

CHAPITRE VII

RENDEMENTS

1° Considérations générales sur les transformations de l'énergie.

a) Principes fondamentaux.

On appelle énergie tout ce qui est susceptible de se transformer en travail. La thermodynamique qui a pour but de rechercher les lois qui régissent les transformations de l'état physique d'un corps, ne considère que les deux formes d'énergie mécanique et calorifique (ou thermique). Elle est basée sur le principe de la conservation de l'énergie (Helmholtz) :

« Rien ne se perd, rien de se crée, tout se transforme »
et sur le principe en dérivant de l'équivalence du travail et de la chaleur (ou principe de Mayer ou de Joule) :

« Lorsqu'un corps, en se dilatant, produit un travail positif sur les corps extérieurs, il y a disparition d'une certaine quantité de chaleur. Inversement, s'il se contracte et subit un travail positif des corps extérieurs, il y a production d'une certaine quantité de chaleur. Dans les deux cas, il existe un rapport constant entre la quantité de travail et la quantité de chaleur, rapport indépendant des corps mis en jeu ».

La valeur du rapport, déterminée par l'expérience est : $\frac{1}{426}$, c'est-à-dire qu'une grande calorie vaut 426 kgm.

b) Rendement d'une transformation d'énergie.

Si nous savons effectuer quelques transformations d'énergie, nous ne savons pas le faire sans pertes. On remarque en particulier qu'il apparaît toujours dans ces pertes de l'énergie calorifique. Comme elle semble être alors le déchet de ces opérations, on l'appelle souvent énergie dégradée.

Le rendement de toute transformation d'énergie, égal au rapport de l'énergie recueillie à l'énergie dépensée, est donc toujours inférieur à 1.

c) Différentes transformations d'une masse gazeuse.

Les transformations types nous intéressant sont celles :

- à volume constant (échauffement de la vapeur dans le récipient clos de la chaudière).
- à pression constante (échauffement de la vapeur dans les éléments surchauffeurs en communication avec la chaudière).
- à température constante (chaudière alimentant un cylindre en fonctionnement normal).
- sans transmission de chaleur.

Une transformation à température constante est dite « isothermique ». Elle est caractérisée par la loi de Mariotte ($pV = \text{Constante}$) représentée graphiquement (fig. 98) par une hyperbole équilatère. Si le gaz se détend, pour que sa température reste constante, il faut lui fournir de la chaleur ; inversement, si on comprime le gaz il faut lui soustraire de la chaleur.

Une transformation sans transmission de chaleur est dite « adiabatique ». Elle est caractérisée par la loi de

Laplace ($pv^\gamma = \text{Constante}$) représentée graphiquement (fig. 98) par une courbe de forme hyperbolique, en dessous de l'isotherme dans la détente et au-dessus dans la compression. γ est le rapport $\frac{C}{c}$ des chaleurs spécifiques du gaz à pression constante et volume constant. Pour les gaz parfaits (c'est-à-dire très éloignés de leur point de liquéfaction) $\gamma = 1,41$, pour la vapeur saturée $\gamma = 1,13$, pour la vapeur très surchauffée $\gamma = 1,28$.

Si le gaz se détend sa température s'abaisse, s'il est comprimé elle s'élève. Ces conditions supposent que les parois qui entourent le gaz ne peuvent céder ni absorber de chaleur.

Une transformation à pression constante est dite « isobare » (fig. 98).

Une transformation à volume constant est dite « isovolumétrique ».

d) Cycle de Carnot.

Lorsqu'un gaz subit une série de transformations à partir d'un état initial et y revient, les courbes représentatives de son évolution constituent une ligne fermée appelée « cycle ».

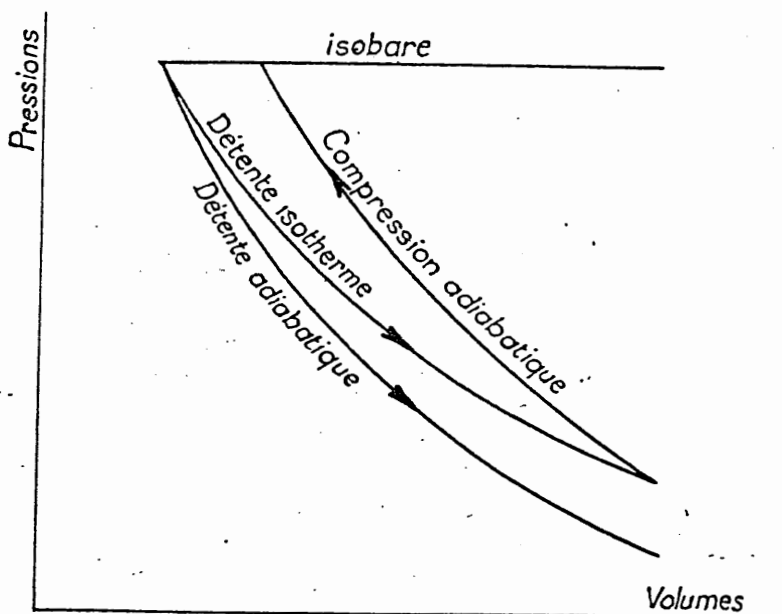


FIG. 98

Le cycle de Carnot comprend deux transformations isothermiques (une détente et une compression) et deux transformations adiabatiques (une détente et une compression) (fig. 99) AB est la courbe de détente isothermique suivant laquelle le fluide reçoit de la source à la température T_1 , une quantité Q_1 de chaleur. BC est la courbe de détente adiabatique. CD est la courbe de compression isothermique suivant laquelle le fluide cède à la source à la température T_2 une quantité Q_2 de chaleur. DA est la courbe de compression adiabatique. La quantité de chaleur disparue $Q_1 - Q_2$ a été transformée en travail pendant l'évolution, ce travail étant proportionnel à la surface comprise entre les quatre courbes. Le cycle de Carnot est réversible.

En s'appuyant sur le postulat de Clausius qui repose sur l'expérience courante :

« La chaleur ne peut passer d'elle-même d'un corps sur un corps plus chaud »,

on démontre le principe de Carnot qui est le second grand principe de base de la thermodynamique et qui comprend deux parties :

1° Pour tous les corps fonctionnant suivant des cycles de Carnot entre deux températures déterminées, le rapport de la quantité de chaleur $Q_1 - Q_2$ transformée en travail à la quantité de chaleur Q_1 empruntée à la source supérieure ne dépend que de la température des sources et nullement de la nature du corps envisagé, ni de l'étendue de ses transformations isothermiques.

Ce rapport est $\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$, c'est le rendement calorifique du cycle. (T_1 et T_2 sont les températures absolues, c'est-à-dire les températures en degrés centigrades augmentées de 273°).

2° Le maximum de rendement thermique que l'on puisse obtenir entre deux températures données est celui d'une transformation suivant un cycle de Carnot entre ces deux températures.

Carnot a donc montré que, dans une machine à vapeur, il est impossible de transformer en travail toute la chaleur fournie par le foyer au corps évoluant.

