

CHAPITRE PREMIER

TRAVAIL DE LA VAPEUR

A. — CYCLE DE LA MACHINE A VAPEUR

1^o Mécanisme moteur proprement dit.

a) Bielle et manivelle. Point mort. Course du piston.

En se plaçant à droite de la machine, on voit les différentes parties du mécanisme extérieur côté droit dans la position de la *figure 1*, l'avant de la machine et le cylindre moteur à droite, l'arrière de la machine et l'essieu moteur à gauche. Le point O représente l'axe de l'essieu moteur, le point M l'axe du tourillon de manivelle, le point M₁ l'axe du boulon de crosse; MM₁ est la bielle motrice et M₁ P la tige de piston.

Le point M₁ se déplace d'un mouvement de va-et-vient sur la droite *xy* qui n'est autre que l'axe du cylindre passant généralement par le point O.

La bielle MM₁ agissant à l'extrémité du rayon de manivelle OM lui transmet l'effort qu'elle a reçu du piston et fait tourner cette manivelle autour de O. Le point M décrit une circonférence de centre O et de rayon OM. Lorsqu'il est en H sur la droite *xy*, le rayon de manivelle, la bielle motrice et la tige de piston sont en ligne droite et l'effort moteur du piston agissant dans la direction du rayon OH ne tend plus à faire tourner le tourillon moteur. Cette position H est le point mort arrière de la manivelle motrice auquel correspondent les positions *h* du boulon de crosse, *h'* du piston (fond de course arrière).

Il existe un deuxième point mort B diamétralement opposé à H par rapport au point O. C'est le point mort avant auquel correspondent les positions *b* du boulon de crosse et *b'* du piston (fond de course avant).

On voit que les courses *b'h'* du piston et *bh* du boulon de crosse sont égales au diamètre BH, c'est-à-dire à deux fois la longueur du rayon de manivelle OM.

b) Espaces morts.

La distance entre les fonds avant et arrière du cylindre doit évidemment être au moins égale à la course du piston augmentée de l'épaisseur de ce dernier. En fait, elle est supérieure de 15 à 20 m/m à cette somme pour éviter les chocs du piston sur le plateau arrière ou le plateau avant, chocs qui pourraient résulter des jeux dans les articulations de la bielle motrice ou d'une variation de la longueur de la bielle par suite de la rectification de ses coussinets.

Il doit donc toujours exister aux positions extrêmes de la course du piston, entre ses faces avant et arrière et les plateaux voisins, un espace (*m*) de 5 à 10 m/m de longueur « appelé espace

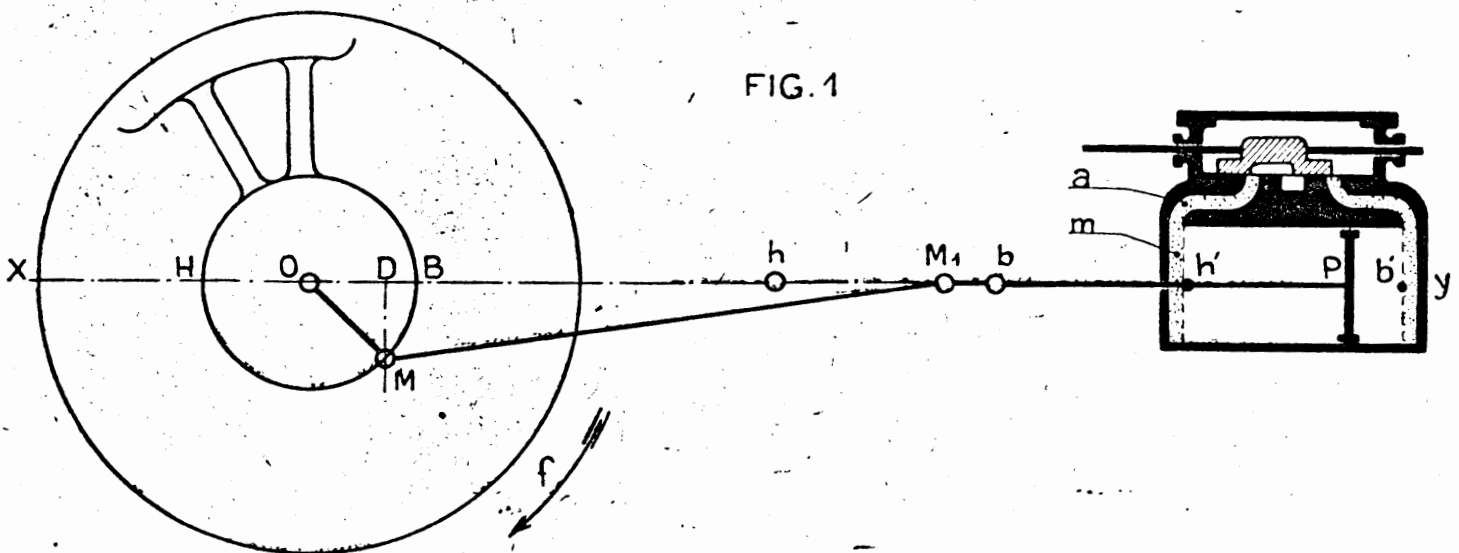
mort ». Pendant la marche à régulateur ouvert, il est rempli de vapeur formant matelas destiné à amortir les chocs aux fonds de course du piston.

Cet espace mort se trouve augmenté du volume du conduit d'admission *a* du cylindre.

c) **Phases de la distribution de vapeur.**

Le mécanisme de la distribution réalise de chaque côté du piston :

- l'admission de la vapeur pendant une fraction plus ou moins grande de la course du piston,
- sa détente pendant une autre fraction de la course,
- son échappement anticipé (avance à l'échappement) jusqu'à la fin de la course aller du piston,



- son échappement pendant une fraction de la course retour,
- son admission anticipée jusqu'à la fin de la course retour du piston.

Plus récemment, on a introduit dans ce cycle une sixième phase, la compression. Elle correspond à une fermeture de l'échappement bien avant la fin de la course du piston. La vapeur ainsi enfermée est comprimée par le piston en mouvement, c'est une phase résistante qui diminue le travail moteur ; nous verrons cependant que la compression est utile.

Les différentes phases de distribution, en considérant le travail de la vapeur d'un côté du piston, sont donc :

- | | | |
|------------------------|---|---|
| course aller du piston | { | admission,
détente,
avance à l'échappement ; |
| course retour | { | échappement,
compression,
avance à l'admission. |

Les trois phases principales sont l'admission, la détente et l'échappement.

2° Evaluation du travail.

a) Diagramme théorique.

Pour étudier l'évolution de la vapeur d'un seul côté du piston, on peut supposer que ce côté est mis en relation avec la chaudière par l'orifice d'admission *a* et avec l'atmosphère par l'orifice d'échappement *b* (fig. 2). Le cycle s'accomplit en deux courses, la course aller et la course retour.

Admission (course aller).

Le piston est à fond de course arrière, l'orifice *a* est ouvert, l'orifice *b* fermé ; la vapeur agit

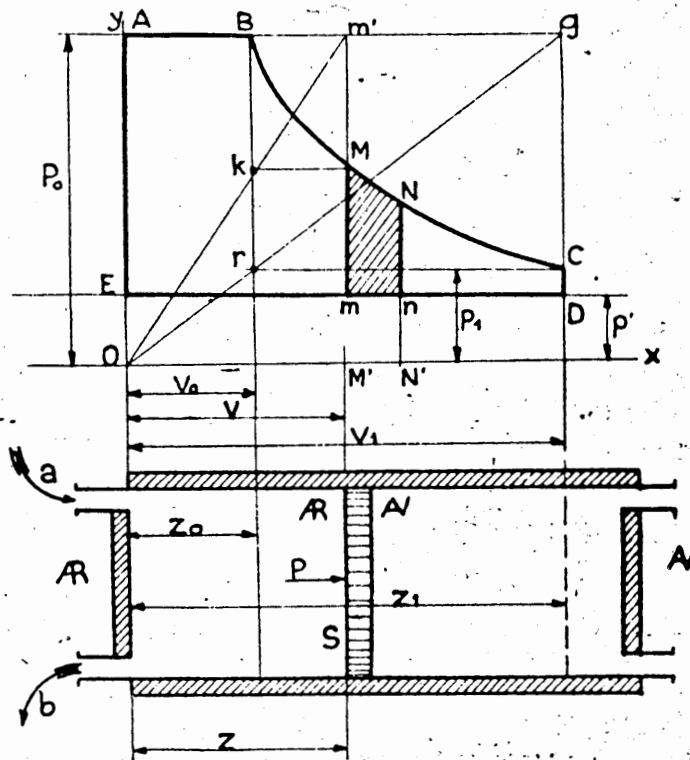


FIG. 2

sur le piston et le pousse d'AR en AV jusqu'à ce que ce piston ait parcouru la distance Z_0 . L'orifice d'admission *a* se ferme, à ce moment précis on a donc introduit dans le cylindre un volume de vapeur égal à $S \times Z_0 = V_0$ appelé volume d'admission, *S* étant la section du cylindre. Cette vapeur est à la pression p_0 de la chaudière (1).

Détente (course aller).

Le piston continue sa course poussé par la vapeur, qui, séparée de la chaudière se détend ; son volume augmente, sa pression diminue, la détente s'arrête lorsque le piston a achevé sa course Z_1 , le volume total occupé par la vapeur est : $S \times Z_1 = V_1$.

Ce volume V_1 est égal au volume total du cylindre, c'est-à-dire égal au volume décrit par le piston dans sa course aller, augmenté de l'espace mort arrière.

(1) En réalité il existe une chute de pression entre la chaudière et la boîte à vapeur qui est fonction des pertes de charge dans les conduits ou du laminage par le régulateur. La vapeur admise au cylindre est donc à une pression inférieure à celle p_0 de la chaudière.

