

DISTRIBUTION A PHASES INDÉPENDANTES

POUR

MOTEURS RÉVERSIBLES A FLUIDE ÉLASTIQUE

ET SON APPLICATION AUX LOCOMOTIVES

Par **M. Léon COSSART,**

INGÉNIEUR EN CHEF AU CHEMIN DE FER DU NORD

Pl. I.

Depuis quelques années, on a vu apparaître, pour effectuer la distribution de la vapeur dans les cylindres de locomotives, divers mécanismes actionnant des soupapes. Le bruit a couru que le remplacement de notre tiroir classique était une question de mode. Est-ce exact ?

Non. — La recherche d'une nouvelle distribution pour les locomotives est une nécessité depuis qu'on a trouvé le moyen, sur ce type de machines, de surchauffer la vapeur à 400° et même plus.

Tant qu'on s'en tient aux températures obtenues normalement jusqu'à présent, c'est-à-dire 310° à 320°, le remplacement du tiroir par des soupapes n'est et ne restera qu'une question de mode, car le tiroir se comporte très bien à ces températures et il ne faut pas vouloir attribuer aux soupapes des vertus qu'elles ne possèdent pas.

L'intérêt primordial au point de vue économique est l'emploi de la haute surchauffe pour les raisons suivantes :

1° L'étude du cycle de Rankine, au moyen du diagramme entropique, montre que l'emploi de la vapeur surchauffée améliore le rendement de ce cycle et que cette amélioration est d'autant plus importante que le degré de surchauffe est plus élevé.

2° Le haut degré de surchauffe permet de très longues détente pendant lesquelles la vapeur reste toujours surchauffée. C'est là pratiquement le point le plus important, puisqu'on évite toutes les pertes par action des parois, condensation de la vapeur, etc...

La conséquence immédiate de cette deuxième raison de l'emploi des hautes surchauffes sur les locomotives est l'inutilité de la double expansion, tout au moins pour les pressions actuellement en usage sur ce type de machines, c'est-à-dire 20 hectopièzes au maximum.

Autant le système Compound était logique lorsqu'on n'employait que de la vapeur saturée, autant il l'était encore tant que la surchauffe était insuffisante pour que la vapeur restât surchauffée pendant toute la détente, autant il l'est peu dans les circonstances nouvelles : vapeur à 20 hectopièzes surchauffée à 400° environ.

Pendant 30 ans, nous avons été un partisan acharné de la double expansion ; nous sommes maintenant convaincu que, dans les conditions présentes, l'emploi du système compound sur les locomotives n'a plus sa raison d'être.

Pourquoi, si on peut obtenir de très longues détentees sans rencontrer les graves inconvénients qui, autrefois, leur étaient inhérents, s'embarrasser d'un système compliqué, encombrant, coûteux, d'un entretien onéreux (mécanisme double et essieu coudé) et à mauvais rendement (on a vu des machines compound dans lesquelles le travail de la vapeur dans les cylindres B. P. ne servait guère qu'à faire mouvoir le mécanisme B. P.). Pourquoi s'obstiner à garder la perte triangulaire, la chute de pression sans travail entre l'échappement H. P. et l'admission B. P., la perte de charge dans ce parcours due aux remous dans des conduites de formes tourmentées et de sections souvent insuffisantes, le refroidissement inévitable de la vapeur dans le réservoir intermédiaire, etc., etc.

Evidemment, si la pression à la chaudière dépassait sensiblement 20 Hectopièzes, la question se poserait à nouveau.

Nous nous doutons bien que nous heurtons des idées fortement ancrées, que nous aurons des contradicteurs. On ne renverse pas impunément une idole qu'on a adorée pendant quarante ans, même quand cette idole a perdu, par suite des circonstances, les plus séduisantes de ses couleurs. En tout cas, l'avenir et surtout les essais précis que, bientôt, nous pourrons exécuter dans la station d'essais de l'Office Central d'Études de Matériel de Chemins de fer se chargeront de départager les partisans de chacune de ces deux théories. (1).

*
* *

Un autre avantage de la simple expansion, c'est la possibilité d'avoir des conduits de vapeur aussi directs que possible, de réduire les pertes de charge, les engorgements. Combien de machines — et ce sont surtout des machines Compound — ne courent pas parce que la vapeur ne trouve pas un écoulement facile. Dans certains réseaux, on estime que la machine locomotive ne peut pas tourner à plus de 300 à 320 tours par minute et que, pour atteindre la vitesse de 110 à 120 km à l'heure, il est absolument nécessaire d'avoir des roues de 2 m environ de diamètre.

(1) Ce sont ces considérations, auxquelles il convient d'ajouter celle des chances d'avarie accrues par la multiplicité des organes en mouvement, qui ont conduit la Compagnie du Midi à abandonner, il y a plus de vingt ans déjà, la double expansion. Les premières locomotives des séries :

5001 — à 5 essieux accouplés de 1,40 m de diamètre, adhérence totale ;

3501 — à 3 essieux accouplés de 1,75 m de diamètre et bogie ;

4501 — à 4 essieux accouplés de 1,60 m de diamètre et bogie ;

3101 — à 3 essieux accouplés de 1,94 m de diamètre et bogie ;

toutes à vapeur surchauffée, simple expansion et deux cylindres, ont été respectivement mises en service par cette Compagnie en 1909, 1910, 1913 et 1919 (N.D.C.R.).

C'est une erreur et c'est heureux, car au moment où les réseaux de chemins de fer cherchent à lutter de vitesse avec d'autres moyens de transport, il faudrait à nos machines des roues de plus de 2,50 m pour espérer atteindre le 150 km à l'heure.

La distribution qui va être décrite plus loin, montée depuis huit mois sur la machine « Nord » 4.1201, étudiée spécialement au point de vue de la circulation de la vapeur, a permis à cette machine, qui n'a cependant que des roues de 1,55 m, de maintenir aisément la vitesse de 120 km/heure et même de la dépasser. Cela représente 7 tours de roues par seconde, 420 par minute. Et rien ne prouve qu'on ne puisse aller plus loin.

*
* *

Pour réaliser des économies de combustible, il faut faire de très longues détente, donc de très faibles admissions de l'ordre de 5 à 15 %, de manière à utiliser le plus complètement possible toute l'énergie contenue dans la vapeur. Or, il est reconnu que toutes les distributions par coulisses et tiroirs ne peuvent donner ces longues détente sans exagérer fâcheusement la période de compression. Dans ces distributions, toutes les phases dépendent l'une de l'autre, on ne peut en modifier une sans modifier les autres. Notre but a été de réaliser une distribution dans laquelle les phases sont indépendantes : deux seules varient : l'admission et la détente, les quatre autres sont constantes.

On nous objectera probablement qu'aux grandes vitesses et aux faibles admissions, il serait préférable d'augmenter un peu l'admission anticipée et l'échappement anticipé. C'est exact. Mais si on considère qu'une locomotive est étudiée pour un service bien déterminé et que dans les conditions normales de marche, le mécanicien n'aura guère à faire varier l'admission de plus de 5 % dans un sens ou dans l'autre, on s'aperçoit que les variations idéales à faire subir à l'admission anticipée et à l'échappement anticipé sont bien faibles et ne justifient pas une complication du mécanisme de distribution. Il suffit, lors de l'étude, de prendre une bonne moyenne.

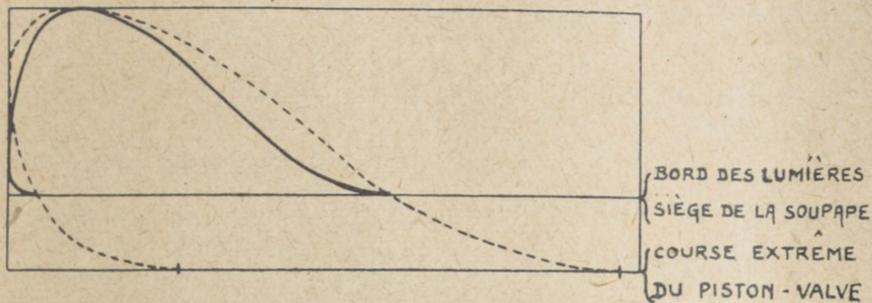
On comprendra maintenant pourquoi nous avons intitulé cette distribution « *distribution à phases indépendantes* ». L'expression « distribution à soupapes » est impropre, car une même distribution peut actionner des soupapes, mais elle peut aussi actionner d'autres systèmes obturateurs tels que des pistons-valves, des tuiles, et même des tiroirs. En particulier, sur la machine 4.1201, nous avons essayé des soupapes et des pistons-valves ⁽¹⁾ et nous avons adopté ces derniers qui présentent sur les soupapes trois avantages nettement marqués :

1° Une nervosité toute particulière de la machine due à ce que le piston-valve est déjà en mouvement rapide au moment de l'ouverture des lumières, donc pas de laminage, tandis que

(1) Le piston-valve, imaginé par Van den Kerchove, constructeur à Gand, a été appliqué à de nombreuses machines fixes parmi lesquelles on peut citer : le groupe électrogène de 1 000 kilowatts exposé par Van den Kerchove, à Paris, en 1900, la machine Dujardin exposée à Lille, en 1902, la machine Van Coppenolle exposée à Bruxelles en 1905, la machine Frikart de la Centrale électrique de Mulhouse, construite en 1910.

la soupape quitte son siège avec une vitesse nulle. Le schéma (Fig. 1) sur lequel sont portés en abscisses les déplacements du piston à vapeur et en ordonnées les déplacements de l'obturateur, montre la différence de rapidité d'ouverture et de fermeture des lumières pour une même longueur d'admission entre une soupape (trait plein) et un piston-valve (trait pointillé) malgré que l'accélération moyenne de l'obturateur (donc les efforts pour le mouvoir) soit notablement plus grande dans le cas de la soupape que dans celui du piston-valve ;

Fig. 1.



rateur, montre la différence de rapidité d'ouverture et de fermeture des lumières pour une même longueur d'admission entre une soupape (trait plein) et un piston-valve (trait pointillé) malgré que l'accélération moyenne de l'obturateur (donc les efforts pour le mouvoir) soit notablement plus grande dans le cas de la soupape que dans celui du piston-valve ;

1° Un maintien en service bien plus remarquable de l'étanchéité ;

2° Un équilibrage complet ne nécessitant pas l'effort supplémentaire demandé par la soupape pour vaincre la pression de la vapeur au moment où elle quitte son siège.

