je crois que le temps et l'expérience y remédieront.

L'usage d'un ou deux cylindres auxiliaires rend la machine plus compliquée, et, à ce sujet, il me semble que c'est une erreur de croire à la nécessité de deux cylindres auxiliaires, et de comprimer d'une part l'air, d'autre part le gaz.

Comprimés ensemble sous faible température et faible pression, surtout avec des gaz pauvres comme ceux des hauts fourneaux, aucune explosion n'est à craindre. Il semble



que l'on a employé la compression séparée de l'air dans le but de nettoyer le cylindre et d'en expulser complètement les gaz brûlés. C'est ainsi, d'une façon très analogue, que jadis furent faits les moteurs *Griffin* à six temps, où, pendant deux temps, était aspirée et refoulée une charge d'air, dans un but de purge. A la réflexion et à l'essai, on a reconnu que l'erreur était manifeste, on refroidissait le cylindre sans profit, et on remplaçait des gaz inertes et chauds par de l'air, c'est-à-dire en grande partie de l'azote, qui ne brûlait pas. Il n'y avait aucun avantage. Je crois que dans l'avenir on supprimera cette chasse d'air. Il existe des moteurs, surtout d'origine américaine, notamment le très intéressant moteur *Mietz et Weiss*, qui était exposé à la section américaine en 1900, qui sont ainsi construits.

D'autre part, il semble que l'on peut de différentes manières s'affranchir de cette nécessité d'avoir une pompe de compression d'air.

J'ai indiqué ce que M. Thwaite a fait pour les moteurs *Hartley*, empruntant l'air en charge aux souffleries. On pourrait agir d'une façon analogue et ne comprimer que les gaz ou les entraîner par un dispositif convenable.

Cependant faut-il remarquer que la sujétion du cylindre compresseur est bien différente de celle des anciens moteurs à deux temps, la compression y est très peu élevée. Ce sont des cylindres qui travaillent peu et ne s'échauffent pas. Ils ne sont pas comparables aux cylindres moteurs.

Les moteurs à deux temps présentent sur les moteurs à quatre temps un autre avantage que je n'ai pas vu signaler et qui est, à mon avis, très important.

M. Richard, dans la dernière Conférence qu'il a faite dernièrement aux Arts et Métiers sur les moteurs à gaz, a montré combien le travail aux articulations de bielle était considérable, et n'a pas hésité à dire que les efforts supportés étaient incomparables à ceux que supportent les bielles des machines à vapeur.

Voici la raison qu'il donnait. Les efforts de l'explosion s'écartent bien plus considérablement de la pression moyenne. Il n'y a qu'une explosion pour quatre temps, les machines à vapeur à quatre périodes motrices pendant le même délai. Il faut donc un effort moyen quatre fois plus fort. En outre, il y a un tout autre écart entre l'effort maximum qui peut atteindre 30 kilog., les dépasser s'il y a allumage prématuré, et l'effort moyen qui dépasse rarement 5 kilog. Enfin cet effort est absolument brusque.

Les réactions d'inertie du piston et de la bielle peuvent beaucoup contribuer à corriger ces variations d'efforts, et l'on commence à se préoccuper de leurs effets.

M. Bertin les a étudiés dans son *Traité des machines marines*, et M. Humphrey en a parlé et a montré des graphiques dans le Mémoire lu dernièrement à la Société des Ingénieurs mécaniciens à Londres.

Je vais montrer combien ces effets sont différents dans les moteurs à quatre temps et à deux temps.

Voici par exemple (fig. 54) un diagramme de moteur à quatre temps développé, les abscisses étant proportionnelles au chemin parcouru par les pistons, comptés toujours positivement; les ordonnées représentent les efforts spécifiques des gaz.

Il est facile de voir sur ce diagramme que, sauf pendant l'aspiration, les efforts tendent toujours à la compression de la bielle.

Figurons les réactions d'inertie du piston et de la bielle en négligeant, pour simplifier, l'obliquité de la bielle, dont la considération ne modifierait guère les conclusions.

Une ligne pointillée, que je trace, représente la valeur de cette inertie changée de signe, de façon que la somme de ces deux efforts apparaisse visiblement sur la figure.



En effet, à l'explosion, l'inertie résiste, donne un effet en sens contraire de celui des gaz chauds.

Puis, à la fin de la course, le piston lancé doit s'arrêter et fournit au volant une réaction d'inertie importante, qui travaille dans le même sens que les gaz encore tendus. Au retour, les opérations sont en sens contraire.

La figure, où la partie des ordonnées comprise entre les deux courbes montre la différence des efforts, fait voir que pendant la course motrice, la force résultante travaille constamment à la compression de la bielle. De même, pendant la compression du mélange tonnant. Il n'y a que pendant les deux périodes, où les gaz ont une pression insignifiante, que les réactions d'inertie travaillent seules et donnent tantôt de la compression tantôt de la traction.

Or on sait que ces alternatives sont particulièrement défavorables au bon fonction-

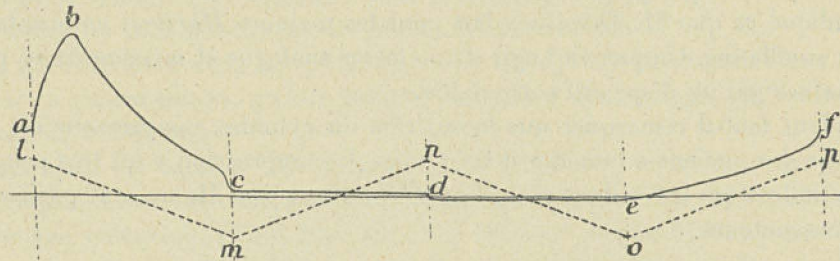


FIG. 54. — Diagramme de moteur à quatre temps.

nement de l'organisme et qu'il serait on ne peut plus utile que les bielles travaillent toujours dans le même sens.

Précisément, dans les moteurs à deux temps, il n'y a que les périodes une et quatre; aussi, ainsi que le montre la fig. 55, les efforts résultants ne changent-ils pas de signe.

Toutefois faut-il, dans les deux cas, que les réactions d'inertie proportionnelles à la masse des pièces mobiles soient comprises entre certaines limites.

Ainsi le maximum de cette réaction doit-il donner un effort moindre que la compression, et même la courbe de l'inertie ne doit-elle pas couper la courbe de compression.

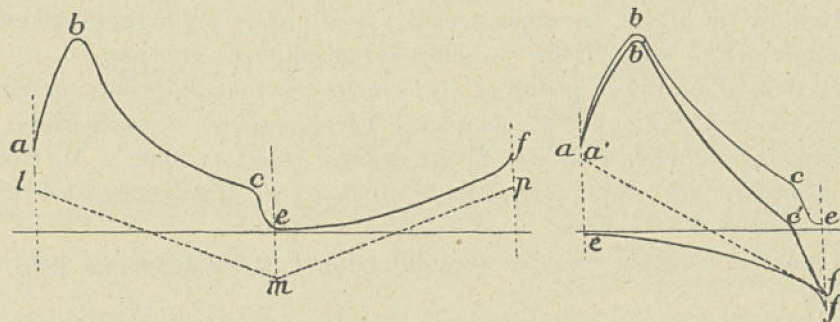


FIG. 55. — Diagramme de moteur à deux temps à simple effet.

FIG. 56. — Diagramme de moteur à deux temps à double effet.

On peut remarquer que cet avantage, très grand à mon avis, des moteurs à deux temps, se retrouverait tout entier avec un moteur à quatre temps à deux cylindres en tandem, et que le raisonnement ne s'applique plus, quand l'on a des cylindres à double effet.

Le moteur *Oechelhäuser*, dont je vais parler, fonctionne comme un moteur à simple effet, et, si l'inertie de ses pièces est bien calculée, on peut jouir de cet avantage incontestable et n'avoir à subir aucun choc aux articulations.



Le moteur *Koerting*, que je citerai ensuite, est au contraire à double effet et à deux temps, fonctionne comme une machine à vapeur, et sa bielle travaille dans un sens à la compression, dans un sens à la traction.

Il est intéressant de voir l'effet d'une inertie bien choisie sur un semblable moteur.

La fig. 56 montre le diagramme de l'explosion sur une des faces et de la compression sur l'autre, et la courbe, tracée en caractères plus forts *a' b' c' f'*, est la résultante sur le piston de ces deux efforts combinés.

On voit facilement combien les réactions d'inertie sont utiles en ce moteur et viennent réduire les effets des variations de pression.

Si l'inertie est choisie de façon à donner à son maximum un effort égal et de signe contraire à celui de la compression, on obtient, comme effort des articulations au bouton de manivelle, une pression très réduite et qui varie fort peu pendant la course. Elle est tantôt positive tantôt négative, c'est vrai, mais le changement de sens se fait au point mort alors que la vitesse de la bielle est nulle.

### Moteur Von Oechelhauser.

L'un des moteurs à deux temps, le moteur Von Oechelhauser, a été essayé depuis 1895 à Hörde, il est très remarquable et se signale par différentes dispositions particulières.

D'abord il est à deux temps avec chasse d'air, ensuite il est équilibré, il n'a ni soupape de refoulement, ni soupape d'admission et n'a pas de culasse.

L'équilibrage et l'absence de culasse sont obtenus par un procédé qui nous est aujourd'hui familier puisqu'il est appliqué à différents moteurs d'automobiles, Kock, Gobron et Brillié, entre autres. Je ferai observer à ce sujet que les brevets de M. Von Oechelhauser datent de 1892.

La disposition consiste en ce que l'explosion se fait entre deux pistons fonctionnant chacun à simple effet dans le même cylindre. Il y a ainsi deux courses motrices simultanées produisant donc, dans un cylindre d'un alésage déterminé, deux fois la puissance que le même alésage permettrait dans un cylindre où il n'y aurait qu'un seul piston, et quatre fois celle que l'on obtiendrait dans un cylindre de même alésage à simple effet fonctionnant à quatre temps.

Les fig. 57, 58 et suivantes montrent cette disposition.

L'avantage de l'équilibrage est certain, les efforts sur les pièces mobiles, pistons, bielles, considérées dans leur ensemble, peuvent ainsi avoir des composantes nulles, ainsi que leur réaction d'inertie, si les masses des pièces sont convenablement calculées.

Dans ces conditions les pièces fixes, notamment le sol de la chambre des machines, ne subissent aucun effort dans le sens de l'axe du cylindre.

La disposition de trois bielles permet d'articuler ces bielles sur l'arbre moteur, à 180° l'une des deux autres, et d'obtenir encore que les mouvements obliques de ces bielles et des manivelles ou des coudes de l'arbre, dans le sens vertical, puissent s'équilibrer.

Il ne peut donc être transmis d'effort, que par les variations du couple moteur et du couple résistant autour de l'axe de l'arbre de couche. Ces variations sont d'autant moins grandes que plusieurs cylindres semblables, au moins deux, fonctionnant alternativement sont réunis au même arbre.

La fig. 57, qui montre la coupe en long d'un des cylindres, et la fig. 61, qui montre la coupe en travers, là où se fait l'allumage, font voir que l'explosion se produit simplement entre les deux pistons sans qu'il y ait de culasse.



Est-ce là une bien heureuse disposition? C'est ce que l'avenir montrera d'une façon certaine.

Dans ce moteur la distribution n'est pas symétrique par rapport au centre du cylindre.

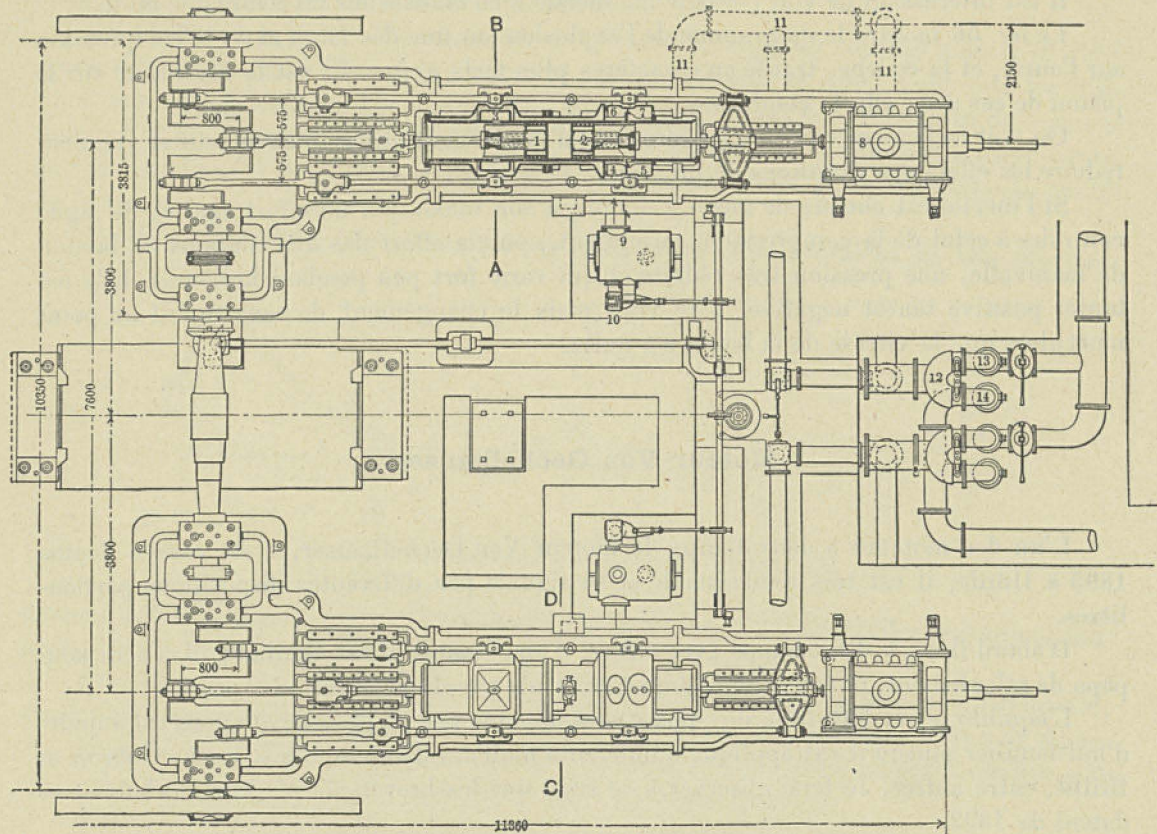


FIG. 57. — Moteur Von Oechelhäuser.  
Plan et coupe.

On a cherché à ce que les gaz ne reviennent pas sur leur chemin, comme ils font dans les moteurs à quatre temps, pour sortir par un orifice généralement très voisin de

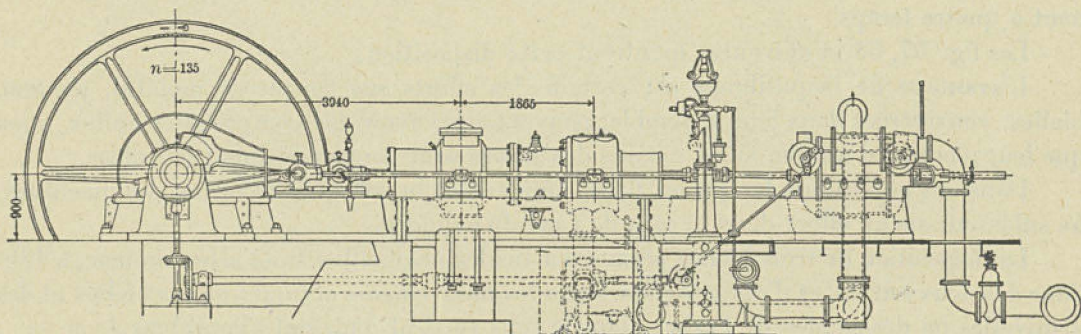


FIG. 58. — Élévation à moteur Van Oechelhauser.

l'orifice d'entrée, mais, au contraire, que le mouvement des gaz, soit constamment dans la même direction, marchant vers l'arbre de couche.

Les soupapes ont été remplacées par des couronnes d'orifices donnant accès au cylindre par des chambres annulaires, lesquels orifices sont démasqués par l'un ou l'autre des pistons. Il y a trois couronnes d'orifices.



Les deux pistons jouent ainsi un rôle différent. Le piston 1, vers les  $\frac{5}{6}$  de sa course, démasque l'ouverture des orifices par où les gaz peuvent s'échapper dans la chambre annulaire 3. Au début de cette période, le piston 2 laisse le cylindre étanche, puis, alors que l'échappement a permis à la pression des gaz de s'abaisser très voisine de la pression atmosphérique, il découvre les lumières, par où pénètre la chasse d'air, qui est assez puissante et ensuite le même piston 2, très près de l'extrémité de sa course, permet, par une autre couronne, l'introduction du mélange détonnant.

Pendant tout ce temps et encore pendant une sensible période de la course arrière, les orifices d'échappement restent ouverts, mais les gaz frais ne peuvent pas quitter le cylindre parce qu'ils proviennent d'une pompe qui en fournit une quantité limitée, alors que si, au contraire, ils provenaient d'un réservoir au delà de la pression atmosphérique, il se ferait un courant constant, où les gaz traverseraient le cylindre.

On admet, dans la théorie des moteurs von Oechelhauser que les gaz de ce mélange tonnant, arrivant dans le cylindre par des orifices taillés obliquement, de façon à ce qu'ils prennent un mouvement giratoire et qu'ils se vissent, en quelque sorte, dans le cylindre, ne se mélangent pas à l'air de la chasse précédente, qui a lui-même été animé d'un mouvement analogue, afin qu'il appuie sur les parois du cylindre et repousse mieux les gaz brûlés.

Cette convention a une grande importance.

D'une part, elle permet d'admettre que, même lorsque l'on réduit la quantité de mélange tonnant introduite et qu'il y a dans le cylindre une beaucoup plus grande proportion d'air, le mélange que traversera l'étincelle électrique restera semblable et, sous une même compression, l'allumage se fera tout aussi bien.

C'est là une théorie chère à Otto et on appelait jadis ce phénomène la stratification

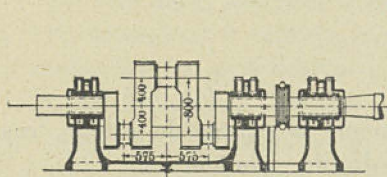


FIG. 59. — Coupe par l'arbre.

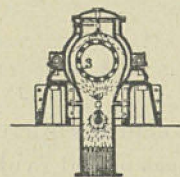


FIG. 60. — Échappement.

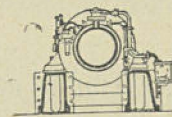


FIG. 61. — Allumage

des gaz, assimilant ainsi les gaz à des couches de terrain superposées, mais non mélangées.

Je ne connais que les expériences de MM. Salanson et Debuchy, qui aient été faites pour vérifier jusqu'à quel point les gaz différents restaient séparés, et il est raisonnable d'admettre que, jusqu'au moment de l'explosion, avant le bouleversement que celle-ci produira, il n'y ait en tout cas pas mélange intime et que la masse ne soit certainement pas homogène, étant ainsi plus riche vers le piston 2 que vers le piston 1.

Mais on a tiré de cette hypothèse une autre déduction, qui me semble bien singulière et qui est celle-ci :

« On doit considérer un moteur à deux pistons opposés, comme un moteur, où l'un des pistons serait animé, par rapport au fond du cylindre qui est constitué par l'autre piston, d'une vitesse relative égale à la somme des deux vitesses absolues des deux pistons. »

Comme d'autre part, on admet à la suite d'expériences fort intéressantes de M. Witz, que le rendement thermique d'un moteur croît avec la vitesse du piston, on en conclut que la disposition des deux pistons opposés dans le moteur von Oechelhauser est particulièrement avantageuse pour le rendement.

C'est à mon avis, un raisonnement tout à fait faux.

Les expériences de M. Witz ont été d'un très haut intérêt, mais elles ont été faites



sur un même cylindre entouré d'eau, dans lequel un unique piston était déplacé avec une vitesse variable.

Plus le piston se déplaçait lentement, plus était grand le délai pendant lequel les gaz chauds restaient en contact avec les parois du cylindre, plus étaient grandes les pertes de chaleur aux parois et le rendement en était affecté.

L'expérience est venue là d'une façon très heureuse confirmer ce que la théorie indiquait.

Pour bien comprendre l'esprit de ces expériences, il faut donc songer à s'inquiéter tout spécialement de la durée de la combustion et de la durée du contact des gaz aux parois, proportionnellement à la surface de ces parois et inversement à la masse de gaz mise en œuvre.

Prenons comme comparaison, pour ne pas compliquer le problème, deux moteurs, dont les cylindres ont le même alésage de rayon  $r$ . L'un est à un seul piston, dont la course, à un moment déterminé, est  $l$  et l'autre à deux pistons opposés dont, à un moment déterminé, les courses sont  $l_1$  et  $l_2$ . Supposons que ces deux moteurs tournent au même nombre de tours.

Soit  $s$  la surface de la chambre de compression du premier et  $s'$  la surface analogue du second moteur.

Pendant une période quelconque, infiniment petite, où les températures moyennes des gaz seront les mêmes dans les cylindres des deux moteurs, que nous avons supposé marcher dans les mêmes conditions de compression et de détente, les quantités de chaleur perdues aux parois seront proportionnelles pour le premier moteur à

$$A (s + \alpha \pi r l),$$

et pour le second moteur

$$A [s' + \alpha \pi r (l_1 + l_2)].$$

Pendant la durée de la course entière, y compris même la course de retour, ces pertes élémentaires additionnées seront évidemment de l'ordre de grandeur

$$M (s + \alpha \pi r L),$$

et

$$M [s' + \alpha \pi r (L_1 + L_2)],$$

$L, L_1, L_2$ , étant les courses totales des pistons.

Pour connaître l'influence de la perte aux parois sur le rendement, il faut comparer celle-là au travail produit pendant une course, c'est-à-dire, comme les pressions élémentaires à chaque instant sont les mêmes dans les deux cylindres, à une quantité de l'ordre de grandeur de

Pour le premier moteur

$$B \pi r^2 L,$$

et pour le second, de

$$B \pi r^2 (L_1 + L_2).$$

Le rapport de ces quantités est :

$$\frac{M}{B} \left( \frac{s}{\pi r^2 L} + \frac{\alpha}{r} \right),$$

et pour l'autre moteur

$$\frac{M}{B} \left( \frac{s'}{\pi r^2 (L_1 + L_2)} + \frac{\alpha}{r} \right).$$



Les deux premiers termes des parenthèses sont faciles à estimer.

Le dénominateur dans chacun des cas représente le volume du cylindre, et le numérateur la surface de la chambre de compression. Or, les volumes du cylindre et de la chambre de compression sont dans le même rapport pour les deux moteurs et il s'en suit que les deux termes considérés représentent en somme, chacun, le rapport de la surface au volume de la chambre de compression, à une constante près.

On voit donc, de là, que la seule particularité qui pourrait avoir une influence sur la perte aux parois comparée au travail du moteur, est la forme même de la chambre de compression et nullement qu'il y ait deux pistons, où un seul piston dans le cylindre.

Ceci serait encore vrai dans le cas où dans un cylindre, où le piston aurait une course variable, on introduirait plus ou moins de mélange tonnant proportionnellement à la course du piston et l'on ferait la détente dans la même période.

Dans ces conditions, les variations de vitesse du piston pourraient être très considérables, sans que l'influence de la perte aux parois sur le rendement, soit réellement sensible.

J'ai considéré ici la température moyenne des gaz à une période déterminée de l'explosion. Cette grandeur est absolument fictive et il est très dangereux pour le raisonnement de parler d'une moyenne, qui peut n'avoir aucun rapport avec la température réelle des gaz au contact des parois.

C'est celle-ci qu'il faut tâcher de connaître et qui joue un rôle très important.

Le tiers environ de la chaleur perdue aux parois dans un moteur s'échappe pendant la courte période de l'explosion c'est-à-dire par les parois mêmes de la chambre de compression.