La pression finale est p_1 et bien entendu p_1 est inférieure à p_0 .

Le rapport inverse des courses $\frac{Z_0}{Z_1}$ est la fraction d'admission.

Le rapport des courses $\frac{Z_1}{Z_0}$ est le degré de détente.

Ces deux phases : l'admission et la détente constituent alors la course aller.

Echappement (course retour).

A la fin de la course aller, l'orifice b est ouvert, la pression tombe de p_1 à p' , elle se maintient pendant toute la course ; p' est la contre-pression.

Le piston revient à son point de départ malgré la pression p' , qui s'oppose donc au mouvement de la machine.

Cette phase constitue la course retour.

b) Représentation graphique du cycle.

On peut représenter graphiquement cette série d'opérations. On trace à cette fin deux axes rectangulaires OX, OY (fig. 2) et on porte sur l'axe horizontal OX les volumes du cylindre situé à l'arrière du piston. Le diamètre du cylindre étant constant sur toute sa longueur, les volumes engendrés par le piston sont proportionnels aux courses du piston et on peut donc prendre ces courses pour représenter les volumes sur l'axe OX.

V_0 sera représenté par Z_0 , V_1 sera représenté par Z_1 .

Les pressions de vapeur successives agissant sur le piston sont portées sur l'axe vertical OY à l'échelle choisie.

Pendant la phase d'admission, la pression p_0 de la chaudière est constante, la course représentative de l'admission est l'horizontale AB.

La détente se fait suivant une loi très complexe, du fait des variations de pression, de température et du changement d'état. On arrive à une approximation suffisante en admettant qu'elle se réalise suivant la loi de Mariotte, qui indique que le produit de la pression par le volume reste constant.

$$P \times V = Cte (\bar{1}).$$

La course BC représentant cette détente, est une hyperbole équilatère, dont le tracé est obtenu comme suit :

g étant le point d'intersection de l'horizontale AB et de la verticale qui correspond au volume V_1 , on trace Og. Cette droite coupe la verticale passant par B au point r ; par r on mène l'horizontale rC qui coupe la verticale correspondant au volume V_1 en C.

Connaissant les points extrêmes B et C de la courbe de détente on détermine quelques points intermédiaires, par exemple le point M de cette course correspondant à la position occupée par le piston et au volume V engendré par le piston. On mène la verticale Mm et on joint Om' qui coupe la verticale passant par B en k . Le point M, intersection de la verticale Mm avec l'horizontale menée par k est le point cherché.

Quand le piston est à fond de course avant, l'orifice b est ouvert, la pression tombe de p_1 à p' , cette pression p' qui est légèrement supérieure à la pression atmosphérique reste à peu près constante pendant que la face AR du piston est à l'échappement, la courbe représentative de l'échappement est l'horizontale DE.

Quand le piston est à son fond de course arrière, l'orifice a est ouvert et b fermé, la pression passe de p' à p_0 le volume n'ayant pas varié, la verticale EA représente cette élévation de pression.

(1) La loi exacte de détente adiabatique est $pv^k = \text{constante}$ avec $k = 1,13$ pour la vapeur saturée et $k = 1,28$ pour la vapeur surchauffée. Sur la machine et particulièrement à faible vitesse les phénomènes d'action de paroi dont il sera parlé plus loin et les fuites modifient encore le tracé de cette courbe.

Si on prend un point quelconque M pendant la détente, la pression effective qui agit sur le piston à ce moment précis, est

$$MM' = mM' = Mm.$$

et la force qui en résulte (S étant la surface du piston) :

$$S \times Mm.$$

Pour un point N immédiatement voisin, la force est :

$$S \times Nn.$$

Lorsque le piston se déplace de M' à N' le travail effectif est égal à la force moyenne multipliée par le chemin parcouru ou :

$$S \times \frac{Mm + Nn}{2} \times mn$$

Or : $\frac{Mm + Nn}{2} \times mn$ représente la surface du trapèze MNnm.

Si les points m et n sont suffisamment rapprochés on peut en effet confondre sans grands risques d'erreur la ligne courbe MN avec une ligne droite.

Le travail effectué est donc égal à cette surface multipliée par la surface du piston, on démontre ainsi que la surface curviligne ABCDE du diagramme est proportionnelle au travail effectué pendant la course aller et pendant la course retour d'un même côté du piston.

Cette figure est appelée diagramme théorique par opposition à la figure analogue tracée à l'aide d'un appareil spécial appelé indicateur monté sur une machine en marche et qui est le diagramme pratique ou réel.

La géométrie élémentaire ne donne pas le moyen de calculer exactement cette surface ; une méthode approchée consiste à l'assimiler à la somme d'un grand nombre de figures telles que MNnm dans lesquelles on considère MN, comme une ligne droite ; la surface cherchée est alors composée d'une somme de surfaces de trapèzes. On utilise aussi des appareils cinématiques spéciaux appelés planimètres.

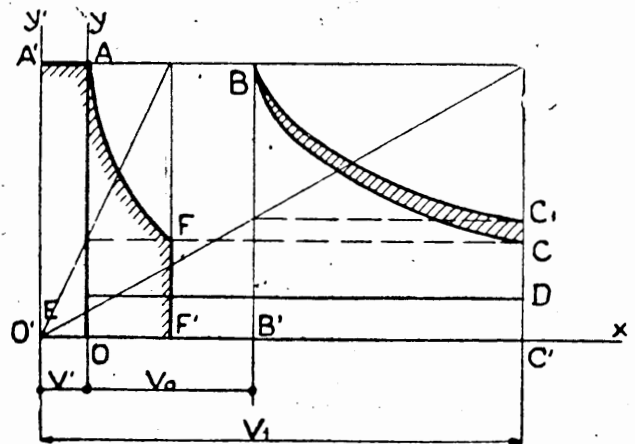


FIG. 3.

3° Causes modifiant dans la pratique le diagramme théorique.

a) Espaces morts.

On sait que l'espace mort, ou espace neutre, est le volume compris entre le piston à fin de course et le fond du cylindre, augmenté du volume du conduit de vapeur, compris entre le cylindre et le distributeur (fig. 1).

La première partie de cet espace a pour but de faciliter l'arrivée de la vapeur derrière le piston et de remédier aux inconvénients qui pourraient résulter des différences de la dilatation des organes fixes et des organes mobiles, de l'usure des articulations, des erreurs de montage.

La section du conduit de vapeur qui forme la seconde partie de l'espace mort est, en gros, proportionnelle à celle du cylindre et la longueur de ce conduit dépend du système de distribution.

Pour étudier le rôle des espaces morts, on peut comparer entre eux les diagrammes théoriques obtenus dans un cylindre pour une même fraction d'introduction, d'abord sans espace mort et ensuite avec un espace mort de volume v' (fig. 3).

Dans le premier cas, le diagramme réalisé est ABCDE dans lequel la courbe de détente est l'hyperbole BC et le travail pendant la période d'admission est $v_0 p_0$.

Dans le second cas, la vapeur au début de l'admission remplit d'abord l'espace mort v' , puis le volume utile du cylindre en chassant le piston devant elle, il en résulte qu'à la fin de l'introduction, il y a derrière le piston un volume de vapeur égal à $(v_0 + v')$.

Le travail pendant la période d'admission est encore égal à $v_0 p_0$, car il résulte d'un même effort Sp_0 agissant sur le même parcours zo , il est représenté par le rectangle OABB'.

Le travail pendant la détente est supérieur à celui obtenu dans le cylindre sans espaces morts.

En effet, le volume de vapeur qui se détend est $(v_0 + v')$ au lieu de v_0 ; la courbe de détente passe au-dessus de BC, elle devient BC_1 . Le travail recueilli pendant la détente est représenté par la surface $B'BC_1C'$ et l'augmentation de travail est représentée par BC_1C .

Le travail de contre-pression n'est pas modifié, il est toujours représenté par OEDC'.

Les espaces morts ont donc pour effet d'augmenter le travail recueilli, mais en augmentant la dépense de vapeur. Il y a une perte réelle car l'augmentation de travail est inférieure au travail que produirait l'excédent de vapeur v' introduit dans un cylindre sans espaces morts. Le travail produit par ce volume v' de vapeur dans sa détente de la pression initiale OA à la pression finale $C'C$ serait représenté par la surface $O'A'AFF'$ bien supérieure à BC_1C .

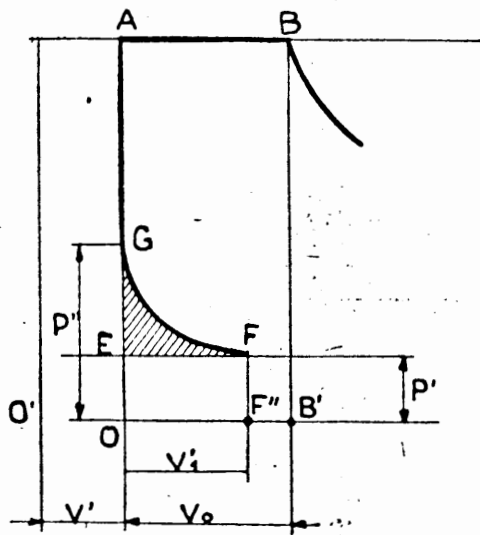


FIG. 4

b) Compression.

Lorsque la vapeur a travaillé sur l'une des faces du piston pendant la course aller, elle est évacuée pendant la course retour, mais la communication avec l'atmosphère n'est pas maintenue pendant toute la durée de la course; elle cesse un peu avant la fin, de sorte qu'on isole un volume de vapeur $(v'_1 + v')$ à la pression p' , que le piston comprime progressivement dans l'espace mort jusqu'à la fin de course où cette vapeur occupe le volume v' et possède une pression p'' plus grande que p' (fig. 4).