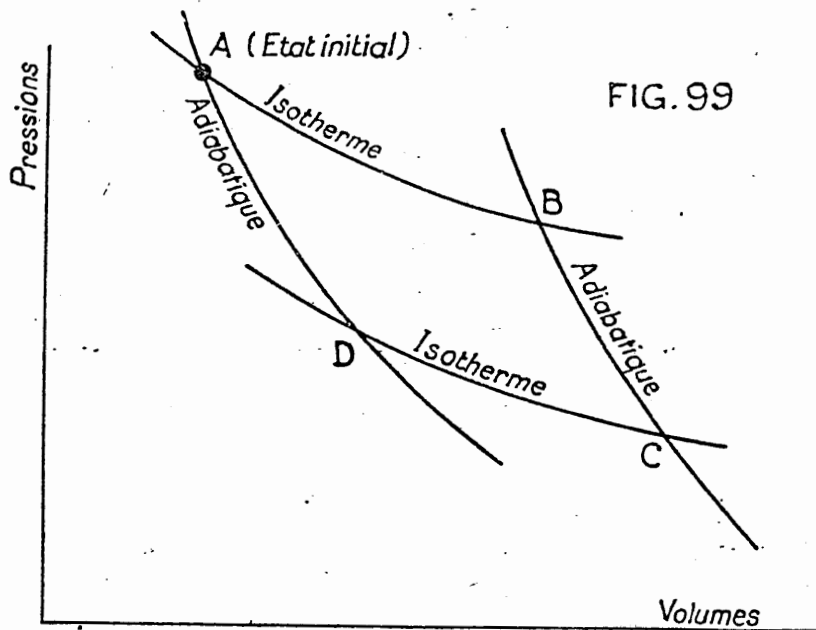
Le cycle de Carnot est évidemment irréalisable parce qu'il n'existe pas de corps de conductibilité parfaite pour les transformations isothermes et de conductibilité nulle pour les adiabatiques. Le principe de Carnot permet de comparer les différentes machines thermiques (à vapeur, à gaz) au point de vue de l'utilisation de la chaleur.

Le rendement du cycle de Carnot est un rendement idéal ou le rendement limite η_l des cycles pratiques réalisés.

2° Cycle de "Rankine".

a) Définition.

Le cycle employé de façon pratique est le cycle de « Rankine » dans lequel la vapeur fournie à la machine,



à la pression et à la température choisies pour la source supérieure s'y détend adiabatiquement tout entière jusqu'à une pression voisine de la pression atmosphérique.

Sur le diagramme (fig. 2) la ligne BC représente la détente adiabatique du cycle de Carnot. La ligne CDE représente la compression isothermique que l'on a laissée se prolonger jusqu'à ce que le fluide évoluant (vapeur) soit entièrement condensé à la température T_2 et à la pression p_2 de la source inférieure. La ligne EA représente deux phases: d'abord une élévation de pression de l'eau condensée de p_2 à p_1 (rôle joué par la pompe alimentaire), puis une élévation de température de T_2 à T_1 (rôle joué par la chaudière et les réchauffeurs de pompes). La ligne AB représente la transformation de l'eau en vapeur à la température T_1 et à la pression p_1 . Pour réaliser le cycle de Carnot dans le cylindre, il faudrait poursuivre la détente jusqu'à condensation complète de la vapeur, puis comprimer cette eau de la pression p_2 à la pression p_1 (isotherme) d'où restitution de Q_2 à la source supérieure puis intervention de cette source pour élever la température de T_1 à T_2 .

b) Diagramme de Mollier ou de la chaleur totale.

Ce diagramme (fig. 100) a pour abscisses l'entropie dont nous ne définirons pas la notion, sa grandeur n'étant pas intéressante en elle-même pour l'usage du diagramme et, pour ordonnées le nombre de calories contenues dans un kilogramme de vapeur, l'état de la vapeur étant représenté par un point. Le point figuratif de la détente adiabatique se déplace sur une verticale et le nombre de calories rendues disponibles est mesuré à l'échelle des ordon-

nées par la longueur de cette verticale comprise entre les deux courbes d'égale pression (isobares) correspondant aux pressions initiale et finale. La ligne AB (fig. 100 bis) est relative à la vapeur saturée sèche, titre $x = 1$. Au-dessus de cette ligne, la vapeur est surchauffée, on y voit figurer les courbes d'égale température (50°, 100°, 150°) au-dessous de cette ligne, la vapeur est humide, on y voit figurer les courbes de titre constant ($x = 0,95$ — $x = 0,9...$). Les courbes de chaleur totale constante sont évidemment des horizontales. Le diagramme est complété par un réseau supplémentaire de courbes d'égale volume spécifique. On peut ainsi déterminer les chutes de chaleur correspondant à un rapport de détente donné suivant la même méthode que pour une chute de pression donnée.

La figure 100 ter montre comment se présentent sur un diagramme de Mollier les transformations-types.