3° Un équilibrage complet ne nécessitant pas l'effort supplémentaire demandé par la soupape pour vaincre la pression de la vapeur au moment où elle quitte son siège.

* * *

Avant de terminer ce préambule, il est nécessaire de faire remarquer que les essais qu'on a fait subir jusqu'à maintenant aux distributions actionnant des obturateurs du genre soupapes ont été peu logiques. On s'est figuré, sur les affirmations, il est vrai, des inventeurs, qu'il suffisait, sur une machine quelconque existante, de remplacer les tiroirs par des soupapes pour obtenir des économies importantes de combustible. On a transformé ainsi des machines sans se préoccuper du degré de surchauffe, du volume des cylindres et de bien d'autres détails et on a abouti à des désillusions. Cela n'a rien d'étonnant : nous le répétons, la soupape ne peut avoir tant de vertus par elle-même.

Il faut se pénétrer de ce que, seules, une très haute surchauffe et les très longues détentes qu'elle autorise, peuvent aboutir à une économie et que la distribution par obturateurs (pistons-valves ou soupapes) n'est que le moyen indispensable pour employer la vapeur fortement surchauffée et réaliser ces longues détentes. Par conséquent, si on désire faire un essai concluant des distributions de ce genre, il faut se placer dans les conditions pour lesquelles elles sont conçues, c'est-à-dire :

1° Modifier le surchauffeur pour obtenir de la vapeur à 380° et plus si possible ;

2° Employer des cylindres de volume sensiblement plus grand de façon à obtenir le même travail avec de plus longues détentes ;

3° Supprimer la double expansion, si elle existe, puisqu'elle ne présente plus d'avantages et garde ses inconvénients.

C'est ce que nous allons faire sur le réseau du Nord par la transformation complète de deux machines 3.1200, Superpacific, compound, à quatre cylindres, à surchauffe de 310 à 320° et à tiroirs cylindriques en machines à simple expansion, à deux cylindres, à surchauffe de 380° et 400°, avec distribution à phases indépendantes.

Les résultats obtenus avec la machine 4.1201 sont tels que 34 machines semblables sont

déjà en construction. Ils permettent d'envisager avec la plus grande confiance la transformation des machines 3.1200 qui présentera l'avantage de permettre des comparaisons avec le type ancien.

PRINCIPE DE LA DISTRIBUTION

Le principe de cette distribution est la séparation complète des deux problèmes à résoudre :

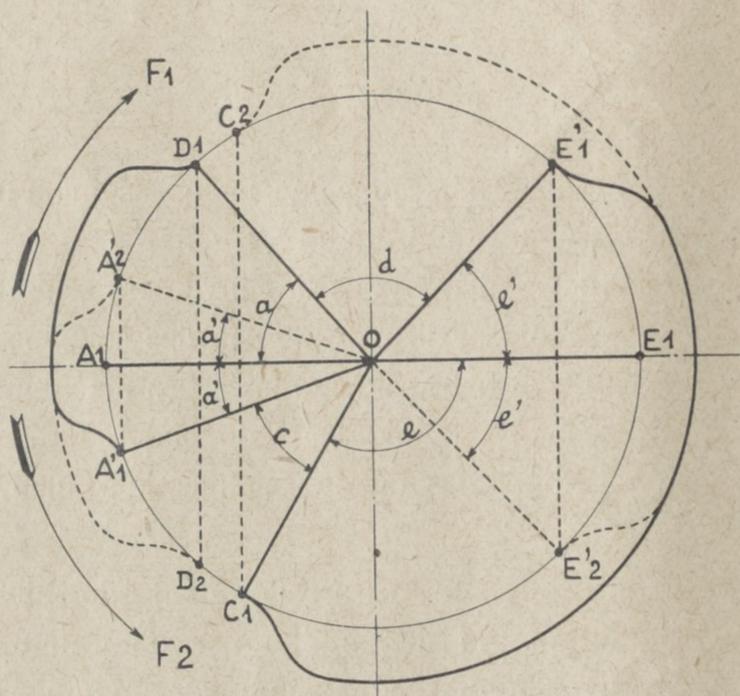
1° Renversement du sens de marche ;

2° Variation de la période d'admission, donc de celle de détente ;

séparation complète à un point tel qu'il est possible de mettre à la disposition du mécanicien deux appareils de commande : l'un « l'appareil de changement de marche » toujours à bout de course d'un côté ou de l'autre et qui donne marche *N* ou marche *R*, l'autre « l'appareil de réglage de la détente » qui peut prendre toutes les positions pour faire varier l'admission

de 0 % à 80 % dans chacun des deux sens de marche.

Fig. 2.



Considérons d'abord une machine dont toute les périodes d'admission sont constantes et dont l'arbre moteur tourne dans le sens de la flèche F_1 (Fig. 2).

Soient :

$$\begin{aligned} A'_1 OA_1 &= a' & E'_1 OE_1 &= e' \\ A_1 OD_1 &= a & E_1 OC_1 &= e \\ D_1 OE'_1 &= d & C_1 OA'_1 &= c \end{aligned}$$

les angles décrits par la manivelle motrice pendant chacune des six phases de distribution :

admission anticipée	échappement anticipé
admission	échappement
détente	compression.

Pour réaliser cette distribution il faut deux cames : l'une commandant l'obturateur d'admission et qui provoquera son ouverture pendant que la manivelle motrice parcourra l'angle $A'_1 OD_1 = a + a'$; la longueur angulaire du bossage de cette came sera donc $a + a'$; l'autre commandant l'obturateur d'échappement et qui provoquera son ouverture pendant que la manivelle motrice parcourra l'angle $E'_1 OC_1 = e + e'$; la longueur angulaire du bossage de cette came sera donc $e + e'$. Ces bossages sont représentés en traits pleins sur la figure 2.

Pour renverser le sens de marche et obtenir la rotation dans le sens de la flèche F_2 tout en gardant les mêmes valeurs pour chacune des phases de distribution, il faut que les points A'_1, D_1, E'_1 et C_1 soient transportés en leurs symétriques par rapport à A_1, E_1 c'est-à-dire en A'_2, D_2, E'_2 et C_2 . L'angle $A'_2 OD_2$ est égal à l'angle $A'_1 OD_1 = a + a'$, donc le même bossage de longueur angulaire $a + a'$, de la came d'admission pourra servir dans les deux sens de marche, mais pour passer du sens F_1 au sens F_2 il faudra l'amener de la position $A'_1 D_1$ à la position $A'_2 D_2$ (en trait pointillé) donc le décaler d'un angle $D_1 OA'_2 = a - a'$. De même

le même bossage de longueur angulaire $e + e'$ de la came d'échappement pourra servir dans les deux sens de marche, mais il faudra l'amener de la position $E'_1 C_1$ à la position $E'_2 C_2$ (en trait pointillé), donc le décaler d'un angle $C_1 OE'_2 = e - e'$.

Le renversement de la marche s'obtient donc, dans ce cas, par le décalage simultané des deux cames, celle d'admission de l'angle $\alpha - \alpha'$, celle d'échappement de l'angle $e - e'$.

Reprenons le sens de marche F_1 . Pour modifier la période d'admission et par conséquent celle de détente sans changer les autres périodes, il suffit de déplacer le point D_1 depuis A_1 (admission nulle) jusqu'à E'_1 (admission maximum). Il faudrait donc disposer d'un bossage d'admission $A'_1 D_1$ extensible à volonté du côté de D_1 . De même dans le sens de rotation F_2 , il faudrait avoir un bossage d'admission extensible du côté de D_2 .

Cette came à bossage extensible à volonté n'étant pas pratiquement réalisable, on la remplace par deux cames et un équipage à deux galets roulant chacun sur une des cames. (Dans ce qui suit, pour simplifier les explications, nous supposerons que les obturateurs sont des soupapes dont la course est limitée par les sièges et qui ferment la communication à cette fin de course. Nous examinerons plus loin le cas des pistons-valves).

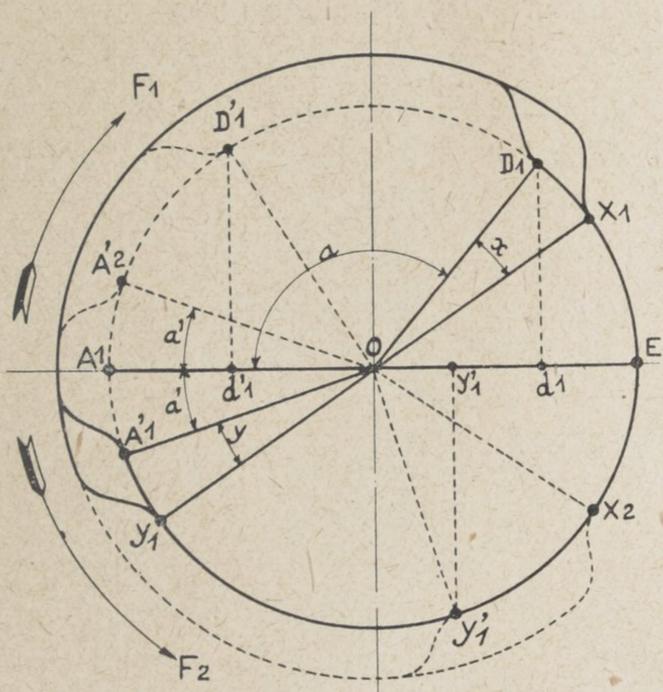
Nous partirons des deux principes suivants :

1° Pour qu'il y ait ouverture de la soupape, un des deux galets doit se trouver sur la circonférence de rayon maximum du bossage de sa came et l'autre galet doit se trouver sur une partie quelconque du bossage de sa came (rampe ou circonférence de rayon maximum);

2° L'une des cames provoquera l'ouverture de la soupape dans les deux sens de marche et sera appelée « came d'admission », l'autre came provoquera la fermeture de la soupape dans les deux sens de marche et sera appelée « came de détente ».