La compression donne donc lieu dans ce cas à un travail résistant, représenté par la surface $OGFF''$, plus grande que la surface $OEFF''$ qui représente le travail résistant pendant le même temps dans une machine

sans compression. Le travail total est donc diminué avec la compression du travail représenté par le triangle curviligne EGF .

La compression est utile pour les raisons suivantes :

— Il faut, avec les distributions à tiroirs plans ou cylindriques, que l'orifice d'échappement soit non seulement fermé, mais recouvert d'une certaine quantité lorsque l'admission s'ouvre afin d'éviter les fuites directes à l'échappement.

— La compression rend la marche de la machine plus douce en atténuant à fond de course du piston les chocs dus à l'inertie des pièces et au développement des jeux.

— La compression fournit, en outre, une partie de la vapeur qui remplit les espaces morts et diminue par conséquent la dépense, mais c'est au détriment du travail moteur puisque cette compression provoque une résistance appréciable.

— La valeur de la compression varie évidemment pour un même type de machine et pour un cran de marche donné suivant la pression d'admission de la vapeur et la vitesse. Plus la pression de la vapeur au commencement de l'échappement et la vitesse sont élevées, plus la vapeur s'échappe difficilement et plus grande est la compression. Pour cette raison, les organes de distribution des machines de vitesse n'ont pas à l'échappement les mêmes côtes que les machines de marchandises.

Il existe une valeur optimum de la compression et pratiquement on s'en rapproche de façon satisfaisante en admettant pour cette phase, une valeur telle que la pression finale soit à peu près égale aux $\frac{2}{3}$ de la pression régnant dans la boîte à vapeur. Il faut l'arrêter en un point qui dépend de la troncature de la détente.

c) **Pertes dues au mouvement de la vapeur.**

Nous avons admis que la pression p_0 dans le cylindre était celle de la chaudière et que la pression p' était la pression l'échappement, en réalité il n'en est pas ainsi. Puisqu'il y a transport

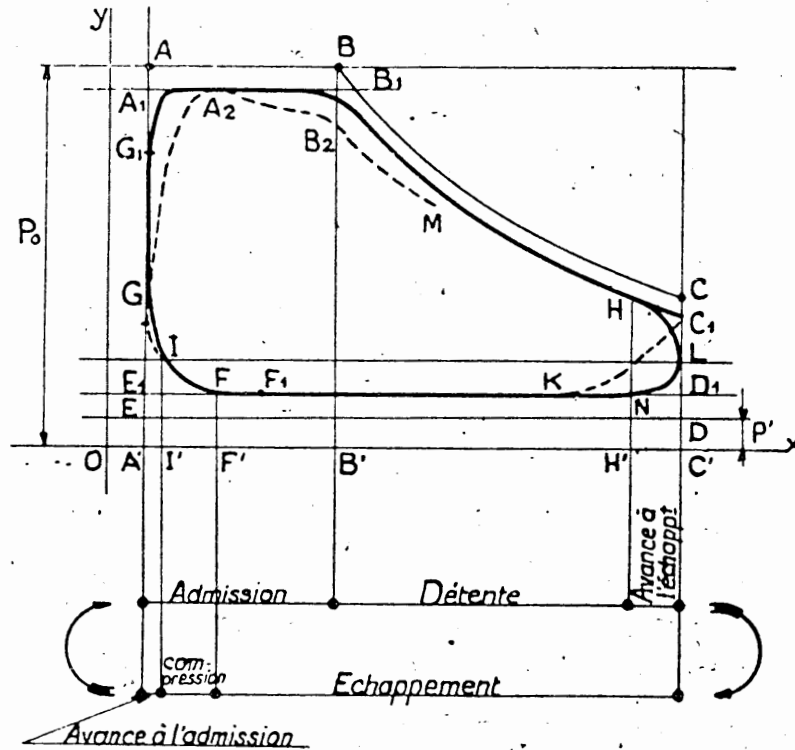


FIG. 5

de vapeur de la chaudière au cylindre ce déplacement donne lieu à une perte de pression qui provient des frottements dans le tuyautage et des étranglements dans les conduits de communication.

Quand la vapeur passe du cylindre à l'échappement le même fait se produit.

Le diagramme réel est donc limité aux horizontales $A_1 B_1$ et $E_1 D_1$ de la figure 5.

On diminue cette perte en donnant au tuyau Crampton, aux tuyaux d'admission et d'échappement, des dimensions suffisamment grandes, en évitant les coudes brusques et les étranglements. Nous en reparlerons au § suivant.

Il se produit aussi une dépression appelée laminage pendant l'admission et l'échappement, lorsque les barrettes du tiroir viennent fermer progressivement les orifices de passage de la vapeur. Le laminage diminue la valeur de la pression en fin d'admission et l'augmente en fin d'échappement. Ces phénomènes tendent à diminuer la surface du diagramme, donc le travail utile de la vapeur. Nous verrons que l'on a combattu ce laminage par l'emploi de tiroirs cylindriques, puis de soupapes. Le laminage entraîne l'existence d'une puissance limite pour chaque vitesse quel que

soit l'accroissement que l'on puisse donner au degré d'introduction. On appelle cran de marche optimum celui qui permet d'atteindre la limite de puissance pour chaque vitesse avec le minimum de consommation de vapeur.

d) Avance à l'admission.

La compression étant représentée par la courbe FG, la pression à fin de course est A'G ; à ce moment l'orifice d'admission commence à s'ouvrir et la pression dans le cylindre s'élève. Mais en raison de la faible ouverture de l'orifice, l'égalité de pression entre la boîte à vapeur et le cylindre ne s'établit pas immédiatement et pendant ce temps le piston se déplace et la courbe se sépare plus ou moins de la verticale A'A, elle devient GA₂. Il en résulte une réduction de surface du diagramme égale à GA₁A₂ (fig. 5).

On atténue cette perte en faisant de l'avance à l'admission.

L'orifice d'admission s'ouvre au point I' pendant la compression un peu avant la fin de course retour, la pression dans le cylindre s'élève pendant que le piston termine cette course et devient A'G₁ plus grande que A'G.

Au début de la course aller, la pression dans le cylindre est donc plus élevée et l'orifice de distribution est un peu ouvert, de sorte que l'équilibre de pression s'établit plus rapidement et la courbe représentative devient IG₁A₁ au lieu de IGA₂, augmentant ainsi le travail moteur.

L'avance à l'admission est très faible, on l'évalue soit en degré de l'arc parcouru par la manivelle, soit en fraction de la course du piston, soit en millimètres d'ouverture de l'orifice d'admission lorsque le piston est à fond de course.

Mais cette avance étant faible, il importe que la distribution soit bien réglée, car l'avance se transformerait, pour l'un des côtés du piston en un retard à l'introduction, tandis qu'elle pourrait être doublée pour l'autre côté et ces deux modifications anormales du réglage présenteraient chacune des inconvénients d'ordre mécanique, en diminuant encore l'effet utile de la vapeur.

Pendant l'admission si les orifices sont ouverts d'une quantité insuffisante, la pression s'abaisse et la courbe devient A₁B₂. En général, les orifices sont ouverts d'une quantité suffisante pour que la vapeur puisse suivre le piston aux vitesses moyennes sans chute de pression sensible et la courbe d'admission est alors peu différente de l'horizontale A₁B₁. Il n'en est pas toujours de même aux grandes vitesses.

e) Avance à l'échappement ou troncature de la détente.

La détente commence au point B₁, la courbe de détente était théoriquement BC. En tenant compte de la chute de pression BB₁ et en admettant la détente suivant la loi de Mariotte, il est évident que la courbe réelle passe au-dessous de BC, elle est raccordée à la courbe d'admission par un arrondi plus ou moins accentué suivant la fermeture plus ou moins lente de l'orifice ; la courbe de détente est B₁C₁.

Si l'échappement commence au point C₁, la pression ne tombe pas instantanément suivant C₁D₁, mais à cause de l'ouverture lente de l'orifice la courbe des pressions devient C₁K occasionnant une perte représentée par la surface C₁D₁K.

On réduit cette perte en faisant de l'avance à l'échappement. On ouvre l'orifice d'échappement avant la fin de course au point H', la courbe des pressions devient HLN, la pression à fin de course étant C'L au lieu de C'C₁. Il y a évidemment une perte, mais elle est inférieure à la précédente.

Si l'orifice d'échappement se ferme en F', l'échappement est représenté par la courbe LNKF, en réalité la compression ne commence pas en F mais en F₁ à cause de la fermeture progressive de l'orifice d'échappement.

Le diagramme réel pour les raisons précédemment indiquées s'écarte donc du diagramme théorique ABCDE et devient A₁B₁HLNF₁IG₁A₁. Il est évidemment limité par les verticales extrêmes A'A et C'C mais sa surface est un peu inférieure à celle du diagramme théorique.

La figure 5 bis représente le diagramme réel que l'on obtiendrait avec les phases ci-dessus mais avec une marche très lente et l'admission et l'échappement étant supposés instantanés (aucun laminage).

La figure qui serait obtenue à l'aide d'un indicateur de pression pour une machine bien réglée se rapprocherait du tracé modifié comme on vient de l'expliquer aux § (a) à (e).

f) **Pertes par action de paroi.**

Examinons l'action des parois (fonds de cylindre, faces du piston, paroi cylindrique et parois des lumières) pendant les trois phases principales :

Admission.

La vapeur à haute température t est introduite dans le cylindre dont les parois sont à une température t' sensiblement égale à celle de la vapeur d'échappement avec le conduit de laquelle le cylindre était mis en relation l'instant d'avant. La vapeur cède une quantité de chaleur Q aux parois en se condensant en partie. Il faut introduire un volume de vapeur supplémentaire.

Détente.

