

# TRANSFORMATION DES LOCOMOTIVES

## PACIFIC COMPOUND A GRANDE VITESSE

série 3501 à 3589, de la Compagnie d'Orléans

par modification du circuit de vapeur,  
accroissement du degré de surchauffe et application d'une distribution par soupapes

Par M. André CHAPELON,

INGÉNIEUR DES ARTS ET MANUFACTURES  
INSPECTEUR DIVISIONNAIRE A LA COMPAGNIE D'ORLÉANS

(Pl. III).

### INTRODUCTION

Dans son N° de Mars 1909, la *Revue Générale des Chemins de Fer* a décrit les nouvelles machines du type « Pacific » à roues motrices de 1,85 m — série 4501 à 4600 —, dont les premiers exemplaires avaient été mis en service par la Compagnie d'Orléans, en Juillet 1907, sur les sections les plus accidentées (déclivités de 10 mm par mètre) de la ligne de Paris à Toulouse. Elle annonçait, en même temps, qu'à la suite des résultats d'essais satisfaisants obtenus avec ces machines, des locomotives identiques, mais à roues motrices de 1,95 m, allaient être affectées à la ligne de Paris à Bordeaux, où l'adhérence insuffisante des machines « Atlantic », série 3000, commençait à donner lieu à des difficultés de traction.

Vingt premières machines de ce nouveau type — série 3501 à 3520 — furent mises en service en Mai 1909; trente autres — série 3521 à 3550 — sortirent des ateliers de construction dans les premiers mois de l'année 1910; elles ne différaient des machines précédentes que par l'application d'un surchauffeur Schmidt et par le diamètre, légèrement plus grand, de leurs cylindres HP (420 mm au lieu de 390 mm), conséquence de l'emploi de la surchauffe.

La machine N° 3545 fut soumise, en 1911, à des essais dynamométriques complets, dont M. P. Conte a donné les résultats dans le N° de Juin 1912 de la *Revue Générale*.

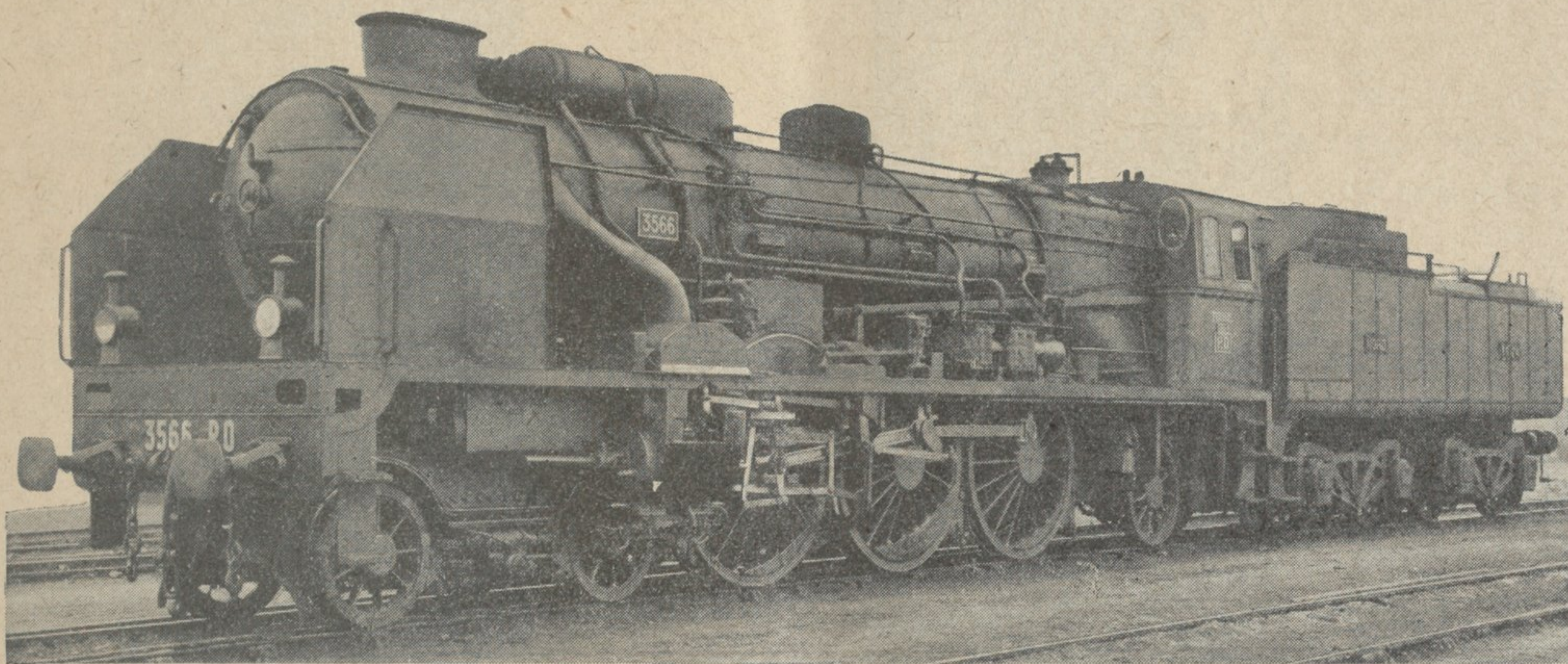
Ces essais avaient montré que les nouvelles machines étaient économiques et que le bénéfice procuré par l'application de la surchauffe, même sur ces machines du type Compound, était important.