Considérons d'abord le cas de la période d'admission la plus grande possible. Soit $A_1 OD_1 = \alpha$

Fig. 3.



(Fig. 3) l'angle décrit par la manivelle motrice pendant cette admission maximum, et $A'_1 OA_1 = \alpha'$ l'angle décrit par la manivelle motrice pendant l'admission anticipée constante.

La soupape d'admission doit s'ouvrir quand la manivelle motrice passe par A'_1 . Deux conditions sont nécessaires : 1° la rampe de montée de la came d'admission doit se présenter à ce moment devant son galet ; 2° le galet de la came de détente doit déjà se trouver sur la circonférence de rayon maximum du bossage de cette came. Donc, la rampe de montée de la came de détente doit précéder la rampe de montée de la came d'admission d'un certain angle $A'_1 OY_1 = \gamma$.

La soupape d'admission doit se fermer quand la manivelle motrice passe D_1 . Deux conditions

sont encore nécessaires : 1° la rampe de descente de la came de détente doit se terminer en D_1 ; 2° le galet de la came d'admission doit encore se trouver à ce moment sur la circonférence de rayon maximum du bossage de cette came. Donc la rampe de descente de la came

d'admission doit suivre la rampe de descente de la came de détente d'un certain angle $D_1 OX_1 = x$.

Les longueurs angulaires des bossages seront donc : pour celui de la came d'admission $A'_1 OX_1 = a + a' + x$, pour celui de la came de détente $Y_1 OD_1 = a + a' + y$. Les angles x et y n'ont aucune influence sur la distribution.

Pour faire varier la période d'admission, il faut modifier la position du point D entre A_1 (admission nulle) et D_1 (admission maximum). Il suffit donc de modifier seulement le calage de la came de détente, sans toucher à la came d'admission afin que le point A'_1 (ouverture de l'admission) ne bouge pas et que la période d'admission anticipée reste constante. En effet, décalons la came de détente seule pour amener son bossage de $Y_1 D_1$ en $Y'_1 D'_1$. En recommençant le même raisonnement, on trouve que les deux galets ne seront en même temps sur leurs bossages respectifs que lorsque la manivelle motrice décrira l'angle $A'_1 OD'_1$ donnant une admission anticipée $A'_1 OA_1 = a'$ et une admission $A_1 OD'_1$. La fraction de la course du piston relative à la période d'admission qui était $A_1 d_1$ pendant la période d'admission maximum est devenue $A_1 d'_1$ rien que par le seul décalage de la came de détente.

Pour renverser le sens de marche, il suffit de décaler la came d'admission pour l'amener de la position $A'_1 X_1$ à la position $A'_2 X_2$ donc d'un angle $X_1 OA'_2 = a - a' + x$. La rampe de descente X_1 devient la rampe de montée A'_2 , l'admission anticipée commence en A'_2 symétrique de A'_1 , elle a donc même valeur que dans le sens de rotation F_1 . Si on ne modifie pas le calage de la came de détente, l'admission sera représentée par l'angle $A_1 OY'_1$, et la course du piston pendant cette période sera $A_1 y'_1$.

*
*
*

En somme, la distribution est obtenue au moyen de 3 comes : l'une, dite « came d'échappement », dont la longueur angulaire du bossage est $e + e'$ et qui commande l'ouverture et la fermeture des obturateurs d'échappement ; la deuxième, dite « came d'admission », dont la longueur angulaire du bossage est $a + a' + x$, et qui commande l'ouverture des obturateurs d'admission dans les deux sens de marche ; la troisième, dite « came de détente », dont la longueur angulaire du bossage est $a + a' + y$ et qui commande la fermeture des obturateurs d'admission dans les deux sens de marche, et :

1° *Pour renverser le sens de marche, on décale simultanément la came d'admission d'un angle $a - a' + x$ et la came d'échappement d'un angle $e - e'$. Ceci peut être obtenu par « l'appareil de changement de marche » toujours placé par le mécanicien à bout de course d'un côté ou de l'autre.*

2° *Pour faire varier la période d'admission, donc celle de détente, on décale à volonté la came de détente seule, ce qui peut être obtenu par « l'appareil de réglage de la détente » auquel le mécanicien peut faire prendre toutes les positions, afin d'obtenir, dans les deux sens de marche, toutes les valeurs depuis 0 jusqu'à 80 % pour la période d'admission.*

Mais, il est possible aussi, soit pour respecter les habitudes du personnel de conduite, soit pour manque de place dans la cabine, soit, comme sur la machine 4.1201 destinée à remorquer des trains de banlieue en réversible, pour simplifier les commandes électriques entre le fourgon extrême du train et la machine, soit pour toute autre raison, de relier dans les boîtes de distribution mêmes, par un moyen simple, ces deux commandes bien distinctes en une

seule, pour ne laisser à la disposition du mécanicien qu'un seul appareil analogue au changement de marche actuel des locomotives. Nous en verrons un exemple dans la description des boîtes de distribution appliquées à la machine 4.1201.

* * *

La commande des obturateurs d'échappement se fait par le moyen classique du culbuteur à un galet (Fig. 4). Celle des obturateurs d'admission se fait aussi par un culbuteur supportant,

par l'intermédiaire d'un équipage spécial, les deux galets roulant sur les cames d'admission et de détente.

Soient C_1 et C_2 (Fig. 5) les deux cames d'admission et de détente et G_1 et G_2 les deux galets. L'équipage est représenté schématiquement par une droite $X_1 X_2$ reliant les axes des deux galets et l'attaque de la commande de l'obturateur se fait au point S milieu de $X_1 X_2$. Les axes des galets et l'axe des cames OO' sont dans un même plan

(plan de la Fig. 5). On voit que quand les deux galets roulent sur la circonférence de rayon minimum des cames ils sont en G'_1 et G'_2 , le point d'attaque de l'obturateur est en S' ; quand les deux galets roulent sur la circonférence de rayon maximum des bossages, ils sont en G_1 et G_2 , le point d'attaque de l'obturateur est en S ; quand un galet G_1 est sur la circonférence de rayon minimum et l'autre sur la circonférence de rayon maximum en G'_2 , le point d'attaque est en S'' milieu de SS' . En vertu d'un des principes cités plus haut, la soupape doit donc s'asseoir sur son siège et fermer la communication quand le point d'attaque est en S'' . Elle ne s'ouvrira que lorsque le point d'attaque sera entre S'' et S' ; mais étant donné qu'une soupape ne peut dépasser la position de son siège, le point d'attaque ne pourra jamais dépasser S'' vers S . Il en résulte que lorsque la soupape est fermée, l'équipage $X_1 X_2$, ne pressant plus les galets sur les cames, peut balloter et provoquer des chocs des galets sur les rampes de montée au moment de leur rencontre. Pour éviter cet inconvénient, un ressort R relie l'axe du galet de détente à l'organe de liaison de l'équipage $X_1 X_2$ avec la soupape, ayant tendance à éloigner le galet de détente le plus possible de sa came, donc à maintenir toujours le galet d'admission en contact avec la sienne.

La figure 6 montre schématiquement, en supposant que les galets soient réduits à leurs axes, le chemin relatif par rapport aux cames, décrit par chacun des galets et par le point

Fig. 4.

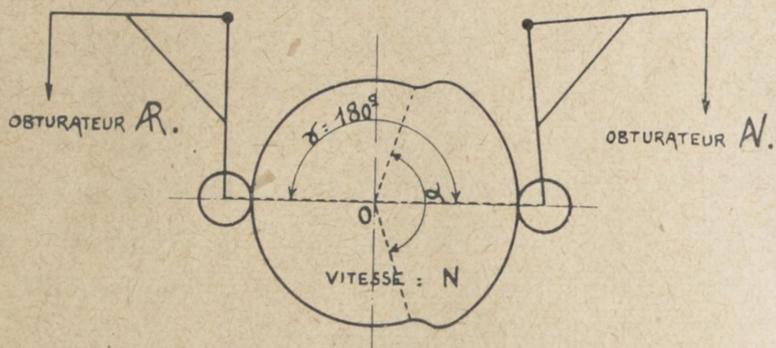
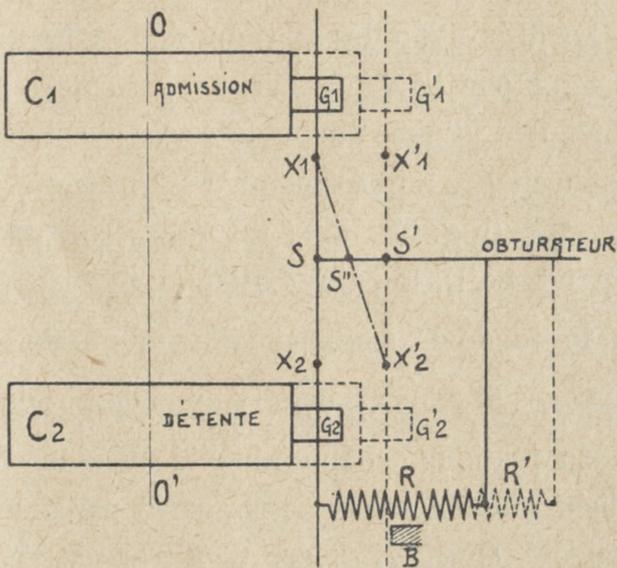
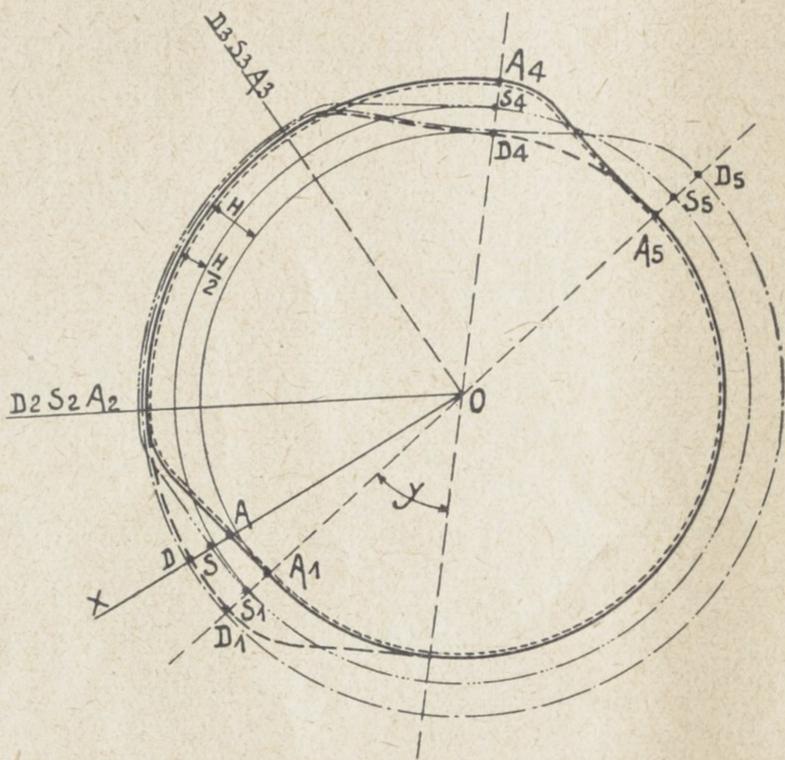