D'une part, il y a condensation sur les surfaces découvertes par le déplacement du piston (même raison que pour l'admission). D'autre part, pendant la détente la température de la vapeur s'abaisse par suite de la chaleur transformée en travail, s'il arrive un moment où cette température est inférieure à celle des parois, il n'y a plus condensation, mais au contraire vaporisation de l'eau précédemment condensée, de sorte que les parois restituent une partie de la chaleur absorbée pendant la première partie de la course du piston. Soit U , cette quantité de chaleur restituée.

Echappement.

Le cylindre est mis en relation avec l'échappement (température t') où la pression est faible. L'eau restante dans le cylindre qui tapisse la surface intérieure se vaporise rapidement en empruntant une quantité de chaleur E aux parois qu'elle emporte à l'échappement où elle est perdue.

— En plus de ces pertes périodiques, il existe une perte E' par rayonnement extérieur.

Entre les quantités de chaleur Q , U , E , E' , on a évidemment la relation ;

$$Q - U = E + E'$$

Les moyens employés pour lutter contre le phénomène d'action de paroi sont sur les locomotives :

- l'enveloppe calorifuge des cylindres (on a essayé aussi l'enveloppe de vapeur),
- l'accroissement de la vitesse du piston,
- l'emploi de la détente fractionnée,
- l'emploi de la vapeur surchauffée.

On remarquera que l'emploi de chaque moyen n'est pas contradictoire avec celui des trois autres. Il est évident par exemple dans le cas d'emploi de vapeur surchauffée que la turbulence de la vapeur qui se produit dans le cylindre est insuffisante pour que la masse entière de la vapeur puisse venir au contact des parois pour les réchauffer au détriment de toutes ses calories de surchauffe. En ce qui concerne l'emploi de la détente fractionnée, pour chaque cylindre, l'écart des

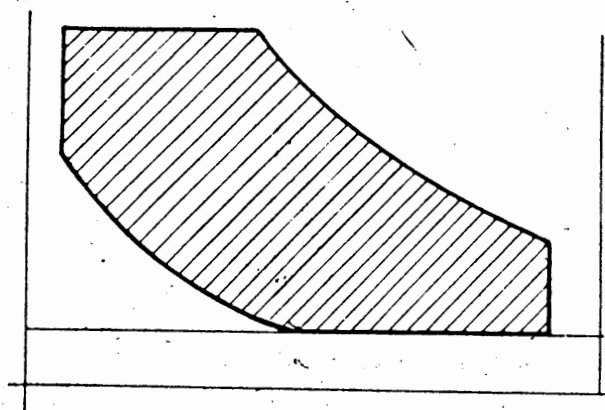


FIG. 5 bis

températures entre l'admission et l'échappement est faible, ce qui diminue beaucoup les condensations. L'expérience prouve que ces pertes ne s'ajoutent pas sur les deux cylindres et que l'emploi du compoundage permet de réduire de moitié environ l'importance totale des pertes de travail dues aux condensations. Ceci s'explique assez bien si l'on admet en première approximation que les condensations sont, toutes choses égales d'ailleurs, proportionnelles aux écarts de température dans chaque cylindre et si l'on remarque que c'est la même vapeur qui se condense puis se vaporise successivement d'abord dans le cylindre HP enfin dans le cylindre BP où elle est encore capable d'être transformée en travail mécanique. Les pertes par action de paroi sont d'autant plus grandes que le degré de détente, la pression d'admission, l'étendue des surfaces nuisibles sont grandes.

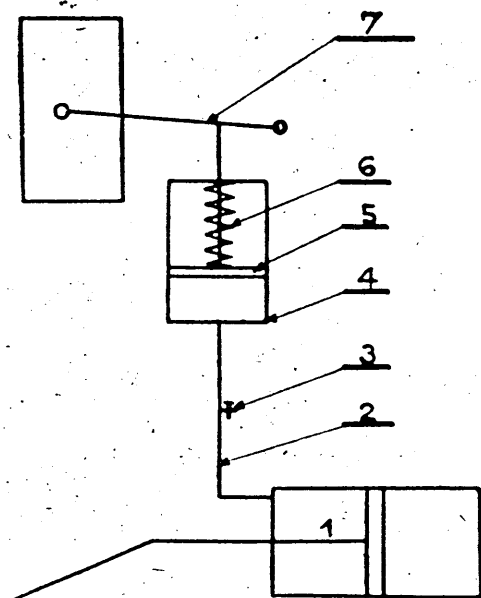


FIG. 6

aiguille gradué en adoptant le chiffre 1 pour la consommation de vapeur correspondant à une contre-pression de 100 gr/cm² on a donc une consommation égale à 2 pour une contre-pression égale à 400 gr/cm². Le mécanisme de ces machines a été étudié de façon à permettre à marcher avec des admissions très faibles sans laminage au régulateur.

Avec d'autres machines, si dans ces dernières conditions de marche, la machine se trouvait être soumise à des vibrations ou chocs violents on laminerait légèrement au régulateur tout en allongeant la marche, cette manœuvre étant arrêtée au moment précis où ces vibrations seront éteintes. A cette question des vibrations s'ajoute d'ailleurs la question de la vaporisation qui peut devenir insuffisante lorsqu'on rapproche la marche au point mort. Il faut alors rechercher quelle est la meilleure des 2 solutions qui consisteraient soit à serrer plus ou moins l'échappement variable en maintenant le régulateur ouvert en grand, soit à laisser l'échappement dans sa position initiale et à laminer plus ou moins au régulateur. Pour déceler le mode de conduite le plus économique il faudrait utiliser un pyromètre à l'échappement et chercher à lui faire marquer la température la plus basse.

Remarquons que lorsqu'on a affaire à une machine compound, la réduction de la puissance s'obtient en réduisant le cran de marche HP et que le cran de marche BP est déterminé suivant une autre loi en fonction du cran HP.

h) Pertes par fuites aux distributions et segments de piston.

Quand on confronte les consommations de vapeur réelles aux consommations de vapeur accusées par les diagrammes, l'influence due aux phénomènes d'action de paroi n'est pas suffisante pour expliquer les différences constatées. Parmi ces causes, il semble que la plus importante doive être

g) Pertes par contre-pression à l'échappement.

Cette contre-pression dépend pour un débit de vapeur donné, du rendement de l'échappement ; réciproquement, pour un échappement donné la contre-pression p' (fig. 5) croît suivant le débit de vapeur.

Si l'on double par exemple la contre-pression en serrant l'échappement, le travail fourni peut être réduit dans la proportion de 15 %, la quantité de vapeur admise réduite dans la proportion de 11 % et la consommation par unité de travail produite augmentée de 4,3 %. Si l'on veut rétablir le travail à sa valeur initiale il faut accroître l'introduction et finalement l'opération se traduit par un accroissement de la consommation de vapeur par unité de travail produite de 19 %.

Pour un échappement donné la contre-pression croît suivant le débit de vapeur. Or ce débit peut être augmenté soit par l'ouverture plus grande du régulateur, soit par l'allongement du cran d'admission. Pour tirer le meilleur parti de la machine on a évidemment intérêt à utiliser toujours la pression maximum aux boîtes à vapeur et le degré d'introduction minimum compatibles avec la bonne tenue de la machine. Nous avons vu que la contre-pression varie sensiblement comme le carré du débit de vapeur (cette relation étant valable pour n'importe quel échappement utilisé) ; par conséquent un manomètre de contre-pression peut renseigner à chaque instant sur la consommation de vapeur. Ce renseignement est très utile pour la conduite de la machine et du feu. Il permet au mécanicien de se rendre compte qu'il a intérêt à marcher à régulateur ouvert en grand. Le manomètre de contre-pressions des 141 P a un cadran double à une seule

celle des fuites (1). Elles s'atténuent d'ailleurs comme les phénomènes d'action de paroi avec la vitesse et à un degré moindre avec le degré d'admission. Les fuites varient suivant l'usure des orga-