On voit donc, combien il importe d'étudier les conditions dans lesquelles l'explosion se fait et combien il faut faire de réserves avant de donner un avis sur les avantages et les inconvénients qu'il peut y avoir à supprimer la culasse d'un moteur.

Personnellement, dans un moteur à pétrole à pistons opposés, j'ai constaté, par expérience, que la perte aux parois était de grandeur semblable, à celle d'un moteur à culasse, et d'ailleurs, sans employer des formules comme je l'ai fait ci-dessus, il est facile d'imaginer, dans le mélange gazeux, une sorte de tranche idéale, à partir de laquelle la détente se fait à droite et à gauche du côté de chaque piston. On se trouve alors dans un cas analogue à celui des moteurs habituels, avec cette différence avantageuse que le fond de la culasse est commun aux deux cylindres et constitué par cette tranche idéale qui ne laisse pas perdre la chaleur.

Dans le moteur von Oechelhauser la compression préalable de l'air et du gaz se fait de préférence par une pompe à double effet placée en tandem.

Au début on mettait deux pompes de chaque côté du cylindre commandées par les tiges de retour du piston arrière.

Ces différentes dispositions présentent un grave inconvénient. Il semble avec elles que l'équilibrage du moteur devient parfaitement illusoire; il suffit, en effet, de regarder la fig. 57 pour voir combien il est difficile que le piston 1 ait une masse suffisante pour équilibrer toutes les réactions d'inertie de toutes les pièces auxiliaires, qu'entraîne avec lui le piston 2, et, en particulier, le piston compresseur, qui est de fort diamètre. Il ne faut, en effet, pas oublier que les actions du fluide s'équilibrent constamment, sauf pendant la courte période de l'échappement, où il y a des projections de gaz et, qu'en somme, il convient surtout d'équilibrer les réactions d'inertie des pièces mobiles.

Cette disposition, consistant à ramener sur l'arbre moteur actionné par la bielle du piston n° 1, l'action du piston n° 2, présente encore l'inconvénient de donner lieu à une transmission compliquée et, puisque dans le modèle de la fig. 57, il y a ainsi trois glis-



sières, un stuffing-box et quatre guidages pour les tiges, ceci occasionne un déchet organique important.

Il faut observer que la tige et la bielle du piston 1 fonctionnent constamment en compression, la tige du piston 2 de même et les autres pièces du second piston constamment à la traction, ce qui est excellent pour la conservation de ces organes.

Cependant, ne faut-il pas pour cela, que la masse du piston 2 et des pièces auxiliaires soit trop élevée, comme je l'ai montré plus haut, en parlant des réactions d'inertie dans les moteurs à deux temps, et j'ignore, surtout quand il y a un piston compresseur en tandem, si l'on peut obtenir ce résultat dans le moteur von Oechelhauser.

La disposition avec deux pistons opposés ne permet qu'une explosion par tour. Aussi

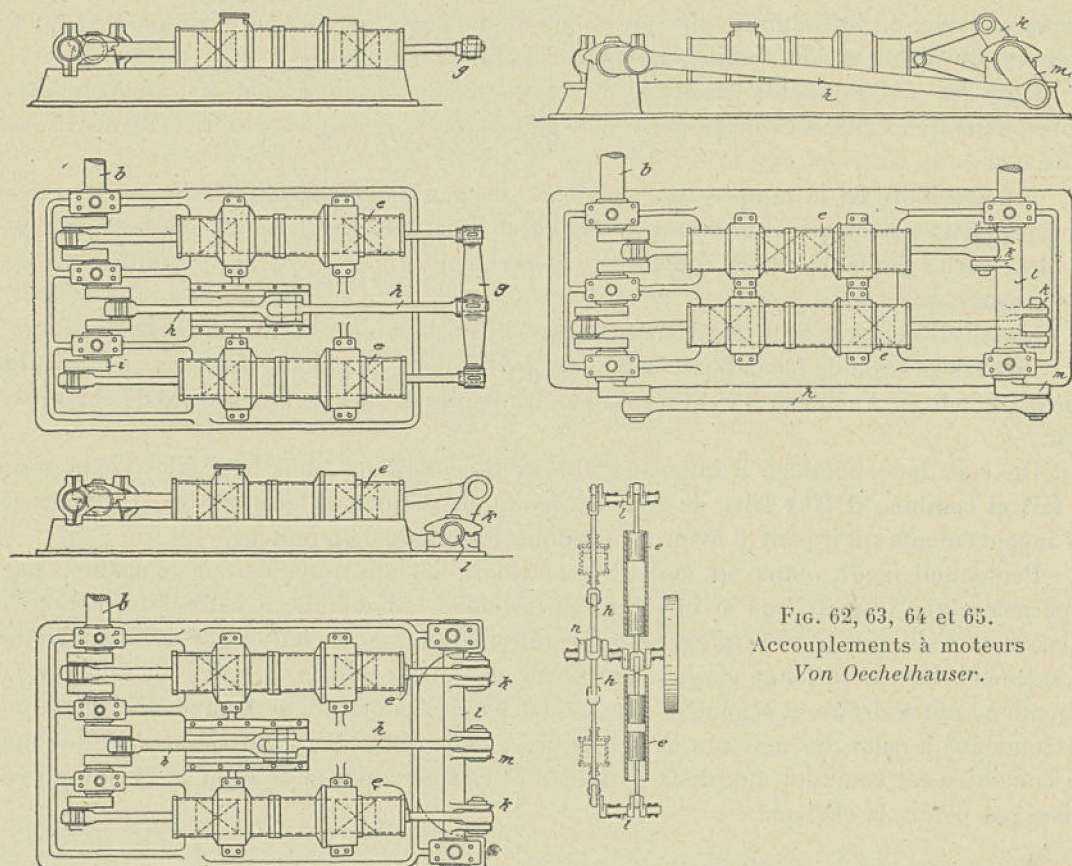


FIG. 62, 63, 64 et 65.  
Accouplements à moteurs  
Von Oechelhauser.

dans les moteurs von Oechelhauser, a-t-on généralement réuni deux cylindres dont on peut faire alterner les explosions.

On a ainsi une régularité beaucoup plus grande.

M. von Oechelhauser a cherché à rendre la transmission du mouvement moins compliquée dans les moteurs à deux cylindres et à éviter pour ceux-ci les six bielles, huit glissières, etc., qu'ils nécessitent installés comme le représente la fig. 57.

On trouve à ce sujet différentes dispositions dans des dessins de brevet représentés fig. 62, 63, 64, 65. Ceux de la fig. 62 et de la fig. 63 permettent de réduire à trois le nombre des bielles motrices et de n'employer qu'une seule glissière. L'usage en particulier du levier oscillant de la fig. 63 semble très heureux, mais ces dispositions ont un inconvénient commun, c'est d'obliger les explosions à se faire en même temps dans les deux cylindres. La disposition des fig. 64, 65 est, à ce sujet beaucoup plus avantageuse, mais elle nécessite une grande bielle, qui travaille, tantôt à la traction, tantôt à la compression ou bien un moteur d'une très grande longueur.



La fig. 58 représente l'élévation d'un moteur de 600 chevaux et la fig. 57 représente l'un des cylindres en plan et l'autre cylindre en coupe. La disposition des deux pistons rapprochés pour la compression est très visible sur la fig. 57. La fig. 61 montre la coupe du cylindre et l'allumage dans sa partie centrale. On voit qu'il n'y a absolument pas de culasse, c'est-à-dire qu'il n'est donné aucune forme spéciale au cylindre au point initial de l'explosion qui se fait entre les deux faces des deux pistons.

La fig. 60 montre la coupe du cylindre par les orifices qui permettent l'évacuation des gaz brûlés. Enfin la fig. 59 montre la coupe des paliers et de l'arbre moteur.

On voit très clairement sur la fig. 57 la chambre annulaire 3 par où s'échappe les gaz brûlés et les deux chambres 6, 7 et 7, 5 par où se font l'admission de l'air d'abord et du mélange explosif ensuite.

La chasse d'air doit être mesurée et, pour ce faire, l'air est comprimé d'abord dans une chambre 9 par le compresseur 8 dont l'une des faces comprime de l'air pur et l'autre face le mélange gazeux.

Un peu avant la chasse d'air, une soupape 10, qui est mise en mouvement par un arbre transversal, ferme la communication entre cette chambre 9 et la chambre à air, de sorte que quand là chasse se produit, c'est simplement la chambre 9 qui se vide dans le cylindre.

Pour l'admission, l'air provient de conduites 14, se rencontre en 12 avec le gaz, venant de la conduite 13 et dont le débit peut être modifié à la main par une vanne. Ce mélange gazeux aboutit à la pompe de compression et de cette pompe au cylindre.

Comme la régulation se fait par l'admission d'un même mélange en quantité variable, un dispositif dépendant du régulateur est installé de façon qu'à la marche arrière du piston une partie variable du mélange gazeux puisse faire retour.

La disposition de ce moteur peut être modifiée et c'est ce qui a été fait en particulier pour les unités de 1.000 chevaux.

Les compresseurs peuvent être placés par exemple sous le cylindre moteur et des souffleries peuvent être installées en tandem.

J'ai vu à Hoerde trois moteurs de 600 chevaux en fonctionnement.

La marche silencieuse m'a semblé très bonne. D'après ce qui m'a été dit, il suffit d'un nettoyage tous les dimanches et le nettoyage est très facile, il suffit de sortir un des pistons du cylindre. Quand je suis allé visiter cette installation, l'épurateur Theisen était en déroute et les gaz étaient uniquement épurés avec des scrubbers, ce qui peut-être pour quelques moteurs eût pu être insuffisant. Il ne semble pas que les moteurs Oechelhauser en aient souffert.

Sans pouvoir me donner de chiffres précis, on m'a affirmé que la consommation moyenne des moteurs Oechelhauser était de 3m<sup>3</sup> 50 par cheval-heure, le pouvoir calorifique oscillant entre 950 et 1.100 calories.

### Moteur Koerting.

Dans le moteur *Oechelhauser*, les deux pistons ne donnent qu'une impulsion par tour et par cylindre.

Dans le moteur *Koerting*, le piston unique fonctionne à double effet, et, le moteur étant à deux temps, les conditions se trouvent celles de la machine à vapeur, deux impulsions par tour et par cylindre.

Il y a là un avantage certain, au point de vue de la régularité de la marche, mais, d'autre part, le moteur n'est plus équilibré.

J'ai montré, plus haut, que les deux opérations, qui se font simultanément sur les



deux faces du piston, explosion et compression, se marient fort bien avec les réactions d'inertie et peuvent permettre, avec de grandes compressions et de hautes pressions explosives, de n'avoir, sur la bielle, que des efforts singulièrement restreints.

Les fig. 66, 67, 68, représentent l'élévation, la coupe en long et une coupe en travers d'un moteur *Koerting* de 500 chevaux.

La machine présente l'aspect d'une machine à vapeur. Le piston y est très long, de façon que l'échauffement des deux extrémités se communique moins facilement à la masse du piston. La tige est guidée par deux stuffing-box et vient s'appuyer sur une glissière, où elle s'articule à l'unique bielle motrice.

Ce qui caractérise ce moteur, c'est que M. *Koerting* a, lui aussi, remplacé les soupapes d'échappement par une couronne d'orifices communiquant à une chambre EE annulaire, par laquelle les gaz brûlés s'échappent, quand le piston, à l'extrémité de sa course, démasque les lumières, ainsi qu'il est représenté fig. 67.

M. *Koerting* a, au contraire, maintenu les soupapes pour l'admission et celles-ci sont représentées en coupe dans la fig. 68.

Comme je l'ai déjà dit, les soupapes d'admission ont généralement peu à souffrir des

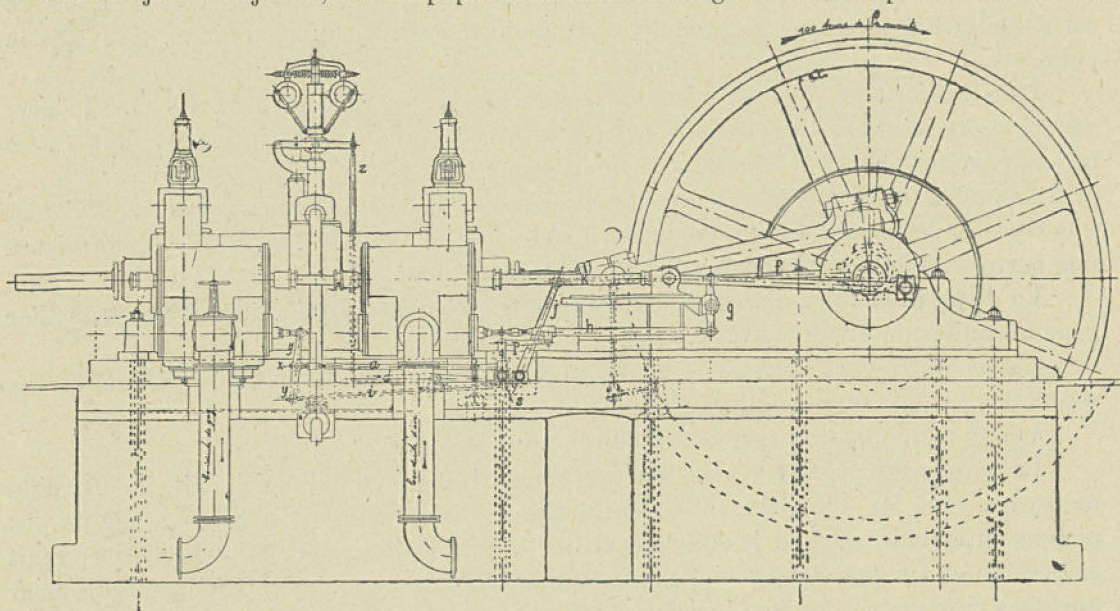


FIG. 66. — Moteur *Koerting* de 500 chevaux.  
Élévation.

hautes températures de l'explosion. Leur disposition verticale, au-dessus du cylindre, les protège contre l'encrassement.

On voit, dans la fig. 68, comment la soupape d'admission est guidée dans un fourreau, actionnée par un levier *b*, rappelée sur son siège par un ressort *r*. Le gaz et l'air pénètrent par des conduits *a*, *b*, et le mélange se fait d'autant plus intimement en *c*, auprès de la soupape, que les conduits rencontrent une surface en biseau, qui aide fortement au mélange du gaz et de l'air.

Les pompes de compression sont dans le prolongement l'une de l'autre, elles ont le même alésage et les deux pistons sont en tandem. Elles reçoivent leur mouvement, ainsi qu'on le voit dans les fig. 66 et 67, d'un mouvement de manivelle fixé à un plateau, calé sur l'arbre moteur.

Ces deux pompes sont à double effet. Chaque mouvement de l'une d'elles correspondant à l'une des périodes actives de l'une des faces du piston moteur. La pompe *K* comprime



l'air dont la conduite d'arrivée est visible dans la fig. 66 et dans la fig. 67, en *m*. la pompe *J* comprime le gaz qui vient par une conduite, de même diamètre, visible aussi dans la fig. 66 et en *G* dans la figure 68. Une vanne *V* permet d'en régler le débit.

Comme il faut aussi, dans le moteur *Koeting*, une chasse d'air, précédant l'introduction du gaz, la manœuvre de ces deux pompes doit être faite de cette façon que l'air pénètre d'abord au cylindre et que le gaz ne vienne se mélanger que dans la seconde période de cette introduction.

Pour y aboutir, on a d'abord calé les pompes à  $110^\circ$  de la bielle motrice, de façon qu'il y ait une avance de  $20^\circ$  pour la compression de l'air. Puis l'on a disposé les tiroirs pistons qui commandent ces pompes de façon que l'ouverture et la fermeture puissent être faites en temps opportun.

La commande de ces tiroirs provient d'un excentrique, d'où une bielle *f* par un levier *g*, oscillant autour d'un axe fixe et entraînant la tige *h*, fait mouvoir le tiroir de la pompe d'air.

Ce mouvement est invariablement réglé par le calage de l'excentrique.

Au contraire, le mouvement du tiroir de la pompe à gaz provient d'une suite de leviers

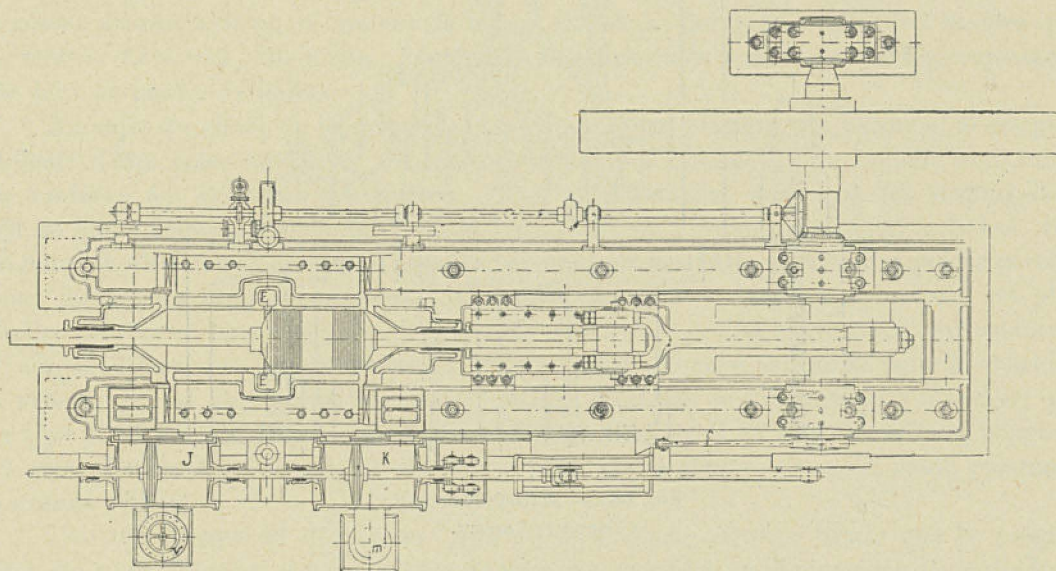


FIG. 67. — Moteur *Koeting*.  
Coupe horizontale.

et de tringles. *P* fixé à la tige *h* déplace le levier *g* qui oscille autour d'un point fixe *s* qui s'articule en *t* avec la tige *u* et qui elle-même s'articule en *x* avec le levier *y*, qui commande le tiroir de la pompe à gaz.

Par une disposition analogue à celle de la coulisse *Walschaert*, le régulateur, par une tringle *z*, actionne un levier *d* qui relève ou abaisse l'articulation *t* et fait ainsi varier l'amplitude de la course du tiroir piston, en même temps que les leviers *i, j, k*, reliés au piston moteur retardent, par rapport à la pompe à air, l'action du tiroir de la pompe à gaz.

La disposition est très visible dans la fig. 66.

On voit ainsi que le réglage du moteur *Koeting* se fait par variations de la quantité de gaz introduite, ce qui le différencie du moteur précédent.

Par contre, comme dans celui-ci, le mouvement des gaz se fait toujours dans le même sens, de la soupape d'admission à la soupape d'échappement, et il a fallu, comme dans



tous les moteurs de ce type, laisser près de l'admission une ailette, pour obliger les gaz à un mouvement de rotation qui les fasse appuyer sur les parois du cylindre, faute de quoi, dans les premières expériences, l'air et les gaz frais traversaient en partie le cylindre sans chasser les gaz brûlés.

Ce moteur est, de tous les moteurs à gaz, celui dont l'aspect et les dispositions essentielles rappellent le plus la machine à vapeur. Lorsque la construction en sera devenue courante, il n'y a pas de raison pour qu'il y ait, entre ces machines et les machines à vapeur de même puissance, des différences sensibles comme encombrement, comme poids, et, par suite, comme prix.

L'avenir montrera si ces machines sont d'un bon fonctionnement.

En tous cas, depuis plus d'un an, un moteur de 400 chevaux est en marche à Hanovre et, paraît-il, donne toute satisfaction.

Des essais ont été faits, sur un moteur de ce type, par le professeur Meyer.

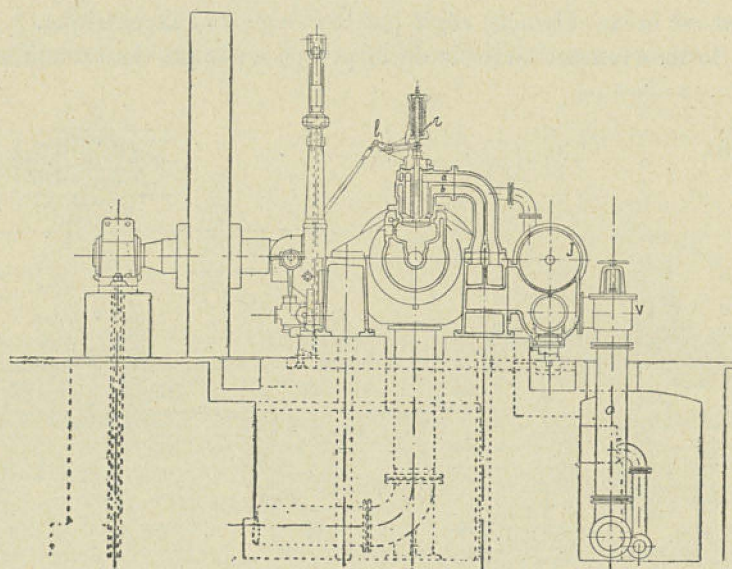


FIG. 68. — Moteur Kærtling.  
Coupe en travers.

Le rendement a été évalué à 37,9 p. 100 en travail indiqué, d'après les diagrammes du cylindre moteur.

Il s'est réduit à 33,5 p. 100 quand on a retranché le travail indiqué de 4,2 p. 100 des pompes.

Enfin le rendement au frein a été de 23,8 p. 100.

Il faut bien noter que, dans ces essais, avec du gaz de gazogène, le pouvoir calorifique utilisé a été pris à son évaluation minima, ce qui, semble-t-il, devrait ramener le rendement total à 22 p. 100 environ, ce qui est déjà un chiffre superbe.

Il faut remarquer encore combien ce travail absolument perdu des pompes constitue un déchet important et combien le rendement organique de 71 p. 100 est peu élevé.

Il ne faut pas s'étonner cependant de ce chiffre dû à la complication des moteurs à deux temps et l'on peut espérer le voir bientôt réduire.



## LES MOTEURS DE HAUTE PUISSANCE

---

Presque toutes les maisons de construction cherchent à obtenir des moteurs de haute puissance ; une grande variété de types a déjà été présentée, il convient d'examiner le problème en soi.

M. *Bryan Donkin*, faisant la critique de l'Exposition universelle de 1900, a fait remarquer que tous, ou presque tous les moteurs à gaz exposés, étaient monocylindriques et que tous les gros moteurs connus et non exposés y satisfaisaient aussi... Un seul fait exception, c'est le moteur *Westinghouse*, peu employé en Europe.

J'ai déjà dit mon opinion, au sujet des moteurs monocylindriques. Personne ne soutient maintenant qu'un moteur de haute puissance doive être tel et j'ai montré que la maison *Cockerill*, elle-même, songeait à bénéficier des avantages de l'accouplement de deux ou quatre cylindres.

Au sujet du choix de la disposition horizontale ou verticale du cylindre, il est plus difficile d'être aussi affirmatif. Je vois beaucoup d'inconvénients au moteur horizontal, la tendance des cylindres à s'ovaliser, ainsi que le piston, ainsi que les stuffing-box, est de haute importance. Mais d'autres considérations viennent équilibrer celles-ci. Les moteurs horizontaux ont plus d'assiette, nécessitent des bâtis de moindre poids, partant sont moins onéreux, la purge des impuretés, entraînées dans les cylindres, est plus facile. En résumé l'un ou l'autre type semble devoir être préféré suivant les circonstances. C'est, d'ailleurs, ce que montre la tradition, puisqu'il en a été ainsi pour la machine à vapeur. Il faut cependant remarquer, et ceci n'est pas le moins utile à observer, que le type pilon prévaut pour les machines à grande vitesse. Il en sera de même j'imagine, et crois fermement, quand on songera à faire des moteurs à gaz de haute puissance à grande vitesse.