On avait constaté, toutefois, que des laminages accentués se produisaient au passage de la vapeur à travers les tiroirs cylindriques dont étaient munis les cylindres HP de ces machines et que de fortes oscillations de pression se produisaient dans les boîtes à vapeur des mêmes cylindres.

Les machines du type Pacific apparaissaient à ce point de vue comme étant en infériorité marquée par rapport aux machines à tiroirs plans, type Atlantic et Ten-Wheel, séries 3000 et 4000 de 1903, dont la description et les résultats d'essais avaient été donnés dans le N° de Juillet 1904 de la *Revue*.

Les observations faites en service courant avaient également montré que les machines Pacific éprouvaient quelques difficultés à atteindre les grandes vitesses et qu'elles ne permettaient pas de soutenir, avec la même facilité que les machines 3000, des vitesses supérieures à 110 km à l'heure.

Fig. 1. — LOCOMOTIVE PACIFIC TRANSFORMÉE N° 3566.



Les locomotives suivantes — série 3551 à 3589 — (Fig. 2), mises en service de 1912 à 1914, vinrent de construction avec des cylindres HP légèrement modifiés et une distribution dont les phases présentaient plus de régularité. Le diamètre des tiroirs cylindriques avait été porté de 250 à 270 mm, la section maximum de passage offerte à la vapeur étant ainsi passée de 198 à 225 cm<sup>2</sup>. L'espace mort, qui avait également paru être trop faible dans les premières machines, avait été porté de 11,5 % à 13,2 %. Enfin, ces cylindres HP avaient été munis d'un by-pass.

Les locomotives Pacific de ces différentes séries firent un bon service. Elles assurent encore la remorque de la plupart des trains rapides et express lourdement chargés sur les grandes lignes du Réseau.

Il apparut cependant nécessaire, dans les années d'après guerre, de chercher à améliorer le fonctionnement de ces locomotives en s'attachant, notamment, à leur permettre de soutenir les plus grandes vitesses (115 à 120 km à l'heure) dans des conditions économiques satisfaisantes.

Un essai de tiroirs à double introduction du genre Trick, appliqués aux cylindres HP (tiroirs cylindriques) et aux cylindres BP (tiroirs plans) fut effectué en 1923 sur la machine 3584.

Les expériences entreprises sur cette locomotive montrèrent que les degrés d'introduction

Fig. 2.

Fig. 2 a. — LOCOMOTIVE PACIFIC SÉRIE 3551-3589 AVANT TRANSFORMATION.