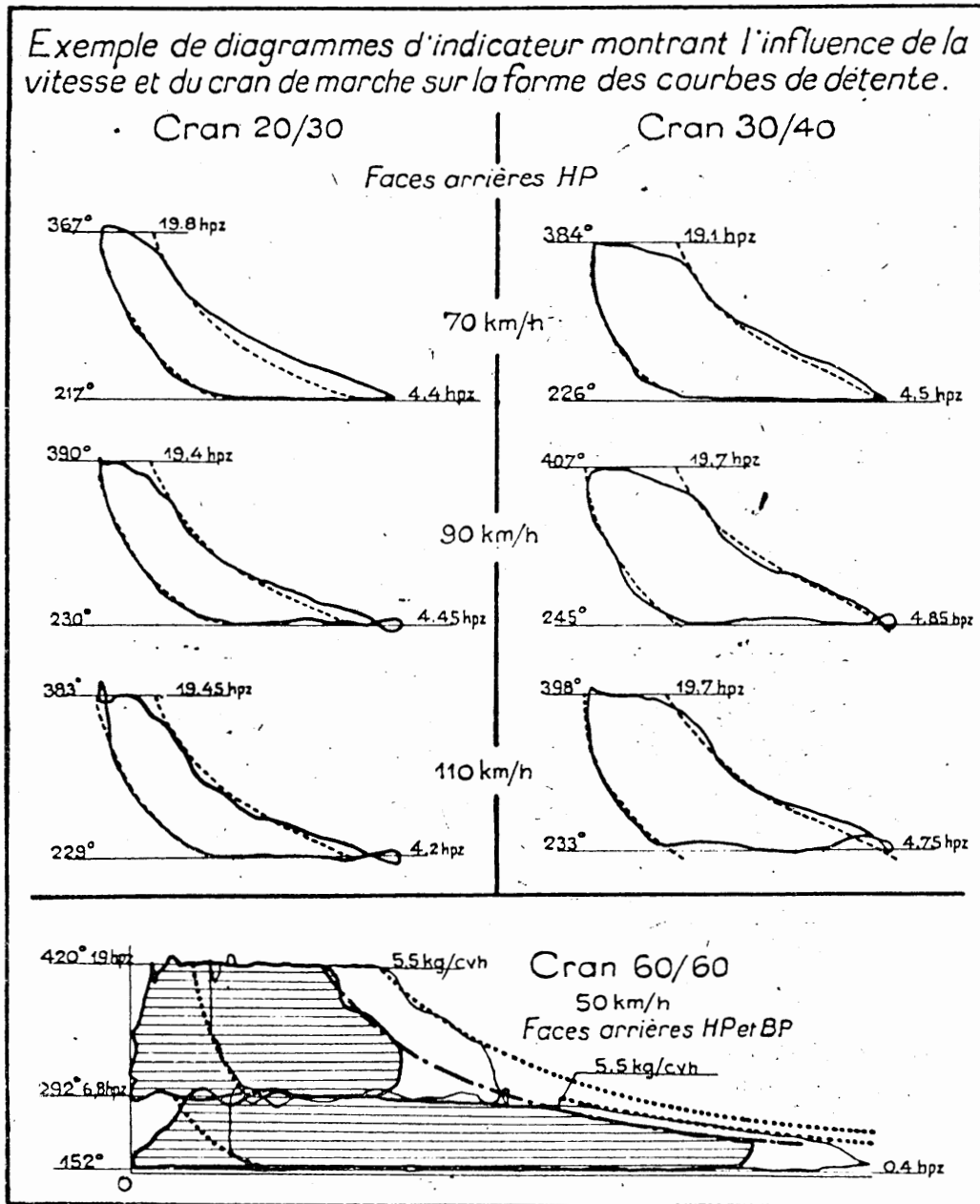


FIG. 7

nes d'étanchéité et des essais pratiques ont démontré que l'étanchéité des distributeurs importait au premier chef, celle des segments de piston ne semblant pas avoir, au moins dans des limi-

(1) Voir article de la *Revue Générale des Chemins de Fer* (Février - Mars 1935) sur la valeur des coefficients de débit relatifs à ces fuites déterminées à l'arrêt.

tes normales, une très grande influence. Le mode compound en fractionnant la détente réduit les différences de pression génératrices de fuites.

4° Indicateur de Watt (fig. 6).

L'indicateur comprend un cylindre vertical 4 qu'on met en communication avec l'une des extrémités du cylindre de la machine. La vapeur contenue dans cette extrémité vient agir sous le piston 5 placé dans le cylindre 4 de l'indicateur ; la face opposée de ce piston est soumise à l'action d'un ressort à boudin taré 6 et de la pression atmosphérique. Chaque longueur de ce ressort à boudin correspond à une valeur déterminée de la pression dans le cylindre de la locomotive. Le piston de l'indicateur entraîne dans ses déplacements un levier 7 muni d'un crayon qui enregistre les pressions effectives successives sur une feuille de papier. Cette dernière est généralement fixée sur un barillet qui tourne sur un axe suivant le mouvement du piston moteur intéressé auquel il est relié par une fil mais dans un rapport donné pour n'avoir pas un appareil trop encombrant. L'appareil peut, généralement, être mis alternativement en communication avec l'un et l'autre fond du cylindre, pour relever les diagrammes sur chacune des faces du piston.

Lorsqu'on a pris un diagramme, la valeur exacte de la pression qui agit à chaque instant sur le piston est enregistrée. On détermine la valeur moyenne de cette pression pour la course et on l'appelle ordonnée moyenne. Cette évaluation se fait en mesurant la surface du diagramme au moyen d'un instrument spécial appelé planimètre ou encore en pesant ce diagramme. La valeur de l'ordonnée moyenne est la hauteur du rectangle ayant la surface du diagramme et dont la base est égale à la longueur du diagramme, c'est-à-dire, la course du piston réduite à l'échelle donnée. Cette ordonnée moyenne multipliée par la flexion du ressort au kilogramme donne la pression moyenne.

La figure 7 donne quelques exemples de diagramme d'indicateur (1).

5° Puissance indiquée.

La connaissance de l'ordonnée moyenne jointe à celles des dimensions du cylindre et de la vitesse de la machine permet de calculer la puissance indiquée (2), ou puissance développée par la vapeur sur le piston.

Par exemple, quelle est la puissance indiquée que développe une machine à deux cylindres à simple expansion, sachant que la pression moyenne est de 6 kg. /cm², le diamètre des cylindres de 50 cm., la course du piston de 75 cm., l'essieu moteur accomplissant trois tours par seconde.

La pression moyenne de 6 kg. /cm² donne une force de :

$$6 \text{ kg.} \times \frac{\pi \times 50^2}{4} = 11.775 \text{ kg.}$$

Pour un tour de roue le travail pour un cylindre sera de :

$$11.775 \text{ kg.} \times 0,75 \times 2 = 17.632 \text{ kg. /m.}$$

Pour les deux cylindres et pour trois tours de roues, le travail par seconde ou la puissance sera de :

$$17.632 \times 3 \times 2 = 105.592 \text{ kg. /m. /sec.}$$

ou :

$$1 \text{ c. v.} \times \frac{105.592}{75} = 1.406 \text{ chevaux-vapeur.}$$

(1) Voir article de la *Revue Générale des Chemins de Fer* (n° de nov. déc. 1944) sur les perfectionnements apportés aux relevés des diagrammes par indicateurs cinématographiques (C. Bohl).

(2) La dénomination « puissance indiquée » vient de ce qu'elle se déduit des diagrammes enregistrés sur l'indicateur de WATT

Avant 1930

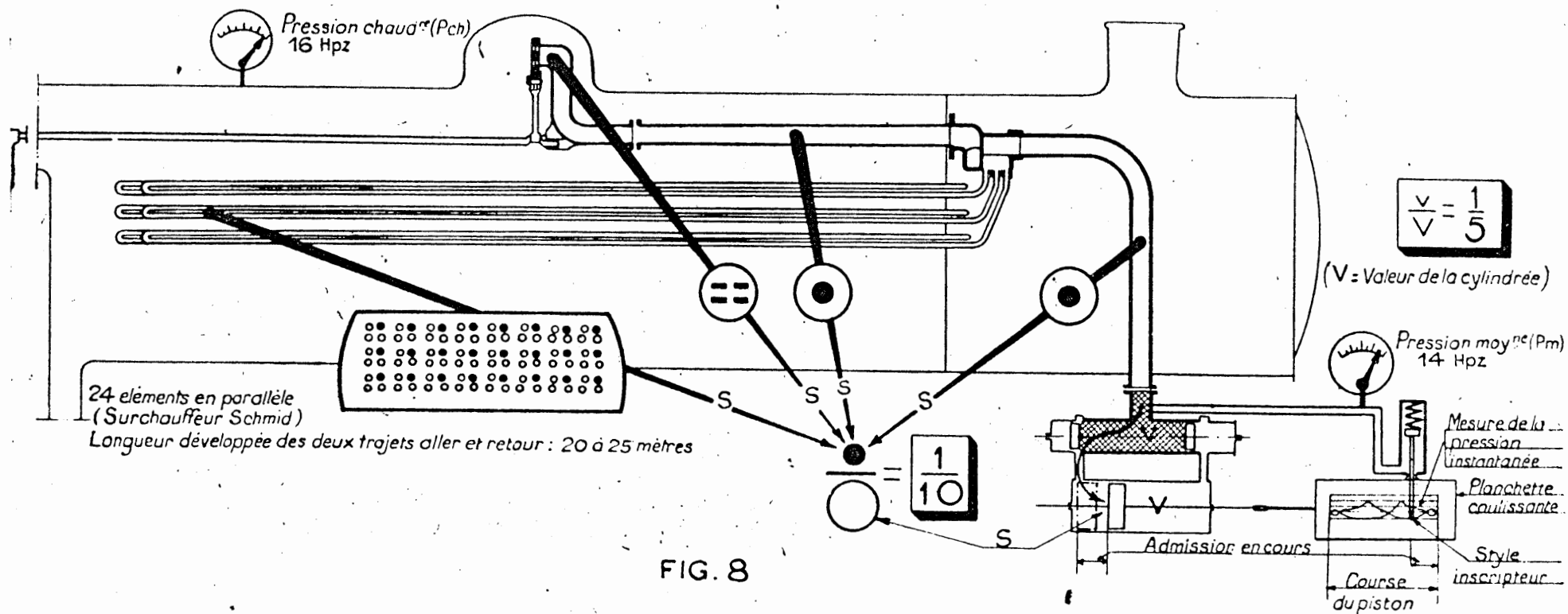


FIG. 8

B. — DISTRIBUTION DE LA VAPEUR

1° Dimensions des conduites et orifices.

L'écoulement de la vapeur dans les tuyauteries d'admission s'accompagne d'une chute de pression ou perte de charge p dont la valeur est liée :

- au débit de vapeur D (p est proportionnelle à D^2) ;
- à la section de la tuyauterie S (p est inversement proportionnelle à S^2) ;
- à la longueur de la tuyauterie L (p est proportionnelle à L) ;
- au tracé de la tuyauterie (éviter les coudes brusques) ;
- au calorifugeage de la tuyauterie.