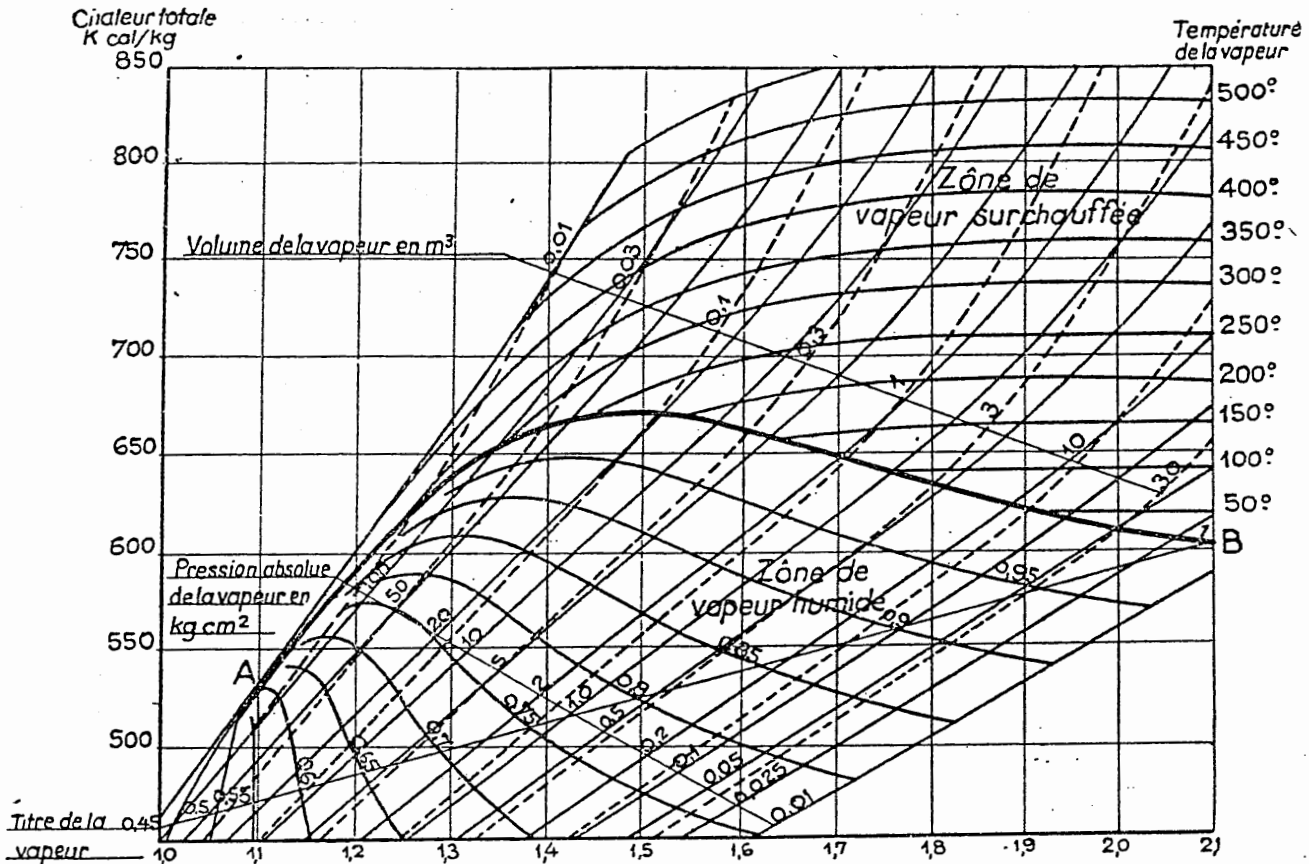


FIG. 100

Exemple I : Quelles sont les caractéristiques de l'état de 1 kg. de vapeur surchauffée à 400° détendue adiabatiquement depuis la pression de 20 kg. jusqu'à 1 kg. 200 (pressions absolues). Le point D (fig. 100 bis) à la rencontre de l'isobare de 20 kg. avec l'isotherme de 400° représente l'état initial. La détente adiabatique est la verticale DE, le point E à l'intersection de l'isobare de 1 kg. 200 représentant l'état final. On lit sur le diagramme :

- { Chaleur totale initiale..... 775 calories
- { Chaleur totale initiale finale 630 calories
- { Titre 0,98 d'où condensation de 2 % de la vapeur.

Exemple II : Quelle est la quantité de chaleur supplémentaire rendue disponible par la surélévation de pression du timbre de 20 à 50 kg. dans le cas de vapeur saturée et, dans le cas de vapeur surchauffée à 400° ?

Dans le premier cas, le point figuratif se meut sur la ligne de saturation AB de F à F', la quantité de chaleur de la vapeur n'a presque pas varié (1), tandis qu'au contraire, la quantité de chaleur rendue disponible par la détente adiabatique FG augmente considérablement pour devenir F'G'.

(1) De 2 à 100 kg. la transformation d'une quantité d'eau froide donnée en la même quantité de vapeur saturée absorbe une quantité de chaleur très peu variable (650 à 670 calories) ceci provient de ce que la chaleur d'échauffement du liquide varie en sens inverse de la chaleur latente de vaporisation.

Dans le deuxième cas, la quantité DE rendue disponible par la détente a augmenté par rapport à FG, mais l'augmentation est relativement faible. Par contre, lorsqu'on accroît la pression en même temps que la température on voit que le bénéfice en passant de DE à D'E' provient de ce qu'on diminue beaucoup la perte à l'échappement, l'une des principales raisons étant l'augmentation de l'humidité en fin de détente (1).

Exemple III : Pour un abaissement important de la pression à l'échappement, la quantité de chaleur rendue disponible par la détente augmente considérablement.

c) Rendement thermique du cycle de Rankine.

Dans ce cycle, comme dans tous ceux réalisables pratiquement, le rendement thermique réalisable théoriquement aux imperfections près de la machine est :

$$r_{th} = \frac{Q}{Q_1}$$

Q_1 étant la chaleur totale fournie à 1 kg. de vapeur évoluant suivant le cycle et Q la chaleur totale transformée en travail.

On met en évidence avec cette formule l'amélioration du rendement théorique résultant du réchauffage de l'eau d'alimentation par prélèvement à l'échappement. Q_1 est en effet égal à la contenance thermique de la vapeur admise moins la contenance thermique de l'eau d'alimentation.

L'exemple II du § b précédent a aussi mis en évidence l'amélioration de r_{th} résultant de l'augmentation de la pression et de la surchauffe et la nécessité d'emploi corrélatif de ces deux moyens combinés. Nous comparons dans le tableau suivant, les rendements rl et r_{th} des cycles de Carnot et de Rankine pour les quatre cas envisagés à l'exemple II. (échappement à la pression absolue de 1 kg. 200).

p_1		r_{th}	rl
Vapeur saturée.....	{ 15 kg.	0,150	0,197
	{ 50 kg.	0,219	0,295
Vapeur surchauffée à 400°.....	{ 15 kg.	0,183	0,441
	{ 50 kg.	0,245	0,440

On a obtenu par exemple r_{th} pour la vapeur surchauffée à 400° et à 15 kg. par le rapport : $\frac{777 - 640}{777 - 20} = 18,3\%$ (l'eau d'alimentation étant à 20°).

Ainsi, si r_{th} augmente en même temps que la pression ou sa surchauffe, on voit aussi que r_{th} n'est pas très éloigné de rl pour une machine à vapeur saturée à 15 kg. et à mesure qu'on améliore r_{th} la marge qui le sépare de rl augmente en même temps.

Nous comparons dans le tableau suivant les r_{th} (Rankine) $p_1 = 20$ kg., surchauffe 350°, eau d'alimentation à 20° dans le cas d'échappement à l'air libre (sans contre-pression) et, dans le cas d'échappement dans un condenseur.

P_2 /kg/cm ₂	Vide	Q_1	Q	$r_{th} = \frac{Q}{Q_1}$	titre vapeur détendue
2	—	750-20	120	16,4 %	0,98
1	—	—	147	20 %	0,92
0,1	90 %	—	223	30,5 %	0,80
0,02	98 %	—	268	36,7 %	0,79

3° Etude du rendement thermique du moteur (2).

a) Rendement indiqué.

Dans une machine réelle la quantité de chaleur Q, différence des contenances thermiques

(1) Les machines à simple expansion construites de 1900 à 1920 restent en général timbrées, au plus à 12 hpz. Cet arrêt dans l'évolution des timbres, est dû à l'apparition de la surchauffe et à l'idée qu'on avait (en partant d'une fausse interprétation du principe de Carnot) que l'on pouvait, grâce à cette surchauffe, soustraire le rendement des machines à l'influence de la pression.

(2) Voir n° fév.-mars de 1935 la *Revue Générale des Chemins de Fer.*

de la vapeur admise et évacuée, qui est théoriquement transformable en travail d'après le cycle considéré ne l'est pas entièrement. Il existe des pertes internes de vapeur et de chaleur dues aux laminages, aux fuites, aux frottements fluides, à l'action des parois. Ces pertes modifient le caractère de la détente qui n'est plus adiabatique. Enfin, le volume limité des cylindres oblige à tronquer la détente et le cycle de Rankine n'est plus intégralement réalisé.