Fig. 5.



d'attaque. Sous l'action du ressort R, le chemin parcouru par le galet d'admission suit toujours le profil de la came d'admission; celui parcouru par le galet de détente suit le profil de la came de détente depuis D_1 jusqu'en D_4 , quitte la came en ce point, s'en éloigne jusqu'en D_5 sous l'influence du ressort R à cause de

Fig. 6.



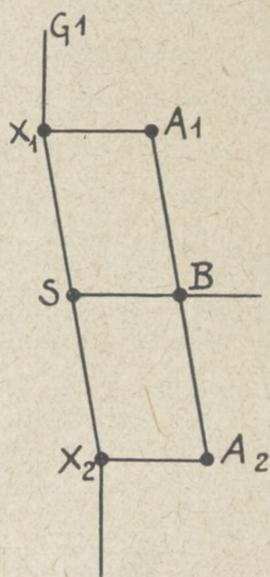
l'abaissement du galet d'admission de A_4 en A_5 et reste soulevé complètement de D_5 en D_1 , le galet de la came d'admission roulant à ce moment sur la circonférence de rayon minimum de sa came. L'angle γ étant déterminé par la longueur de la rampe de montée de la came de détente, il en résulte qu'au moment de la montée du galet d'admission en A_1 , le galet de détente rencontre tangentiellement le bossage de sa came et il ne se produit aucun choc. Le chemin parcouru par le point d'attaque S..... montre que l'obturateur est bien fermé de S_4 à S_1 , qu'il s'ouvre de S_1 à S_2 , reste grand ouvert de S_2 à S_3 et se ferme de S_3 à S_4 .

Ce dispositif permet une liaison continue entre l'équipage et l'obturateur et évite les chocs qui se produisent à l'endroit de la solution de continuité existant dans les dispositifs à galets roulant toujours sur leur cames.

La disposition des axes des deux galets se trouvant dans un même plan passant par l'axe de l'arbre des cames permet, au cours de l'étude, de connaître d'une façon très simple la position du point d'attaque de l'obturateur. Supposons qu'à un moment donné ce plan soit représenté par OX (Fig. 6), l'axe du galet d'admission est en A, celui du galet de détente en D, le point d'attaque est en S, milieu de AD. On voit ainsi que la levée de la soupape sera $\frac{H}{2}$, moitié de la hauteur H de chacun des bossages des deux cames d'admission et de détente.

En pratique, comme nous le verrons plus loin, l'équipage représenté schématiquement sur la figure 5 par une droite, est un parallélogramme articulé (Fig. 7) $X_1 X_2 A_2 A_1$ relié à l'organe d'attaque de l'obturateur aux points S et B.

Fig. 7.



* * *

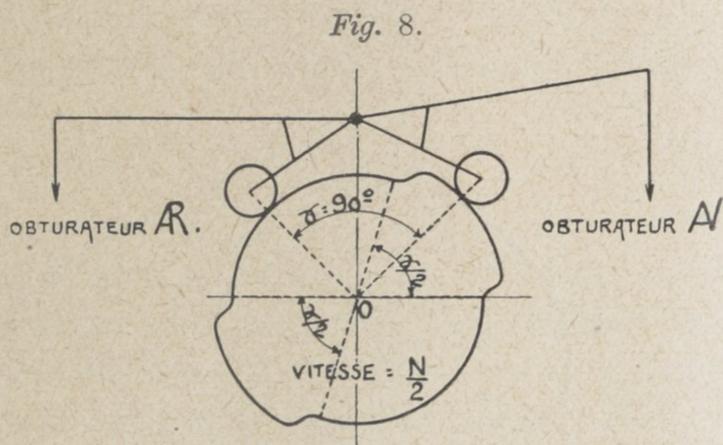
Pour la marche à régulateur fermé, il est prévu sur les tiges des obturateurs un piston se mouvant dans un cylindre et recevant automatiquement, lors de la fermeture du régulateur, une pression d'air comprimé ouvrant en grand les obturateurs d'admission et d'échappement et établissant ainsi un by-pass à très grande section. Ce dispositif a une très grande importance.

Des diagrammes pris sur la machine 4.1201 montrent qu'à régulateur fermé, la courbe des pressions dans le cylindre est une droite horizontale correspondant à la pression atmosphérique. Il n'y a donc aucune résistance par compression dans les cylindres. Mais dans ce cas, le point d'attaque de l'obturateur est en S' (Fig. 5) et, sous l'influence du ressort R' , le galet G'_2 a tendance à s'éloigner de sa came et à faire prendre au galet d'admission une position entre G_1 et G'_1 , ce qui pourrait provoquer des chocs de ce galet contre la rampe de montée de la came d'admission. Pour éviter cet inconvénient, une butée fixe B empêche le galet de détente de dépasser la position G'_2 .

* * *

Nous avons vu que les décalages des cames sont fonctions des angles α, α', e, e' de la distribution et des angles ϖ et γ . Ces décalages se produisant par translation longitudinale sur l'arbre des cames formant pas de vis, la longueur de cet arbre, donc celle de la boîte sont fonctions des mêmes angles. Il y a donc intérêt à réduire ϖ et γ . Mais la place étant souvent restreinte sur les locomotives, cela peut ne pas suffire. C'est ce qui est arrivé sur la machine 4.1201, dont les cylindres étaient déjà coulés quand il fut décidé d'y appliquer cette distribution et la tubulure d'admission était gênante pour placer la boîte. On y remédia de la façon suivante (Fig. 8 à comparer avec Fig. 4). Au lieu de faire tourner l'arbre à cames à la même vitesse

que l'arbre moteur, il tourne à une vitesse moitié de celle de l'arbre moteur. Sur chaque came, au lieu de placer un seul bossage de longueur angulaire α , on établit deux bossages symétriques de longueur angulaire $\frac{\alpha}{2}$ et les galets, au lieu d'être calés à $\gamma = 180^\circ$, sont calés à $\gamma = 90^\circ$. Le résultat pour la commande des obturateurs est exactement le même que dans la figure 4, mais les angles de décalage des



cames sont réduits de moitié et pour un même pas de la vis, la longueur de l'arbre à cames et par suite celle de la boîte sont sensiblement réduites. Ce système peut d'ailleurs être généralisé de la façon suivante : Si l'arbre moteur tourne à la vitesse N , on peut faire tourner l'arbre à cames à la vitesse $\frac{N}{n}$, en plaçant sur chaque came n bossages également répartis, chacun ayant une longueur $\frac{\alpha}{n}$ et les galets étant calés à $\gamma = \frac{180^\circ}{n}$. Les décalages des cames sont alors $\frac{1}{n}$ de ce qu'ils seraient si l'arbre des cames tournait à la même vitesse que l'arbre moteur.

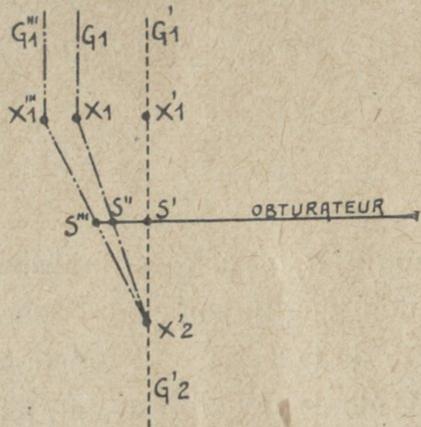
* * *

Jusqu'à maintenant nous avons supposé dans un but de simplification que les obturateurs étaient des soupapes. Voyons ce qui se passe dans le cas des pistons-valves. Le piston-valve exige un certain recouvrement, c'est-à-dire qu'après fermeture de la lumière, il doit continuer

sa course sur une certaine longueur et, n'ayant pas de siège, on l'arrête, sitôt ce parcours obtenu, par une butée.