J'ai déjà essayé de démontrer<sup>1</sup> que au delà d'une certaine limite que le progrès reculera probablement, il n'y avait aucun intérêt à accroître les dimensions des cylindres, en montrant que, dans des conditions semblables, si la puissance d'un moteur croissait proportionnellement au carré du diamètre, l'encombrement en plan suivait la même loi, le poids croissait presque aussi vite que le cube, le prix plus vite que le poids et par suite plus que la puissance.

Je n'en retiendrai que cette conclusion : pour un groupe, fût-il d'une puissance considérable, il y a une limite qu'il ne faut pas dépasser pour les dimensions du cylindre des éléments.

Il y a d'autres procédés qui permettent d'augmenter la puissance d'un élément sans accroître le diamètre du cylindre.

Celui qui tout d'abord s'impose, c'est, si la chose est possible, d'écarter le moteur à quatre temps et d'adopter le nouveau moteur à deux temps. Il est certain que telle est la tendance et que, si une maison comme la maison *Otto* elle-même, gardienne des traditions, se met à construire des moteurs à deux temps ainsi que des brevets récents l'in-

1. *La Mécanique à l'Exposition de 1900*, 4<sup>e</sup> livraison. — Les moteurs à gaz, à pétrole et à air comprimé. — Pages 31 et suivantes.



diquent, il est vraisemblable que nous sommes au début d'une transformation générale. Je crois au succès dans cette voie.

Le résultat est de doubler, à peu de chose près, la puissance à cylindre égal.

Un autre moyen, également efficace et favorable au rendement, c'est d'augmenter la compression préalable. L'emploi des gaz de plus en plus pauvres le permet. Ce procédé est comparable à l'élévation de la pression d'admission dans les machines à vapeur. Il n'est pas certain qu'il n'y aura pas d'une façon analogue nécessité de diviser l'expansion en deux cylindres.

Enfin l'encombrement peut être singulièrement réduit, en groupant plusieurs cylindres en tandem, en soudant en quelque sorte deux ensemble pour produire un moteur à double effet, en réunissant les deux procédés, ainsi que l'a fait M. *Letombe* avec son moteur Triplex. A ce sujet, qu'on me permette de regretter bien vivement l'abandon général des glissières, qui jadis évitaient aux pistons moteurs les mouvements obliques des bielles. Evidemment c'est encombrant et onéreux. Je doute qu'une économie semblable soit sage et avantageuse.

Cela dit sur l'élément même du moteur, il est surtout intéressant de savoir comment faire marcher d'accord tous les éléments de puissance réduite, concourant à former un moteur de haute puissance, de façon qu'ils forment un tout homogène, et que, de cette diversité des efforts, résulte une loi d'harmonie.

On a objecté contre les groupements de moteurs, et en faveur des moteurs monocylindriques, l'ennui d'avoir à surveiller beaucoup de machines. J'ai même entendu dire qu'un mécanicien surveillait bien mieux une machine isolée, en reconnaissait à l'ouïe la bonne marche, était frappé immédiatement de la moindre perturbation. L'argument a sa valeur. Je ne crois pas que pour une grosse installation il doive être retenu. C'est avec d'autres procédés, moins basés sur l'intelligence du mécanicien, que la bonne marche doit être constatée. Si les moteurs sont nombreux dans une grande installation, les frais de surveillance ne seront jamais une charge lourde, et moins importantes seront les unités, plus facile sera, sans interrompre la marche générale, de mettre hors batterie toute machine suspecte, au premier symptôme.

Une des principales conditions d'une semblable installation, sera donc de permettre la mise au travail et au repos de tout élément, ou de tout groupe élémentaire formant une unité, sans gêne pour l'ensemble.

Ceci est d'une importance d'autant plus grande qu'il faut toujours se souvenir que le moteur à gaz a un rendement qui varie beaucoup plus vite que celui de la machine à vapeur avec la charge et que les moteurs à quatre ou à deux temps ne fonctionnent réellement bien qu'à pleine charge.

Cependant il semble que pour des stations importantes de force il conviendra de considérer non des éléments, mais des groupes élémentaires de quelques cylindres 2, 3 ou 4, rendus solidaires, et constituant des unités.

Il y a lieu, en effet, d'examiner les avantages que l'on rencontre en réunissant intimement plusieurs éléments pour former une machine polycylindrique.

Considérons l'ensemble d'un moteur, pièces mobiles, pièces fixes, châssis, fondations, où des explosions sont une source d'énergie et où celle-ci est fournie aux réceptrices à l'arbre de couche.

A chaque moment, d'une part, la somme des forces vives des pièces mobiles est égale à la somme algébrique, à une constante près, de l'énergie produite et de l'énergie fournie.

D'autre part, tous les efforts, moteurs, résistants et réactions d'inertie s'équilibrent.



Comme il convient, d'une façon presque constante, que la vitesse d'un moteur varie fort peu, ou au moins soit uniquement réglée par le conducteur, la vitesse des pièces en mouvement doit, à chaque tour, reprendre une même valeur et celle de l'arbre moteur du volant varier peu pendant la rotation.

Il y a deux sortes de causes d'irrégularité de la vitesse : il y a celles qui proviennent du moteur même, où les pièces mobiles : bielles, manivelles, pistons, ont une force vive qui varie périodiquement avec le temps et où les impulsions motrices sont espacées, fournissent par périodes du travail qui accroît la force vive des pièces mobiles, auxquelles dans l'intervalle des organes moteurs empruntent de l'énergie pour leur fonction : frottement, compression, etc.

Il y a aussi celles qui proviennent de l'irrégularité accidentelle du travail demandé et fourni.

On peut chercher à réduire cette deuxième cause et y atteindre d'une façon très parfaite par l'emploi d'un bon régulateur très sensible.

Pour la commande d'une dynamo, par exemple, un régulateur électrique, fixant la valeur constante du voltage, quelle que soit l'intensité, est tout indiqué, et son emploi plus judicieux que celui d'un régulateur à boules.

Si l'on doit prévoir des variations très brusques de puissance demandée, telles que pour des démarrages, il faut que la force vive en réserve des pièces mobiles soit suffisante pour y obvier, ou que des accumulateurs d'énergie soient disposés en conséquence.

C'est dans le fonctionnement même du moteur, abstraction faite de l'influence des variations de l'effort résistant, que réside la plus grande difficulté du réglage.

Le mouvement de va-et-vient des pièces mobiles représente des alternatives de travail tantôt emprunté, tantôt rendu, dont la somme algébrique est nulle. Si l'on examine pendant l'intervalle de deux explosions, dont la première est à son maximum ou à son minimum de puissance comment varie la force vive des pièces en mouvement qui vient d'accumuler l'énergie actuelle de cette explosion, suivant les différents cas qui peuvent se présenter, notamment quand la résistance est à son maximum et à son minimum, on peut connaître le degré d'irrégularité dont le moteur est susceptible.

Pour le faire varier, pour l'améliorer, il semble qu'il convient tout d'abord de rapprocher autant que possible les explosions, rendre plus courtes les périodes à considérer et égaliser leur durée, sans quoi il faudrait considérer des périodes contenant plusieurs explosions.

Pour y aboutir, il y a intérêt à employer des moteurs à marche rapide et des moteurs à cylindres multiples.

Dans le premier ordre d'idées, les moteurs à deux temps sont supérieurs aux moteurs à quatre temps et les turbo-moteurs seraient infiniment préférables à tous les autres.

Le turbo-moteur à gaz et à pétrole a un avenir considérable. On a opposé, contre lui, des objections de la plus grande valeur ; je n'en signale qu'une ici, parce qu'elle est, à mon avis, la plus grave. Pour que le rendement thermique d'un moteur à gaz à piston ou à turbine soit avantageux, il convient que les gaz combustibles subissent une forte compression préalable qui emploierait le tiers environ de la puissance fournie au cylindre ou à la turbine motrice. Or le rendement organique d'un turbo-moteur n'est pas excellent, et pour fournir une puissance effective suffisante, pour donner à une pompe une puissance effective du tiers de la puissance indiquée de l'organe moteur, il y aurait à craindre de consommer toute l'énergie transformée en travail, et que le résidu, disponible à l'arbre moteur, soit insignifiant.

C'est un motif du même ordre qui a fait renoncer aux moteurs à air chaud qui fournissaient tout juste la puissance nécessaire à la compression préalable.



Quant aux moteurs à pistons, j'ai montré que la vitesse du piston était à peu près constante et que le nombre de révolutions croissait comme l'inverse de la dimension linéaire. Il faut donc, ou bien réduire la puissance des éléments, c'est-à-dire faire des moteurs à plusieurs cylindres, ou bien modifier la forme du piston, le faire à plus grande section, et, à course plus réduite, comme dans les moteurs *Westinghouse*. Mais on est vite arrêté dans cette voie par l'exagération de surface de parois qui nuit au rendement.

La meilleure solution est donc d'employer des moteurs polycylindriques et de préférence à deux temps, ou des éléments à effets multiples.

Ceci permet de réduire l'influence de l'espacement des explosions.

Il y a deux procédés pour éviter, en même temps, que les variations de force vive des pièces mobiles soient nuisibles à la régularité de marche.

L'un consiste, avec les moteurs à plusieurs éléments, à combiner ces variations positives et négatives dont la somme algébrique est un travail nul de façon qu'à chaque moment les travaux s'équilibrent.

L'autre est d'employer ces variations et faire qu'elles se retranchent du travail moteur sitôt l'explosion, pour se restituer à la fin de la période. Ce que j'ai montré pour le moteur *Koerting* est analogue. Pendant l'explosion, une partie de l'énergie actuelle est consommée par la mise en mouvement du piston et de ses accessoires et cette force vive est restituée à la fin de sa course, quand le piston travaille de l'autre face à la compression.

Enfin, d'une façon générale, il y a encore deux manières de réduire les variations de vitesse d'un moteur.

La première est d'augmenter l'inertie du volant. C'est un procédé onéreux et inélégant, mais très certain. La légèreté du volant d'un moteur d'une puissance déterminée et d'un coefficient de régularité déterminé, caractérise, en quelque sorte, la bonne conception de la machine.

Le second moyen est d'employer un accumulateur d'énergie, c'est-à-dire un organisme qui puisse emmagasiner sous forme potentielle et restituer l'excédent de l'énergie du moteur quand celui-ci serait susceptible de dépasser sa vitesse de régime ou se ralentirait.

Tels sont les accouplements élastiques, formés en général de deux plateaux réunis par des liens élastiques qui se tendent et se détendent suivant les circonstances, fournissant ou recevant un travail assez considérable, sans un trop grand déchet, qui est perdu sous forme d'échauffement.

La théorie de ces accouplements me semble assez difficile à établir. Il y a évidemment une valeur de la raideur du ressort pour laquelle l'accouplement accumule ou restitue une plus grande quantité de travail et constitue le meilleur accumulateur pour des variations déterminées.

Il y a lieu d'établir par tâtonnement la raideur du ressort qui relie les plateaux, par rapport à l'inertie du volant, d'une part, et celles des masses entraînées, d'autre part. L'accouplement *Raffard* présente l'avantage d'être constitué par une série de bagues en caoutchouc, dont on peut faire varier le nombre et il est facile de voir ainsi avec quelle quantité de bagues l'appareil se comporte le mieux.

Ainsi étudiée la manière dont l'énergie se distribue dans les moteurs, il convient de voir comment se transmettent et se répartissent les efforts.

Si on néglige l'énergie cinétique des gaz, les efforts de ceux-ci qui explosent ou se compriment en vase clos, s'équilibrent sur l'ensemble du moteur et il n'y a à considérer que les réactions d'inertie et les efforts résistants.

Ceux-ci, dans le cas assez général où le moteur actionne par son arbre, se réduisent



à chaque moment à un couple. Les réactions d'inertie fournissent des efforts et un couple dans le plan perpendiculaire à l'arbre et d'une façon périodique.

On cherche le plus souvent à équilibrer les réactions d'inertie dans les composantes parallèles et perpendiculaires à l'axe du cylindre et, en ce cas, si le moteur est bien lié à son châssis et, si celui-ci fait solidement corps avec les fondations, tout l'ensemble appuie sur le sol par un couple variable d'intensité autour de l'arbre moteur.

La réaction sur le sol sera, en ce cas, d'autant moins préjudiciable que le moteur sera plus long et s'appuiera sur le sol par une plus grande surface.

Les réactions d'inertie donnent un couple tantôt dans le sens du couple résistant, tantôt dans le sens opposé. Il faut en réduire autant que possible les amplitudes, afin qu'ajoutés aux premiers les efforts ne dépassent pas la résistance des châssis ou du sol.

Il y a particulièrement lieu de s'inquiéter des démarrages, où les réactions d'inertie des organes moteurs et des outils s'ajoutent au couple du travail moteur.

Tout ceci suppose que le moteur est considéré dans son ensemble : châssis, pièces fixes, pièces mobiles. Il peut même se présenter le cas où la force motrice est transmise à une machine intimement liée au moteur, comme par exemple, quand il s'agit d'une dynamo calée sur l'arbre moteur, ou d'une dynamo volant.

Alors l'effort résistant ne produit plus de réaction sur le châssis qui ne supporte que le couple des réactions d'inertie.

On peut enfin même songer à annuler celui-ci, en établissant deux volants tournant en sens contraire l'un de l'autre ; mais il y a le grand inconvénient de la transmission du mouvement entre ces deux volants qui rend cette disposition en général précaire.

Le problème de l'équilibrage de l'ensemble d'un moteur a été particulièrement étudié pour les machines à vapeur marines, pour les locomotives, pour les moteurs d'automobiles. L'importance des efforts et de l'économie possible dans les moteurs en imposent l'examen.

Cet équilibrage donne de la stabilité à l'ensemble. Il ne faut pas qu'il soit établi au détriment de la bonne conservation des organes eux-mêmes, et dans ceux-ci il faut considérer les pièces et leurs liaisons.

L'expérience a montré que le fait pour une pièce de métal, d'être soumis périodiquement à des variations d'effort et des alternatives de traction et de compression, suffisait pour provoquer des transformations du métal qui, bientôt, cédaient sous des efforts moindres que les limites prévues. C'est probablement la cause de la plus grande partie des ruptures d'arbres et de bielles.

Les mêmes alternatives produisent encore de bien plus grands inconvénients aux articulations, où l'on n'a pas la ressource de pouvoir prévenir le mal en augmentant les dimensions des organes sans accroître les frottements et le déchet organique.

En outre, les surfaces de glissement s'usent et le jeu qui se produit augmente l'intensité des chocs qui se transmettent à tout l'ensemble et dont l'effet nuisible croît avec le temps.

Il convient donc de connaître et de réduire autant que possible les variations d'effort agissant sur chaque pièce mobile d'un moteur de haute puissance, de les réduire, compenser, annuler si possible aux articulations et surtout d'en éviter l'importance aux moments où les efforts changent de sens et tendent à produire un choc.

Ceci me semble d'un intérêt encore plus grand que l'équilibrage du moteur et la condition principale de la bonne conservation d'une machine.

En laissant de côté ce qui se passe dans un moteur à balancier puisque actuellement, et peut-être à tort, on n'en construit pas, je puis examiner d'abord un piston, une bielle et une manivelle.



C'est, en quelque sorte, l'élément d'un moteur réduit aux parties mobiles.

Le piston subit des efforts de torsion très considérables du fait de l'obliquité de la bielle qui non seulement change son obliquité de grandeur et de signe constamment, mais très souvent pousse ou tire suivant les phases.

Ces efforts se transmettent au cylindre par les segments, aggravant toutes les conséquences de l'échauffement du cylindre et son ovalisation. On y remédie avec un abondant graissage, une bonne circulation d'eau, c'est-à-dire d'une façon onéreuse, au détriment du rendement. C'est un procédé détestable, et à mon avis les machines puissantes au moins devraient avoir leurs pistons à tige guidée dans une glissière.

Cela permettrait de donner une plus grande obliquité aux bielles ce qui est très avantageux pour le rendement en réduisant les mauvais effets du point mort, ainsi que le réalisait si bien le moteur *Bisschof*.

L'effort que le piston transmet à la bielle est dû à la pression du fluide et aux réactions d'inertie du piston et de la bielle. J'ai montré, dans un chapitre précédent, comment, avec un bon choix de la masse des pièces mobiles, on pouvait réduire l'intensité de ces efforts et les conserver de même signe.

Pour l'action des gaz, l'opinion commence à se répandre que, contrairement aux idées professées, il faut éviter les efforts violents des explosions brutales. Je crois même avoir montré que, sur ce point, la théorie et l'expérience étaient parfaitement d'accord et celle-ci a déjà condamné les diagrammes trop pointus.

Si une explosion très brisante ne donne pas des résultats avantageux au point de vue du rendement en travail indiqué, le seul dont la théorie du moteur thermique puisse faire état, on comprend qu'elle doit donner des résultats bien pires en travail effectif, et, comme il est facile, en composant les diagrammes convenables, de voir que lorsque la durée de la combustion varie, par l'avance de l'allumage par exemple, la surface des diagrammes décroît très lentement aux environs de son maximum, on peut imaginer, sans trop de hardiesse, que l'allumage qui correspond au maximum du travail effectif soit sensiblement plus retardé, c'est-à-dire que le déchet du travail indiqué, lorsque le diagramme s'arrondit est largement compensé par l'amélioration du rendement organique.

Les constructeurs allemands suivent aujourd'hui cette voie et évitent les diagrammes pointus.

S'il y a lieu de s'inquiéter de ce qui se passe aux articulations de la bielle, il ne faut pas négliger les paliers qui portent l'arbre moteur.

Dans un moteur monocylindrique, ceux-ci supportent des efforts de même sens que ceux de la bielle et il y a intérêt, là encore, à se servir utilement des réactions d'inertie dues à la masse de la bielle et à celle des pistons, pour réduire ces efforts, leur conserver le même sens ou du moins ne les laisser changer de sens que quand les variations de l'effort résultant sont minimum, quand la dérivée de celui-ci est très petite.

Dans les moteurs à plusieurs cylindres, il faut considérer isolément les éléments formés d'un cylindre simple ou double, d'un piston à simple ou multiples effets, et d'une bielle, et calculer les efforts sur celle-ci et sur ses articulations, mais on doit aussi chercher à équilibrer l'ensemble des efforts produits par les divers éléments.

Ces efforts agissent sur les paliers où deux cylindres opposés, qui chacun font travailler leur bielle constamment à la compression par exemple, c'est-à-dire, dans d'excellentes conditions, peuvent pousser alternativement l'arbre dans un sens ou l'autre sur les paliers et produire des chocs très fâcheux.

De même des cylindres placés côte à côte et dont les bielles sont articulées à 180° donnent un couple de torsion horizontal alternatif d'un détestable effet.

Il est très difficile d'arriver à satisfaire en même temps aux conditions d'espacer



régulièrement les explosions, équilibrer les réactions d'inertie dans le plan perpendiculaire à l'arbre et éviter de tordre ou balancer l'arbre moteur.

En général, si l'on est amené à n'avoir que deux cylindres avec moteur à quatre temps il convient surtout d'espacer les périodes motrices et la solution sera fournie par deux cylindres dont les bielles seront articulées à 360°. Cela ne peut être obtenu qu'avec deux cylindres côte à côte dont les pistons peuvent même être solidaires et s'articuler à la même bielle. Il n'y a pas d'équilibrage possible dans ces conditions.

Avec les moteurs à deux temps ou avec les cylindres doubles recevant chacun deux pistons en tandem à simple effet fonctionnant à quatre temps, les explosions n'ont plus besoin d'être espacées que d'un demi-tour et deux éléments opposés dans le prolongement l'un de l'autre font une bonne solution non équilibrée, et deux éléments à côté l'un de l'autre, dont les bielles sont articulées à 180° fournissent à la fois la régularité et l'équilibrage.

Si les deux bielles attaquent un arbre deux fois coudé et sont très voisines l'une de l'autre, les efforts sur les paliers se réduisent mutuellement.

On a, même en automobile, fort peu employé la solution des trois éléments parallèles dont les bielles attaquent l'arbre moteur à 120° si les éléments fonctionnent à deux temps, à 240° s'ils fonctionnent à quatre temps. C'est cependant là une solution donnant différents avantages, équilibrage et régularité.

Il n'y a guère que le moteur *Westinghouse* qui soit ainsi établi. Cette disposition conviendrait particulièrement aux moteurs à double effet, comme le moteur *Koerting*.

On a surtout recherché le groupement de quatre cylindres opposés deux à deux.

Là il est facile d'avoir, avec des moteurs à quatre temps, une explosion par chaque demi-tour et d'équilibrer constamment les réactions dans le plan perpendiculaire à l'arbre. Toutefois, si l'on attache les bielles des deux pistons opposés au même bouton de manivelle, l'ensemble des pièces mobiles donne un couple horizontal d'autant plus fâcheux que les deux paires de cylindres sont le plus espacées.

Si, au contraire, les bielles opposées attaquent l'arbre à 180° l'une de l'autre, on est obligé de laisser une grande portée entre les paliers, la résistance de l'arbre en est menacée.

On a cherché comme dans les moteurs *Oechelhauser*, à obtenir l'équilibrage dans l'élément lui-même et à réunir les bielles à l'arbre trois fois coudé, de façon que les paliers ne supportent aucun effort du fait de l'explosion.

C'est là une solution fort heureuse qui permet à ce type de moteur d'être monocylindrique, si deux éléments ou plusieurs sont réunis la régularité en sera considérablement augmentée.

Il y a donc, pour l'établissement d'une station de force motrice avec moteurs à gaz pauvre, une grande variété de conditions à remplir.

Ces considérations guideront vers le choix des éléments leur groupement et le mode de mise en action ou de retrait des différentes unités.

On ne peut satisfaire à toutes les exigences, et c'est surtout vers le choix de celles dont l'importance domine que devra se porter le soin de l'ingénieur. Déjà des unités se présentent, soigneusement étudiées par les constructeurs et réalisent une grande partie des conditions les plus recherchées. C'est ainsi que, pour l'éclairage électrique, on garantit déjà couramment un coefficient de régularité de  $\frac{1}{180}$  suffisant pour le montage d'alternateurs en parallèles.

C'est à l'ingénieur à savoir faire le départ des qualités qui conviennent le mieux à telle installation faite dans un but déterminé et à étudier son projet en conséquence. Il convient de rappeler à l'industriel que telle solution, qui est parfaite dans tel atelier, peut ne pas convenir pour un emploi différent et nécessiter une étude toute nouvelle.



## LA THÉORIE DES MOTEURS A GAZ

---

L'étude des moteurs thermiques fait de tels progrès, qu'il semble nécessaire d'examiner si la théorie, telle qu'elle a été établie, peut se prêter à l'observation des phénomènes que l'on observe. La théorie couramment exposée a été basée sur des hypothèses conventionnelles fort ingénieuses. Mais c'est une théorie artificielle, qui nécessite dans l'application une grande réserve, et sur laquelle on ne peut appuyer aucune déduction certaine. Elle a contribué puissamment au progrès des moteurs thermiques, mais l'époque est peut-être venue de chercher à s'affranchir de toutes conventions.

La théorie des moteurs à gaz est fondée sur l'hypothèse suivante, qui, malheureusement, est généralement admise tacitement.

On considère les gaz aspirés dans un moteur, puis brûlés et expulsés, comme formant un système de pression et de température homogène, à chaque moment, en tous points, et qui, pendant l'explosion et la combustion, recevrait, d'une source interne, une quantité de chaleur égale à la chaleur latente de combustion. Les gaz, qui résultent de la transformation chimique, sont supposés avoir les mêmes propriétés que les gaz aspirés, et l'on suppose encore que tout se passe comme si le système initial partant d'un état  $p_0, v_0, T_0$  pouvait revenir à cet état, quand, après l'explosion et la détente, la nature des gaz est modifiée. C'est comme si l'on imaginait un gaz idéal qui remplacerait les gaz considérés, en ayant à chaque instant leur pression, volume et température, et pouvant ainsi parcourir un cycle fermé.