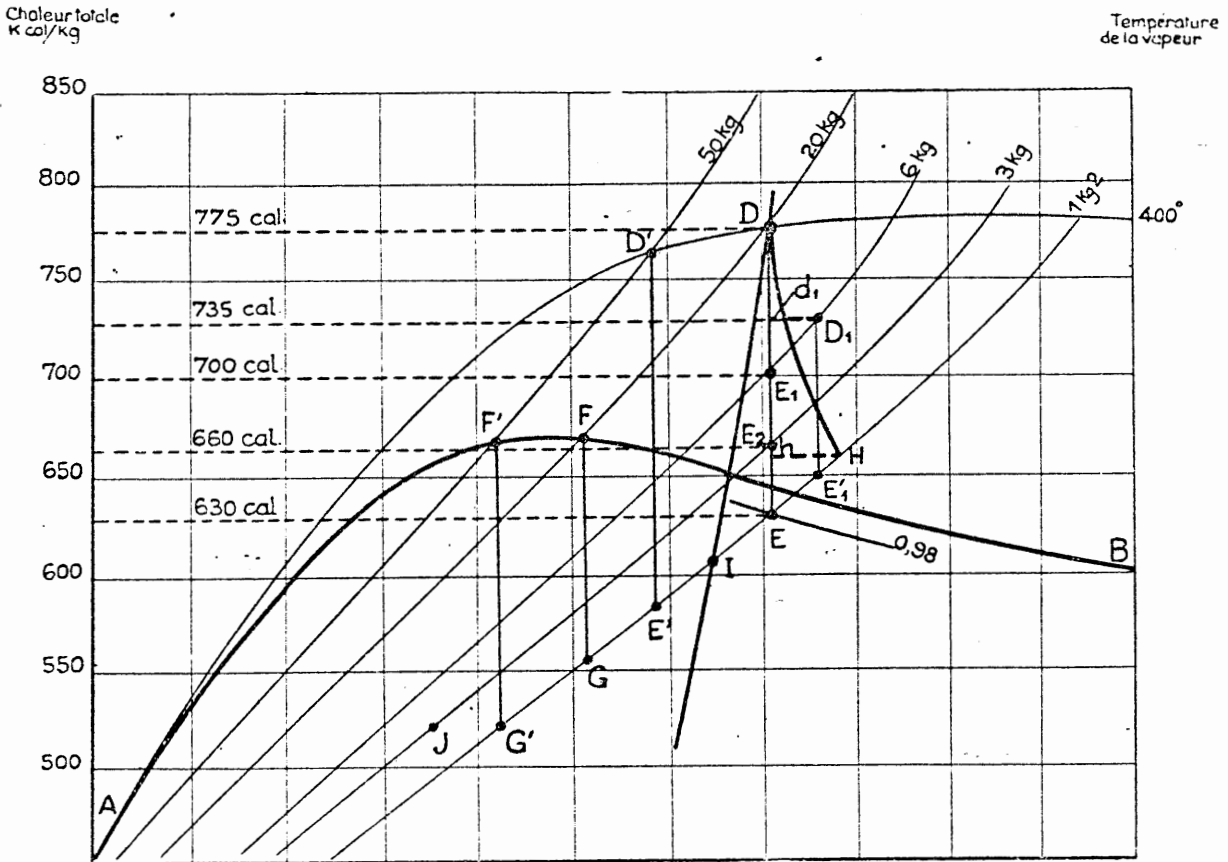


FIG. 100 bis

On appelle rendement indiqué r_i le rapport du travail réellement obtenu et représenté par le diagramme indicateur au travail de la machine fonctionnant sans pertes.

$$r_i = \frac{A.T}{Q}$$

formule dans laquelle :

A est l'équivalent calorifique du travail ;

T le travail en kgm. tel qu'il est indiqué par le diagramme indicateur ;

Q la chute réelle de chaleur de la quantité de vapeur consommée pour produire le travail T, depuis la boîte à vapeur jusqu'à l'échappement.

La quantité de vapeur consommée se mesure à l'aide d'un compteur spécial sur le tuyau d'admission ou à l'aide d'un compteur d'eau sur le refoulement de l'injecteur, déduction faite ensuite

de la consommation des machines auxiliaires. Les quantités de chaleur de la vapeur se déduisent de la quantité de vapeur et de ses caractéristiques, températures et pressions mesurées à l'aide de pyromètres et de manomètres.

Si la quantité de vapeur consommée n'est pas mesurée, mais déduite directement du diagramme indicateur, on peut considérer un deuxième rendement indiqué dont l'écart positif avec le premier met en évidence l'influence isolée des pertes directes par suites des phénomènes d'action de paroi.

Le rendement indiqué est variable et souvent compris entre 0,6 et 0,8.

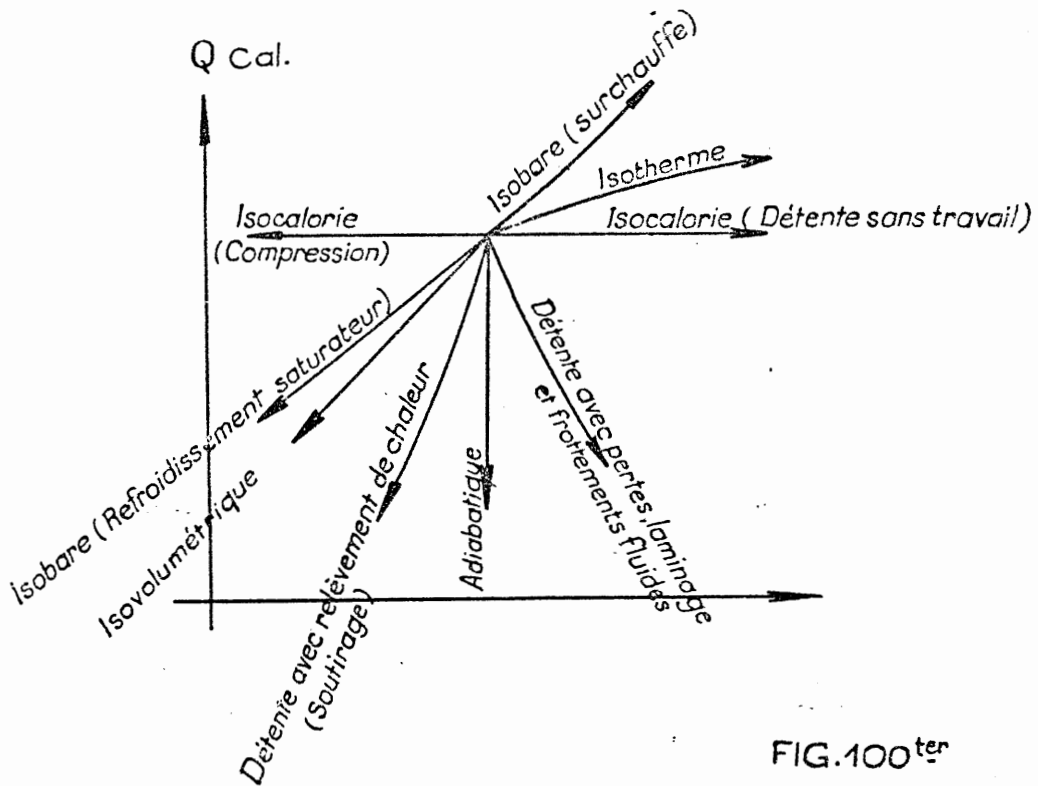


FIG. 100^{ter}

Le rendement indiqué ou rendement par rapport à l'adiabatique est encore appelé rendement thermodynamique de transformation ou rendement interne. Sur le diagramme de Mollier sa représentation est très facile $ri = \frac{Dh}{DE}$. En effet, la courbe réelle de détente n'est pas pratiquement l'adiabatique DE, mais la courbe DH telle que pour la pression d'échappement de l'isobare EH la quantité de chaleur cédée à la source inférieure est plus grande (fig. 100 bis).

b) **Rendement thermique global ou thermique réel du moteur.**

Il est égal à $rrh \times ri$

$$rr = \frac{A.T}{Q_1}$$

Il varie donc dans le cas de la simple expansion, vapeur saturée à 15 kg., circuit normal et ri minimum de :

$$0,6 \times 0,15 = 0,09 \text{ soit } 9 \%$$

$$\text{à } 0,8 \times 0,183 = 0,15 \text{ soit } 15 \%$$

dans le cas de la double expansion, vapeur à 15 kg. surchauffée à 400°, circuit à grande section, ri

maximum. Le rendement rr caractérise le degré effectif de perfection dans la réalisation de la machine réelle. Il croît avec la vitesse et décroît légèrement en fonction de la puissance développée.