Reprenons la figure 5. La soupape s'asseyait sur son siège quand le point d'attaque S, parcourant le chemin $S'S''$, arrivait en S'' . Par suite du recouvrement exigé par le piston-valve, le point d'attaque devra dépasser S'' et aller jusqu'en S''' (Fig. 9) où il sera arrêté

Fig. 9.



parce que l'obturateur rencontrera sa butée. Le point X'_2 restant fixe et correspondant à la position du galet G'_2 sur la circonférence de rayon maximum de son bossage, il est nécessaire que le point X_1 vienne en X'''_1 , donc que le galet G_1 vienne en G'''_1 . Pour cela la circonférence de rayon minimum des cames devra avoir, dans le cas des pistons-valves, un rayon inférieur à celui correspondant au cas des soupapes. De toute façon, l'ouverture de la lumière doit se produire dans les deux cas pour la même position de la manivelle motrice. Si donc, quand il s'agissait de la commande de soupapes le point

d'attaque parcourait par rapport aux cames le chemin $S''LR$ tangent en S'' à la circonférence de rayon OS'' (Fig. 10) (S'' correspondant à la position de la manivelle motrice OA'_1 au commencement de l'admission anticipée) le chemin parcouru par le point d'attaque

Fig. 10.

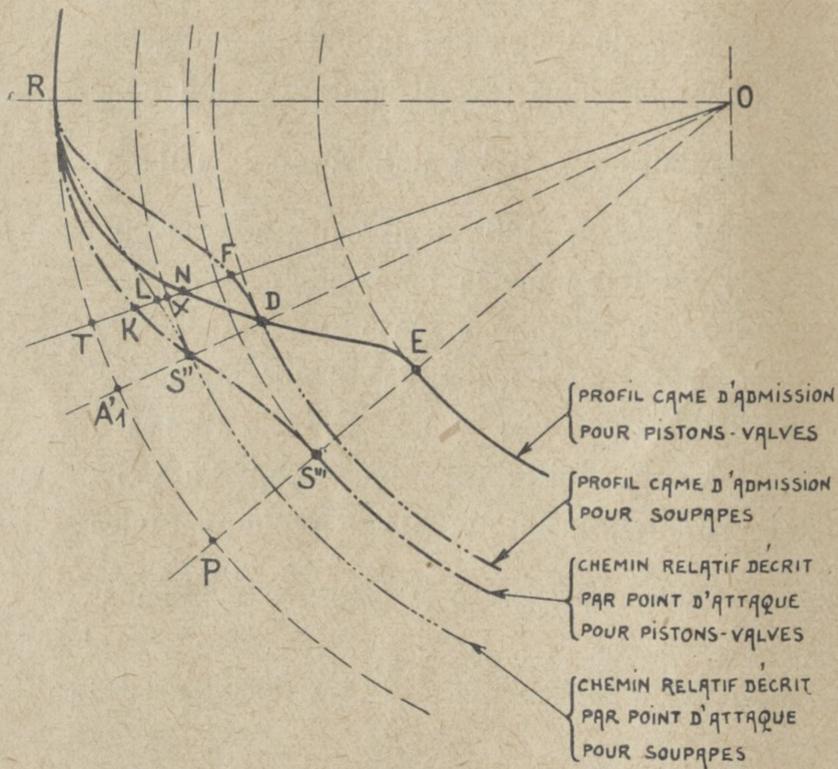
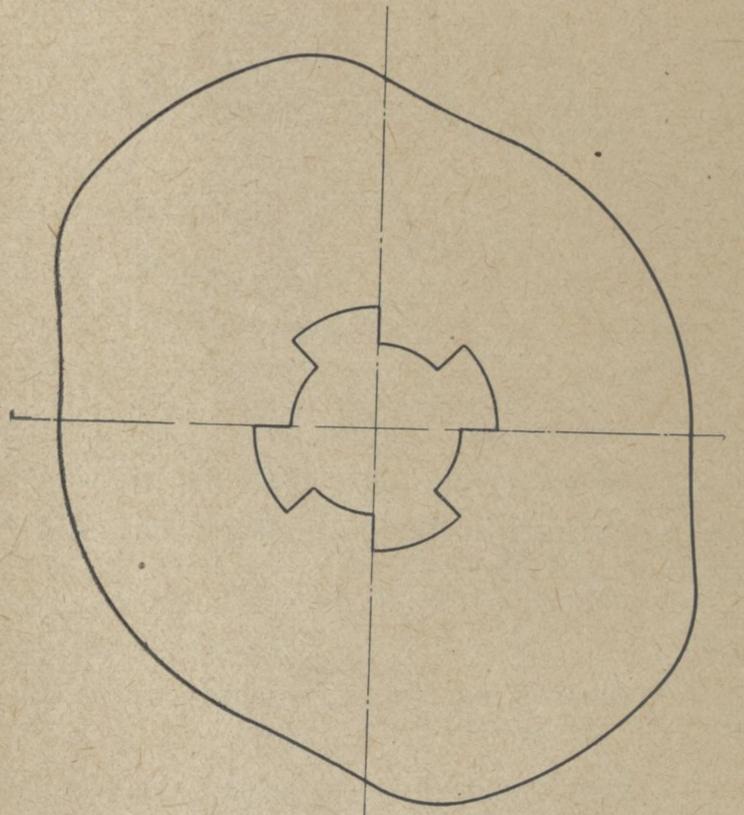


Fig. 11.



dans le cas des pistons-valves devra passer par S'' . Il sera $S'''S''KR$, tangent en S''' à la circonférence de rayon OS''' . Les profils des rampes des cames sont obtenus en doublant les longueurs PS''' , A'_1S'' , etc... Le profil de la rampe de la came d'admission sera DFR dans le cas des soupapes et $EDNR$ dans le cas des pistons-valves. Cette figure explique l'ouverture plus rapide des lumières dans le cas des pistons-valves révélée par le diagramme de

la figure 1. En effet, quand la manivelle motrice aura tourné de l'angle A', OT , la lumière sera ouverte avec les pistons-valves d'une quantité proportionnelle à KX tandis qu'avec les soupapes elle ne sera ouverte que d'une quantité proportionnelle à LX .

* * *

Un soin tout particulier a été apporté à l'étude de la forme des rampes. On s'est attaché à ce que l'effort au point d'attaque pendant la levée de l'obturateur soit aussi constant que possible ; on a ainsi déterminé la courbe que doit décrire le point S ; on en a déduit celle que doit décrire le centre du galet et le profil de la rampe est la courbe-enveloppe des circonférences ayant leurs centres sur la courbe du centre de galet et pour rayons le rayon du galet. La figure 11 donne, à échelle réduite, la forme exacte de la came d'admission.

REALISATION DE L'APPAREIL

Description des boîtes de distribution appliquées aux machines type 4.1200 du Réseau du Nord (voir Pl. I). Avant de commencer la description de cette distribution, nous rappellerons que l'arbre des cames tourne à vitesse moitié de celle de l'essieu moteur et que le mécanicien n'a à sa disposition qu'un seul organe de commande du type ordinaire des appareils de changement de marche (remorque des trains de banlieue en réversible).

* * *

Un arbre 1, parallèle à l'essieu moteur et tournant à même vitesse que cet essieu, porte un pignon denté 2 engrenant avec une roue dentée 3 portée par l'arbre des cames 4. La roue 3 ayant un diamètre double de celui du pignon 2, l'arbre des cames tourne à vitesse moitié de celle de l'essieu moteur. Cet arbre 4 forme sur toute sa longueur une vis à filets multiples à pas très allongé. Les trois cames (5 d'échappement, 6 d'admission, 7 de détente), forment écrou sur cet arbre 4.

Sur la came d'admission 6 est vissé latéralement un manchon 8, muni de talons 9 susceptibles de venir au contact de talons 10 de la came d'échappement 5. L'emmanchement des talons 9 avec les talons 10 est du type à baïonnette. Un jeu déterminé est ménagé entre les talons 9 et 10 pour que l'entraînement de la came 5 d'échappement par la came 6 d'admission ne se produise que lorsque cette dernière aura effectué une partie de sa course. Entre les cames 5 et 6 un collier 11 est monté fou sur le manchon 8 par l'intermédiaire de roulements à billes 12. Susceptible de se déplacer parallèlement à l'arbre des cames 4, ce collier est guidé dans ce mouvement par deux barres 13-13 sur lesquelles il coulisse et qui sont fixées sur la boîte contenant tout le mécanisme.

En déplaçant le collier 11 parallèlement à l'axe de l'arbre des cames 4 d'une longueur déterminée par le pas de la vis, on entraîne en même temps la came d'admission 6 qu'on peut ainsi faire tourner de l'angle $\frac{a - a' + \alpha}{2}$. En donnant au jeu existant entre les

talons 9 et 10 une valeur correspondant à la différence des angles $\frac{a - a' + x}{2}$ et $\frac{e - e'}{2}$, la came 5 ne sera entraînée qu'après que la came 6 aura tourné de l'angle :

$$\frac{a - a' + x}{2} - \frac{e - e'}{2};$$

donc quand la came 6 aura parcouru son chemin total correspondant à un décalage $\frac{a - a' + x}{2}$, la came 5 aura parcouru un chemin correspondant à un décalage :

$$\frac{a - a' + x}{2}, - \left(\frac{a - a' + x}{2} - \frac{e - e'}{2} \right)$$

et sera donc décalée de $\frac{e - e'}{2}$.

A noter que, dans la position de marche arrière, la came 5 d'échappement n'étant plus appliquée contre le pignon 3 comme dans la position de la marche avant (cas de la figure) et n'étant maintenue que dans un sens par les talons 9 et 10, pourrait, dans l'autre sens de rotation de l'arbre des comes, être entraînée dans ce mouvement et se décaler. Pour l'en empêcher, deux doigts 15 portés par le pignon 3, coulissant dans des ouvertures 16 de la came d'échappement 5, la bloquent dans la position de marche arrière, en venant à ce moment s'appuyer dans les extrémités des ouvertures 16.