Cette convention si ingénieuse a rendu et rend encore de très grands services. Dans le problème si complexe des moteurs à gaz, on ne pouvait en trouver de plus opportune. Elle permettait d'établir la théorie des moteurs à gaz sur les mêmes raisonnements que celle des machines à vapeur, et il est certain que la construction de cycles théoriques et leur examen a entraîné beaucoup de progrès, dans les moteurs à gaz, et a contribué pour une grande part à montrer l'utilité de la compression préalable.

Ce cycle de convention a été représenté d'abord en coordonnées  $p, v$ . Ce système présente un grand avantage, c'est qu'on peut obtenir un dessin analogue, avec un indicateur de Watt mis en relation avec le cylindre du moteur, et que l'on peut comparer le cycle théorique et le diagramme ainsi obtenu.

Le diagramme de l'indicateur de Watt, quand on peut l'obtenir, est toujours fort instructif à considérer. Il est la constatation matérielle de ce qui se passe, sinon dans le cylindre, au moins à un endroit déterminé d'une paroi du cylindre, et l'on peut même aller, sans grande hardiesse, à le considérer comme représentant, à chaque instant, la pression moyenne des gaz dans le cylindre et le volume du cylindre.

Quel rapport y a-t-il entre ce tracé et la représentation d'un cycle théorique établi sur la convention ci-dessus? Pendant la compression, l'explosion, la détente, pour choisir l'exemple des moteurs Otto, le volume et la pression des gaz sont bien ceux-mêmes que représente l'indicateur de Watt. Pendant l'aspiration et l'expulsion, il n'y a plus de concordance. Le volume et la pression indiqués sont ceux de la portion de gaz qui reste dans le cylindre. Mais, dans la pratique, cela est de peu d'importance. On n'a que faire du travail que les gaz exécutent hors des cylindres, et, pour faciliter la comparaison, on suppose,



en théorie, que les deux courbes d'aspiration et d'expulsion se superposent et annulent leurs effets.

Il semblerait donc pouvoir y avoir comparaison entre le cycle théorique, calculé avec les hypothèses ci-dessus pour un moteur déterminé, et le diagramme relevé à l'indicateur de Watt.

De fait, la courbe théorique diffère grandement de celle de l'indicateur. Elle est basée sur les relations entre  $p$ ,  $v$ ,  $T$ , qui sont estimées devoir exister dans les gaz considérés. Ces relations sont supposées être les mêmes pour les gaz aspirés et ceux qui résultent de la combustion, alors que les combinaisons de gaz se font en général avec contraction, et, qu'aux valeurs de  $p$ ,  $T$ , des gaz aspirés, correspond une valeur de  $v$  différente et plus grande que pour les gaz brûlés.

Mais là encore n'est pas le vice capital, et, notamment, M. Vermand a tenu compte dans ses calculs des différences des relations qui lient  $p$ ,  $v$ ,  $T$ , suivant que ces variables s'appliquent à des gaz initiaux ou à des gaz brûlés. Il me semble, et je chercherai à démontrer plus loin, que des considérations purement théoriques doivent faire écarter la loi de variation des chaleurs spécifiques en fonction linéaire de la température, et que M. Vermand s'est ainsi malheureusement appuyé sur des résultats d'expériences mal interprétés.

En supposant même bien connues les chaleurs spécifiques des divers gaz à toutes les températures, on ne saurait construire utilement un cycle théorique en  $p$ ,  $v$ , dont la surface, comme celle de l'indicateur de Watt, puisse donner le travail produit.

Le motif est que, si l'on suppose les réactions assez lentes pour que la pression puisse être considérée comme uniforme au même instant en tous points, il ne peut en être de même de la température, au moins dans les moteurs connus, où les parois sont refroidies. Et, comme les fonctions considérées ne sont pas linéaires en  $T$ , on ne peut considérer une température moyenne.

S'il fallait imaginer le cas, où les parois seraient rigoureusement adiabatiques, où les gaz pendant une période resteraient à une température uniforme, où la combustion se ferait à la fois dans toute la masse et en même temps, on s'écarterait tellement des conditions réelles que les calculs ne pourraient plus avoir qu'un intérêt mathématique.

Supposons cependant encore les calculs faits. On établira ainsi quel est le travail que des gaz pourraient faire dans un moteur idéal et dans des conditions déterminées.

D'autre part, on pourra établir quelle consommation de combustible ce travail a occasionné, et le rapport de ces deux quantités serait proportionnel au rendement théorique de ce moteur idéal.

On pourra ainsi étudier un cas tout particulier. Mais de l'examen de ce cycle ou de cette formule, on ne pourra tirer aucune loi générale.

Pourra-t-on conclure par exemple que tel rendement est le maximum de celui qu'un moteur peut donner dans un écart déterminé de température ?

En vertu de quelles lois ? Aucun des deux principes de Mayer ou de Carnot-Clausius ne peut ici s'appliquer. Il n'y a pas de cycle fermé, puisque les gaz aspirés et brûlés diffèrent, que les mêmes équations ne les caractérisent pas, qu'il n'y aucune possibilité d'employer à nouveau les mêmes gaz, comme on imagine dans la théorie des machines à vapeur pouvoir introduire à nouveau l'eau de condensation dans la chaudière.

J'expose ceci, pour montrer d'abord, qu'avec une semblable convention il est interdit d'étudier autre chose que des cas particuliers; et même, là encore, avec quelle prudence doit-il être fait usage d'un cycle, où des valeurs de  $p$ ,  $v$ , on ne peut déduire la valeur de  $T$  en un point ?

On n'a pas craint d'en abuser. Et sur le cycle en  $p$ ,  $v$ , est venu se greffer un cycle en d'autres variables plus particulièrement élégantes.



Je veux parler des coordonnées isentropiques. La convention en est séduisante au possible, et pour tous ceux qui la connaissent et l'ont appliquée aux divers problèmes de moteurs à gaz, la solution se présente facilement devant les yeux.

Si le diagramme construit avec ces coordonnées est le plus séduisant, il semble impossible de le construire.

Les deux coordonnées, température et entropie, sont toutes deux non seulement inévaluables, mais inimaginables. J'ai dit plus haut que, dans un moteur à gaz, il est irrationnel de considérer la température des gaz qui n'est pas définie, mais comment imaginer l'entropie des gaz pendant l'explosion par exemple, c'est-à-dire dans un état de rupture d'équilibre? Elle n'est pas difficile à évaluer, elle ne correspond à aucune conception.

D'ailleurs les variables seraient-elles déterminées, que l'examen d'un tel cycle ne présenterait guère d'intérêt, puisque la loi qui relierait l'entropie et la température ne pourrait être celle de Carnot, inapplicable à un cycle non fermé et irréversible.

Je ne voudrais pas que l'on pût mal interpréter cette critique des théories actuellement professées. Je tiens seulement à montrer que l'on a entassé convention sur convention, hypothèse sur hypothèse, et qu'il semble impossible de continuer à construire avec de semblables matériaux.

Je ne songerai pas non plus à aborder le problème des moteurs à gaz dans toute sa généralité et sans aucune convention. Mon but est beaucoup plus modeste.

Je chercherai à établir ce qui se passe dans un cas tout à fait simple, en tirant des relations rigoureuses. Ce que je désire avant tout, c'est de ne faire aucune hypothèse pouvant entraîner des réserves applicables à mes conclusions, et si, pour simplifier les conditions dans lesquelles j'imagine le fonctionnement d'un moteur, je suis obligé de faire diverses conventions, je désire que ces conventions soient telles que, dans la réalité, si un moteur ne peut pas rigoureusement y satisfaire, il puisse néanmoins s'en rapprocher autant qu'il conviendra, afin que les erreurs de ce fait soient susceptibles d'être réduites à tel point, que l'on puisse en toute rigueur les négliger.

Je vais examiner le cas d'un moteur à quatre temps, à cylindre refroidi par une circulation d'eau, dans lequel les soupapes sont établies suffisamment larges pour que l'admission et l'expulsion aient lieu sans contrepression appréciable.

Je supposerai que les forces vives des gaz entrants et sortants sont négligeables et que les conduites de circulation entourent complètement le cylindre, et recueillent toute la chaleur perdue aux parois.

Ce sont là indiscutablement des conventions, mais il est visible qu'on peut s'en rapprocher autant que l'on veut.

Quant aux gaz introduits, je supposerai d'abord qu'ils ne se composent que d'un comburant, d'un combustible, d'un gaz inerte, ne pouvant entre eux faire qu'une seule combinaison définie, tels, par exemple, que de l'oxyde de carbone, de l'oxygène et un excédent d'oxygène comme gaz inerte.

J'imaginerai encore que mon moteur manœuvrera ainsi. L'expulsion sera totale, il n'y aura pas d'avance, ni à l'expulsion, ni à l'admission; la pression de l'expulsion sera celle de l'admission.

Dans ces conditions bien précises, le cycle d'un indicateur de Watt, qui donne le travail sur le piston, se confondra avec le cycle en  $p, v$ , des gaz pendant les périodes de compression, explosion, détente, et la surface de ce cycle de l'indicateur sera précisément  $\int pdv$  des gaz pendant ces trois mêmes périodes.

Si je puis imaginer un cycle fermé, parcouru par les gaz, considérés comme système



mécanique, c'est-à-dire tel que les gaz, après plusieurs transformations physiques et chimiques, reviennent à leur état primitif, je pourrai appliquer, en toute rigueur, à ce cycle véritable, le principe de Mayer et celui de Clausius. D'où je tirerai, entre les diverses quantités, deux relations. J'aurai, à ce sujet, quelques objections à réfuter, mais je reviendrai sur la question.

Ceci provisoirement admis, il suffira que, dans ce cycle, je fasse passer les gaz par la suite des transformations des périodes aspiration, compression, explosion, détente, échappement, du moteur ci-dessus défini et que, dans mes équations, j'isole le travail correspondant uniquement aux périodes compression, explosion, détente, pour avoir une relation entre le travail fourni au piston et les autres quantités.

C'est ce que je vais chercher à faire.

Voici le cycle que j'imagine.

J'introduis une masse  $m$  de gaz, sous leur première forme chimique, c'est-à-dire avant la combustion, à une pression  $P$  et à une température  $T_a$ .

Ces gaz, en pénétrant dans le moteur, y subissent l'effet de la chaleur des parois, et s'y modifient. Leur volume croît à pression constante. Je suppose que j'aie choisi pour  $m$  la masse gazeuse correspondant à une cylindrée, c'est-à-dire que les gaz introduits se dilatent jusqu'au volume  $V$  du cylindre. Si je dessine le diagramme en  $p, v$ , des gaz considérés, le trajet est  $ab$ , sous la pression constante  $P$ .

Ensuite les gaz sont comprimés par le mouvement du piston, il y a explosion, détente,

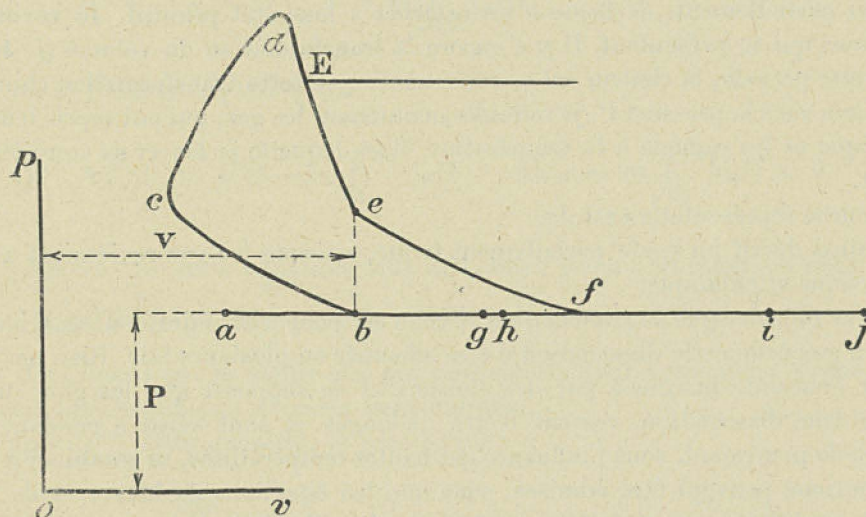


FIG. 1.

et la courbe du diagramme en  $p, v$ , est ici figurée en  $b, c, d, e$ . Je ne fais aucune hypothèse sur la forme de cette courbe.

Les gaz se sont transformés par l'explosion, ils sont sous leur deuxième forme chimique.

Pour l'expulsion, je suis obligé de faire une hypothèse et d'admettre que dès que le volume est redevenu  $V$ , c'est-à-dire en  $e$ , la soupape d'échappement est ouverte et que les gaz se détendent en un temps infiniment court, par suite adiabatiquement, jusqu'à la pression  $P$ . C'est ce que j'ai figuré en  $e, f$ .

Pour suivre la transformation des gaz, je suppose que je récolte ceux qui s'échappent



du moteur dans une enceinte dont les parois ne cèdent, ne reçoivent, ni ne transportent de chaleur, et dont le volume et la pression peuvent varier.

Pendant la détente adiabatique, je ferai varier la pression de l'enceinte, suivant la loi de détente adiabatique des gaz considérés et, en considérant comme volume des gaz, la somme de celui de l'enceinte et de celui du cylindre, le volume de l'enceinte étant variable.

Pendant les périodes suivantes, le volume de l'enceinte variera, mais la pression restera constante et égale à  $P$ . Le diagramme représentera toujours la pression et le volume total des gaz compris dans l'enceinte et dans le cylindre.

Quand le piston refoule les gaz hors du cylindre, il y a, en général, perte de chaleur des gaz aux parois, leur volume diminue donc à pression constante, et la transformation est représentée en  $f, g$ .

Il faut bien noter que, depuis l'arrivée des gaz dans le cylindre, je n'ai fait aucune hypothèse sur l'homogénéité de la pression ni de la température. Celle-ci varie dans le corps du cylindre.

Aussi, quand les gaz sont réunis dans l'enceinte et entièrement expulsés du cylindre, je les laisse sans transformation pendant un temps suffisant, pour que la température devienne homogène, par l'échange de chaleur des particules gazeuses entre elles.

Ceci produit une légère variation de volume que j'ai figurée en  $gh$ .

Quand les gaz sont parvenus en  $h$  à une telle situation que, la pression étant  $P$ , la température  $T_h$  est la même en tous les points, je fais agir, dans l'enceinte, des sources de chaleur, qui élèvent la température des gaz, toujours à pression constante, jusqu'à la température  $T_D$  de dissociation. Cette transformation est figurée en  $hi$ .

J'admets que je puisse, à la température  $T_D$  et sous la pression  $P$ , dissocier les gaz en totalité, ou partiellement, de façon à les ramener à leur état primitif. Je reviendrai sur les objections qui se présentent. Il y a encore là transformation du volume  $ij$ . Je fournis, pendant cette période, la chaleur  $mL_{DP}$  consommée par cette transformation chimique.

Toujours sous la pression  $P$ , je refroidis maintenant les gaz, qui ont repris leur premier état chimique et les ramène à la température  $T_a$ , à laquelle je les avais considérés originairement.

La courbe représentative est  $Ja$ .

J'ai ainsi décrit un cycle parfaitement fermé, puisque les gaz reviennent à leur état initial physique et chimique.

On peut objecter que la dissociation décrite ne pourra se faire, ou sera incomplète. Mais rien n'empêche cette dissociation d'être effectuée en plusieurs fois. Rien ne m'interdit de séparer l'enceinte imaginée par des cloisons et de supposer que les gaz, au fur et à mesure de leur dissociation, cessent d'être mélangés et sont séparés pendant toute la période, où ils pourraient, sous l'influence des hautes températures, se combiner à nouveau. Ces conventions peuvent être admises, sans que les équations de Mayer et de Clausius, qui seront appliquées au cycle, en souffrent, puisqu'il a été démontré, notamment par M. H. Poincaré, que l'énergie interne et l'entropie d'un mélange est la somme de l'énergie et l'entropie des parties mélangées, et que les réserves qui s'appliquent à cette démonstration se bornent aux constantes d'intégrations qui disparaissent ici. Je puis donc admettre que, si la dissociation ne peut se faire complètement, je sépare les gaz dissociés des gaz non dissociés, et dissocie à nouveau ceux-ci, et ainsi de suite, jusqu'à ce que la dissociation soit suffisante.

Il en serait de même du phénomène de la combustion à température de dissociation. Je puis donc supposer toujours des cloisons idéales, qui interdisent toute transformation chimique autre que celle que je veux déterminer.

Ce cycle étant ainsi défini, appliquons-lui l'équation de Mayer, en écrivant que la somme des chaleurs fournies et du travail fourni évalué en calories, par les gaz, est nulle.



Le travail est déterminé par le diagramme en  $pv$ . Il se compose d'une part de celui fourni dans le cylindre et représenté par la surface  $bcd$  et d'un travail fourni dans l'enceinte et représenté par  $efb$ .

J'appelle  $\mathcal{E}$  le premier et  $\tau$  le deuxième.

Quant aux chaleurs fournies de  $a$  en  $g$ , elles se composent uniquement de celles perdues aux parois. Celles-ci ont pour total la quantité  $Q$  de chaleur reçue par l'eau de refroidissement, si le moteur est en régime, c'est-à-dire, si les parois se retrouvent dans le même état quand les gaz finissent leur action, que quand ils se présentent à l'admission.

L'explosion ne fournit, ni ne perd, aucune quantité de chaleur. C'est une simple transformation de la chaleur interne des gaz.

De  $g$  en  $h$ , la chaleur fournie est nulle.

Si j'appelle  $C_2$  la chaleur spécifique à pression constante des gaz dans leur deuxième forme, il est reçu par ceux-ci de  $h$  en  $i$  une quantité  $m \int_{T_h}^{T_D} C_2 dT$ . Celle fournie est donc  $- m \int_{T_h}^{T_D} C_2 dT$ .

Pendant la dissociation, la chaleur fournie par les gaz est  $- mL_{DP}$ ,  $L_{DP}$  étant, par définition, la chaleur latente de dissociation de l'unité de masse, à la température  $T_D$  et à la pression  $P$ .

Enfin, pendant le refroidissement, si j'appelle  $C_1$  la chaleur spécifique des gaz dans leur première forme chimique, la chaleur fournie par les gaz est :

$$- m \int_{T_D}^{T_a} C_1 dT,$$

de sorte que la première équation est :

$$(1) \quad A\mathcal{E} + A\tau + Q - m \int_{T_h}^{T_D} C_2 dT - mL_{DP} - m \int_{T_D}^{T_a} C_1 dT = 0.$$

On peut mettre cette équation sous une autre forme. On peut en effet considérer  $\int_{T_a}^{T_D} (C_2 - C_1) dT$  comme une quantité connue et ne dépendant que de  $T_a$ . Elle est uniquement déterminée par la nature des gaz considérés, dont nous avons supposé connues les chaleurs spécifiques aux diverses températures.

Si j'appelle  $N$  cette quantité, je puis écrire :

$$(2) \quad - m \int_{T_h}^{T_D} C_2 dT - m \int_{T_D}^{T_a} C_1 dT = - mN + m \int_{T_a}^{T_h} C_2 dT.$$

D'où, pour la première équation, la forme :

$$(3) \quad A\mathcal{E} + A\tau + Q - mL_{DP} - mN + m \int_{T_a}^{T_h} C_2 dT = 0.$$

Je reviendrai sur cette équation fort intéressante. Elle exprime en quelque sorte que le travail donné au piston est la différence entre la chaleur latente de combustion et la chaleur perdue  $Q$ , diminuée encore de  $A\tau$ , qui représente le travail disponible dans les gaz évacués et perdus généralement, d'une quantité  $mN$  dépendant uniquement de la nature



des gaz et de la température d'admission, enfin de la quantité de chaleur disponible entre  $T_b$  et  $T_a$  dans les gaz expulsés. Toutes ces quantités évalués ici en calories.

Je vais considérer le même circuit et chercher à évaluer la fonction  $\int \int \frac{dQ}{T}$ . Cette double sommation est définie ainsi : je divise la masse  $m$  en une infinité d'éléments infiniment petits  $dm$ , dans lesquels je puis admettre que la température est uniforme, et je divise le circuit en une infinité de trajets infiniment petits. J'évite ici de parler de temps.

J'évaluerai  $\frac{dQ}{T}$  pour un trajet infiniment petit, ayant effectué une transformation infiniment petite sur un élément  $dm$  de masse, et j'intégrerai, suivant le circuit, d'abord, et, par rapport à la masse, ensuite.

Je considère donc d'abord un élément  $dm$ , auquel je ferai parcourir un cycle.

Quand celui-ci se transforme, sans modification chimique et à pression constante, la variation  $\frac{dQ}{T}$  est  $dmCdT$ ,  $C$  étant la chaleur spécifique sous pression constante.

Pendant la détente adiabatique  $ef$ , qui est supposée se faire pendant un temps très court, par conséquent sans échange de chaleur des diverses particules  $dm$  entre elles, on a  $\int \frac{dQ}{T} = 0$ .

Enfin, à température constante  $T_D$ , pendant la dissociation, on a  $\int \frac{dQ}{T} = dm \frac{L_{DP}}{T_D}$ .

Reste à évaluer  $\int \frac{dQ}{T}$  pendant la période  $bcd$ .

A ce sujet, je ferai observer que la courbe du diagramme n'a plus de signification quand je considère un élément  $dm$ . Le volume de cet élément n'y est pas figuré, mais seulement la pression moyenne. Cependant, si l'on voulait tracer une courbe avec des abscisses agrandies de façon à rendre visible le volume de l'élément  $dm$ , on aurait à considérer une courbe du même genre, et, pour plus de facilité, je me servirai des notations de cette première courbe, en appelant  $T_b$ ,  $T_e$ ,  $T_f$ , etc., les températures de l'élément  $dm$ , différentes pour chaque élément, quand la masse gazeuse dans le circuit passe aux points  $b$ ,  $e$ ,  $f$ , etc.

Il faut cependant remarquer que pour un élément  $dm$ , il n'y a aucun motif pour que le volume soit le même en  $b$  et en  $e$ , ce qui modifie la courbe.

Pour un élément  $dm$ , je puis toujours écrire :

$$dQ = dU + Ad\mathcal{E},$$

$U$  étant l'énergie interne, et  $d\mathcal{E}$  l'élément de travail fourni.

Cette énergie interne varie de trois manières : soit qu'une transformation apporte une variation  $dmL$  en mettant en cause une chaleur latente, soit que la température varie, ce qui produit une modification  $dmcdT$ ,  $c$  étant la chaleur spécifique sous volume constant, soit que le volume varie, ce qui produit une variation  $\frac{\partial U}{\partial v} dv$ . Mais ce deuxième terme n'est autre que l'élément du travail moléculaire exécuté. Aussi, si j'appelle  $dW$  l'élément du travail total externe et moléculaire, je puis écrire :

$$dQ = dmcdT + dmL + AdW.$$



Examinons maintenant comment une explosion doit se faire, en supposant immédiate la transformation chimique.

Dans un élément de masse  $dm$  très petit, on peut admettre que toute la masse explose en même temps.

Le volume ne peut pas changer, si le temps est infiniment petit, la masse des molécules oppose son inertie. Au contraire pression et température s'élèvent.

Ce que l'on connaît expérimentalement est bien d'accord avec cette explication. C'est l'élévation locale de température et de pression qui constitue l'onde explosive. Derrière cette onde, pression et température s'abaissent par détente et échange avec les parties voisines.

On peut admettre que l'explosion ne se produira qu'une fois; s'il y avait explosion, dissociation et nouvelle explosion, il est facile de voir que le résultat n'en serait pas changé.

Soit E le point de la courbe où l'explosion se produit,  $T_E$  la température initiale,  $T_E'$  la température finale de l'explosion.