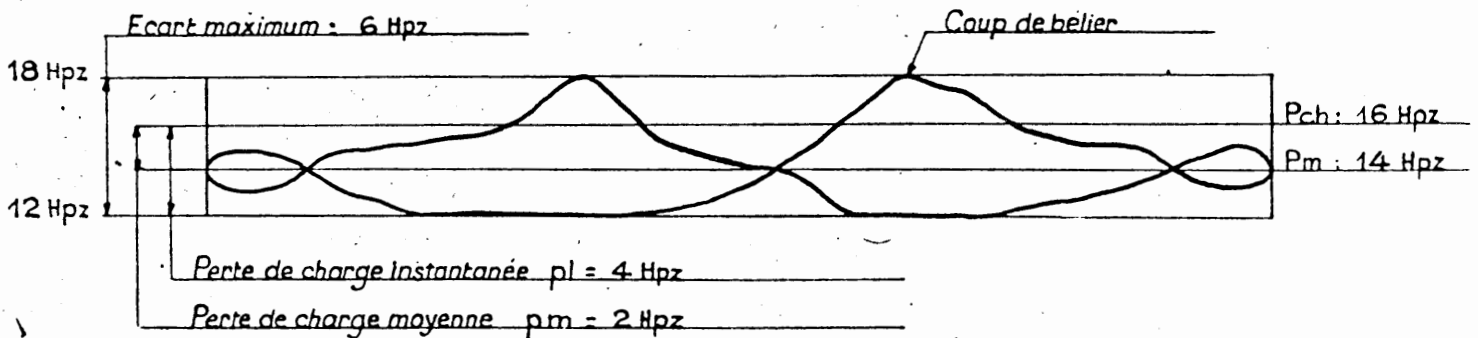


FIG. 9

Dès l'origine du chemin de fer et jusqu'avant 1930, probablement dans le désir de réduire les pertes par refroidissement extérieur et dans un souci de faible encombrement on a toujours pris :

- un chiffre voisin de 10 pour le rapport des sections s (régulateur, tuyau d'admission, circuit de surchauffe) et S du cylindre.
- un chiffre voisin de 5 pour le rapport des volumes v de la boîte à vapeur et V du cylindre (fig. 8).

La figure 9 donne la courbe de variation, relevée à grande vitesse, de la pression de vapeur dans la boîte à vapeur. On y voit l'importance des pertes par laminages qui résultent, indépendamment des sections propres du circuit de vapeur, de la discontinuité due aux coups de piston.

A la suite de quelques résultats heureux obtenus en agrandissant légèrement les sections de passage offertes à la vapeur et des importantes recherches de M. CHAPELON sur cette question on décida vers 1930 d'aller beaucoup plus loin qu'on ne l'avait fait jusque-là.

On a combattu ou supprimé les pertes de charges totales que subit la vapeur en se rendant de la chaudière à l'échappement :

a) Entre chaudière et boîte à vapeur (fig. 10).

En portant à $\frac{1}{5}$ le rapport $\frac{s}{S}$ c'est-à-dire en doublant s :

- par l'utilisation de régulateur à soupape (fig. 133 bis, tome 1).

Depuis 1930

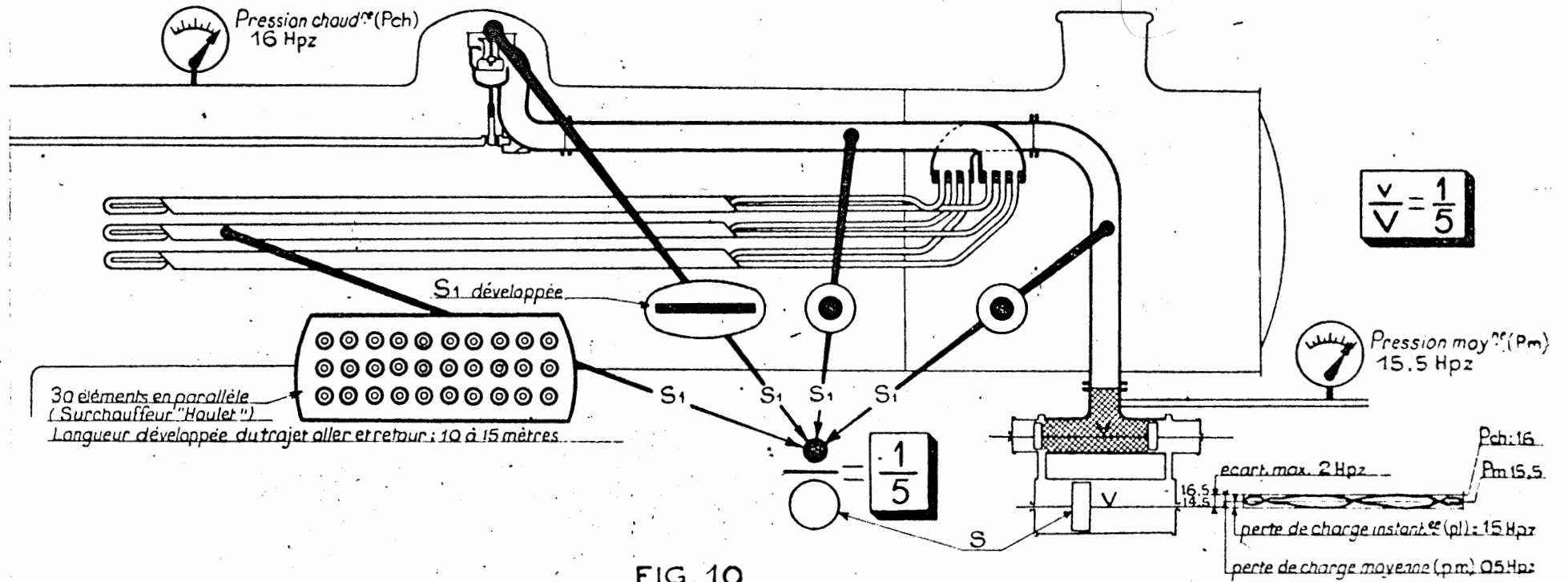


FIG. 10

L'ouverture lente sur 1/2 course permet de laminer au régulateur pour réduire la pression aux boîtes à vapeur. Cette possibilité (prévue pour éviter les à-coups au démarrage) ne doit être utilisée qu'exceptionnellement pour régulariser l'effort de traction puisque tout laminage (qui équivaut à une détente sans travail utile) est une cause de baisse de rendement.

— par l'accroissement des sections des tuyaux de prise de vapeur (tuyau Crampton, tuyau d'admission, nombre d'éléments surchauffeurs). A remarquer que les machines à deux cylindres doivent recevoir un circuit de vapeur supérieur à celui des machines à 3 et 4 cylindres où la régularisation du débit est meilleure.

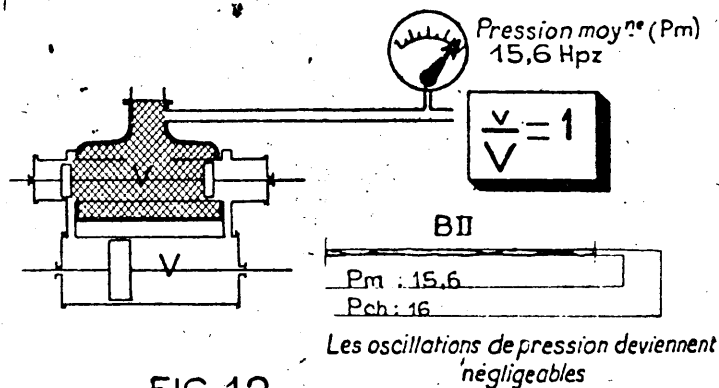


FIG. 12

b) Par l'augmentation du volume des boîtes à vapeur et modification des dispositions de la distribution (fig. 12).

— En portant à 1 le rapport $\frac{v}{V}$

c'est-à-dire en quintuplant v par la rectification du tracé des canaux autour des distributeurs eux-mêmes

afin que le coefficient de débit (1) à travers les orifices atteigne sa valeur maximum.

— en accroissant pour un type de régulation donné et dans des proportions analogues les sections maxima de passage de la vapeur à travers les lumières elles-mêmes, à l'admission et à l'échappement. La section minimum du tuyau d'échappement reste bien entendu la tuyère.

— en modifiant les lois de variation de ces sections d'ouverture avec le cran de marche et avec le déplacement du piston. Nous commenterons les dispositions employées lors de la description des distributeurs.

c) En réduisant la longueur L du circuit par l'utilisation de surchauffeurs nouveaux.

La longueur développée d'un trajet aller et retour d'un élément Houlet est de 10 à 15 m. contre 20 à 25 m. celle d'un élément Schmidt.

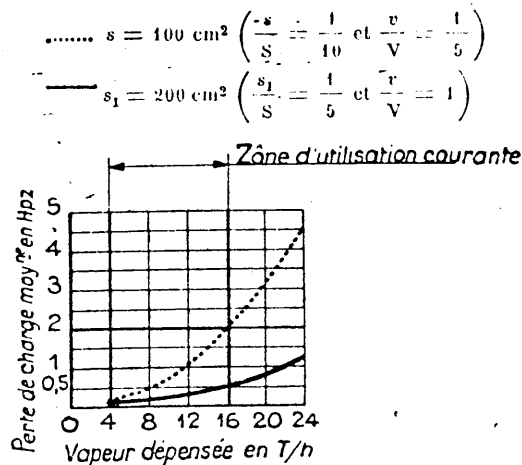
Résultats obtenus :

— Alors qu'avec des circuits à faible section la perte de charge moyenne (p_m) était de 2 hpz, avec des circuits à grande section (fig. 10) elle est inférieure à 0,5 hpz.

— Alors qu'avec une petite boîte à vapeur, on atteignait aux faibles crans d'admission (l'écoulement de la vapeur étant discontinu) des vitesses instantanées élevées provoquant une perte de charge instantanée (p_i) supérieure à la perte de charge moyenne (p_m) (p étant proportionnelle à D^2 ou au carré de la vitesse), la boîte à vapeur type B II de la figure 12 permet conjointement avec des circuits à grande section d'amortir très efficacement les oscillations de pression.

— La puissance est augmentée de 5 à 15 % pour la zone d'utilisation courante et de 20 à 30 % pour les coups de collier (fig. 13). Ce sont surtout en effet les valeurs instantanées de la perte de charge (p_i) qui importent et non celles de (p_m).