Sur la came de détente 7 est vissé latéralement un manchon 17, sur lequel est monté fou un collier 18, retenu entre la came et un rebord 19 du dit manchon par l'intermédiaire de roulements à billes 20. Ce collier 18 glisse également sur les deux barres 13 parallèles à l'axe de l'arbre des comes et par suite ne peut tourner.

* * *

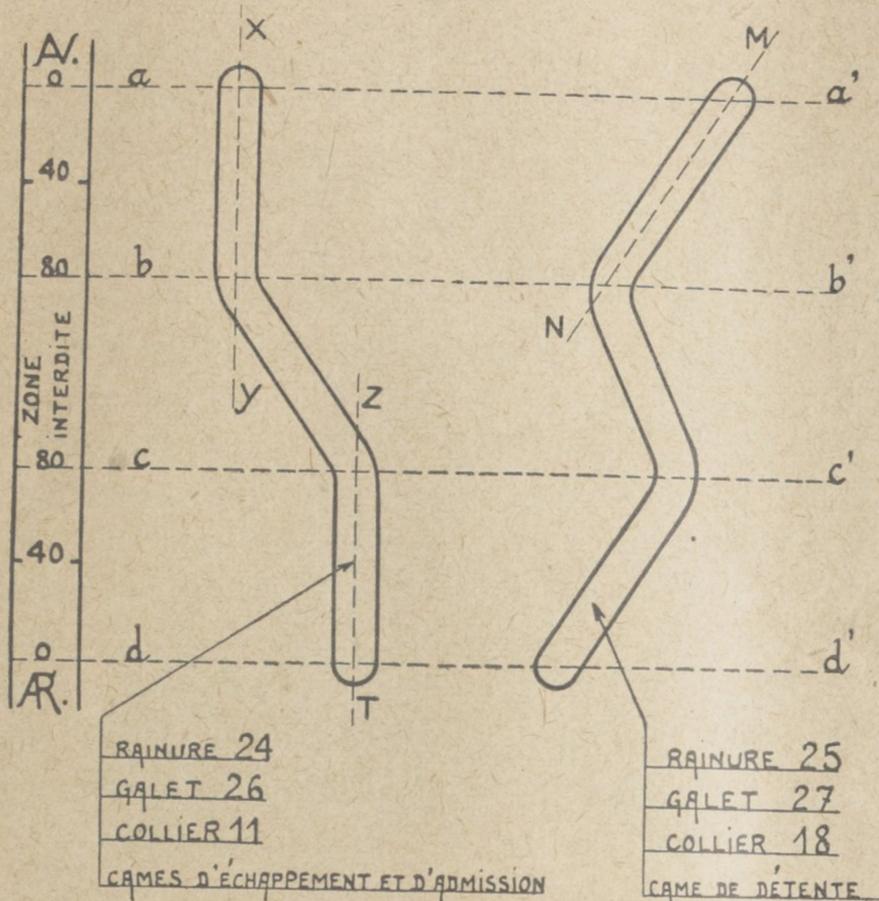
On aurait pu faire déplacer le collier 11 par « l'appareil de changement de marche » placé dans la cabine du mécanicien et le collier 18 par « l'appareil de réglage de la détente ». Dans ces boîtes destinées aux machines 4.1200, nous avons vu qu'il était préférable de ne mettre qu'un seul appareil à la disposition du mécanicien. On a donc imaginé le dispositif suivant :

Un arbre 21 porte deux tambours 22 et 23. Des rainures de formes particulières 24 et 25 sont pratiquées respectivement dans ces tambours. Dans la rainure 24 coulisse un galet 26 monté sur aiguilles Nadella et commandant, par le collier 11, les comes 6 d'admission et 5 d'échappement. Dans la rainure 25 coulisse un galet 27 également monté sur aiguilles Nadella et commandant, par le collier 18, la came 7 de détente. L'arbre 21 porte une roue dentée 28 engrenant avec une crémaillère 29 coulissant dans la boîte. Cette crémaillère est manœuvrée au moyen de l'appareil normal de changement de marche (vis et volant) et permet de faire tourner l'arbre 21 de 360°.

La figure 12 représente les rainures 24 et 25 développées en plan. On voit que, si les tambours sont dans la position pour laquelle les galets 26 et 27 sont sur la ligne $a a'$, la distribution donne la marche avant avec admission nulle. Au fur et à mesure que les tambours tournent, les rainures 24 et 25 se déplacent devant les galets 26 et 27 jusqu'à ce que ceux-ci arrivent dans la position $b b'$. Pendant ce temps la rainure 24 étant dans un plan XY

perpendiculaire à l'axe de l'arbre 21, le galet 26 et le collier 11 qu'il commande, ne bougent pas, le calage des cames d'admission et d'échappement n'est pas modifié, la marche reste toujours à l'avant; la rainure 25 étant dans un plan MN oblique sur l'axe de l'arbre 21,

Fig. 12.



le galet 27 et son collier 28 se déplacent, entraînant la came de détente, qui prend toutes les positions correspondant à des admissions progressivement croissantes jusqu'à l'admission maximum.

De bb' en cc' se fait le renversement de la marche. Le galet 26, couissant dans la partie inclinée de la rainure 24, entraîne la came d'admission 6, qui tourne de l'angle $\frac{\alpha - \alpha' + \varphi}{2}$ et cette came 6, après rattrapage du jeu constant existant entre les talons 9 et 10, entraîne à son tour la came d'échappement 5, qui tourne de l'angle $\frac{e - e'}{2}$; le sens de marche est donc renversé. Pendant ce temps, la came de

détente 7, entraînée par le galet 27, vient se mettre en position pour donner l'admission la plus grande en marche arrière.

De cc' en dd' , les cames d'admission et d'échappement ne bougent pas, puisque le galet 26 parcourt la partie de la rainure 24 qui se trouve dans un plan ZT perpendiculaire à l'axe de l'arbre 21, tandis que la came de détente entraînée par le galet 27, qui parcourt une partie oblique de la rainure 25, prend successivement toutes les positions correspondant, en marche R , à des admissions progressivement décroissantes jusqu'à l'admission nulle.

Il est bien évident que, suivant les formes données aux rainures 24 et 25, on peut obtenir différentes combinaisons. Celle de la figure 12 a été choisie pour qu'en cas de mauvaise position, lors d'un démarrage, le mécanicien n'ait à faire faire au volant de son changement de marche qu'un petit nombre de tours pour passer de la pleine admission marche avant à la pleine admission marche arrière ou inversement. A noter que le mécanicien ne devra jamais laisser l'index de son changement de marche entre les positions bb' et cc' ; l'habitude en est vite prise.

La commande des pistons-valves se fait au moyen de culbuteurs.

Sur la came d'échappement 5 comportant deux bossages 30, reposent deux galets 31 (un pour chaque piston-valve d'échappement) calés à 90° l'un de l'autre sur la circonférence de la came

(arbre à cames tournant à vitesse moitié de l'essieu moteur). Chaque galet est monté sur billes dans une chape 32 portée par une pièce 33, semi-cylindrique, solidaire du levier 34 qui agit sur la tige du piston-valve d'échappement. Les deux pièces 33 entourent partiellement un axe 35, sur lequel elles peuvent osciller et leurs extrémités sont logées dans des douilles 36 les maintenant contre l'arbre 35.

De même, sur chacune des cames d'admission 6 et de détente 7, pourvues chacune de deux bossages, reposent deux galets 37 (sur came 6) et 38 (sur came 7) calés à 90° l'un de l'autre sur chaque came, ces galets commandent deux à deux les pistons-valves d'admission au moyen de l'équipage ci-après : les galets 37 et 38, correspondant à l'un des pistons-valves d'admission, ont leurs axes dans un même plan OX passant par l'axe de l'arbre à cames. Ces axes sont reliés par deux flasques 39 formant un côté d'un parallélogramme articulé. Les flasques 39 et les flasques opposés 40 du parallélogramme sont également articulés par leurs milieux dans une chape 41 ménagée dans un culbuteur 42 venant s'appuyer sur l'axe 35 dans les mêmes conditions que les culbuteurs d'échappement. Les ressorts R de la figure 5 sont en 43 attachés d'une part à l'axe prolongé du galet 38 de détente et d'autre part à un bras fixé au culbuteur 42. Les butées B de cette figure 5 sont en 44, fixées rigidement sur le support 48 de l'arbre des cames et de l'axe 35 des culbuteurs. Les pistons-valves d'admission sont arrêtés au point S''' de la figure 9 par des butées élastiques 45, sur lesquelles viennent reposer les bras de culbuteurs 42. A noter que les culbuteurs d'échappement n'ont pas besoin de butée, les pistons-valves d'échappement, n'étant manœuvrés que par un seul galet, s'arrêtent quand ce galet est sur la circonférence de rayon minimum de la came.

*
* *

On a vu que les galets et les roulements entre colliers et cames étaient montés sur billes, que les galets d'entraînement 26 et 27 des colliers étaient montés sur aiguilles Nadella ; l'arbre à cames 4 et l'arbre 21 sont eux-mêmes montés sur rouleaux coniques et l'arbre 1 sur aiguilles Nadella. Tous les frottements se font donc sur roulements spéciaux choisis chacun suivant leurs qualités propres et le travail imposé. Une garniture spéciale 49, avec gorge à action centrifuge et presse-étoupe à ressort empêche l'huile contenue dans la boîte d'en sortir en s'infiltrant le long de l'arbre 1 à ses deux traversées de la boîte.

L'ensemble a été étudié pour la visite facile de tous les organes. Le couvercle supérieur de la boîte est en aluminium ; l'ayant retiré, on peut enlever d'un seul bloc tous les culbuteurs et leur axe 35 ; puis, ayant retiré les barres 13, on peut enlever tout l'ensemble arbre à cames, cames et colliers avec leurs roulements et enfin les arbres 1 et 21.