On considère également deux rendements réels suivant qu'il est calculé d'après la consommation réelle ou la consommation apparente au diagramme de Watt. Pour exprimer la valeur économique de la locomotive on a plutôt l'habitude de considérer la dépense de vapeur correspondant à l'unité de travail, soit au cheval-heure indiqué (au diagramme), soit au cv/h effectif à la jante ou soit au cv/h effectif au crochet.

c) Améliorations possibles dans l'avenir.

rr peut être amélioré :

1° par réduction de la contre-pression à l'échappement en substituant au tirage induit par la vapeur le tirage mécanique comme dans les chaudières Vélox ou La Mont. Pour une même consommation de vapeur de 16 t./h et une même puissance développée, la contre-pression absorbe à 120 km/h, 350 cv avec le trèfle (pour 1.300 cv. au crochet de traction), 150 cv. avec le kylchap (pour 1500 cv. au crochet de traction).

Elle serait nulle avec un tirage mécanique.

2° en pratiquant la condensation ;

3° en ayant recours à de nouveaux cycles, à de hautes pressions (supérieures à 20 hpz) et à de hauts degrés de surchauffe.

Parmi ces nouveaux cycles nous citerons :

1° le cycle à resurchauffe de la vapeur à la BP ou aux deux étages de détente dans le cas d'emploi de la triple expansion.

Le rendement thermique rth d'un cycle à resurchauffe serait dans le cas de $p_1 = 20$ kg. et surchauffe à 400° à l'admission HP, $p'_1 = 6$ kg. et resurchauffe à 300° à l'admission BP, $p_2 = 1$ kg. 200 à l'échappement, le point figuratif suivant sur le diagramme de Mollier la ligne brisée $DE_1 D_1 E'_1$ (fig. 100 bis).

$$\left[rth = \frac{DE_1 + D_1 E'_1}{775 - 20 + d_1 E'_1} = \frac{75 + 85}{775 - 20 + 35} = 20,2 \% \text{ contre } 18,3 \% \right]$$

La resurchauffe a surtout pour but de diminuer l'humidité de la vapeur à la BP dans le cas d'emploi de très hautes pressions.

2° le cycle à réchauffage de l'eau à très haute température par soutirage de vapeur au cours de sa détente. Dans le cas d'un prélèvement continu, irréalisable en pratique, la courbe de détente n'est plus l'adiabatique DE, mais la courbe DI (fig. 100 bis) (telle que pour la pression d'échappement de l'isobare IE, la quantité de chaleur cédée à la source inférieure est moins grande.

Si l'on exécute un prélèvement au RI où la vapeur est à 3 kg. et 144° on prélèvera au maximum 144 calories pour élever le kg. d'eau de 0° à 144° dans le réchauffeur par mélange où la pression se maintient égale à celle du RI. A 3 kg. (point E_2) le kg. de vapeur évoluant contenant encore 660 calories, il suffira d'en prélever $\frac{100 \times 144}{660} = 21,8 \%$. Par conséquent, 21,8 % de la vapeur suivra la courbe de détente $DE_2 J$, $E_2 J$ étant l'isobare passant par F_2 et J tel que $E_2 J = 144$ cal. Le rendement thermique de cette quantité de vapeur sera :

$$rth_1 = \frac{775 - 660}{775 - 144} = 18,2 \%$$

D'autre part, 78,2 % de la vapeur suivra la courbe de détente DE. Le rendement thermique de cette quantité sera :

$$rth_2 = \frac{775 - 630}{775 - 144} = 23 \%$$

Le rendement thermique combiné de la quantité totale de vapeur évoluant sera :

$$rth = \frac{(18,2 \times 21,8) + (23 \times 78,2)}{100} = 22 \%$$

Ce rendement est supérieur à celui qu'on obtiendrait par réchauffage à 105° avec de la vapeur d'échappement à 1 kg. 200.

$$rth = \frac{775 - 630}{775 - 105} = 21,6 \%$$

mais il serait inférieur si le prélèvement était fait avec une pression au RI supérieure (6 kg. par exemple) (1).

Si l'on exécute un double prélèvement, le premier à la colonne d'échappement pour porter

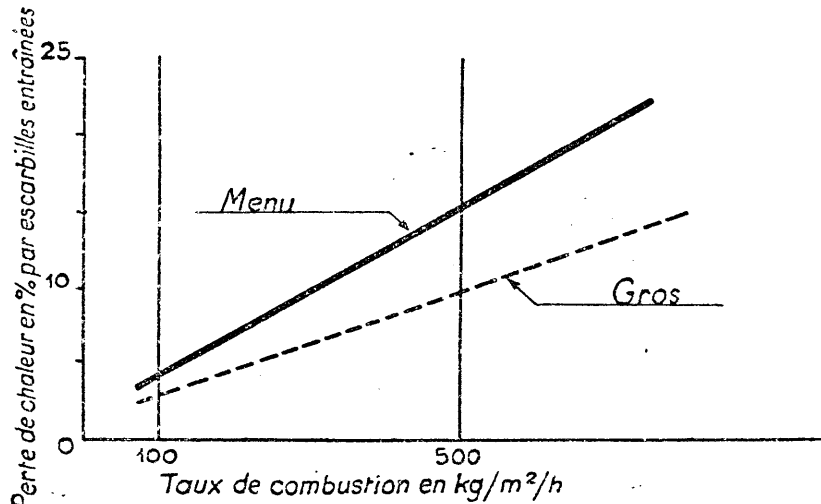


FIG. 101

l'eau de 0° à 105° ; puis le second au RI à 3 kg. pour porter l'eau de 105° ; à 144°, ce dernier demandera seulement :

$$\frac{100 \times (144 - 105)}{660} = 6 \%$$

de la quantité de vapeur évoluant au RI.

Le rendement combiné sera :

$$rth = \frac{(18,2 \times 6) + (23 \times 94)}{100} = 22,7 \%$$

Ce rendement est évidemment supérieur à 21,6 et 22 % (2).

(1) Evidemment ce soutirage au RI ne saurait être poussé trop loin, car ce serait le faire au détriment du travail moteur et il ne faut pas oublier que le réchauffage de l'eau d'alimentation est un moyen d'améliorer un cycle de travail et non une fin en elle-même.

(2) On réaliserait ainsi un dispositif de captation à différents étages analogue à celui qui a été éprouvé depuis de longues années dans les turbines à vapeur.

Il importe toutefois de remarquer que, dans ce dernier cas, la vapeur est soustrée pour éviter des contre-pressions dans les étages successifs. La détente complète de la vapeur à haute pression conduirait à des encombrements excessifs et il y a donc économie certaine à utiliser une partie de cette vapeur qui ne travaillerait pas.

Dans le cas d'une locomotive compound mal établie (ce qui est le cas de presque toutes, sauf les 231-500 améliorées ou des machines récentes) sur laquelle le cylindre BP crée une contre-pression à l'échappement HP nuisible au rendement, lorsqu'on désire faire travailler également les deux groupes, il est tout indiqué d'effectuer un soutirage au RI.

Dans le cas d'une locomotive compound bien étudiée où le travail dans les deux cylindres, est à peu près réparti également, l'avantage du soutirage au R.I. paraît moins certain.