Si j'appelle  $c_1$  la chaleur spécifique à volume constant des gaz dans leur première forme chimique et  $c_2$  celle des gaz brûlés, on peut écrire pour  $\int \frac{dQ}{T}$  de  $b$  à  $e$  :

$$\int_{T_b}^{T_e} \frac{dQ}{T} = dm \left[ \int_{T_b}^{T_E} c_1 \frac{dT}{T} + \int_{T_E}^{T_e} c_2 \frac{dT}{T} \right] + A \int_{T_b}^{T_e} \frac{dW}{T}.$$

Si j'applique donc à tout ce cycle irréversible l'inégalité de Clausius, je puis écrire :

$$(4) \quad dm \int_{T_a}^{T_b} C_1 \frac{dT}{T} + dm \left[ \int_{T_b}^{T_E} c_1 \frac{dT}{T} + \int_{T_E}^{T_e} c_2 \frac{dT}{T} \right] + A \int_{T_b}^{T_e} \frac{dW}{T} \\ + dm \int_{T_f}^{T_D} C_2 \frac{dT}{T} + dm \frac{L_{DP}}{T_D} + \int_{T_f}^{T_a} C_1 \frac{dT}{T} + dI = 0.$$

$dI$  est ainsi une quantité positive, que je ne connais pas, et qui correspond à la variation d'entropie de la masse gazeuse élémentaire pendant l'explosion, puisque les autres transformations sont réversibles et que l'entropie de la masse est définie avant et après l'explosion.

Cette quantité  $dI$  pourrait être déterminée par toute autre transformation réversible connue entre les deux mêmes états.

Prenons, par exemple, les gaz avant leur explosion et, à volume constant, refroidissons-les jusqu'à ce qu'ils atteignent la pression  $P$ , c'est-à-dire jusqu'à une température  $T_N$ , la variation d'entropie sera :

$$dm \int_{T_E}^{T_N} c_1 \frac{dT}{T}.$$

A cette pression constante  $P$ , chauffons les gaz jusqu'à la température  $T_D$  précédemment définie de dissociation, la variation est encore :

$$dm \int_{T_N}^{T_D} C_1 \frac{dT}{T}.$$

A cette température de dissociation, nous pouvons produire d'une façon réversible,



le changement d'état de la masse gazeuse, qui, à pression et à température constante, abandonne la quantité de chaleur  $- dmL_{DP}$ .

La variation d'entropie est  $- dm \frac{L_{DP}}{T_D}$ .

Les gaz sont maintenant sous leur deuxième forme chimique. Ramenons-les, sous pression constante, au volume initial de l'explosion, ils prendront la température  $T_N$ , et, sous volume constant, à la température d'explosion  $T_E$ . Ils se trouveront avoir subi la même transformation totale que par l'explosion.

Les dernières variations sont :

$$dm \int_{T_D}^{T_N'} C_2 \frac{dT}{T} + dm \int_{T_N'}^{T_E'} c_2 \frac{dT}{T}.$$

On a donc :

$$(5) \quad -I + dm \int_{T_E}^{T_N} c_1 \frac{dT}{T} + dm \int_{T_N}^{T_D} C_1 \frac{dT}{T} - dm \frac{L_{DP}}{T_D} \\ + dm \int_{T_D}^{T_N'} C_2 \frac{dT}{T} + dm \int_{T_N'}^{T_E'} c_2 \frac{dT}{T} = 0.$$

En ajoutant les deux équations (4) et (5), et en les simplifiant, on trouve :

$$(6) \quad A \int_{T_b}^{T_e} \frac{dW}{T} + dm \int_{T_N}^{T_b} C_1 \frac{dT}{T} + dm \int_{T_f}^{T_N'} C_2 \frac{dT}{T} + dm \int_{T_b}^{T_N} c_1 \frac{dT}{T} + dm \int_{T_N'}^{T_e} c_2 \frac{dT}{T} = 0.$$

Je puis encore simplifier cette équation.

Considérons en effet le circuit *efb* parcouru par un élément de gaz  $dm$ , dans la deuxième forme chimique. Pour bien m'expliquer sur le cycle à considérer, je prends un élément  $dm$  au volume  $dV$  qu'il possède quand la masse gazeuse est en *e*, c'est-à-dire quand les gaz sont au bout de leur détente dans le cylindre. Je fais détendre cet élément de la pression  $P_e$  qu'il avait en *e*, jusqu'à la pression  $P$ . Puis je le refroidis à pression constante jusqu'à une température que j'appelle  $T_b'$  pour ne pas la confondre avec  $T_b$  déjà défini autrement, température telle que l'élément  $dm$  ait repris le volume  $dV$  qu'il possédait en *e*. Puis, à volume constant, je le ramène à la pression  $P_e$  et à la température  $T_e$ .

Ce cycle étant réversible, j'ai :

$$(7) \quad dm \int_{T_f}^{T_b'} C_2 \frac{dT}{T} + dm \int_{T_b'}^{T_e} c_2 \frac{dT}{T} = 0.$$

En retranchant cette équation (7) de l'équation (6), il vient :

$$(8) \quad A \int_{T_b}^{T_e} \frac{dW}{T} + dm \int_{T_N}^{T_b} C_1 \frac{dT}{T} + dm \int_{T_b'}^{T_N'} C_2 \frac{dT}{T} + dm \int_{T_b}^{T_N} c_1 \frac{dT}{T} + dm \int_{T_N'}^{T_b'} c_2 \frac{dT}{T} = 0.$$

qui peut s'écrire :

$$(9) \quad A \int_{T_b}^{T_e} \frac{dW}{T} + dm \left[ \int_{T_N}^{T_b} (C_1 - c_1) \frac{dT}{T} + \int_{T_b'}^{T_N'} (C_2 - c_2) \frac{dT}{T} \right] = 0.$$

Je vais intégrer maintenant cette équation par rapport à la masse, elle devient :

$$(10) \quad A \int \int_{T_b}^{T_e} \frac{dW}{T} + \int dm \left[ \int_{T_N}^{T_b} (C_1 - c_1) \frac{dT}{T} + \int_{T_b'}^{T_N'} (C_2 - c_2) \frac{dT}{T} \right] = 0.$$



En effet, le premier terme devient  $\int \int_{T_b}^{T_c} \frac{dW}{T}$ , et comprend tous les éléments du travail externe et interne fourni ou produit, par les gaz, au piston du moteur, divisés par la température à laquelle ce travail est produit.

C'est une sommation analogue à  $\int \int \frac{dQ}{T}$ , mais qui ne s'applique qu'au circuit *bcd* et est indépendante de ce que les gaz font, pendant les périodes d'admission et d'expulsion. C'est une quantité, qu'il sera du plus haut intérêt d'évaluer, mais que l'on imagine, en tous cas, facilement.

Quant au deuxième terme,

$$\int dm \left( \int_{T_N}^{T_b} (C_1 - c_1) \frac{dT}{T} + \int_{T_b'}^{T_N'} (C_2 - c_2) \frac{dT}{T} \right)$$

il est nul ou positif.

En effet, considérons l'expression :

$$(11) \quad \int dm \left( \int_{T_N}^{T_b} (C_1 - c_1) dT + \int_{T_b'}^{T_N'} (C_2 - c_2) dT \right)$$

elle est nulle. Le premier terme, après sommation, représente, en effet, la quantité de travail évaluée en calories, nécessaire pour faire passer toutes les particules de gaz du volume qu'elles avaient à la fin de l'admission, au volume de l'explosion, ceci à pression constante.

De même, le deuxième terme représente le travail nécessaire pour faire revenir les mêmes particules, changées de nature chimique, mais ayant conservé le même volume, du volume de l'explosion à celui de la fin de la détente dans le cylindre. De sorte que l'ensemble de la formule représente le travail des gaz pour aller du volume au moment de l'explosion, à la cylindrée, et après transformation revenir à ce même volume. L'expression est donc nulle.

Dans la formule  $\int dm \left( \int_{T_N}^{T_b} (C_1 - c_1) \frac{dT}{T} + \int_{T_b'}^{T_N'} (C_2 - c_2) \frac{dT}{T} \right)$ , les premiers termes et deuxièmes termes diffèrent de ceux de l'expression précédente et dont la somme est nulle; mais il est visible que les températures seront plus élevées pour les deuxièmes termes que pour les premiers, puisque, à volume égal et à pression égale, les températures des gaz brûlés doivent être plus grandes, puisque la combustion se fait généralement avec contraction.

D'autre part, le premier terme est positif, les températures  $T_N$  étant plus petites que celles  $T_b$ , puisqu'il y a compression entre l'admission et l'explosion, et que, le volume des particules gazeuses au moment de l'explosion étant plus petit que celui à l'admission, les particules gazeuses, à la même pression  $P$ , sont plus froides au volume de l'explosion qu'au volume de l'admission.

On peut donc conclure :

$$(12) \quad \int \int \frac{dW}{T} \ll 0,$$

l'intégration étant faite depuis la fin de l'admission jusqu'à l'ouverture de l'échappement.

Il est intéressant de mettre l'équation (10) sous cette forme, parce que les hypothèses que j'ai faites m'ont permis de substituer une série de cycles réversibles, chacun pour



chaque élément  $dm$  considéré, alors que, dans la pratique, ces cycles ne peuvent être considérés comme rigoureusement réversibles.

Examinons en effet les hypothèses faites. D'abord, toutes celles relatives à l'enceinte, où je recueille les gaz à la sortie du cylindre pour les restituer pour un circuit nouveau, sont fondées. Je puis imaginer, sans pouvoir être en défaut, une enceinte où les chaleurs ne se transmettent pas à l'extérieur et où les pressions suivent rigoureusement telle loi convenue. C'est qu'en effet, dans la pratique, si je ne puis atteindre à cette perfection, je puis toujours m'en rapprocher beaucoup et réduire, autant que je le voudrai, avec un soin suffisant, les écarts qui résulteraient de cette imperfection.

Il n'en est pas de même de ce qui se passe dans le cylindre. J'ai supposé la détente immédiate. J'ai admis que je pouvais négliger les forces vives des particules gazeuses.

Si, pour ces causes, le cycle parcouru par une particule  $dm$  n'est pas réversible rigoureusement, il s'ensuit que  $\int \frac{dQ}{T}$ , pour cette particule, au lieu d'être nulle, est négative, et par suite :

$$\int \int \frac{dQ}{T} < 0,$$

Ceci modifie l'équation (10), mais ne modifie pas l'inégalité (12), qui garde sa généralité.

Mais l'équation (10) permet d'évaluer  $\int \int \frac{dW}{T}$  dans le cas où le moteur serait de plus en plus parfait; c'est, en quelque sorte, une limite de la fonction, et il est intéressant de remarquer que cette limite s'éloigne peu de zéro, surtout quand il y a peu de contraction des gaz après la combustion.

En résumé, les hypothèses, auxquelles je me suis borné, ont eu pour but d'éliminer le temps, et ce n'est qu'en l'introduisant, en considérant les vitesses des pistons, celles des gaz à l'entrée, à la sortie, la durée de la détente à l'ouverture des soupapes d'échappement, que l'on peut avoir une formule parfaite et, en thermodynamique, préciser la valeur de l'inégalité de Clausius.

On peut étendre la portée des équations précédentes.

Pour l'établissement de ces équations, j'ai supposé un tel cycle, que les gaz du moteur reprenaient, au début de l'émission, le volume qu'ils avaient à la fin de l'admission. Mais dans les démonstrations, je n'ai eu à considérer ce volume que pour les relations (10) et (12). Encore, pour l'établissement de l'équation (10), ne suis-je pas obligé d'admettre que le volume des deux cylindrées est identique. Les relations restent donc exactes, quand bien même les volumes seraient différents, ce qui se présente dans les moteurs où la détente a été augmentée : moteur compound, Charon, Atkinson, Duplex, Letombe, etc.

Il n'y a que pour l'équation (12), que le raisonnement ne serait plus applicable, et, si le volume à la détente dépasse celui de l'admission,  $\int \int \frac{dW}{T}$  peut devenir positif.

Nous pouvons donner aussi une autre forme à l'équation (3). Si j'appelle  $L_{AP}$  la chaleur latente de combustion du mélange tonnant, quand la transformation chimique est supposée se faire à la température  $T_a$  et la pression  $P$ , l'équation peut prendre la forme :

$$A\mathcal{C} + A\tau + Q - mL_{AP} - m \int_{T_a} C_2 dT = 0. \quad (13)$$



Cette équation présente, sur les précédentes, l'avantage de ne pas faire intervenir les caractéristiques du mélange tonnant considéré, température et chaleur de transformation pendant la dissociation.

Aucune de ces quantités ne figure dans les équations (10) et (12).

J'ai supposé, pour établir ces diverses relations, que le mélange considéré était à combinaison chimique unique.

J'imagine, au contraire, que je fais parcourir le même cycle, de  $a$  à  $g$ , à un mélange complexe, de masse totale  $m$ .

On peut imaginer, par la pensée, que le mélange se divise en parties diverses de masses  $\Delta_m$ , qui, chacune, ne compose qu'un mélange à combinaison chimique unique. Par exemple, si le mélange total est celui de divers combustibles et d'air en excès, on peut former des groupements, tels que les particules du même combustible soient considérées isolément avec une quantité d'air suffisante, pour leur combustion.

Quand toute la masse gazeuse sera réunie dans l'enceinte, je puis même admettre que tous ces groupements sont isolés les uns des autres et je termine, pour chacun, leur cycle par un procédé semblable à celui que j'ai exposé, mais différent, pour chaque groupement.

J'ai ainsi, pour un groupe gazeux de masses  $\Delta_m$ , un cycle décrit semblable à celui déjà considéré. Il en diffère en ce que le volume, à la fin de l'admission et à la fin de la détente n'est pas le même, mais je viens de montrer qu'une équation semblable à l'équation (13) s'appliquait même dans ce cas.

Si donc  $\mathcal{E}'$ ,  $\tau'$ ,  $Q'$ ,  $L'_{AP}$ ,  $T'_h$ ,  $C'_h$ , sont les quantités relatives à  $\Delta_m$ , on a :

$$A\mathcal{E}' + A\tau' + Q' - \Delta_m L'_{AP} - \Delta_m \int_{T_a}^{T'_h} C'_2 dT = 0. \quad (14)$$

Sommons ces différentes équations :

Le travail total extérieur est évidemment la somme de ceux des différents éléments, dont les réactions des uns vis-à-vis des autres s'annulent.

Donc 
$$\Sigma A\mathcal{E}' = A\mathcal{E}.$$

En prenant pour la masse  $m$  les notations habituelles,

de même, 
$$\Sigma A\tau' = A\tau.$$

Évidemment, 
$$\Sigma Q' = Q.$$

Si on appelle  $L_{AP}$  la chaleur latente de combustion du mélange  $m$ , elle est la somme de celles des divers mélanges  $\Delta_m$ , puisque toutes ces chaleurs latentes sont ramenées à une même température  $T_a$  et une même pression  $P$ .

Donc 
$$\Sigma \Delta_m L'_{AP} = mL_{AP}.$$

Enfin, chaque élément  $\Delta_m$  ayant été, isolément, ramené à une température homogène  $T'_h$  et ces divers éléments étant mélangés à nouveau dans l'enceinte, la température  $T_h$ , que prendrait le mélange total à la même pression  $P$ , donnerait :

$$\Sigma \Delta_m \int_{T_h}^{T'_h} C'_2 dT = 0.$$



D'autre part, si on appelle  $C_2$  la valeur spécifique du mélange de masse  $m$ ,  $\Sigma \Delta_m C_2' = m C_2$  à chaque température.

L'identité

$$\Delta_m \left( \int_{T_h}^{T_h'} C_2' dT + \int_{T_a}^{T_h} C_2' dT \right) = \Delta_m \int_a^{T_h'} C_2' dT$$

donne donc :

$$\Sigma \Delta_m \int_{T_a}^{T_h'} C_2' dT = \int_{T_a}^{T_h} (\Sigma \Delta_m C_2') dT = m \int_{T_a}^{T_h} C_2 dT.$$

La somme des termes de la relation (14) donne donc une relation semblable à l'équation (13), mais applicable à un mélange de divers groupements explosifs, et l'équation (13) se trouve ainsi acquérir une grande généralité.

Il en est de même de l'équation (10) et de l'inégalité (12). C'est assez évident puisque les relations sont indépendantes des caractéristiques des mélanges explosifs considérés. Ce serait facile à démontrer, pour l'équation (10), en reprenant la démonstration et en séparant dans la démonstration les divers groupements considérés ci-dessus, et, pour chaque groupement, en établissant une équation de la forme (10), dont la somme est facile à faire.

Pour établir l'équation (12), on ne peut opérer de la même manière, à cause des différences de volume que chaque groupement peut présenter, et qui, ainsi que je l'ai dit, ne permettraient pas d'établir, pour chaque groupement, une équation de la forme (12). Mais une fois l'équation (10) établie pour la masse totale, l'équation (12) s'en déduit.

Avant d'étudier les applications des équations ainsi établies, je tiens à faire observer que je n'ai fait pour l'équation (1) et toutes celles qui n'en sont que des transformations, aucune hypothèse sur l'équation caractéristique des gaz, la variation des chaleurs spécifiques avec la pression ou la température. J'ai considéré des transformations chimiques donnant liberté à des chaleurs latentes, je pourrais tout aussi bien appliquer ces équations à des transformations physiques, dont les chaleurs latentes seraient positives ou négatives et à un ensemble de transformations de ces différents genres. Aussi sont-elles applicables aux moteurs à vapeur, à pétrole, etc., où il y a compression, combustion, détente, volatilisation, condensation, transformation chimique, etc.

Toutefois faudra-t-il, pour que les équations soient applicables, connaître ces transformations et en tenir compte dans l'évaluation du terme général  $mL_{AP}$  et ne faire figurer dans le terme que les transformations s'opérant réellement dans le cycle.

Tout ceci peut s'appliquer aux équations (10) et (12), sauf que pour établir celle-ci il a été supposé que  $\frac{cdT}{T}$  et  $\frac{CdT}{T}$  sont des différentielles exactes.

Cette hypothèse borne les applications des équations (10) et (12), qui ne sont pas absolument générales comme celles tirées de l'équation (1). Je vais examiner si elles peuvent être admises et leurs conséquences.

Si  $\frac{cdT}{T}$  et  $\frac{CdT}{T}$  sont des différentielles exactes, il faut admettre que  $c$  et  $C$  sont uniquement fonction de  $T$  et des caractéristiques du corps considéré.

Or, dans toutes les expériences faites, dans les limites habituelles, sur les gaz et les vapeurs, on a vérifié que les chaleurs spécifiques ne variaient pas d'une façon appréciable, avec le volume, ou la pression, à température constante. L'équation (10) peut donc être



admise pour toute transformation de gaz et de vapeur, notamment pour ce qui se passe dans les moteurs à gaz.

Il en est de même pour les moteurs à hydrocarbures liquides. C'est qu'en effet, si on peut considérer la chaleur spécifique comme ne dépendant pas de la pression dans les gaz, on peut l'admettre de même dans les liquides, où les variations de pression d'un moteur sont insignifiantes, par rapport à la pression interne.

Certainement, considérer les chaleurs spécifiques comme constantes, ou même comme indépendantes de la pression ou du volume, est absolument interdit. La continuité des états liquides et gazeux étant établie, il ne faut pas oublier, qu'à la même température de 100°, la chaleur spécifique de l'eau est triple de celle de la vapeur. Mais, en suivant l'isotherme, on ne constate pas de variation sensible pour la vapeur, ou l'eau liquide, et en général dans les états stables. Et comme, dans les moteurs, les états instables ne sauraient s'établir, on peut admettre cette hypothèse.

Les conséquences en sont importantes. Nous avons écrit :

$$\frac{dQ}{T} = \frac{c}{T} dT + A \frac{dW}{T}$$

Si  $\frac{dQ}{T}$  est une différentielle exacte et  $\frac{c}{T} dT$ ,  $A \frac{dW}{T}$  est de même une différentielle exacte.

Et comme  $A dW$  peut s'écrire  $A p dv + \frac{\partial u}{\partial v} dv$ ,  $\frac{1}{T} \left( A p + \frac{\partial u}{\partial v} \right) dv$  est une différentielle exacte.

Pour un corps sans modification chimique ni physique parcourant un cycle

$$\int \int \frac{dW}{T} = 0,$$

et si ce cycle est fourni par deux courbes de volumes constant  $v = V$  et  $v = V + dv$ , réunies par deux transversales quelconques, la valeur de  $\frac{dW}{T}$ , pour n'importe quelle transversale, est la même, et, par suite, ne peut être fonction que de  $v$  et de paramètres déterminés par les caractéristiques des corps considérés.

D'où :

$$\frac{1}{T} \left( A p + \frac{\partial u}{\partial v} \right) dv = f(v) dv$$

d'où encore,

$$p = \frac{1}{A} f(v) T + \frac{\partial u}{\partial v}$$

D'autre part, puisque  $c$ , qui n'est autre chose que  $\frac{\partial u}{\partial T}$ , n'est fonction que de  $T$ ,  $\frac{\partial u}{\partial v}$  n'est fonction que de  $v$ , aussi l'équation prend-elle la forme :

$$p = \frac{1}{A} f(v) T + \varphi(v) \tag{17}$$

Telle est la relation entre  $p$ ,  $v$ ,  $T$ , la pression, le volume, spécifiques et la température absolue, d'un corps dont les chaleurs spécifiques ne dépendent que de la température.



Cette formule semble toujours s'appliquer aux gaz et aux vapeurs. Elle contient notamment la formule de Van der Vals, et, si elle ne peut s'appliquer à tous les fluides et qu'elle doit être modifiée suivant la formule de Clausius ou de Sarrau, les divergences ne se manifestent que pour les liquides à haute pression, ce qui n'est pas applicable aux moteurs à gaz.

Je puis donc conclure que l'hypothèse faite pour établir l'équation (10) et l'équation (12) qui en dérive, n'est en contradiction, ni avec les expériences, ni avec les équations caractéristiques proposées.

Je prendrai, comme définition du rendement d'un moteur, le rapport du travail obtenu, évalué en calories,  $A\mathcal{E}$ , avec la chaleur latente de combustion du combustible employé. Cette chaleur latente, que j'appellerai  $mL_{AP}$ , est, par définition, le produit de la masse par la quantité de chaleur, qui serait mise en liberté à la pression  $P$  et à la température  $T_a$ , par l'unité de masse du combustible, si celui-ci était transformé, par combustion, en ses composés les plus stables, et les plus exothermiques. Pour les carbures d'hydrogène,  $L_{AP}$  est calculé en transformant le carbure en acide carbonique et en eau.

Cette quantité  $L_{AP}$  est en général différente de  $L_{AP}$ , qui est la chaleur latente correspondant aux transformations chimiques et physiques qui ont réellement lieu pendant le parcours  $abcdef$  et qui pourraient tout au plus être égales à  $L_{AP}$ .

L'équation (13) peut s'écrire :

$$\frac{A\mathcal{E}}{mL_{AP}} = \frac{L_{AP}}{L_{AP}} - \frac{A\tau + Q + m \int_{T_a}^{T_h} C_2 dT}{mL_{AP}} \quad (16)$$

qui donne une valeur du rendement.

Les termes du second membre de cette équation dépendent les uns des autres. L'équation (10) donne une relation entre eux. On peut toutefois chercher à les examiner isolément.

Le premier terme est positif. C'est l'actif du rendement.

Au contraire, dans les conditions habituelles où fonctionnent les moteurs, les trois autres quantités sont trois déchets.

Le combustible est toujours introduit en quantité suffisante, pour qu'à la fin de la course motrice la pression des gaz soit au moins égale à la pression atmosphérique ; aussi  $\tau$  est-il toujours positif.

De même, dans tous les moteurs que nous étudions, les parois jouent le rôle de refroidisseur, et la chaleur  $Q$  est positive.