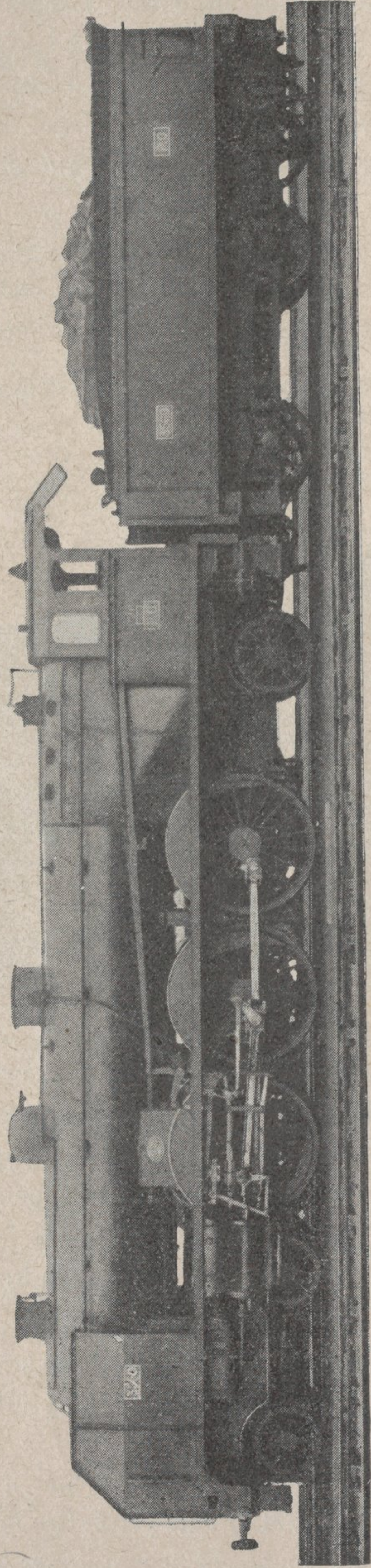
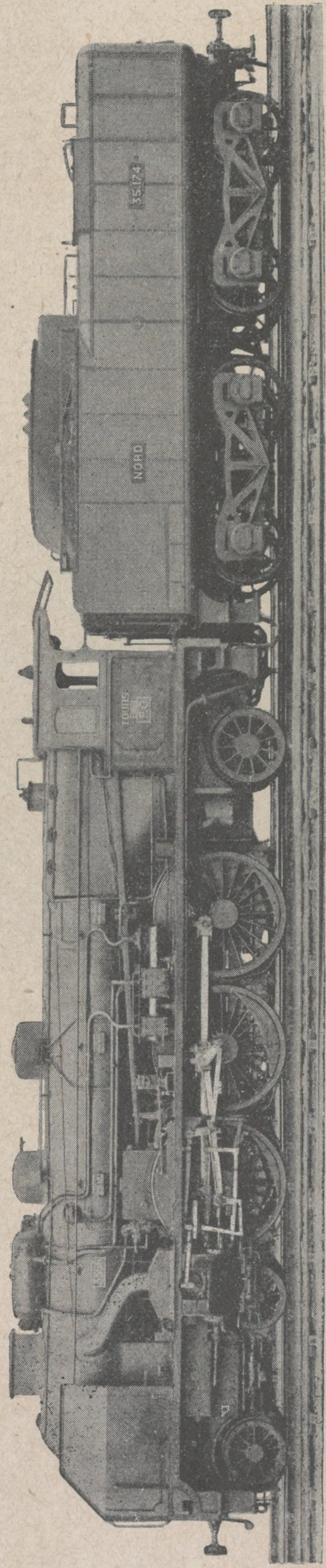


Fig. 2 b. — LOCOMOTIVE PACIFIC N° 3566 APRES TRANSFORMATION.



aux cylindres HP et aux cylindres BP pouvaient être réduits sensiblement avec ce type de tiroir, sans que l'effort de traction en fût diminué. Par contre, la puissance maximum de la machine restait sensiblement la même et son maximum de vitesse n'était pas supérieur à celui des locomotives ordinaires.

Les bons effets produits par la réduction des laminages à l'admission, grâce aux orifices à double introduction des tiroirs, étaient annihilés aux fortes introductions et aux grandes vitesses par les contre-pressions à l'échappement qui restaient égales, pour une même dépense de vapeur, à ce qu'elles étaient avec les tiroirs employés antérieurement.

En 1925, les résultats obtenus en Autriche avec la nouvelle distribution Lentz, à soupapes horizontales, ayant paru susceptibles d'apporter une solution au problème que l'on poursuivait, on décida d'en faire l'application à deux machines de la série 3500.

Une première étude comportant la substitution pure et simple de la distribution par soupapes à la distribution par tiroirs, en suivant les normes alors admises par le constructeur de cette distribution pour les locomotives à simple expansion, fit l'objet d'une application sur la machine N° 3579, qui fut remise en service après modification, en Mars 1927.

Les essais dynamométriques très complets effectués à plusieurs reprises sur cette locomotive, montrèrent qu'aucune amélioration n'avait été procurée par la substitution des soupapes aux tiroirs.

Une étude approfondie de la question, entreprise sans même attendre les résultats donnés par cette locomotive, permettait déjà de conclure que l'amélioration recherchée du fonctionnement des machines 3500 ne pourrait être pleinement obtenue qu'en en remaniant à la fois la distribution et le circuit de vapeur.