Signalons que la société Worthington a étudié un appareil avec soutirage au R.I. combiné avec captation de vapeur d'échappement. La vapeur du R. I. traverse un injecteur qui aspire dans le tuyau de captation de la vapeur d'échappement et entraîne celle-ci, le mélange parvenant au condenseur.

4° Rendement thermique de la chaudière.

Nous avons déjà examiné ce rendement rt au chapitre II du tome I.

C'est le rapport de la chaleur fournie sous forme de vapeur à la chaleur dépensée sous forme de combustible.

$$rt = \frac{P \times Q_1}{Ch \times pc}$$

P étant la production horaire de vapeur en kg.

Q_1 la contenance thermique de la vapeur à l'admission moins la contenance thermique de l'eau d'alimentation (1 kg).

Ch la consommation horaire de combustible en kg.

pc le pouvoir calorifique du combustible (1 kg).

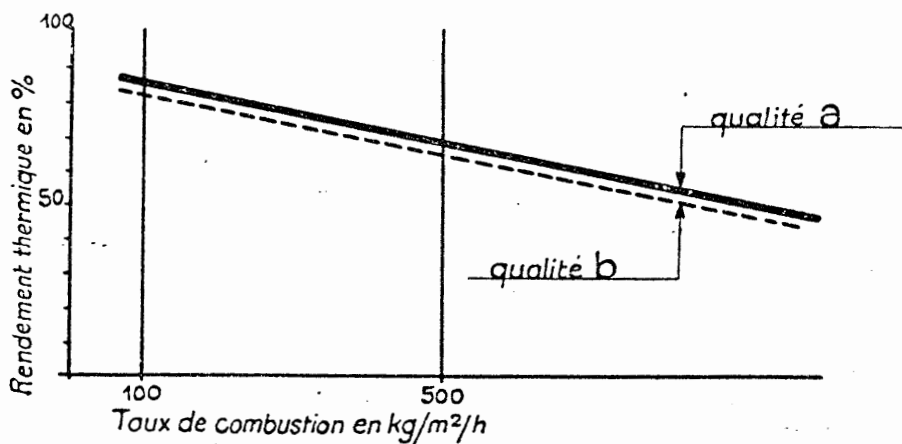


FIG. 102

rt est égal au produit du rendement de la combustion rc par le rendement des surfaces de chauffe rs .

a) Pertes de rendement.

Les principales causes de pertes de rendement sont les suivantes :

1° une partie du combustible n'est pas brûlée complètement, soit qu'elle tombe dans le cendrier en passant entre les barreaux de la grille, soit qu'elle se trouve entraînée par la violence du tirage et rejetée telle quelle par la cheminée. La perte de rendement due à cette cause est d'autant plus grande que le charbon est plus léger et le tirage plus énergique.

La grosseur des grains utilisés présente une très grande importance puisque c'est d'elle que dépend le taux de combustion maximum qu'il est possible de maintenir. En règle générale, les fragments doivent être d'autant plus gros que le vide (h) dans la boîte à fumée est plus poussé (fig. 101).

La voûte en briques, suivant sa longueur et l'allure de la combustion, permet de réaliser une

économie de combustible de 5 à 15 % sur une machine n'en possédant pas (réduction de 40 à 80%) de la quantité d'escarbilles entraînée).

2° Il peut y avoir combustion incomplète par suite d'insuffisance de rentrée d'air sous la grille, conséquence d'un cendrier mal établi.

Dans ce cas, il y a production d'oxyde de carbone au lieu d'acide carbonique et on sait que la chaleur produite par la transformation de l'oxyde de carbone en acide carbonique est importante. Cette transformation ne se faisant pas, il en résulte une perte sérieuse de calories.

3° Inversement, il peut y avoir excès d'air froid, par exemple, quand la grille est mal garnie de combustible. Dans ce cas, il rentre une quantité d'air exagérée qui absorbe des calories et ne les restitue pas en entier dans le faisceau tubulaire puisque, comme on le sait, la température des gaz à leur passage dans la boîte à fumée est encore de plus de 300°.

4° Qualité variable du combustible.

En dehors du pouvoir calorifique qui varie de 7.400 à 8.200 calories, deux caractéristiques sont importantes à considérer ; le pouvoir cokéfiant et la fusibilité des cendres.

Une houille cokéfie bien lorsque ses fragments sont aptes à s'agglutiner en une masse poreuse et perméable qui permet à l'air d'en pénétrer intimement les parties, tout en s'opposant à l'entraînement des petites particules sous l'effet du tirage. L'expérience montre que les taux de combustion élevés ne sont possibles que dans ce cas et que, pour les locomotives, l'étude du pouvoir cokéfiant présente autant d'intérêt que celle du *pc*. Le graphique *figure 102* montre les résultats obtenus sur la même chaudière avec deux charbons de même *pc* (qualité *a*) cokéfiant bien et l'autre (qualité *b*) cokéfiant mal par suite d'un stockage trop prolongé (oxydation à l'air).

Une cendre trop fusible donne lieu à la production de galettes de mâchefer qui coupent le tirage et gênent considérablement la production. Quand on ne peut éviter l'utilisation de combustible donnant lieu à ce phénomène, il faut secouer fréquemment le feu (afin de rompre les galettes et d'éliminer les cendres, adopter un tirage puissant avec excès d'air (une atmosphère réductrice facilite en effet la scorification). Si le tirage entraîne des cendres encore en fusion, celles-ci viennent se solidifier à l'entrée des tubes, formant des « nids d'hirondelles » et obstruant progressivement le faisceau tubulaire.

5° Le combustible contient toujours une quantité d'eau assez importante ; cette eau est vaporisée dans le foyer, mais n'est pas condensée dans le faisceau tubulaire, d'où perte.

Ceci nous amène à dire deux mots de la coutume de l'arrosage du charbon. Dans le bilan thermique on mesure au laboratoire le *pc* du combustible avant l'essai, mais ce *pc* est établi sur échantillon qui, après de nombreuses manipulations accuse rarement plus de 1 à 3 % d'humidité. Le charbon arrosé du tender relève 10 % ou plus. L'écart mérite qu'on s'y arrête.

Il s'ensuit que pour 100 kg. chargés sur la grille, nous n'avons à brûler que 90 kg. de charbon et que la consommation réelle ou le bilan seront entachés d'erreurs. Mais, il en résulte surtout une perte sèche représentée par les calories absorbées dans le foyer et les tubes d'une part pour la vaporisation de cette eau qui ne peut plus être évacuée qu'à l'état de vapeur à la pression atmosphérique, c'est-à-dire environ 637 calories par kg. et, d'autre part, pour sa surchauffe à 300° (température des gaz dans la boîte à fumée), c'est-à-dire 300 calories.

Par kg. de charbon de *pc* = 7.500 calories, nous aurons une perte sèche de $\frac{637 + 300}{10 \times 7.500} = 1,2 \%$ qui diminue d'autant *re*. Elle serait de 2 à 3 % si le charbon poussiéreux devait être chargé à l'état de boue. L'arrosage doit être juste suffisant pour empêcher une perte de calories supérieure par escarbilles entraînées ou passage du combustible à travers la grille.

6° Les tôles de la chaudière (foyer et tubes) peuvent être entartrées. Il en résulte une moins bonne transmission de la chaleur à travers elles et une augmentation de la température d'échappement des gaz.

7° Les tôles extérieures de la chaudière (boîte à feu et corps cylindriques) sont portées à une température de 200 à 210° ; elles rayonnent de la chaleur au contact de l'air, ce rayonnement peut être atténué par l'utilisation d'enveloppes calorifuges. Cette perte est de 1 à 2 %.