Enfin, si  $\tau$  est positif et que la chaleur perdue pendant l'échappement n'est pas suffisante pour amener les gaz à une température inférieure à  $T_a$ , ce qui est impossible, quand les parois mêmes sont plus chaudes que  $T_a$ ,  $\int_{T_a}^{T_h} C_2 dT$  est  $> 0$ .

Je pourrai examiner des cas, où ces diverses quantités sont négatives.

Ceci posé, la première condition, pour que le rendement d'un moteur soit élevé, c'est que la combustion soit aussi complète que possible, c'est-à-dire que  $\frac{L_{AP}}{L_{AP}}$  soit voisin de l'unité.



Dans les moteurs à gaz, genre Otto, quand l'allumage est bon, cette condition semble bien remplie. D'ailleurs, l'état gazeux du combustible et du comburant rend le mélange intime assez facile, et les parois froides ont peu d'action pour empêcher la combustion des gaz mauvais conducteurs.

Il en est bien différemment pour les moteurs à pétrole, à hydrocarbures, à alcool, enfin pour les moteurs à combustible liquide.

Dans ces moteurs, et spécialement dans les moteurs rapides d'automobiles, la combustion est tellement incomplète qu'il semble que cette influence sur le rendement prime toute autre.

J'insisterai très vivement sur cette différence qui, à mon avis, sépare complètement l'étude des moteurs à gaz, de celle des moteurs à pétrole et analogues.

Evidemment, les équations qui me servent de base sont les mêmes, mais leur interprétation, pour les deux classes de moteurs, peut être fort différente.

Pour prendre un exemple, admettons provisoirement, ce qui sera démontré ultérieurement, que plus la température d'introduction est basse, moindres sont les déchets d'un moteur à gaz. Ceci est vrai pour un moteur à pétrole comme pour un moteur à gaz, mais la conséquence, pour celui-ci, est que le rendement en est avantageux. Puis-je conclure de même pour un moteur à pétrole? Ce n'est pas certain. Il se pourrait, au contraire, que les vapeurs d'hydrocarbures, introduites froides, aient plus de tendance à se déposer sur les parois sans brûler, tandis que, lorsque le mélange admis est réchauffé, la volatilisation et la combustion ultérieures sont facilitées. Un perfectionnement, basé sur l'examen du cycle et permettant d'introduire plus froid, serait ainsi avantageux pour un moteur à gaz et pernicieux pour un moteur à pétrole. Dans ce cas, la pratique semble contredire la théorie, si celle-ci est incomplète et que le rapport  $\frac{L'_{ap}}{L_{ap}}$  n'est pas considéré, ainsi que les causes qui peuvent le modifier.

L'examen de ce premier terme montre donc que les efforts devront tendre à améliorer la combustion dans les moteurs, où celle-ci peut être incomplète.

Il faut même distinguer, dans ces moteurs, les transformations chimiques ou physiques, qui se font avant l'ouverture de l'échappement, de celles qui se font pendant l'émission, ou d'une façon plus précise, celles qui s'effectuent pendant le parcours *abcd* et celles qui s'effectuent pendant le parcours *efgh*.

J'appelle  $L'_{ap}$  la chaleur latente des premières et  $L''_{ap}$  celle des secondes.

$$L'_{ap} + L''_{ap} = L_{ap}.$$

Il est de toute évidence que la seule partie  $L'_{ap}$  sera employée utilement, et que l'actif du rendement est uniquement  $\frac{L'_{ap}}{L_{ap}}$ .

C'est ce rapport que les inventeurs devront s'efforcer d'améliorer. Il sera difficile à connaître. L'analyse des résidus de combustion ne pouvant donner que  $\frac{L_{ap}}{L_{ap}}$ .

Cette distinction est importante, sans quoi la formule pourrait mal s'interpréter. Celle-ci est toujours exacte, et quand  $L_{ap}$  est beaucoup plus grand que  $L'_{ap}$  comme cela se produit dans les moteurs d'automobiles, les membres du deuxième terme de l'équation (16), les déchets, sont augmentés de la même différence, c'est-à-dire d'une quantité égale à  $L''_{ap}$ .

Dans ces moteurs, la combustion se prolonge pendant la détente, l'échappement. Cela donne à  $L''_{ap}$  une valeur importante. Mais, non seulement cette combustion prolongée ne peut fournir du travail utile, mais encore, les déchets qu'elle occasionne sont nuisibles



à tous les points de vue. Elle augmente la perte aux parois, la température à l'échappement, la vitesse de sortie des gaz.

Ceci permet de comprendre comment, dans des moteurs où le rendement est détestable et s'abaisse à 7 ou 8 p. 100, parce que la combustion utile est réduite, la perte aux parois peut être aussi considérable et atteindre les mêmes proportions que pour un moteur à gaz où le combustible est réellement brûlé.

Pour que la combustion se fasse bien, il semble qu'il faut aux gaz une température suffisamment élevée. Dans les moteurs genre Otto, la compression y pourvoira. Toutefois la température n'est pas homogène et les parois froides ont un effet fâcheux. Elles peuvent maintenir les gaz, qui restent au contact, à une température inférieure à celle de la combustion. Aussi le rendement sera avantaagé, par tout dispositif, qui favorisera le brassage des gaz pendant l'explosion, et on devra éviter dans les culasses des moteurs, les espaces morts où des gaz pourraient séjourner au contact des parois froides.

Il est vrai que le brassage des gaz augmentera la perte aux parois. Il y là encore deux termes, dont les variations sont en sens contraire. Le brassage serait peu avantageux, peut-être nuisible, pour certains moteurs à gaz, où la combustion est facilement complète; il pourra constituer un perfectionnement de première utilité dans un moteur à pétrole.

Il est nécessaire aussi, pour que la combustion se fasse bien, qu'il y ait excès d'air, et surtout que l'air et le combustible soient intimement mélangés. Même avec un excès d'air, qui semble suffisant, si le mélange est mal fait, l'air peut se trouver en défaut dans diverses parties, et la combustion s'y faire incomplètement, ou tardivement. L'excès est encore plus nécessaire avec les hydrocarbures liquides qu'avec les gaz combustibles, car on comprend que la volatilisation rapide de quelques gouttelettes de combustible peut faire, dans une partie du mélange, une atmosphère, où le comburant vienne à manquer, s'il n'est pas en grand excès dans le mélange.

Un trop grand excès d'air nuirait au rendement en abaissant les températures de la période de travail utile. Mais là encore cette considération a un grand poids, pour les moteurs à gaz, tandis que, pour les moteurs à pétrole, la recherche d'une bonne combustion doit primer tout autre souci.

Les deux conditions, température élevée au moment de l'allumage, excès d'air, sont remarquablement satisfaites dans le moteur Diesel. Les combustibles, injectés dans l'air à haute température, sont brûlés avant d'avoir pu rencontrer les parois froides du moteur, et je n'en vois aucun, où la combustion soit aussi parfaite. C'est là, à mon avis, le véritable et unique motif de la grande supériorité du rendement du moteur Diesel. L'expérience semble l'établir d'ailleurs, puisque ce moteur donne des résultats incomparables avec les combustibles liquides et, au contraire, ne semble pas, comme moteur à gaz, avoir répondu aux espérances de son inventeur, qui croyait surtout, et bien à tort, avoir trouvé un cycle merveilleux.

Dans les moteurs courants à hydrocarbure, ce qui influe beaucoup sur la combustion, c'est le carburateur. Il est évident que, si le combustible liquide est vaporisé à son entrée dans le moteur et qu'il ne se condense pas à l'intérieur sur des soupapes refroidies, il agira comme un gaz et la combustion sera très rapide. Mais les carburateurs à barbotage et, *a fortiori*, ceux à pulvérisation, entraînent des particules liquides. Plus grande est la proportion volatilisée, ce qui tient beaucoup à la température d'admission, et plus le liquide est finement divisé, meilleure sera la combustion.

Il ne me semble pas qu'il y ait beaucoup à attendre du perfectionnement des carburateurs. Je crois, au contraire, que, si les inventeurs cherchaient les moyens d'empêcher les particules d'hydrocarbure de se déposer sur les parties refroidies et d'y distiller à froid et en partie à l'abri de l'air, le carburateur pourrait devenir rudimentaire et la combustion serait néanmoins parfaite.



Le mode d'allumage a aussi une influence considérable sur la combustion d'un moteur. Si les gaz sont allumés simultanément en plusieurs points, la combustion sera plus rapide. L'avance à l'allumage a sur celle-ci une influence très curieuse, et je m'étendrai tout particulièrement sur ce sujet. Ici, j'ai simplement voulu attirer l'attention sur l'importance d'une combustion très complète, afin que le premier terme de l'équation (16) soit aussi voisin que possible de l'unité.

Si ce terme est l'actif du rendement, le deuxième terme en constitue le déchet. Il est la somme de trois quantités négatives, au moins dans les conditions des moteurs connus.

Ces trois quantités ne sont pas indépendantes. Si l'on modifie la chaleur donnée aux parois, par exemple, les deux autres quantités varieront, et il est délicat d'examiner, si le bénéfice réalisé, d'une part, n'est pas consommé et au delà d'autre part.

Avant d'entrer dans cette étude complexe, je vais examiner différents cas simples.

Il est clair que, toutes autres choses égales d'ailleurs, un moteur aura un meilleur rendement si la détente est plus complète, c'est-à-dire si  $A\tau$  est plus réduit.

C'est évident quand le complément de détente se fait dans un deuxième cylindre, le moteur étant compound, parce que, dans ce cas, le travail de ce cylindre est un bénéfice certain. La formule ne l'explique pas puisque, si  $A\tau$  diminue, la chaleur perdue augmente de toute celle perdue dans le deuxième cylindre.

Cette détente prolongée dans un moteur compound a été peu recherchée jusqu'ici pour les moteurs à gaz. C'est qu'en effet, avec les pertes aux parois, la pression, en fin de course dans un moteur à gaz, reste peu élevée, et généralement le travail ainsi récupéré serait à peine de 10 p. 100. La complication du moteur en compenserait le bénéfice. Seul un moteur à cylindre unique, avec surdétente par un procédé simple, comme les moteurs Charon, Letombe, Duplex, semble donner une économie notable. Mais le cas de la surdétente dans le même cylindre est plus complexe, et je ne puis démontrer son avantage sans discuter la formule, ainsi que pour les moteurs compound.

Ici, comme ailleurs, il semble en être autrement pour les moteurs à pétrole. Ceux comme le moteur Rozer Mazurier, qui sont compound, procurent un bénéfice bien supérieur. Cela semble tenir à ce que la combustion plus prolongée du pétrole relève la courbe de détente et laisse une pression plus grande en fin de course. Il y a peut-être là aussi un autre bénéfice. Il est probable que la combustion se continue dans le deuxième cylindre et que l'économie très réelle est causée, non seulement par une détente prolongée, mais par une combustion plus complète.

Toutefois, si l'économie de la détente a pu rester, en général, négligée dans les moteurs, il faut prévoir qu'elle s'imposera avec les perfectionnements de l'avenir. C'est qu'en effet, on s'attachera à diminuer la chaleur perdue aux parois, et, quand celle-ci sera réduite, les gaz, au moment de l'échappement, seront alors à une pression fort élevée, si la cylindrée d'admission égale celle de la détente. Il y aura là un travail résiduaire trop important pour être négligé.

Il est aussi de toute évidence que, plus je réduirai la chaleur perdue aux parois, plus j'augmenterai le rendement. La formule, encore en ce cas, demande à être étudiée, car plus  $Q$  diminue, plus les autres déchets augmentent. Cependant il est facile de comprendre que, si les chaleurs perdues aux parois sont d'une façon générale réduites en tous moments, il s'ensuit que dans la courbe de détente, la pression baissera moins, restera en chaque point plus élevée et que le travail total sera accru d'autant.

Il y a à faire, au sujet de  $Q$ , une observation analogue à celle que j'ai faite pour les moteurs à pétrole, au sujet du rapport  $\frac{L_{aP}}{L_{aP}}$ .

La chaleur perdue aux parois, dans tous les moteurs connus, est très considérable. Si,



dans certains moteurs, on a pu la réduire un peu, elle est rarement inférieure à 35 p. 100 de la chaleur mise en œuvre, atteint 50 p. 100 en général et souvent 60 p. 100. C'est un tel déchet qu'il attire tout spécialement l'attention. On comprend combien il est vain de chercher un perfectionnement au cycle parcouru sans s'assurer d'abord que ce perfectionnement facilitera la combustion et n'augmentera pas la chaleur perdue aux parois.

Différents moyens ont été essayés pour réduire cette perte aux parois. On a cherché à recouvrir l'intérieur du cylindre et la face du piston de chemises réfractaires et en particulier, dans un des moteurs Gardie, d'écarter les segments des gaz chauds en donnant au piston un prolongement en matière non conductrice formant plongeur. Ces procédés ne semblent pas avoir réussi. Mais a-t-on cherché avec assez de persévérance en ce sens?

On a songé à augmenter la vitesse des moteurs, estimant que moins longtemps les gaz chauds sont en contact avec les parois, moindre est la perte.

C'est une idée séduisante; et des expériences ont été faites en ce sens. Elles ne semblent pas avoir été concluantes. Il y a peut-être là une confusion. Car, si on augmente

la vitesse du moteur et que l'on veuille, pour la bonne marche, conserver les parois à la même température, afin que le graissage se fasse aussi bien, on est obligé d'augmenter la circulation d'eau. Il faut que la chaleur apportée plus rapidement soit enlevée plus rapidement, et les pertes doivent décroître infiniment moins vite que proportionnellement à la vitesse.

Il semble qu'il en serait autrement si, au lieu d'augmenter la vitesse moyenne du piston, on s'attachait à obtenir du piston un déplacement très rapide, au moment où les gaz sont à leurs plus

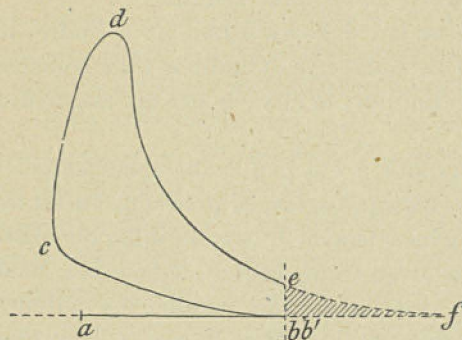


FIG. 8.

hautes température et pression. Il faudrait renoncer à la si pratique liaison bielle et manivelle, mais aussi récolterait-on le travail disponible dans les gaz, avant que ceux-ci ne se soient affaiblis en perdant leur chaleur aux parois.

Pour mieux examiner l'influence de la chaleur perdue, décomposons-la suivant le trajet parcouru par les gaz. Appelons  $Q_{ab}$  la chaleur perdue, positive ou négative, pendant que les gaz parcourent le trajet  $ab$ , etc.

Examinons le triangle  $b'ef$  et appliquons aux gaz brûlés, qui parcourraient ce trajet l'équation de conservation de l'énergie :

$$A\tau + Q_{fg} - \sum dm \int_{T_h}^{T_{b'}} C_2 dT - \sum dm \int_{T_h}^{T_e} C_2 dT = 0. \quad (17)$$

Ajoutons les équations (13) et (17). Il vient :

$$A\mathcal{E} = mL_{ap} - Q_{abede} - \sum dm \int_{T_a}^{T_{b'}} C_2 dT - \sum dm \int_{T_{b'}}^{T_e} C_2 dT. \quad (18)$$

Cette équation signifie que le travail est égal à la chaleur latente mise en œuvre  $mL_{ap}$ , moins la somme algébrique des quantités de chaleur perdues pendant l'admission, la compression, l'explosion, la détente et moins la quantité de chaleur, qui serait nécessaire pour élever les gaz, dans leur dernière forme chimique, de la température initiale  $T_a$  à l'état final qu'ils possèdent à la fin de la course motrice, en les chauffant d'abord à pression constante et ensuite à volume constant, les différents éléments gazeux conservant leurs volumes respectifs pendant cette dernière opération.



Il en résulte que la valeur de  $Q_{fg}$  importe peu au rendement, ce qui était à prévoir. Ceci ne peut toutefois être rigoureusement vrai que, s'il n'y a aucun lien entre  $Q_{fg}$  et les autres quantités, comme au cas théorique, où les parois seraient maintenues à une température constante, et ne feraient pas volent de chaleur.

Dans un moteur Otto,  $Q_{fg}$  influencera  $Q_{ab}$ .

Il faut bien noter, en effet, que  $Q$  signifie ici, non la chaleur donnée à l'eau de circulation, mais celle perdue par les gaz.

On peut éliminer de même  $Q_{ab}$ . Considérons en effet une température de convention  $T_o$ . On a :

$$mL_{op} = mL_{ap} - m \int_{T_o}^{T_a} C_2 dT + m \int_{T_o}^{T_a} C_1 dT.$$

Combiné avec (13) :

$$A\mathcal{E} = mL_{op} - A\tau - Q - m \int_{T_o}^{T_h} C_2 dT + m \int_{T_o}^{T_a} C_1 dT. \quad (19)$$

D'autre part, 
$$Q_{ab} = \Sigma dm \int_{T_a}^{T_b} C_1 dT.$$

En réunissant ces deux relations et en prenant  $T_o = T_h$ , on a :

$$A\mathcal{E} = mL_{hp} - A\tau - Q_{b\dots g} - \Sigma dm \int_{T_b}^{T_h} C_1 dT. \quad (20)$$

Donc le rendement ne dépend pas de la température initiale, mais seulement de l'état final à l'admission.

Transformons encore (20), en y ajoutant l'équation (17) :

$$A\mathcal{E} = mL_{hp} - Q_{b\dots e} - \Sigma dm \int_{T_b}^{T_h} C_1 dT - \Sigma dm \int_{T_h}^{T_{b'}} C_2 dT - \Sigma dm \int_{T_b}^{T_a} c_2 dT \quad (21)$$

Supposons maintenant que la transformation chimique se produise à la pression  $P$ , au volume constant  $V$ , chacun des éléments gazeux se modifiant de volume de façon à ce que, dans l'état initial, il ait le volume qu'il a dans le gaz à l'état  $b$  et, à la fin, celui qu'il a dans l'état  $e$ . Soit  $mL_{pV}$  la chaleur mise en liberté par cette transformation, qui peut se définir autrement : le changement de l'état  $b$  en l'état  $b'$ .

On peut imaginer  $L_{pV}$ , d'une part, parce que, dans une transformation chimique, je puis supposer que deux des variables  $p v T$  restent constantes et que la troisième seule est modifiée par la transformation.  $L_{pV}$  est, à cet égard, analogue à  $L_{Tav}$  et  $L_{Tav}$  que j'écris  $L_{ap}$  par abréviation, transformations à température constante et pression ou volume constant.

D'autre part, pour qu'il existe une chaleur latente déterminée pour une transformation, faut-il que celle-ci ne puisse pas se faire de différentes manières, accompagnées d'un travail extérieur différent.

Dans le cas où pression et volume total restent constants, le travail total est nul, et, si la chaleur latente accompagnant la transformation d'un des éléments peut varier, la chaleur latente totale  $L_{pV}$  est parfaitement définie.

Ceci posé, on a :

$$-mL_{pV} + \Sigma dm \int_{T_{b'}}^{T_h} C_2 dT + mL_{hp} + \Sigma dm \int_{T_h}^{T_b} C_1 dT = 0 \quad (22)$$

(21) et (22) donnent :

$$A\mathcal{E} = mL_{pV} - Q_{bede} - \Sigma dm \int_{T_{b'}}^{T_a} c_2 dT \quad (23)$$



Cette équation est très intéressante parce que, si on en tire la valeur du rendement, en divisant par  $mL_{PV}$ , on ne trouve pour le déchet que deux termes au lieu de trois.

En outre, ainsi que l'équation (10), elle ne se rapporte qu'aux transformations, qui ont lieu pendant la compression, l'explosion et la détente, la période active du moteur.

Mais il ne faudra pas oublier qu'elle n'a pas la généralité de l'équation (13). Pour les moteurs à pétrole en particulier, il peut y avoir vaporisation et condensation pendant l'admission; vaporisation, condensation, même combustion pendant l'échappement, et il peut y avoir des différences importantes à considérer  $L_{ap}$  et  $L_{PV}$ . De même, le métal du cylindre et du piston faisant volant de chaleur ne permet pas d'isoler  $Q_{bcde}$ .

Ces réserves faites, je me servirai de l'équation (23), qui est rigoureuse, si  $Q$  ne désigne plus la chaleur donnée à l'eau de circulation, mais la quantité perdue par les gaz et que l'on n'oublie pas la signification de  $L_{PV}$ .

Pour évaluer  $A\mathcal{E}$ , ou le rendement sous la forme  $\frac{A\mathcal{E}}{mL_{PV}}$ , il suffirait de connaître  $Q_{bcde}$  et  $\Sigma dm \int_{T_b}^{T_c} c_2 dT$ .

La première quantité peut varier de zéro à  $mL_{PV}$ , suivant le métal du cylindre et du piston, l'allure du moteur, la température de l'eau de circulation. C'est un coefficient, qui dépend essentiellement du moteur et de l'état des gaz.

D'autre part  $\Sigma dm \int_{T_b}^{T_c} c_2 dT$  ne dépend que de l'état final des gaz.

Pour un moteur, dans lequel les chaleurs perdues seraient nulles aux parois, la valeur de  $A\mathcal{E}$  et du rendement serait d'autant plus grande, que ce dernier terme serait plus petit. Ce dernier terme est, à peu de chose près, proportionnel à la pression relative à la fin de la détente. Aussi peut-on dire que le rendement, dans un moteur dont les parois seraient non absorbantes, serait d'autant meilleur que les transformations successives de la masse gazeuse l'amèneraient à une plus complète détente.

On ne peut exprimer la même loi pour un moteur à réfrigérant. Avec une compression et une explosion semblable, il suffit que l'on rende plus active l'action du réfrigérant pour que la pression finale baisse, et cependant on a certainement nui au rendement. Mais je montrerai qu'en général, quand le réfrigérant agit de la même manière et que l'explosion est variée, par une avance à l'allumage, par exemple, le meilleur rendement coïncide avec le diagramme, dont la courbe de détente s'abaisse le plus.

D'une façon générale, si la chaleur perdue  $Q$  n'est pas nulle, je ne pourrai évaluer le travail et par suite le rendement qu'en connaissant la valeur de cette fonction  $Q$ .

C'est évidemment une fonction très complexe, puisqu'elle dépend notamment de la température des gaz et de la façon dont cette température se répartit dans la masse gazeuse, de la température du réfrigérant, des caractéristiques du moteur et des gaz, de la vitesse du piston et surtout de la variation de cette vitesse avec le temps, etc.

Essayer d'exprimer cette fonction me semblerait actuellement vain. Je n'ai pas de données certaines pour l'établir, et j'éviterai soigneusement d'introduire une formule indéterminée dans les équations, où je ne puisse ensuite l'éliminer.

Mais je puis examiner ce qui se passe dans certains cas particulièrement simples et chercher ensuite, par comparaison, ce qui peut se produire dans les conditions habituelles.

Si j'ai cherché jusqu'ici à avoir des équations rigoureuses, c'est que je les considère comme les bases d'un travail qui n'est encore qu'un essai et peut se modifier de jour en jour. Dans les applications, je ne suis pas tenu à me restreindre de la même manière.



*Moteurs à combustion sous volume constant.*

J'admets que l'explosion a une durée assez courte pour que le travail fait et la chaleur perdue pendant cette période puissent être négligées, par rapport aux quantités analogues totales.

Soit  $\mathcal{E}_1$  le travail extérieur pendant la compression,  $\mathcal{E}_2$  le travail pendant la détente. Le travail fourni par le moteur est  $\mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1$ .

Soient  $W_1$  et  $W_2$  le travail total pendant les mêmes phases.

Écrivons :

$$\int \int_b^c \frac{dW}{T} = - \frac{W_1}{T_1}.$$

$$\int \int_c^e \frac{dW}{T} = \frac{W_2}{T_2}.$$

Ceci nous définira deux températures  $T_1$  et  $T_2$  conventionnelles et que j'appellerai les températures moyennes de compression et de détente.