FIG. 13



(1) Lorsque dans un orifice la veine de vapeur subit une contraction, le débit n'étant plus proportionnel à la section géométrique A mais à une section réduite kA , k est le coefficient de débit. Sa valeur maximum est 1.

— Le rendement a été augmenté de 1 à 5 % pour la zone d'utilisation courante. La perte de charge, si elle réduit la pression motrice, diminue en même temps le débit de vapeur et ne donne lieu en définitive qu'à un accroissement de consommation de 2 % environ par hpz.

2^o Modes de distribution de la vapeur dans les cylindres, ou systèmes généraux d'obturateurs.

La distribution de la vapeur dans les cylindres est obtenue au moyen de tiroirs plans, de distributeurs cylindriques, de soupapes ou de pistons-valves.

a) Tiroir plan.

L'étude théorique de la distribution ci-après concerne celle à tiroir plan qui est le distribu-

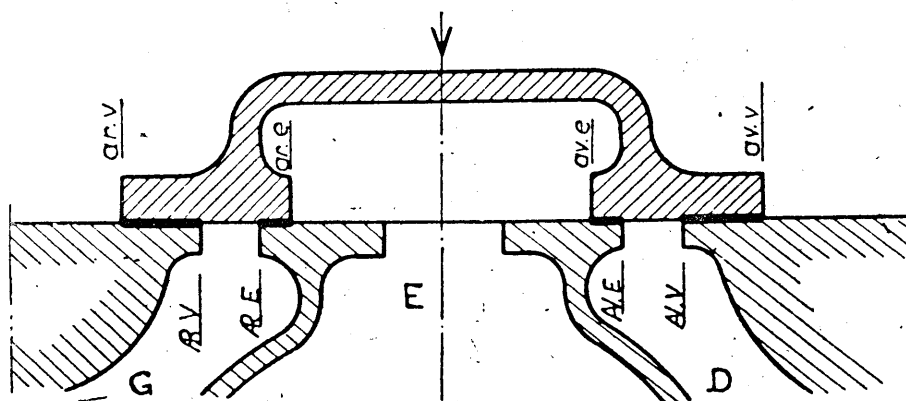


FIG. 14

teur le plus simple. Il se compose d'une pièce en fonte ou en bronze portant sur l'une de ses faces une cavité qui est en communication constante avec l'échappement E (fig. 14), tandis que l'extérieur est entouré de vapeur. Les quatre bandes qui limitent la cavité du tiroir doivent s'appliquer très exactement sur la table du tiroir ; les deux bandes opposées : *av. v-av. e.* et *ar. v-ar. e.*, perpendiculaires à la direction du mouvement du tiroir sont appelées patins ou barrettes ; leurs dimensions doivent être exactement prévues puisqu'elles règlent la distribution.

Il résulte de cette disposition que le tiroir est fortement appuyé sur sa table, l'extérieur V étant soumis à la pression de la vapeur de la chaudière, et l'intérieur E à la pression d'échappement voisine de la pression atmosphérique.

Le tiroir est entraîné par la tige de tiroir qui lui communique un mouvement de va-et-vient. Aux positions extrêmes de ce mouvement, il y a donc deux points (*av.*) et (*ar.*) qui limitent la course maximum du tiroir.

Le piston partage le cylindre en deux parties de volumes variables.

La première partie située du côté opposé à l'essieu moteur est appelée : Avant du cylindre (AV).

La seconde partie située du côté de l'essieu moteur est appelée : Arrière du cylindre (AR).

Sur la table du tiroir débouchent trois orifices : G, E, D. Les orifices G et D aboutissent l'un à l'arrière, l'autre à l'avant du cylindre ; l'orifice E aboutit à l'échappement.

Le conduit d'admission de vapeur venant de la chaudière aboutit dans la boîte à vapeur V.

Les orifices G, E, D sont très larges par rapport à leur longueur dans le sens du mouvement du tiroir, afin de réduire la course de ce dernier et le laminage.

Le jeu du tiroir consiste simplement à mettre en relation les orifices G et D alternativement avec V et avec E.

La figure 14 représente le tiroir dans sa position moyenne, tous les orifices sont fermés. Le tiroir passe dans cette position (comme dans toutes les autres du reste) deux fois par tour.

Pour faciliter la compréhension des épures qui vont suivre la désignation des arêtes du tiroir et du cylindre représentés (fig. 14) est à retenir :

AV et AR désignent le cylindre Avant et le cylindre Arrière.

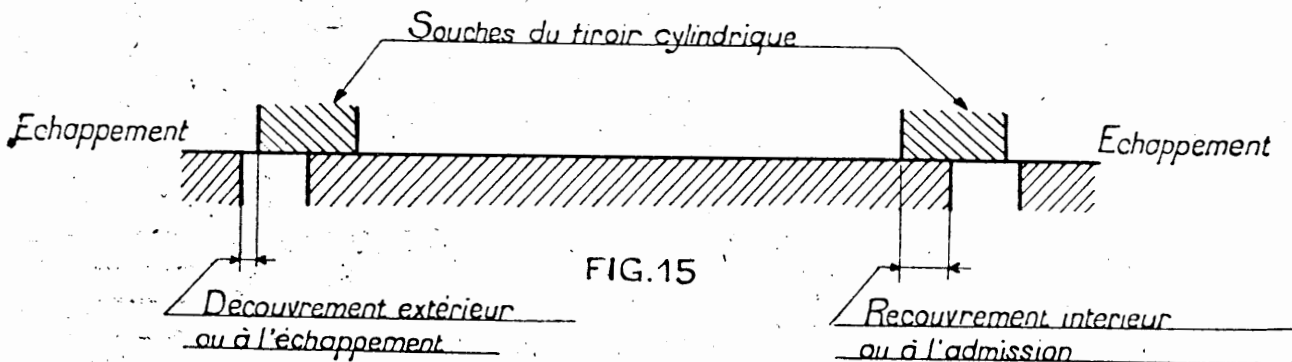
av-v l'arête vapeur (ou d'admission) avant du tiroir.

av-e l'arête d'échappement avant du tiroir.

ar-e l'arête d'échappement arrière du tiroir.

ar-v l'arête vapeur ou d'admission arrière du tiroir.

AV-V l'arête vapeur (ou d'admission) Avant du cylindre.



AV-E l'arête d'échappement Avant du cylindre.

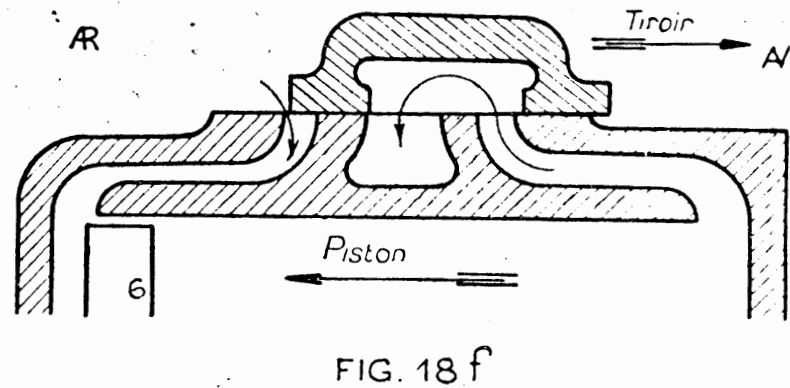
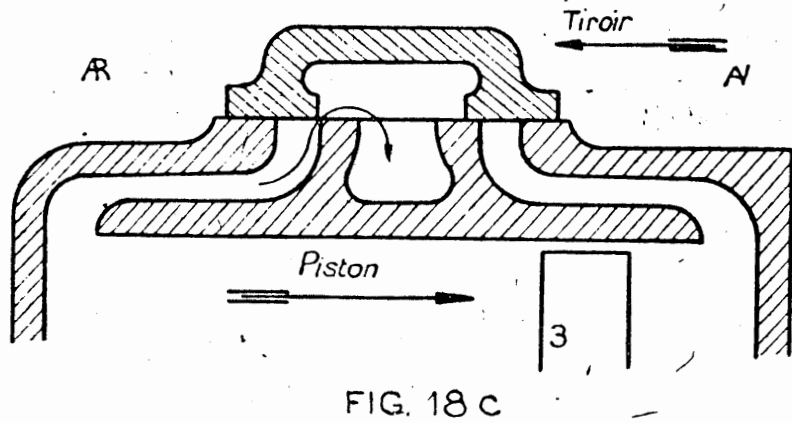
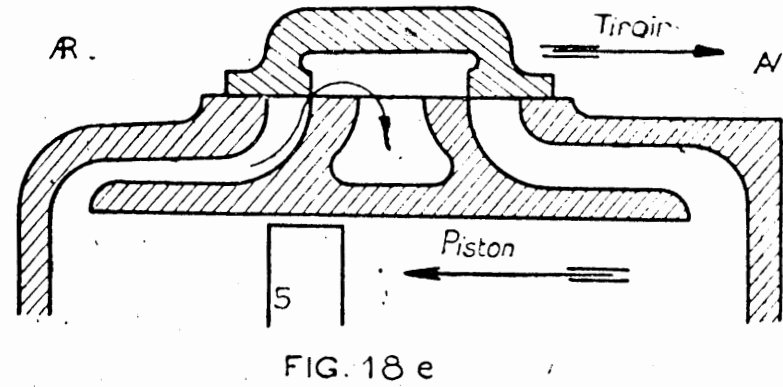
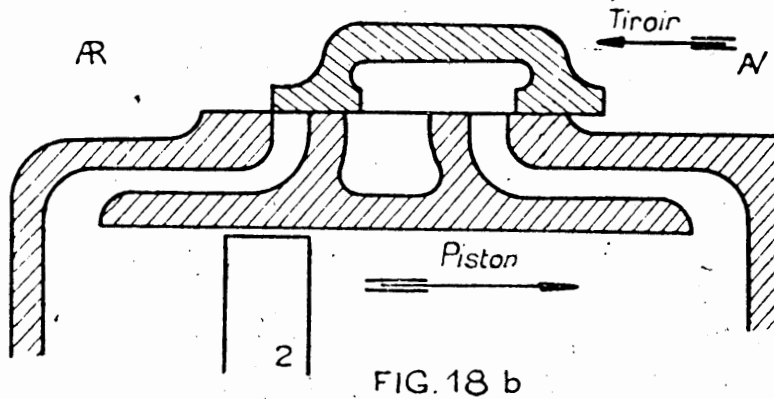
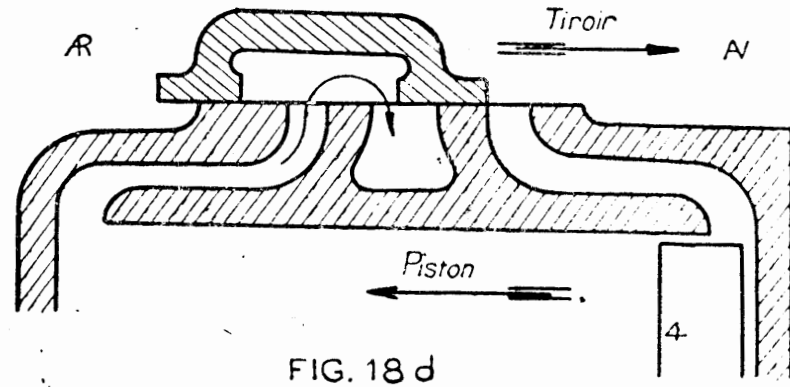
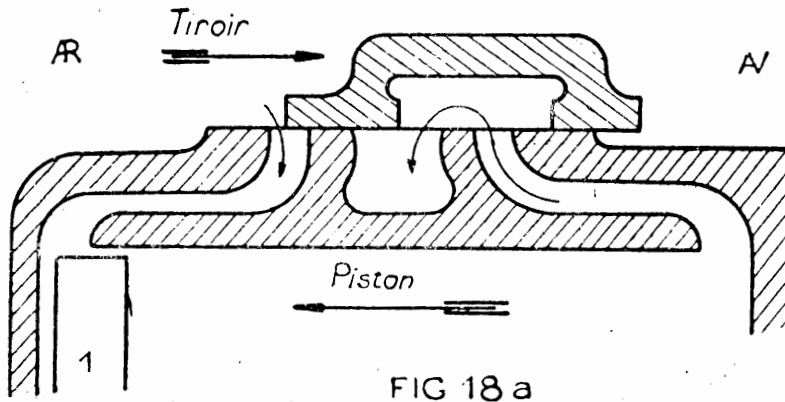
AR-E l'arête d'échappement Arrière du cylindre.