8° Enfin, une cause importante de perte de rendement peut être une mauvaise conduite du feu par le chauffeur. Un feu bien conduit doit être toujours clair, chargé par faible quantité à la fois et ne pas présenter de trous dans l'épaisseur du combustible par où peut s'introduire l'air froid.

On pourra se rendre compte de l'importance que peuvent avoir ces différentes causes de

pertes de rendement et comment les chiffres ci-après en sont le pourcentage dans certains essais effectués en Amérique.

Imbrûlés	16 %	14 %	27 %
Combustion incomplète	8 %	10 %	7.5 %
Gaz chauds	14 %	15 %	16.5 %
Vapeur d'eau non condensée.....	5 %	6 %	5 %
Rendement	57 %	55 %	43.5 %
Total	100 %	100 %	100 %

d) Améliorations possibles du rendement.

Dans le passé récent, on a beaucoup amélioré le rendement thermique de la chaudière :

- par l'emploi d'échappements perfectionnés,
- par l'emploi de voûtes allongées,
- par l'amélioration de la circulation d'eau dans la chaudière (tubes d'eau, siphons Nicholson),
- par l'emploi du traitement interne intégral des eaux.

rt varie de 65 à 80 % dans la zone d'utilisation courante de la chaudière, de 40 à 50 % vers le plafond de vaporisation. Il varie proportionnellement au taux de combustion (*fig. 1 bis* du tome I).

Dans l'avenir, on peut envisager :

— la chauffe au mazout qui, grâce à la suppression des pertes par imbrûlés et à la réduction des consommations parasites (allumage, mise en pression et en réserve) permet de réaliser sur la chauffe au charbon une économie en calories de 15 % soit de relever de 7 à 8 % le rendement d'une chaudière de type classique.

— l'utilisation de la chaleur perdue par les fumées au réchauffage de l'air et de l'eau d'alimentation (système Franco) qui procurerait un gain du même ordre, mais entraînerait une augmentation de poids réduisant à 3 ou 4 % l'amélioration du rendement final au crochet.

— l'emploi de chaudières à faible volume d'eau et combustion accélérée sous pression (Velox ou La Mont) qui permettrait d'obtenir un rendement de 85 % contre 75 % pour la chaudière classique au charbon. Ces chaudières exigent cependant pour le réglage rapide de l'allure de chauffage l'emploi du mazout ou du charbon pulvérisé.

c) Exemple de bilan thermique.

Nombre de calories par seconde :

correspondant au charbon brut consommé	3183	
» aux escarbilles recueillies dans la boîte à fumée.....	83	
» aux escarbilles évacuées par la cheminée	192	
» au charbon réellement brûlé.....	2908	= 3183 — 83 — 192
» à la quantité de CO produite	306	
réellement produites.....	2602	= 2908 — 306
entrant dans le faisceau tubulaire	1183	
entrant dans les gros tubes.....	571	
sortant des gros tubes.....	178	
absorbées par les gros tubes		
vaporisation.....	145	571 — 178 — 145 + 248
surchauffe	248	

entrant dans les petits tubes.....	612
sortant des petits tubes.....	262
absorbées par les petits tubes (vaporisation).....	410
employées pour la vaporisation.....	1740
absorbées par le foyer (vaporisation).....	1185 = 1740 — 145 — 410
utilisées au total.....	1988 = 1740 + 248
correspondant à toutes les pertes évaluées.....	961 = 83 + 192 + 306 + 202 + 178
évaluées au total.....	2949 = 961 + 1988

RÉSUMÉ

Calories entraînées par les gaz de la combustion.....	12,8 %								
Pertes par production de CO.....	10,4 %								
Autres pertes (escarbilles, rayonnement).....	14,2 %								
Calories employées	} vaporisation { <table border="0" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"> <tr> <td>foyer.....</td> <td>37,2 %</td> </tr> <tr> <td>gros tubes.....</td> <td>4,7 %</td> </tr> <tr> <td>petits tubes.....</td> <td>12,9 %</td> </tr> <tr> <td>surchauffe.....</td> <td>7,8 %</td> </tr> </table>	foyer.....	37,2 %	gros tubes.....	4,7 %	petits tubes.....	12,9 %	surchauffe.....	7,8 %
		foyer.....	37,2 %						
		gros tubes.....	4,7 %						
		petits tubes.....	12,9 %						
surchauffe.....	7,8 %								
Rendement thermique <i>rt</i>	62,6 %								

d) **Rendement thermique de la machine.**

Il est égal au produit des deux rendements thermiques.

$$rtr = rt \times rr$$

5° Rendement mécanique.

Le rendement mécanique *rm* est égal au produit du rendement organique *ro* du moteur par le rendement du mouvement de l'engin de traction *rc*.

ro est le rapport du travail obtenu à l'arbre ou à la jante, au travail indiqué

rc est le rapport du travail obtenu au crochet, au travail obtenu à la jante.

Le rendement organique est celui du mécanisme piston-bielle-manivelle ou de la transmission aux essieux moteurs. Il croit avec l'effort développé et atteint normalement 90 à 95 %.

Le rendement du mouvement de l'engin dépend des résistances à l'avancement (résistance au roulement et résistance de l'air). On le déduit des courbes de la *figure 1165*.

Le rendement mécanique *rm* s'obtient facilement et avec une approximation suffisante par la différence entre les efforts indiqués aux appareils et les efforts au crochet mesurés à l'aide du wagon dynamomètre. Remarquons que cette résistance à l'avancement de la locomotive comprend la résistance à la pression provoquée par la surface d'about et qu'elle ne peut être comparée sans restriction à celle du véhicule commercial précédé par la locomotive. Remarquons aussi que la résistance à l'avancement de la locomotive ne peut être exactement mesurée dans un essai à régulateur fermé parce qu'il s'y ajoute des résistances anormales dues aux compressions dans les cylindres.

rm varie de 50 % pour un effort de traction faible et une grande vitesse à 90 % pour un gros effort de traction et une faible vitesse.

Les courbes de la *figure 1167* indiquent à titre d'exemple comment varie rm en fonction de la puissance à la jante pour différentes vitesses de régime ; elles montrent que rm décroît lorsque la puissance à la jante diminue.

Les courbes de la *figure 1164* indiquent à titre d'exemple comment varie l'effort de traction au crochet et la puissance en fonction du cran de marche et de la vitesse. On a tracé comme *figure 1163*, deux hyperboles équilatères d'équi-puissance pour se rendre compte des efforts et des puissances obtenues.