La boîte est fixée solidement sur la partie supérieure plane du cylindre à vapeur, les pieds de la boîte s'encastrent sans jeu dans des rainures pratiquées dans le cylindre et étant maintenus par des corbeaux goujonnés. L'air peut circuler entre la boîte et le cylindre, pour éviter à l'huile contenue dans la boîte l'effet de la haute température de la vapeur surchauffée se trouvant dans la boîte à vapeur du cylindre.

L'ensemble : boîtes de distribution et pistons-valves, est disposé de façon qu'on puisse enlever la boîte sans toucher aux pistons-valves ou inversement.

Les boîtes de distribution des deux cylindres d'une même machine sont identiques (même

Fig. 13.

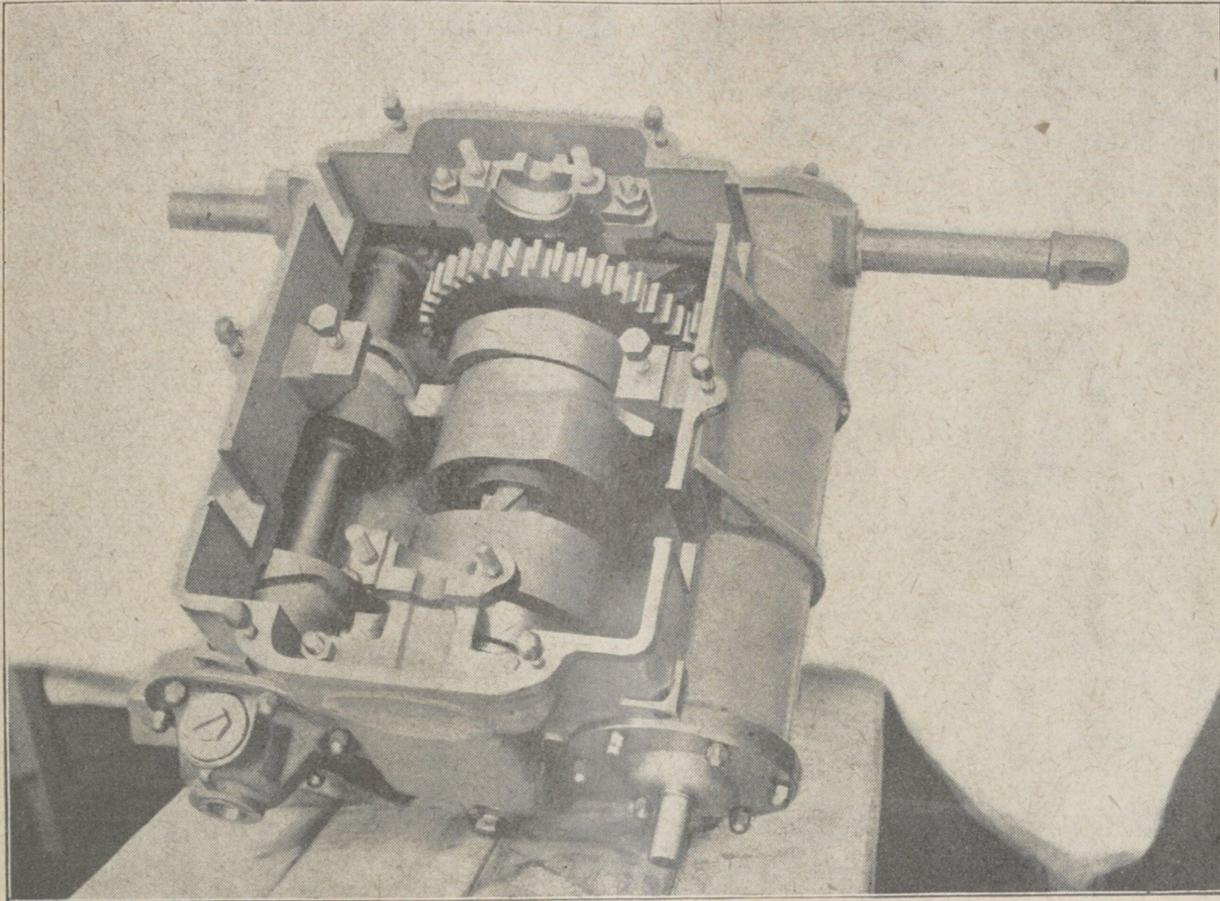
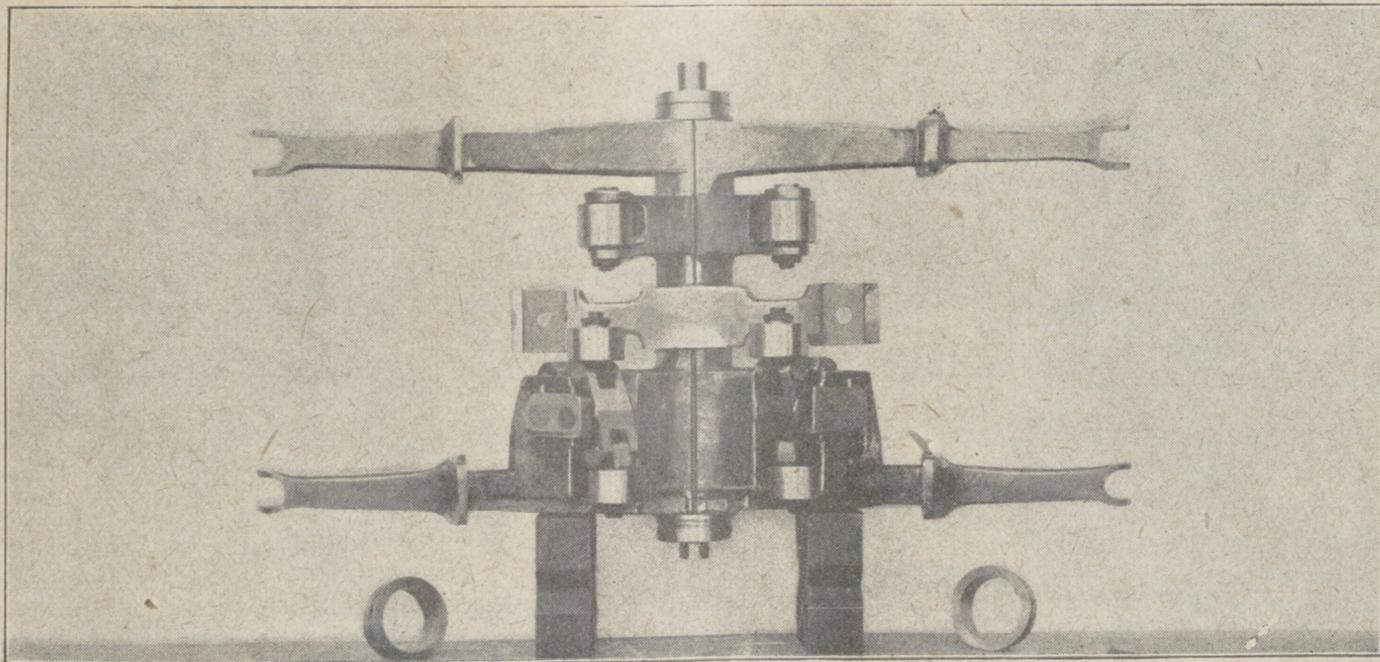


Fig. 14.



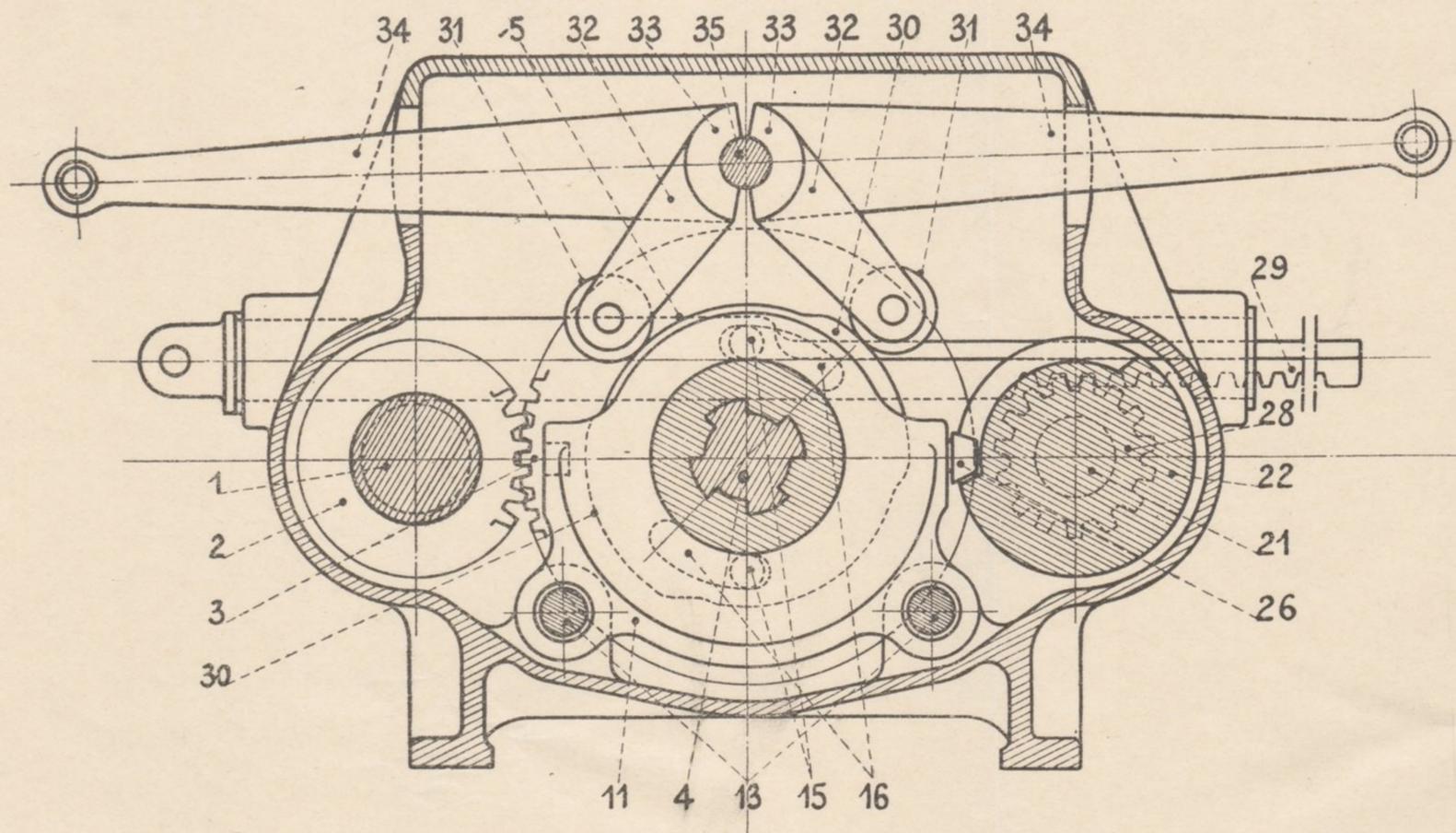
modèle de fonderie), les arbres 1 et 21 peuvent être mis à la place l'un de l'autre. Pour transformer une boîte de distribution côté gauche en une boîte côté droit, il suffit donc d'interchanger les arbres 1 et 21, de déplacer les galets 26 et 27, pour les placer dans des logements d'attente prévus en 50 et 51, à l'extrémité diamétralement opposée des colliers 11 et 18 et de retourner bout pour bout la crémaillère 29.