AR-V l'arête vapeur (ou d'admission) Arrière du cylindre.

b) Distributeurs cylindriques.

La vapeur appliquant avec force et continuellement le tiroir sur la table des lumières, force égale à la surface du tiroir en centimètres carrés multipliée par la pression dans la boîte à vapeur, cet organe s'use assez rapidement en créant une résistance passive non négligeable. Aussi dans les locomotives modernes on utilise, soit le tiroir plan compensé, soit le tiroir cylindrique ou distributeur qui seront décrits plus loin. Ce dernier se compose de deux pistons pourvus de segments et animés d'un mouvement de va-et-vient dans la boîte à vapeur qui est alors cylindrique (fig. 16 et 17). La vapeur vive arrive, soit à l'extérieur des deux pistons du distributeur (fig. 16), et le piston et le tiroir ont alors les mêmes mouvements relatifs que dans le cas étudié précédemment du tiroir plan à coquilles ; soit entre les deux pistons du distributeur (fig. 17) et le mouvement relatif précédent du distributeur et du piston est inversé. Dans les deux cas, le distributeur est équilibré ; toutefois les Régions préfèrent la disposition de la figure 17 dans laquelle la vapeur d'admission est contenue entre deux pistons étanches, la vapeur d'échappement à faible pression étant évacuée par les chambres A et B sur lesquelles sont montées les garnitures de la tige du distributeur qui peuvent n'être pas très étanches sans qu'il en résulte de graves inconvénients.

Il n'en est pas de même dans la disposition de la figure 16, dans laquelle les garnitures sont en contact avec la vapeur d'admission, d'où difficultés pour assurer leur tenue principalement avec la vapeur surchauffée.



c) **Soupapes et pistons-valves.**

Nous étudierons ces types de distributeurs dans un chapitre spécial en raison de ce qu'ils peuvent ne pas être commandés par excentriques comme les tiroirs et distributeurs et qu'ils sont séparés pour l'admission et l'échappement ce qui permet de réaliser si l'on veut une distribution à phases indépendantes.

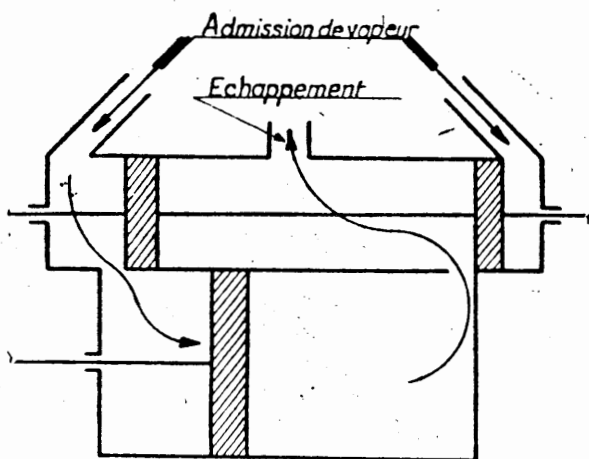


FIG. 16

La distance $av-e$ — AV E est le recouvrement à l'échappement pour le cylindre avant (AV).

La distance $ar-e$ — AR E est le recouvrement à l'échappement pour le cylindre arrière (AR).

Chacune des deux barrettes du tiroir a pour longueur les deux recouvrements correspondants augmentés de la longueur de la lumière.

Certaines machines ont des découvements à l'échappement (fig. 15). Dans ce cas, la longueur de la barrette est égale au recouvrement à l'admission augmenté de la longueur de la lumière et diminué du découvement à l'échappement.

b) **Positions relatives du piston et du tiroir et sens de leurs mouvements. Avance linéaire.**

Soit le cas du tiroir plan qui admet par les arêtes extérieures et est représenté figure 18 (a à f).

Le piston étant à son fond de course arrière l'orifice d'admission correspondant est ouvert par le tiroir de l'avance linéaire.

La position du piston de la fig. 18 a, correspond à la fin de l'avance à l'admission et au commencement de l'admission. Pendant l'admission, le tiroir se déplace vers l'avant dans le même sens que le piston, puis son mouvement est inversé et quand les arêtes $ar. v.$ — AR V viennent en contact, le piston occupe la position de la figure 18 b. Le piston continue son mouvement vers l'avant et le tiroir vers l'arrière, c'est la période de détente, mais le recouvrement à l'échappement diminue de plus en plus et à partir de l'instant où les arêtes $ar. e.$ — AR E coïncident (fig. 18. c), commence l'avance à l'échappement qui durera jusqu'à ce que le piston atteigne son fond de course avant (fig. 18. d). Pendant cette phase, le sens du mouvement du tiroir est à nouveau inversé

3° **Définitions relatives aux tiroirs et distributeurs cylindriques.**

a) **Recouvrements. Découvrements.**

Les recouvrements et découvements sont des dimensions importantes caractérisées par la position moyenne du tiroir.

Dans le cas de la figure 14 :

La distance $av-v$ — AV V est le recouvrement à l'admission pour le cylindre avant (AV).

La distance $ar-v$ — AR V est le recouvrement à l'admission pour le cylindre arrière (AR).

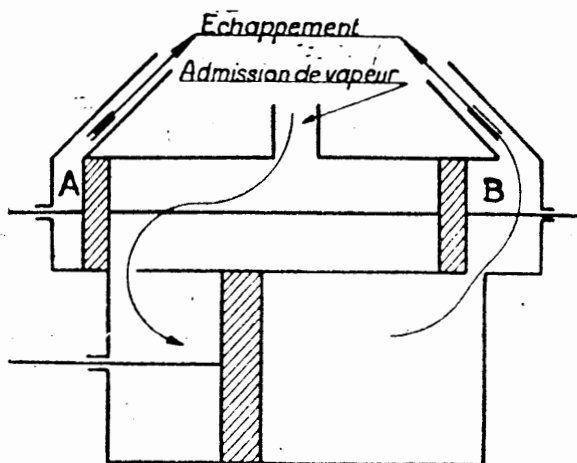


FIG. 17

et il se déplace vers l'avant. Le piston commence ensuite sa course retour vers l'arrière et l'échappement se poursuit jusqu'au moment où les arêtes *ar. e.* — AR E, viennent à nouveau en contact, c'est le commencement de la compression (*fig. 18. e*). Le recouvrement à l'admission diminue de plus en plus et quand les arêtes *ar. v.* — AR V, se recouvrent à nouveau (*fig. 18. f*) la compression s'achève et l'orifice d'admission s'ouvre pour l'avance à l'admission jusqu'à ce que le piston soit à fond de course arrière.

On a donc eu pendant un aller-retour complet du tiroir les 6 phases énoncées précédemment :

	{	1 — 2 : admission.
course aller		2 — 3 : détente.
		3 — 4 : avance à l'échappement.
	{	4 — 5 : échappement.
course retour		5 — 6 : compression.
		6 — 1 : avance à l'admission.