Signalons que dans ro et rm se trouve souvent inclus le rendement des machines auxiliaires dont la plus grande partie de la puissance qui leur est cédée n'est pas récupérée. ro qui est égal à 90 % en moyenne pourrait être porté à 96 % avec la commande individuelle des essieux, mais

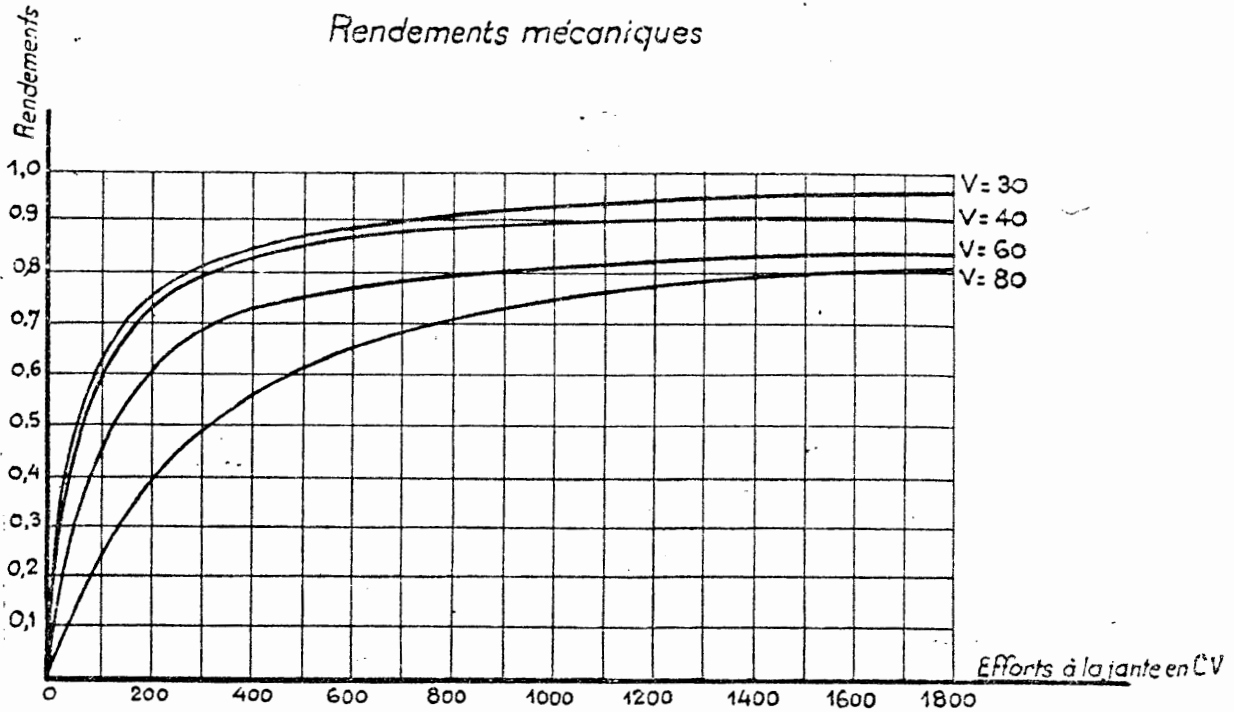


FIG 1167

l'addition de nouveaux auxiliaires (ventilateurs de condenseurs par exemple) pour améliorer rt et rr pourrait le faire baisser à 83 %.

La puissance indiquée caractérise le rendement thermique de la machine, elle varie peu suivant les conditions d'emploi. La puissance effective ou puissance à la jante caractérise la locomotive. La puissance au crochet caractérise la tenue de la locomotive en service dans les différentes conditions de marche.

6° Rendement économique ou global de la machine.

Il est égal au produit :

$$re = rt \times rr \times rm$$

C'est le rapport de l'énergie recueillie au crochet à l'énergie contenue dans le combustible brûlé. En adoptant des valeurs moyennes, on a :

$$re = 0,7 \times 0,125 \times 0,7 = 0,06 \text{ soit } 6 \%$$

La figure 103 montre la cascade des rendements d'une locomotive normale à vapeur surchauffée à 400° et 20 hpz dans le cas de marche à faible vitesse (50 km/h), taux de combustion 400 kg m²/h (ligne en trait plein) et dans le cas de marche à grande vitesse (110 km/h), taux de combustion 800 kg/m²/h (ligne en trait pointillé).

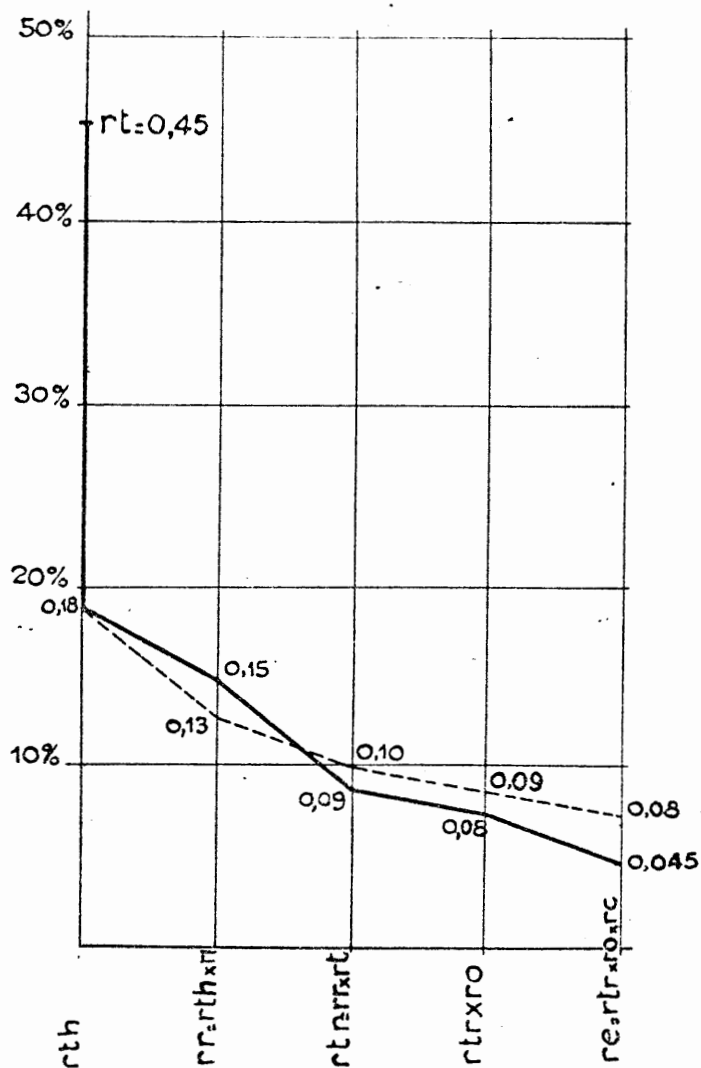


FIG. 103

Consommation par cheval-heure.

On a plutôt l'habitude de considérer la dépense en kg. de charbon de qualité moyenne correspondant à l'unité de travail, le cheval-heure développé au crochet. Une consommation de 2 kg. par ch/h effectif correspond à un rendement économique de :

$$re = \frac{75 \times 3600}{425 \times 2 \times 8000} = 0,04$$

le pouvoir calorifique du combustible étant de 8000 calories.

La dépense de calories est donc d'environ, pour $re = 0,06$:

$$\frac{75 \times 3600}{425 \times 0,06} = 10.000 \text{ calories}$$

c'est là un chiffre assez médiocre, si on le compare à ceux (par cheval-heure indiqué) des divers types de moteurs suivants :

machine fixe à vapeur à turbines.....	4.000 à 7.000 calories.
machine à gaz de gazogène.....	2.400 à 3.600 —
moteur à gaz de ville.....	2.300 à 3.000 —
moteur Diésel	1.850 à 2.500 ---

Il convient de remarquer que ce chiffre de 10.000 calories est compensé par le coût peu élevé du charbon relativement aux combustibles liquides.

On considère également dans une locomotive la consommation par cheval-heure à la jante, celle par cheval-heure indiqué et celles au km. et aux 100 tonnes-kilométriques remorquées. Ces deux derniers chiffres n'ont qu'une valeur statistique relative.