D'autre part, avec les réserves faites, on peut admettre que  $W_2 - W_1 = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1$ , puisque la différence est  $\int \int \frac{\partial u}{\partial v} dv$  pour deux transformations qui ramènent les gaz au même volume. Cette fonction  $\frac{\partial u}{\partial v}$  est d'ailleurs fort petite pour les gaz, surtout à haute température, et on peut ici la négliger. La répartition de la densité en  $b$  et en  $e$  n'est pas la même, il est vrai; l'écart qui en résulte est aussi négligeable.

L'équation (10) donne :

$$- \frac{W_1}{T_1} + \frac{W_2}{T_2} = - A,$$

$A$  étant une constante très petite et facile à évaluer, quand on connaît les gaz considérés et leurs caractéristiques.

Je considère ici seulement la relation (12)

$$- \frac{W_1}{T_1} + \frac{W_2}{T_2} \ll 0.$$

qui peut encore s'écrire :

$$\mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1 = W_2 - W_1 \ll \frac{W_2}{T_2} (T_2 - T_1),$$

*a fortiori* :

$$\mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1 \ll \frac{\mathcal{E}_2}{T_2} (T_2 - T_1), \quad (24)$$

et encore :

$$\mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1 \ll \frac{\mathcal{E}_1}{T_1} (T_2 - T_1) \quad (25)$$

Soient encore  $T_c$  la température moyenne à la fin de la compression, température à laquelle reviendraient les gaz, si on laissait la température s'équilibrer, et  $T_E$  celle des gaz à la fin de l'explosion.

Si on admet que  $L$  est la chaleur latente au volume constant de l'explosion et, si l'on



suppose ici que les chaleurs spécifiques varient peu pendant l'explosion et s'écartent peu, des gaz primitifs aux gaz brûlés, en sorte qu'on puisse considérer une moyenne  $K$ , on peut écrire :

$$mK (T_E - T_c) = mL. \quad (26)$$

D'autre part, le rendement  $\rho$  est  $A \frac{\mathcal{C}_2 - \mathcal{C}_1}{mL}$ ; en l'exprimant dans ces nouvelles quantités, on a :

$$\rho \ll \frac{L}{L} \frac{A}{Km} \frac{\mathcal{C}_1}{T_1} \left( \frac{T_2 - T_1}{T_E - T_c} \right). \quad (27)$$

Cherchons comment varient  $\mathcal{C}_2$  et  $\mathcal{C}_1$  avec  $T_E$  et  $T_c$ .

Si  $T_R$  est la température du réfrigérant, les pertes aux parois sont fonction de l'écart de la température des gaz avec celle du réfrigérant, celle-ci est la température la plus froide des gaz au moins pendant la détente, il y a un passage de la chaleur au travers des gaz qui, sans être rigoureusement proportionnel, varie certainement comme l'écart entre les plus hautes températures et les plus basses, c'est-à-dire celle du réfrigérant, et, par suite, comme l'écart entre la température moyenne et  $T_R$ .

Cette perte aux parois refroidit les gaz, elle s'ajoute au refroidissement produit par la détente, même pendant celle-ci. Et, comme cette diminution de température pour un accroissement de volume  $dV$  est proportionnelle à  $p dV$  et que  $p$  est sensiblement proportionnel à la température moyenne, il s'ensuit que la chute de température, qui varie, pour une partie comme  $T$  et pour une autre comme  $T - T_R$ , sera d'autant plus rapide que  $T_E$  sera plus élevé et croîtra plus rapidement que  $T_E$ .

En résumé, si j'appelle  $\beta$  le rapport  $\frac{T_2}{T_E}$ , ce rapport ira en diminuant au fur et à mesure que  $T_E$  croîtra, et inversement. Il sera en tous cas  $< 1$ .

Pour la courbe de compression, où j'admets que  $T_c > T_R$ , il est visible de même que le rapport  $\alpha = \frac{T_1}{T_c}$  est toujours  $< 1$ , qu'il va en croissant quand  $T_c$  augmente, et, en tous cas,  $\beta < \alpha$ , puisque, pour la compression, la perte de chaleur vient se retrancher au lieu de s'ajouter à l'accroissement de température dû à la compression.

Si je remplace  $T_1$  et  $T_2$  par ces valeurs et que j'élimine  $T_E$  ou  $T_c$  par la relation (26), la relation (27) devient :

$$\rho \ll \frac{A}{m} \frac{1}{L} \frac{\mathcal{C}_1}{T_1} \left( \frac{L\beta}{K} - (\alpha - \beta) T_c \right) \quad (28)$$

$$\rho \ll \frac{A}{m} \frac{1}{L} \frac{\mathcal{C}_1}{T_1} \left( \frac{L\alpha}{K} - (\alpha - \beta) T_E \right). \quad (29)$$

Considérons d'abord la formule (28). Voici ce qu'elle peut indiquer :

Si  $\beta$  varie avec  $L$  pour une compression constante, il est facile de comprendre que cette variation est très lente par rapport à celle de  $L$ , de sorte que le rendement sera toujours accru quand  $L$  se rapprochera de plus en plus de son maximum  $L$ . Il est évident que les variations de  $L$  ne peuvent modifier aucun autre paramètre que  $\beta$ .

Il en serait de même avec la formule (29), si je supposais au contraire que la courbe de détente reste semblable, c'est-à-dire que  $\beta$  ne varie pas, ainsi que  $T_E$ ;  $\frac{\mathcal{C}_1}{Q_1}$  est une constante ne dépendant que des volumes de détente et de compression, et les variations



de  $\alpha$  sont négligeables par rapport à celles de  $L$ , d'où cette loi déjà exprimée que le rendement d'un moteur à quatre temps à explosion croît avec la perfection de la combustion.

Je supposerai maintenant, pour simplifier les formules, que  $L = L$ , c'est-à-dire que la combustion est complète.

J'ai ainsi, au lieu de 28 :

$$\rho \ll \frac{A \mathcal{E}_1}{m T_1} \left( \frac{\beta}{K} - \frac{(\alpha - \beta) T_c}{L} \right) \quad (30)$$

Faisons varier  $L$ . C'est supposer que les proportions de mélange gazeux sont légèrement modifiées et l'on peut admettre que  $\frac{\mathcal{E}_1}{T_1}$ ,  $K$  et les autres paramètres, provenant des caractéristiques des gaz, sont infiniment peu influencés.

Comme les variations de  $\rho$  sont toujours dans le même sens avec celles de  $L$ , on peut donner aux variations de  $L$  toutes les amplitudes, en raisonnant, comme pour des variations très petites, c'est-à-dire en supposant, comme précédemment, que  $K$  varie trop lentement pour que ses variations modifient le signe de celles provenant de la variation de  $L$ .

On voit donc que le rendement  $\rho$  est négatif et tend vers l'infini quand  $L$  tend vers zéro. Puis, quand  $L$  croît, le rendement passe par zéro, devient positif, et sa limite supérieure tend vers une valeur finie.

$$\rho \infty \ll \frac{A \mathcal{E}_1 \beta \infty}{m T_1 K} \quad (31)$$

en appelant  $\beta \infty$  la limite de  $\beta$  quand  $L$  augmente indéfiniment.

Cette limite que j'évaluerai plus loin dans un cas, n'a qu'un intérêt de théorie, puisque  $L$  ne peut croître indéfiniment, que la température  $T_E$  ne peut dépasser des limites, où elle reste comparable à  $T_c$  et où donc  $\frac{(\alpha - \beta) T_c}{L}$  n'est pas négligeable.

Pour admettre aussi que  $\rho$  puisse tendre vers  $-\infty$ , quand  $L$  tend vers 0, il faut que  $\alpha - \beta$  ne puisse s'annuler. Il s'annulerait certainement, si compression et détente étaient adiabatiques.

Ces variations du rendement ne s'appliquent pas seulement aux moteurs à explosion, mais à ceux à combustion, aux moteurs à air chaud, à tous ceux où, sous un volume constant, ou du moins variant peu, le fluide subit une variation de température  $T_E - T_c$ .

Elles montrent que le rendement est tout à fait mauvais et même négatif, si le mélange explosif est trop pauvre ou brûle mal, ou si l'échauffement du fluide est trop faible. Ceci est d'autant plus vrai que la température  $T_c$  est plus haute. Aussi, à une forte compression, faut-il un mélange détonant riche, et surtout si la chaleur perdue aux parois est abondante.

Ce résultat pourra se vérifier sur les moteurs à combustion, où le rendement devient nul ou négatif quand, sous prétexte de régulation, on réduit suffisamment la quantité de combustible introduit. C'est le même résultat, qui se vérifie, quand on règle un moteur en interdisant l'échappement; le moteur fonctionne comme un frein, et produit un travail négatif.

$$\mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1 = - \frac{\mathcal{E}_1}{T_1} (\alpha - \beta) T_c.$$

Ce travail peut être important, si  $T_c$  est élevé, et, pour les moteurs à haute compression, ce mode de régulation peut devenir très onéreux.



J'ai montré ce que produiraient les variations de  $L$ . Je suppose maintenant  $L$  constant, et je vais faire varier  $\alpha$  et  $\beta$ .

Si par exemple, dans le même moteur, j'active la circulation du réfrigérant, que se passera-t-il?

Il est certain que  $\beta$  diminuera et que  $\alpha$  augmentera,  $\alpha - \beta$  croîtra. La formule 28 montrera donc que le rendement décroît, quand l'influence du réfrigérant augmente. Je l'avais déjà expliqué.

Supposons au contraire que la détente et la compression se fassent dans des cylindres séparés (anciens moteurs dits à deux temps) et que je fasse varier l'influence du réfrigérant seulement sur la détente.  $\alpha$  restant constant  $\beta$  décroît. Les relations 28 et 29 montrent que dans ce cas le rendement, ou mieux la limite supérieure, décroît.

Si, au contraire, je conserve la même détente et fais varier l'influence du réfrigérant sur la compression,  $\beta$  reste constant et  $\alpha$  croît.

La formule 28 montre que c'est au détriment du rendement, qui sera d'autant meilleur que  $\alpha$  sera plus petit, et la limite inférieure de  $\alpha$  est difficile à connaître. Ce serait une adiabatique qui permettrait de la déterminer, si  $T_R$  était inférieur à la température originaire à la fin de l'admission. Mais, au contraire, à cette période, les gaz reçoivent toujours de la chaleur des parois, et cela ne peut qu'augmenter  $\alpha$ , et par suite être favorable au rendement.

Pour une valeur égale de  $T_c$ , il est donc bien évident que plus la compression perdra de chaleur aux parois, moins le rendement sera avantageux; mais il faut aussi voir ce qui adviendrait, si au lieu de conserver comme constante la température moyenne à la fin de la compression, on partait de la même température à la fin de l'admission, au début de la compression.

En ce cas examinons plutôt la relation 27. Le rendement  $\rho$  variera comme  $T_2 - T_1$ .

Dans la courbe de détente, l'origine  $T_E$  est variée et la courbe se déplace parallèlement puisque la détente est supposée s'effectuer dans des conditions semblables. On peut donc dire que  $T_2$  varie comme  $T_E$ , que la variation de  $\beta$  est très petite.

Au contraire, dans la compression, la courbe de compression tourne autour du point commun, l'origine de la compression, et il est bien clair que la variation de  $T_1$  sera moins grande que celle de  $T_2$ .

Donc, dans un moteur à compression, le rendement diminue quand la compression est plus isothermique.

Voici tout ce que je crois pouvoir dire, sans poser d'équations, et je terminerai en évaluant pour un moteur à quatre temps la limite maxima du rendement, formule 31.

Je supposerai, en ce cas spécial, que je puis appliquer la loi de Mariotte, l'équation de Poisson.

Le calcul me donne, en ce cas, en appelant  $V_1$  et  $V_2$  les volumes de compression et de détente :

$$\frac{\bar{C}_1}{T_1} = mR (\log V_2 - \log V_1) \quad (32)$$

$$\beta_\infty = \frac{1}{\gamma - 1} \frac{1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}}{\log V_2 - \log V_1} \quad (33)$$

d'où :

$$\rho_\infty < \frac{AR}{K} \frac{1}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \right]$$



Or, toujours dans les mêmes hypothèses, on pourrait admettre

$$\frac{AR}{K(\gamma - 1)} = 1$$

d'où 
$$\rho_{\infty} \ll \left(1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}\right) \quad (34)$$

Ce qui démontre, que la limite maxima du rendement d'un moteur est fixée par la compression même.

$$\text{pour } \frac{V_1}{V_2} = \frac{1}{6} \quad \rho \ll \frac{49}{100}.$$

Ici  $\beta_{\infty}$  a été obtenu en supposant la détente adiabatique. Dans la réalité il n'en est pas ainsi,  $\alpha - \beta$  conserve une valeur importante et  $\frac{KT_c}{L}$  qui est égal à  $\frac{T_c}{T_E - T_c}$  est rarement  $< \frac{1}{2}$ .

Aussi la limite 34 s'écarte-t-elle beaucoup de la réalité.

On pourrait être tenté d'approcher de la formule réelle, en supposant que, pendant la compression et pendant la détente, la pression et le volume spécifiques des gaz sont reliés par une formule du genre

$$pv^x = \text{constante.}$$

C'est un procédé habituellement employé. On donne à  $x$  une valeur différente, plus grande dans la détente, plus petite dans la compression, et le tour est joué.

Je vais montrer que ce procédé est irrationnel. Si  $c$  est la chaleur spécifique et,  $f_1(p, v) d\theta$ , la chaleur perdue aux parois en chaque point  $p, v$ , pendant un temps infiniment petit,  $d\theta$ , on a :

$$\int dmcdT + m\Delta pdv + m \frac{\partial u}{\partial v} dv + f_1(p, v) d\theta = 0.$$

Si j'admets la loi de Mariotte,  $\frac{\partial u}{\partial v}$  est nul et, si je considère une température moyenne  $T$ , qui est fonction de  $p$  et  $v$ , je puis écrire :

$$m \frac{cdT}{T} + mAR \frac{dv}{v} + f_2(p, v) d\theta = 0 \quad (36)$$

en divisant par  $T$  et en appelant  $f_2(p, v)$  une autre fonction.

Pour que cette dérivée soit *comparable* à celle de  $pv^x = \text{const.}$  qui peut s'écrire  $Tv^x = \text{Const.}$ ; il faudrait évidemment que  $f_2(p, v) d\theta$  soit de la forme  $X \frac{dv}{v}$ .  $f_2(p, v)$  est constant pendant un temps infiniment petit, et si je l'appelle  $Y$  il faudrait que  $X d(\log v)$  et  $Y d\theta$  soient semblables. Cela ne correspond à aucun mode de liaison connu, et si en particulier on admet la relation approchée  $v = a \sin \theta + b$  les deux différentielles n'ont aucune ressemblance.

Je ne chercherai donc point dans cette voie.

J'ai montré plus haut, que la limite supérieure du rendement augmentait avec la



compression. Je l'ai fait en l'évaluant, pour ce cas spécial, avec la loi de Mariotte et de Poisson et en considérant une température moyenne.

Cherchons à évaluer  $\frac{\mathcal{E}_1}{T_1}$  d'une façon plus générale.

Nous avons vu que pour un même gaz (équation 15) :

$$A \left( p + \frac{\partial u}{\partial v} \right) = T f(v)$$

La forme de cette relation  $f(v)$  peut être considérée comme acceptée, au moins pour les gaz.

$$f(v) = AR \frac{1}{v-b}$$

$b$  étant une constante ainsi que  $R$ , deux des 3 caractéristiques d'un gaz.

Nous pouvons donc écrire pour un élément d'un même gaz de masse  $dm$  :

$$dW = dmR \frac{dv}{v-b} \quad (37)$$

Si  $R_1$  est la valeur de  $R$  pour les gaz, dans l'état chimique où ils sont pendant la compression, on a donc :

$$-\frac{W_1}{T_1} = \int \int_b^c dm R_1 \frac{dv}{v-b} = R_1 \int dm [\log(v-b)]_b^c$$

On ne connaît pas l'état du gaz, à chaque valeur de son volume, sans connaître la répartition des températures, ou des volumes spécifiques.

Posons par définition :

$$m \log(\Phi - b) = \int dm \log(v - b). \quad (39)$$

J'appellerai  $\Phi$  le volume spécifique moyen d'un gaz dans un état déterminé,

La relation 38 devient

$$-\frac{W_1}{T_1} = mR_1 (\log(\Phi - b))_b^c \quad (40)$$

Cette quantité  $\Phi$  est parfaitement déterminée, pour un état déterminé de la masse gazeuse, et, si on divise la masse en éléments  $d^1m$ ,  $d^2m$ , on peut écrire (39) ainsi :

$$(\Phi - b)^m = (v_1 - b)^{d^1m} (v_2 - b)^{d^2m} \dots$$

au cas, où  $v_1 = v_2 = v_3$ , c'est-à-dire, où la masse est homogène

$$\Phi - b = v_1 - b = v_2 - b \dots$$

Cette quantité  $\Phi$  n'est pas proportionnelle au volume total  $V$  de la masse gazeuse. Mais il est bien évident que, dans une compression, ou dans une détente, la répartition des températures varie progressivement et que  $\Phi$  augmente, ou diminue, comme  $V$ .

Voyons maintenant ce qui se passe quand une détente est adiabatique. J'appellerai



adiabatique absolue une transformation, dans laquelle les éléments n'échangent de chaleur, ni entre eux, ni avec les corps extérieurs. C'est ce que j'ai supposé se passer dans le parcours *ef* du cycle que j'ai considéré. Au contraire en *gh* il y a une transformation qui se produit sans intervention des parois, et on peut en considérer une infinité de ce genre, tandis que la transformation adiabatique absolue est bien définie.

On doit avoir dans chaque élément  $dmcdT + AdW = 0$

ou 
$$\frac{cdT}{T} + AR \frac{dv}{v-b} = 0$$

pour un élément, intégrons

$$dm AR \log (v-b) + \int dmc \frac{dT}{T} + H_1 = 0$$

et pour toute la masse gazeuse

$$ARm \log (\Phi-b) + \int \int dmc \frac{dT}{T} + H = 0 \quad (41)$$

qui est l'équation adiabatique d'une masse gazeuse.

Si on admet que *c* est une constante pendant la transformation et que l'on appelle *T* une température moyenne, définie d'une façon analogue à  $\Phi$  :

$$\int \int dm \frac{dT}{T} = m \log T$$

Cette équation prend la forme :

$$(\Phi-b)^{\frac{AR}{c}} T = \text{constante} \quad (42)$$

relation analogue à l'équation de Poisson.

Tout ceci peut me permettre d'évaluer  $\alpha$  et  $\beta$  dans le cas d'une adiabatique.

Le calcul est analogue au précédent, et voici le résultat :

$$\beta = \frac{c \int dm T_d \left( 1 - \left( \frac{v_d-b}{v_e-b} \right)^{\frac{AR}{c}} \right)}{A \left[ \int dm T_d \right] R_2 [\log (\Phi_e-b) - \log (\Phi_d-b)]} \quad (43)$$

et comme 
$$-\frac{W_1}{T_1} = m R_1 [\log (\Phi_b-b) - \log (\Phi_e-b)] \quad (44)$$

On a définitivement pour la limite supérieure de  $\rho$  :

$$\rho \ll \frac{1}{m} \frac{R_1 [\log (\Phi_b-b) - \log (\Phi_e-b)]}{R_2 [\log (\Phi_e-b) - \log (\Phi_d-b)]} \frac{1}{T_E} \int dm T_d \left[ 1 - \left( \frac{v_d-b}{v_e-b} \right)^{\frac{AR}{c}} \right] \quad (45)$$

Car précisément  $T_E = \frac{1}{m} \int m T_d$



Si l'on admet que  $\frac{R_1 [\log \dots]}{R_2 [\log \dots]} = 1$ , et que les températures sont sensiblement homogènes, on trouve à nouveau l'équation 34.

Si l'on calcule de même  $\alpha$ , on trouve, pour une adiabatique, la même valeur, et la conséquence est qu'entre deux adiabatiques le maximum de rendement est toujours :

$$\rho \leq \frac{1}{m} \int dm \left( 1 - \left( \frac{v_d - b}{v_e - b} \right)^{\frac{AR}{c}} \right) \quad (46)$$

ou  $1 - \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}$  qui est équivalent, sans avoir besoin de supposer que  $L$  croît indéfiniment, ainsi que je l'ai fait ci-dessus. J'aurais pu le conclure des formules 28 et 29 puisque  $\alpha - \beta$  s'y annule.

Ceci me permet aussi de démontrer plus rigoureusement la supériorité d'une compression adiabatique, sur une compression, avec perte aux parois.

Je suppose, en effet, que je compare le rendement d'un cycle entre 2 adiabatiques  $bc$ ,

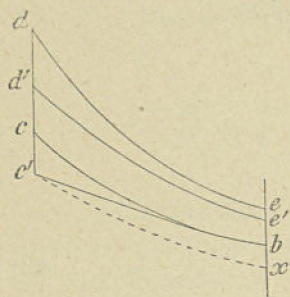


FIG. 4.

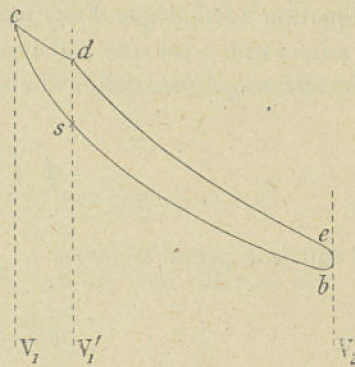


FIG. 5.

$de$ , et d'un cycle, entre une compression quelconque  $bc'$ , et une détente adiabatique  $d'e'$ .

Je trace (fig. 4), en  $c'x$ , l'adiabatique qui passerait par  $c'$ ; en  $p$  et  $V$ ,  $c'$  est une courbe définie.

Le rendement  $\rho$  de chacun de ces cycles, est toujours très voisin de la limite, puisqu'il ne diffère de celle-ci que de quantités considérées comme petites et évaluées dans la relation 10.

Comme le rendement, entre deux adiabatiques, est le même entre les deux mêmes volumes, puisqu'aucun autre paramètre que les volumes ne figure dans l'équation 46, il s'en suit que le rendement du cycle  $bcde$  est le même que celui qu'aurait le cycle  $xc'd'e'$  et par conséquent est plus grand que celui du cycle  $bc'd'e'$ , la même quantité du combustible étant dépensée pour un travail supérieur.

Tout ce que je viens de dire des moteurs, à combustion, à volume constant, peut s'appliquer aux moteurs, à combustion, d'un autre genre, sous pression ou sous température constante, dès que le travail fait, pendant la combustion, est de peu d'importance, et peut être négligé, ainsi que la chaleur perdue.

Dans ce cas, si  $cd$  est la courbe de combustion (fig. 5), il faut substituer au diagramme  $bcde$ , le diagramme  $bsde$ . Il s'ensuit que la compression n'est plus  $\frac{V_1}{V_2}$ , mais  $\frac{V_1'}{V_2}$ , si  $V_1$ ,



est le volume en  $d$ , et que la température appelée ci-dessus  $T_c$  doit être celle des gaz en  $S$ , température moins élevée.

Une des conséquences est évidemment que, moins la combustion sera longue, plus petit sera le volume  $V_1'$  et meilleure sera la limite que le rendement peut atteindre. Le rendement décroîtra donc, dans un même moteur de cette espèce, quand augmentera la puissance qu'on lui fera fournir en variant l'admission.

Ceci se vérifie, notamment, dans le moteur Diesel, qui est encore remarquable parce que la séparation du combustible et du comburant permet les plus hautes compressions, et qu'ainsi la limite du rendement est reculée et atteint des valeurs, que n'atteindrait aucun moteur genre Otto, les gaz devant faire explosion, avant que cette compression soit atteinte.

Une autre conséquence, c'est que, si le travail et les pertes pendant le trajet  $scd$  sont négligeables par rapport à l'ensemble, le rendement croît avec la différence de température en  $s$  et en  $d$ , et d'une façon tout à fait indifférente à la forme des courbes  $sc$  et  $cd$ .