L'examen des diagrammes d'indicateur relevés en 1911 sur la machine 3545 faisait clairement apparaître les pertes de charge considérables qu'éprouvait la vapeur pour se rendre de la chaudière aux cylindres H.P., des cylindres H.P. aux cylindres BP et des cylindres BP à l'atmosphère.

Les nombreux diagrammes pris sur les machines de la série 4500 au début de l'année 1926, lors des essais qui ont abouti à la création des échappements 1 K/1 C et 1 K/T (Kylchap) <sup>(1)</sup> avaient confirmé pleinement ces constatations.

On était en présence d'un cas analogue à celui dans lequel s'était trouvée la Compagnie du Chemin de fer du Nord, lorsque son Ingénieur en Chef, M. du Bousquet avait prescrit l'étude méthodique du fonctionnement des machines Compound, à 4 cylindres, dont la locomotive N° 701 de 1886, construite sur l'initiative de M. A. de Glehn, Ingénieur et Administrateur de la Société Alsacienne de Constructions Mécaniques, avait fait ressortir, malgré certains défauts inhérents à un prototype, les très grands avantages sur les machines à simple expansion.

L'étude expérimentale de la locomotive Compound ainsi entreprise au Chemin de fer du Nord, dès 1887, sur la machine 701 <sup>(2)</sup>, continuée en 1891 sur la machine 2121 <sup>(3)</sup>, puis en 1897 sur la machine 2158 <sup>(4)</sup>, avait en effet mis en lumière les points les plus importants qui conditionnaient le fonctionnement de ces machines.

De l'étude très complète de la question faite par M. Barbier, dans les numéros de Mars,

---

(1) Voir *Revue Générale* Nos d'Août et Septembre 1928.

(2) Voir *Revue Générale* Nos de Mai et Juin 1887.

(3) Voir *Revue Générale* N° de Juin 1892.

(4) Voir *Revue Générale* N° de Février 1898.

Juin et Juillet 1898 de la *Revue Générale*, où il exposait les résultats d'essais effectués sur la locomotive 2158, il résultait notamment que, pour obtenir le rendement maximum des machines Compound, il fallait s'astreindre à respecter les conditions suivantes :

1° Doter ces machines d'un circuit de vapeur ne donnant lieu qu'au minimum de pertes de charge entre la chaudière et les cylindres HP, entre les cylindres HP et les cylindres BP et entre les cylindres BP et l'atmosphère.

Ce circuit devait donc être constitué par des tuyauteries de grand diamètre et de tracé aussi direct que possible ;

2° Les doter de larges lumières d'introduction et d'espaces morts suffisants pour éviter les laminages et des compressions exagérées dans les cylindres ;

3° Les munir de boîtes à vapeur de grand volume de manière à éviter les fortes oscillations de pression qui s'y produisent lorsque ce volume est insuffisant ;

4° Conserver l'indépendance des distributions HP et BP de manière à réaliser, pour chaque condition de marche, la meilleure combinaison à adopter pour les crans HP et BP.

C'est sur les directives ainsi déduites de ces expériences que M. du Bousquet avait fait établir les machines Atlantic, série 2641 de 1900, dont la machine PO, série 3000, ne fut que la reproduction et dont le fonctionnement, très remarquable, attira l'attention de nombreux réseaux étrangers.

Pour améliorer les machines 3500 il ne paraissait pas nécessaire d'aller chercher ailleurs le premier principe sur lequel devait être basée l'étude de leur transformation.

La mesure des températures de la vapeur, effectuée au réservoir intermédiaire de ces machines, ayant d'autre part montré que le degré de surchauffe aux cylindres BP était pratiquement nul (10 à 20°), il semblait en outre opportun de chercher à faire bénéficier des avantages de la surchauffe, en ce qui concerne l'effet nuisible des parois, non seulement les cylindres HP de la machine, mais également son groupe de cylindres BP.

Un second principe à mettre en œuvre pour améliorer les machines de la série 3500 semblait ainsi résider tout naturellement dans une utilisation plus complète des ressources offertes par l'application de la surchauffe.

Il paraissait donc désirable de pousser la surchauffe beaucoup plus loin qu'on ne l'avait fait jusque là sur les machines considérées (290 à 300°). Il semblait opportun, sous réserve de la tenue des huiles et des fontes à segments et à cylindres, de se rapprocher, dans toute la mesure possible du chiffre de 400°.

Il fut donc décidé d'appliquer ces deux principes de transformation à la seconde machine 3500 qui devait recevoir la distribution par soupapes.