La figure 13 est une photographie de la boîte montée, mais avec couvercle et bloc des culbuteurs enlevés, de façon à voir le bloc cames et colliers. La figure 14 est une photographie du bloc des culbuteurs vu par dessous.

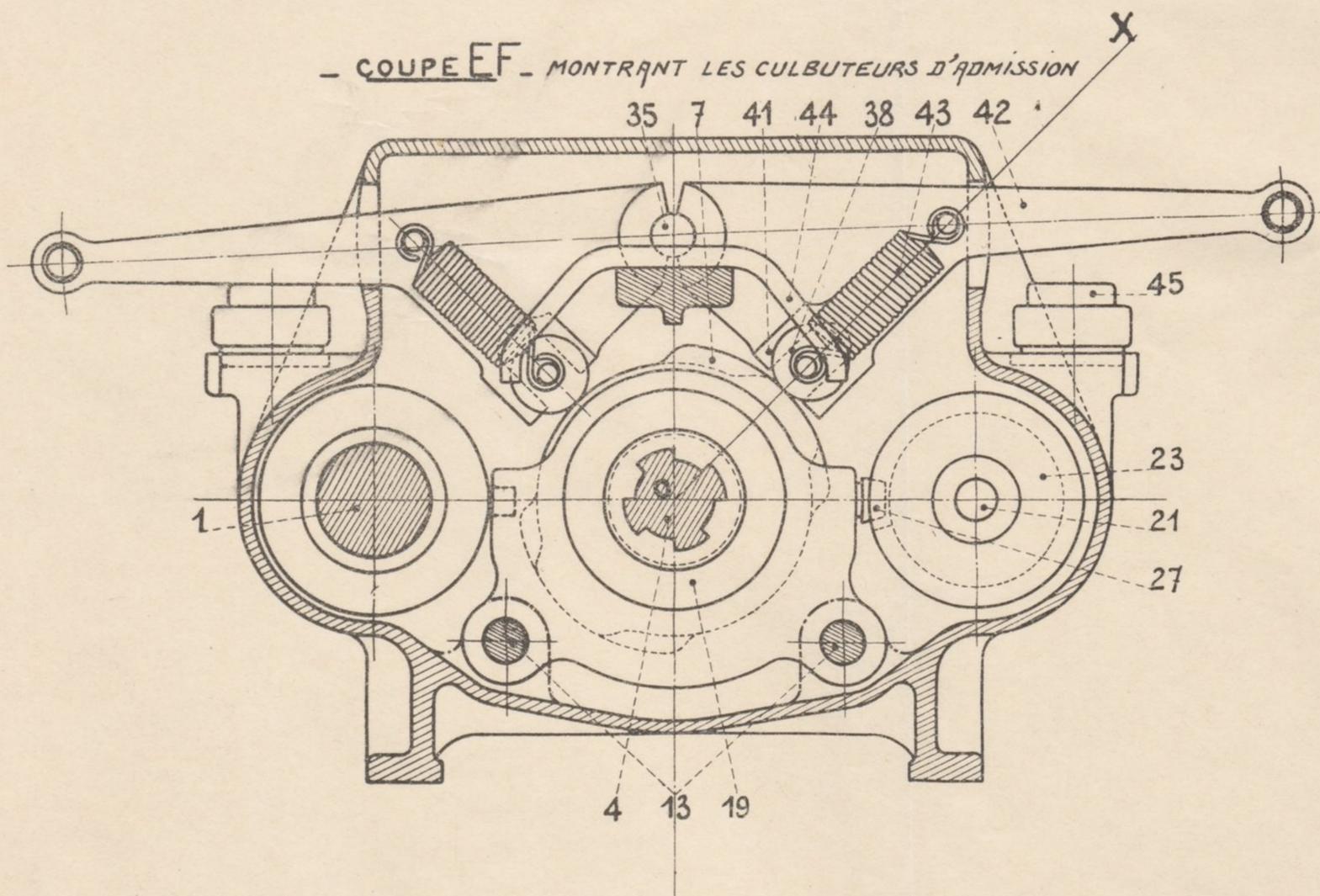
*
* *

M. de Caso, Ingénieur, Chef des Études de Machines au Chemin de fer du Nord publiera sous peu, dans la *Revue*, une note sur la machine 4 1201 et y décrira les pistons-valves et la transmission du mouvement de l'essieu moteur à l'arbre 1 des boîtes de distribution.

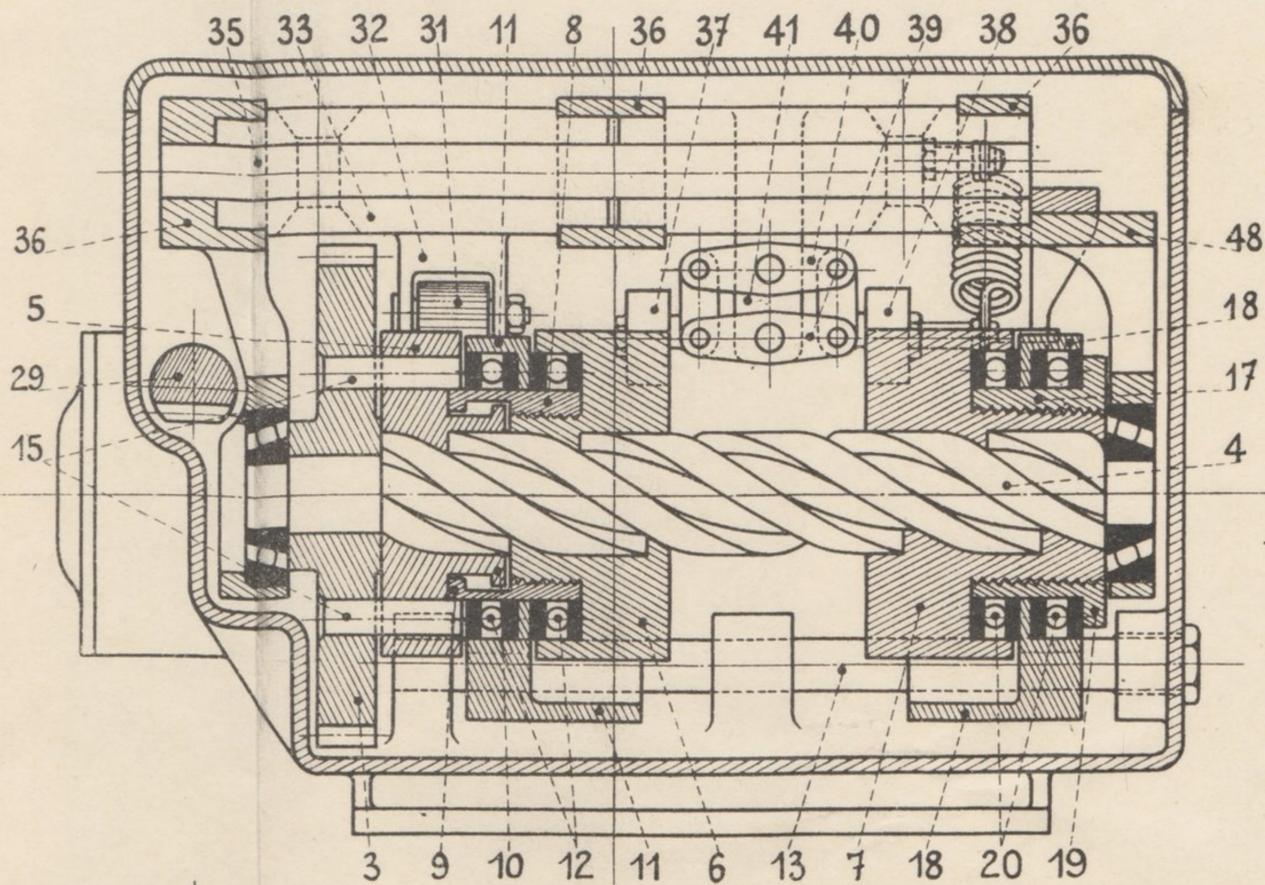
- COUPE CD - MONTRANT LES CULBUTEURS D'ÉCHAPPEMENT



- COUPE EF - MONTRANT LES CULBUTEURS D'ADMISSION



- COUPE AB - AVEC LES CULBUTEURS



- PLAN - CULBUTEURS ENLEVÉS