En parlant du même moteur Diesel, ceci montre encore, quel nul intérêt il y a, à ce que la courbe  $cd$  soit une isotherme. Toute courbe plus relevée est préférable. On s'est fourvoyé en invoquant dans la théorie de ce moteur, le théorème de Carnot et en lui donnant une signification qu'il n'a pas.

### Variation du rendement avec les conditions de la combustion.

Quand on néglige les chaleurs perdues et que l'on suppose les masses gazeuses homogènes, il est facile d'établir quelques règles simples. Le problème peut se traiter par l'analyse. Je vais examiner si l'on peut les étendre, en partie au moins, au cas plus complexe des moteurs réels.

#### *Moteurs supposés sans perte ni gain de chaleur aux parois.*

L'équation (23) montre qu'avec de semblables hypothèses, le rendement est d'autant meilleur que la température, ou la pression, sont plus basses à la fin de la détente. On peut le faire voir autrement et en tirer quelques conséquences.

Considérons un moteur, où toutes les conditions du fonctionnement, rapport des volumes, allure, allumage, etc., sont bien définies et restent constantes, et où le mélange détonnant est toujours le même, introduit dans les mêmes circonstances. Supposons qu'une seule de ces conditions soit modifiée, l'avance à l'allumage, par exemple.

Les diagrammes des pressions et des volumes seront alors différents; je les suppose représentés, dans la fig. 6, par les tracées  $bcy_1wx d_1e_1$  et  $bcwy_2d_2xe_2$ , ayant la partie commune  $bc$ .

J'imagine encore que les courbes de détente sont prolongées assez loin, jusqu'en un point  $z$ , tel, qu'en ce point, la différence des pressions soit infiniment petite, comme il adviendrait si le piston continuait sa course dans le cylindre. Ces courbes sont d'ailleurs des adiabatiques, dès que la combustion est terminée.

Dans les hypothèses que j'ai adoptées, il est facile de voir que le travail extérieur des deux diagrammes  $bcd_1e_1z$  et  $bcd_2e_2z$  est le même et que la surface comprise entre ces deux courbes est nulle.

En effet, si les deux courbes étaient prolongées indéfiniment, les gaz se trouveraient, pour une détente infinie, dans le même état; ils étaient déjà semblables en  $c$  et, dans ces



deux transformations pareilles, la somme des chaleurs perdues et du travail fourni doit être la même. Les chaleurs étant nulles, le travail doit être semblable.

D'autre part, si l'on arrête la détente à un volume suffisamment grand, tel qu'il est figuré en  $z$ , la différence entre les travaux fournis est infiniment petite, car la surface

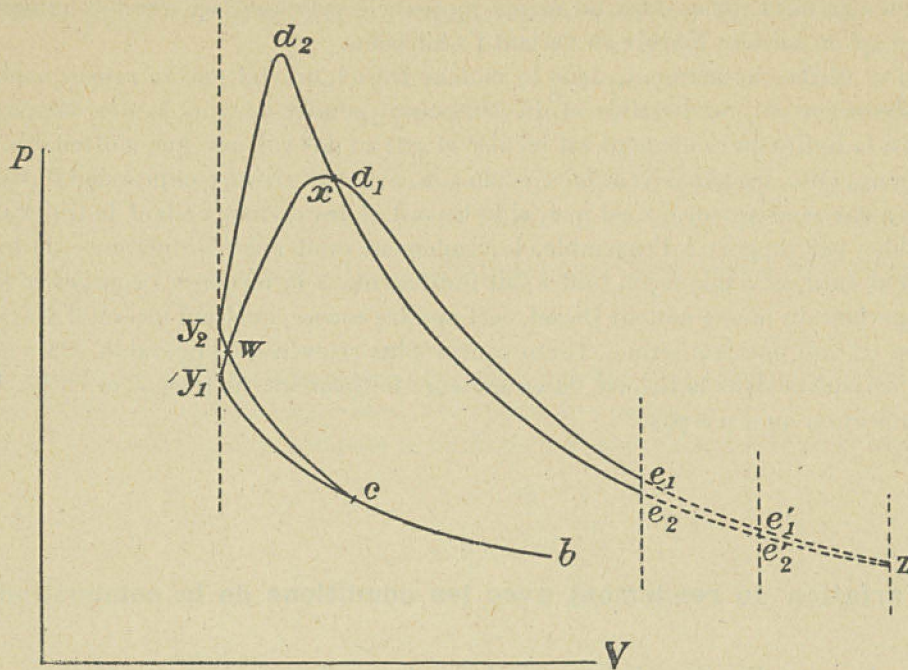


FIG. 8.

comprise entre les courbes de  $z$  à l'infini est elle-même infiniment petite du même ordre que  $z$ .

Les conséquences sont celles-ci :

I. Dans deux diagrammes correspondant à un même moteur, relatifs au même mélange gazeux, introduit aux mêmes pressions et température, mais brûlé dans des conditions différentes, les courbes superposées des diagrammes se rencontrent toujours.

II. Lorsque la combustion est terminée, les courbes de détente de deux diagrammes ne peuvent plus se rencontrer.

Ce sont, en effet, deux adiabatiques.

III. Au delà d'une détente suffisante pour que la combustion soit terminée, le travail effectué est d'autant plus grand que la pression à l'échappement est plus petite.

Ceci est évident, puisque la surface  $e_1e_2z$  représente, en grandeur et en signe, la différence entre les travaux effectués suivant les diagrammes  $bcd_2e_2$  et  $bcd_1e_1$ , que cette surface ne peut être nulle, si la combustion est terminée en  $e_1$  et  $e_2$  et que son signe est déterminé par la valeur relative des pressions en  $e_1$  et  $e_2$ .

IV. Plus la détente est grande, moins la différence entre le travail de ces deux diagrammes est grande, et, quand la détente est poussée suffisamment loin, les conditions de la combustion sont indifférentes au point de vue du rendement.

La fig. 6 le montre clairement. En  $e_1'e_2'$ , la différence du rendement est moindre qu'en  $e_1e_2$ , et, en  $z$ , elle devient infiniment petite.



Ces lois n'auront d'intérêt que si l'on peut exécuter des moteurs, où la perte aux parois puisse être négligée. Voyons comment elles pourraient être modifiées dans le cas habituel.

*Moteurs où la perte aux parois est considérée.*

Il est impossible de traiter cette question par l'analyse, sans connaître la loi définissant les pertes aux parois et celle-ci ne peut être que d'une grande complexité.

Cependant on peut tirer quelques déductions de ce fait même, que la perte aux parois doit suivre une loi déterminée et varier, avec les conditions, d'une façon continue.

Je considère un moteur, marchant constamment dans les mêmes conditions, même charge, même température de l'eau de refroidissement, même allure, etc. Si j'admets que la chaleur perdue aux parois suit une loi, il s'ensuit qu'elle est une fonction définie et continue de la pression, du volume et des caractéristiques du moteur, de celles des gaz, des grandeurs relatives à leur état initial, toutes quantités qui pourraient être représentées par des paramètres.

Je dois pouvoir faire cette hypothèse, puisque l'expérience montre que, si rien n'est changé aux conditions d'essai d'un moteur, les diagrammes obtenus sont très sensiblement semblables.

Parmi ces paramètres, certains  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ , sont relatifs aux gaz et définissent leur mode de combustion, l'époque et les conditions de l'allumage. D'autres paramètres  $\lambda$ ,  $\mu$ ,  $\nu$ , déterminent au contraire des conditions du refroidissement, tels que le pouvoir d'absorption des parois, leur épaisseur, la vitesse de la circulation du réfrigérant, la température de celui-ci,

L'on a :

$$Q = f(p, V, \alpha, \beta, \gamma, \dots, \lambda, \mu, \nu, \dots). \quad (47)$$

Je suppose maintenant que je modifie un des paramètres, tel qu' $\alpha$ , c'est-à-dire, par exemple, l'avance à l'allumage, ou la position, ou l'importance de l'instrument qui allume.

J'aurai, comme précédemment, deux diagrammes différents à comparer. J'emploie la même fig. 6.

Je puis supposer aussi qu'en sortant du moteur, les gaz puissent être détendus dans un autre cylindre et prolonger ainsi indéfiniment la détente par des courbes  $e_1e_1'z$ ,  $e_2e_2'z$ .

Il est facile de voir que l'on peut démontrer une loi analogue à celle établie pour les moteurs à parois sans effet.

*I. Quand, dans un moteur, on considérera deux diagrammes obtenus avec le même mélange gazeux, et qui différeront parce que le mode de combustion sera modifié, les autres conditions, notamment celles relatives au refroidissement des parois, restant constantes, ainsi que l'état initial des gaz, les courbes de ces deux diagrammes superposés se couperont nécessairement, s'ils sont suffisamment prolongés pour que la combustion soit complète.*

Supposons, en effet, qu'un des paramètres  $\alpha$  ait seul été modifié et d'une quantité infiniment petite. Soient  $bcd_1e_1$  l'un des diagrammes,  $bcd_2e_2$  l'autre, et suivons-les, tous deux, en comparant les points correspondants aux mêmes volumes.

Dans la première partie, le diagramme 1 a tous ses points inférieurs à ceux du diagramme 2; il s'ensuit donc que le travail fourni est constamment inférieur ainsi que la pression moyenne.

Si le paramètre  $\alpha$  a très peu varié, on peut admettre que, à pression plus grande, correspond nécessairement une perte aux parois plus grande et que, par suite, tant que le



diagramme 2 restera au-dessus du diagramme 1, perte et travail seront plus onéreux pour les gaz.

Comme la somme du travail fourni et des chaleurs perdues doit être la même dans les deux cas, puisque l'énergie interne se modifie de la même manière, l'état initial et l'état final étant le même dans les deux cas, il faut nécessairement qu'il y ait intersection des deux courbes avant que la combustion ne soit terminée des deux parts.

Quand les conditions de la combustion diffèrent déjà avant la fin de la compression, une première intersection telle que  $w$  est de toute nécessité. Pour qu'elle n'existât pas il faudrait que la courbe de détente passât au-dessous de la courbe de compression.

Mais quand il n'y a pas de différence d'allumage et que les courbes de compression sont confondues, c'est en  $x$  que l'intersection se fait entre les courbes de détente.

De fait, cette intersection  $x$  existe toujours, car, pour des raisons encore obscures pour moi, j'ai pu observer que, même avec de très grandes différences d'avance à l'allumage, les courbes de compression variaient excessivement peu, et que c'était, dès le point mort, mais seulement à ce moment, que les divergences se manifestaient nettement dans les diagrammes; la surface négative  $y_1wc$  est donc assez négligeable et ne pourrait compenser la surface positive, comprise entre les courbes de détente, qu'au cas où l'avance à l'allumage serait hors de toute proportion.

Il n'y a, et ne peut y avoir aussi qu'un point commun dans les courbes de détente. Il est facile de comprendre, en effet, que, dès que la courbe 1 est passée à nouveau au-dessus de la courbe 2, si, comme je le suppose, la combustion se poursuit régulièrement de part et d'autre, les gaz du diagramme 1 ont, au delà du point  $x$ , une somme d'énergie interne plus grande que celle qui existe dans ceux du diagramme 2, et les déchets sont pour chacun proportionnels sensiblement à cette énergie, ce qui ne peut intervertir l'ordre de ces grandeurs.

Ceci admis, ce qui est vrai pour une variation infiniment petite d'un paramètre, sera vrai pour une variation finie, puisque l'on peut passer de l'un à l'autre des diagrammes par une série de courbes infiniment voisines qui, toutes, présentent la même particularité, de se terminer à volume égal avec des pressions plus faibles ou plus élevées si, au volume initial, celles-ci étaient plus élevées ou plus faibles.

De même pourra-t-on l'étendre à la variation de plusieurs paramètres  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ , ceux qui définissent l'allure du moteur tels que  $\lambda$ ,  $\mu$ , restant constants.

Lorsque la combustion du mélange gazeux est terminée, le diagramme suit une courbe indépendante des paramètres  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ , et qui n'est déterminée que par l'influence des parois et leur variation de température, qui n'est plus commandée que par l'influence des parois c'est-à-dire par les paramètres  $\lambda$ ,  $\mu$ , etc. Ceci n'est pas rigoureusement exact, vu que les conditions de combustion ont eu leur influence sur la distribution des températures et que les pertes aux parois doivent être influencées par cette distribution, et en conséquence les courbes de détente.

Je l'admets néanmoins. Dans ces conditions,  $dQ$  est défini pour chaque valeur de  $p$  et de  $V$ , à une allure déterminée, puisque en ce cas  $\lambda$ ,  $\mu$ ,  $\nu$ , sont constants.

J'appelle, par définition, courbe de détente naturelle et courbe de compression naturelle, à une allure déterminée, d'un mélange gazeux, le diagramme tracé dans un moteur par la détente, ou la compression, d'un tel mélange, qui ne subit aucune transformation interne physique ou chimique.

Deux courbes de détente, ou de compression naturelle, d'un même mélange, différant seulement par le point initial, ne peuvent se rencontrer. En effet, s'il y avait un point commun, en ce point, l'élément de travail et l'élément de chaleur perdue seraient identiques, puisqu'ils ne dépendent que de la pression, du volume et de paramètres égaux.



D'où :

II. *Lorsque, dans un moteur fonctionnant dans des conditions identiques, deux mélanges gazeux de même composition, ayant brûlé d'une façon différente, ont fourni deux diagrammes, les courbes de détente naturelle de ces deux diagrammes, c'est-à-dire celles qui poursuivent le diagramme lorsque la combustion est terminée, ne peuvent se rencontrer.*

Ces diagrammes pourraient être poursuivis dans des cylindres de seconde, triple, etc., expansion.

Supposons, maintenant, que les gaz, quand la détente dans le premier cylindre est terminée, passent dans un second, un troisième, au besoin soient recomprimés, redétendus toujours de la même manière. Il est certain que, quel que soit l'état initial des gaz, ils se rapprocheront d'un état final, qui sera toujours le même, et ne dépendra que des caractéristiques  $\lambda$  et  $\mu$ , des moteurs et non de  $\alpha$  et  $\beta$ .

Il s'ensuit que l'on peut imaginer, comme pour les moteurs à parois inertes, un certain volume figuré en  $z$  pour lequel les différences entre les deux masses gazeuses soient infiniment petites.

Toutefois, l'analogie se maintient là, car la surface comprise entre les deux diagrammes n'est pas nulle. Il est facile de voir qu'elle est proportionnelle à la différence, évaluée en travail, des quantités de chaleur cédées aux parois dans les deux transformations, et indifférente aux conditions de la combustion.

Ceci établit d'abord qu'une loi analogue à la troisième loi du paragraphe précédent n'est pas vraie, et il faut dire, au contraire :

III. *Il n'est pas exact que, plus la combustion est faite rapidement, se rapprochant de la combustion à volume constant, meilleur est le rendement. Ce sera d'autant moins exact que l'influence des parois sera plus grande.*

Et, dans les moteurs actuels, où les gaz séjournent sans travail au point mort, cette influence des parois est considérable au moment du maximum de la compression. Cependant, il est facile de voir que le maximum de rendement correspondra à une combustion d'autant plus rapide que la détente sera plus réduite.

Pratiquement, on en déduit que, dans les moteurs à détente prolongée, les combustions brutales sont peu favorables au rendement théorique, et que l'on doit plus encore, dans ces moteurs, s'attacher à les éviter, que dans les Otto.

IV. *Quand la détente est poussée suffisamment loin, dans un moteur, les conditions de la combustion n'importent au rendement qu'autant qu'elles réduisent les pertes aux parois.*

Cette loi peut avoir des conséquences importantes pour la recherche du bon rendement et du bon fonctionnement organique, qui n'est pas favorisé par les explosions brutales et les hautes températures, lesquelles sont elles-mêmes la cause de la grande perte aux parois.

Voyons, en particulier, comment ces lois s'appliquent à l'avance à l'allumage.

Elles établissent d'abord que, puisque l'avance à l'allumage facilite la combustion rapide, cette avance pourra être d'autant plus avantageuse que la détente sera moins considérable et l'influence des parois moins pernicieuse.



Il faudrait, au contraire, la considérer comme néfaste, dans un moteur à longue détente.

Elle augmente, en effet, les températures de compression et de détente et, par suite, la perte aux parois. En outre, elle rend plus brutale l'action des gaz sur le piston et moins régulière la marche du volant.

Il y a donc, pour un moteur genre Otto, une valeur déterminée pour l'avance à l'allumage qui fournit le maximum de rendement. C'est ce que la pratique a consacré les constructeurs évaluent cette avance par tâtonnement.

Il n'en est pas de même pour les moteurs d'automobiles, et ce pour cette raison bien simple que, lorsque la vitesse d'un moteur varie, et, par suite, l'un des paramètres du type  $\lambda, \mu, \nu$ , l'action des parois est modifiée.

Avec la vitesse, cette action diminue; il faut donc, pour avoir en ce cas le maximum de rendement, activer la combustion et, pour cela, augmenter l'avance à l'allumage, et inversement.

On voit donc que la théorie et la pratique sont parfaitement d'accord.

Il ne doit en être autrement et c'est la préoccupation constante de celui qui cherche à établir une théorie, de vérifier, à chaque pas, si les conclusions auxquelles il est amené ne sont pas contredites par des faits d'expérience.

Or, les expériences, en matière de moteurs à gaz, sont rares. Il manque, à ma connaissance, les plus nécessaires, celles qui permettraient d'établir approximativement les relations qui relient entre elles les chaleurs perdues aux parois, le temps, les caractéristiques des gaz et des moteurs.

De même, l'indécision est grande au sujet de la variation des chaleurs spécifiques. Les expériences de MM. Mallard et Le Chatelier sont discutées. Celles-ci tendraient à établir que les chaleurs spécifiques sont de la forme  $A + BT$ . D'autres pensent que les coefficients doivent tendre vers des constantes quand  $T$  augmente indéfiniment; d'autres enfin, vers une fonction de la température telle que  $a + be^T$ .







Librairie V<sup>o</sup> CH. DUNOD, 49, Quai des Grands-Augustins, PARIS.

Pour paraître en Octobre 1901 :

## LES GAZOGÈNES

Par M. J. DESCHAMPS, ingénieur, ancien élève de l'École Polytechnique.

# REVUE DE MÉCANIQUE

ABONNEMENT ANNUEL : PARIS ET DÉPARTEMENTS. 36 FR. — ÉTRANGER, 40 FR.

Un Numéro spécimen est envoyé sur demande.

### SOMMAIRES DES LIVRAISONS DU 2<sup>e</sup> SEMESTRE 1900

JUILLET 1900. — Discours de M. Haton de la Goupillière, président de la Commission d'organisation du Congrès international des Mines et de la Métallurgie. — Le matériel d'artillerie, par M. le Colonel X. *Théorie et tracé des freins hydrauliques*. — Essai sur la théorie des moteurs à gaz, par M. Jules DESCHAMPS. — Chronique (G. R.). Tailleuse automatique *Monneret* pour pignons coniques hélicoïdaux. Presse à coton continue *Anderson*. État de la construction des locomotives en France, par M. E. *Sauvage*. — Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Chaudières. — Chemins de fer. — Hydraulique. — Appareils de levage. — Machines-outils. — Marine. — Navigation. — Mécanique générale. — Métallurgie. — Mines. — Moteurs thermiques.

AOUT 1900. — Discours de M. Haton de la Goupillière, président de la Commission d'organisation du Congrès international de Mécanique appliquée. — Indicateur-révéléateur, par M. Georges DUCHESNE, ingénieur des mines, ancien assistant du professeur V. Dwelshauvers-Dery. — Les Dragues, par M. R. MASSE, ingénieur civil des mines. — Note sur les pompes centrifuges émulsives, par M. A. H. COCROIS, ingénieur civil. — Rapport sur les turbines à vapeur, par M. RATEAU, ingénieur des mines. — Chronique (G. R.). Machine *Sloan* à faire les vis à bois. Expériences de M. ROSENHEIM sur les jets de vapeur. Crochet à air comprimé *Steedman*. — Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Chaudières. — Chemins de fer. — Automobiles. — Hydraulique. — Appareils de levage. — Mécanique générale. — Machines-outils. — Moteurs thermiques.

SEPTEMBRE 1900. — Nouvelle théorie des trompes. *Expériences vérificatives*, par M. A. RATEAU, ingénieur des mines. — Essai sur la théorie des moteurs à gaz, par M. Jules DESCHAMPS (suite). — Chronique (G. R.). Machine *Smith et Coventry* à tailler les pignons coniques. Machines à faire des clous *James Atkins*. Distribution pour machines à vapeur *Christensen*. Machines à mouler *Tabor*. Vitesse *Wigzell* à triple expansion. — Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Chaudières. — Chemins de fer. — Automobiles. — Hydraulique. — Appareils de levage. — Machines-outils. — Marine. — Navigation. — Mécanique générale. — Moteurs thermiques.

OCTOBRE 1900. — Accidents des chaudières à vapeur, par M. François SISIGAGLIA, professeur agrégé à l'École des ingénieurs de Naples (suite). Nouvelle méthode pour l'essai des matériaux, par M. Ch. FRÉMONT. — Le moteur thermique Diesel, par M. R. DIESEL, ingénieur. — Chronique (G. R.). Machine à tailler les pignons de *Hugo Bilgram*. Tour *Morgan* pour arbres à manivelles et excentriques. Fraiseuse pour goujons d'horlogerie *Church*. Machine à vis *Goddu*. Distribution électrique *Robinson*. Calorimètre *Goodman* pour mesurer l'humidité de la vapeur. — Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Chaudières. — Chemins de fer. — Automobiles. — Vélocipèdes. — Hydraulique. — Appareils de levage. — Machines-outils. — Mécanique générale. — Marine. — Navigation. — Mines. — Machines à vapeur. — Moteurs thermiques. — Ouvrages récemment parus.

NOVEMBRE 1900. — Les régulateurs des machines à vapeur, par M. L. LECORNTY, ingénieur en chef des Mines (suite). — Résultats les plus marquants de l'étude théorique et expérimentale sur le frottement médiat, par M. N. PETROFF, membre du Conseil d'Empire, Lagorodny, n° 70, Professeur à l'Académie du Génie militaire et à l'Institut technologique à Saint-Petersbourg. — Essais d'une turbine à vapeur Parsons avec un alternateur de 1.000 kilowatts. *Extrait du rapport des experts*, W.-H. LINDLEY, professeur M. SCHROTER et docteur H.-F. WEBER. — Notes à propos du rapport précédent, par M. A. RATEAU, ingénieur des mines. — Chronique (G. R.). Machines à moulurer *Lochman*. Machines à vis *Hakwessel et Henn*. Nouveaux polissoirs pour glaces de la *Compagnie de Saint-Gobain*. La condensation dans les machines à vapeur, d'après M. *Donkin*. Ouverture de clefs pour les vis du système international. — Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Chaudières. — Chemins de fer. — Automobiles. — Hydraulique. — Appareils de levage. — Machines-outils. — Mécanique générale. — Moteurs thermiques.

DÉCEMBRE 1900. — Détermination de certains éléments des moteurs à vapeur en vue de la régulation, par M. DELAPORTE, ingénieur de la maison Bréguet. — La théorie de la machine à vapeur et le révéléateur *Donkin*, par M. Joseph NADAL, ingénieur des mines. — Les pompes express *Riedler* à commande électrique, par M. ROUY, ingénieur civil des mines. — Essais sur la théorie des moteurs à gaz par M. Jules DESCHAMPS (suite). — Chronique (G. R.). Distribution *Bonjour*. Presse emballeuse *Lowry*. — Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Chaudières. — Chemins de fer. — Automobiles. — Vélocipédie. — Hydraulique. — Appareils de levage. — Machines-outils. — Mécanique générale. — Métallurgie. — Moteurs thermiques. — Table des matières et des noms du 2<sup>e</sup> semestre de l'année 1900.