Un certain nombre de modifications complémentaires devenaient encore nécessaires pour permettre de tirer tout le parti possible de ces deux principes fondamentaux.

La recherche de l'effet utile maximum dans l'action de la vapeur conduisait à employer comme complément naturel d'un circuit de vapeur largement dimensionné et correctement tracé, un échappement n'entraînant que le minimum de contre-pression sur les pistons.

On décida donc d'appliquer un échappement du type 1K/1C, dont la mise au point sur les machines 4500 venait d'être terminée et qui avait donné, tant au point de vue de l'intensité du tirage et de la faible contre-pression sur les pistons, qu'au point de vue de la régularité de la

combustion sur la grille, des résultats nettement supérieurs à ceux obtenus avec les autres types d'échappements.

Mais comme il était désirable d'accroître encore la section de passage des gaz à travers la cheminée et qu'une cheminée unique de très grand diamètre n'aurait donné que des résultats médiocres en raison de sa trop faible hauteur relative, on décida d'appliquer l'échappement double dont la description a été donnée dans le N° de Septembre 1928 de la *Revue*.

De plus, le grand développement qu'il était nécessaire de donner au surchauffeur pour fournir aux cylindres de la vapeur à une température de 400°, faisant craindre un abaissement nuisible du rendement thermique de la chaudière par suite de l'efficacité relativement faible des surfaces de surchauffe forcément très développées, il parut nécessaire de chercher à accroître, par ailleurs, le rendement de vaporisation de la chaudière.

Comme on était limité par les dimensions générales de la machine, lesquelles devaient être conservées, on décida d'appliquer un siphon Nicholson, réédition, sous une forme nouvelle, de l'ancien bouilleur Ten-Brick, dont avaient été munies autrefois la plupart des machines du Réseau d'Orléans et qui avait fait l'objet d'une étude comparative avec les voûtes en briques longues et courtes lors des expériences remarquables sur la vaporisation dans les chaudières de locomotives <sup>(1)</sup>, entreprises en 1885 aux chemins de fer P.-L.-M. par l'Ingénieur en Chef A. Henry.

Les bouilleurs n'avaient été abandonnés entre temps que pour des raisons d'entretien inhérentes à la construction en cuivre des foyers et à la technique ancienne de réparation de ces foyers. Ces raisons n'existent plus, surtout pour les foyers en acier que le réseau d'Orléans généralise depuis plusieurs années sur toutes ses locomotives.

Le souci de réduire par tous les moyens les consommations d'eau et de combustible conduisit enfin à munir la locomotive transformée, comme toutes les machines de construction récente, d'un appareil réchauffeur d'eau d'alimentation.

Puis, la nécessité de pouvoir soutenir sans sujétions d'ordre mécanique les plus grandes vitesses, conduisit à adopter un essieu coudé à manivelles équilibrées, des bielles BP allégées et le graissage mécanique des boîtes d'essieux.

#### DESCRIPTION DE LA MACHINE TRANSFORMÉE.

La première machine transformée (locomotive N° 3566) (fig. 1 et 2) appartient à la série des machines 3551 à 3589, construites en 1912 par la Société Alsacienne de Constructions Mécaniques à Belfort. Elle a été transformée en 1929 dans les Ateliers de la Compagnie et a été remise en service au mois de Novembre de la même année.

Les principales modifications apportées à cette machine, comme nous l'avons signalé ci-dessus, peuvent être résumées comme suit :

1° Remplacement des diverses tuyauteries ou dispositifs faisant partie du circuit parcouru par la vapeur depuis le régulateur jusqu'à l'échappement, par des tuyauteries ou dispositifs offrant une section de passage sensiblement accrue ;

---

(1) Voir *Annales des Mines*, 9<sup>e</sup> série, année 1894.

2° Remplacement des tiroirs de distribution : cylindriques aux cylindres HP, plans ordinaires aux cylindres BP, par des soupapes à double siège, commandées par arbres à cames oscillantes et coulisses Walschaerts, suivant le système Lentz ;

3° Remplacement du surchauffeur Schmidt à 24 éléments par un surchauffeur Robinson à 32 éléments ;

4° Adjonction d'un siphon Nicholson dans le foyer ;

5° Remplacement de l'échappement variable à trèfle par un échappement 1 K/1 C double (2 cheminées placées en parallèle) du type fixe ;

Fig. 3.

Fig. 3 a. — SCHÉMA DE LA LOCOMOTIVE AVANT (trait pointillé) ET APRÈS (trait plein) TRANSFORMATION.

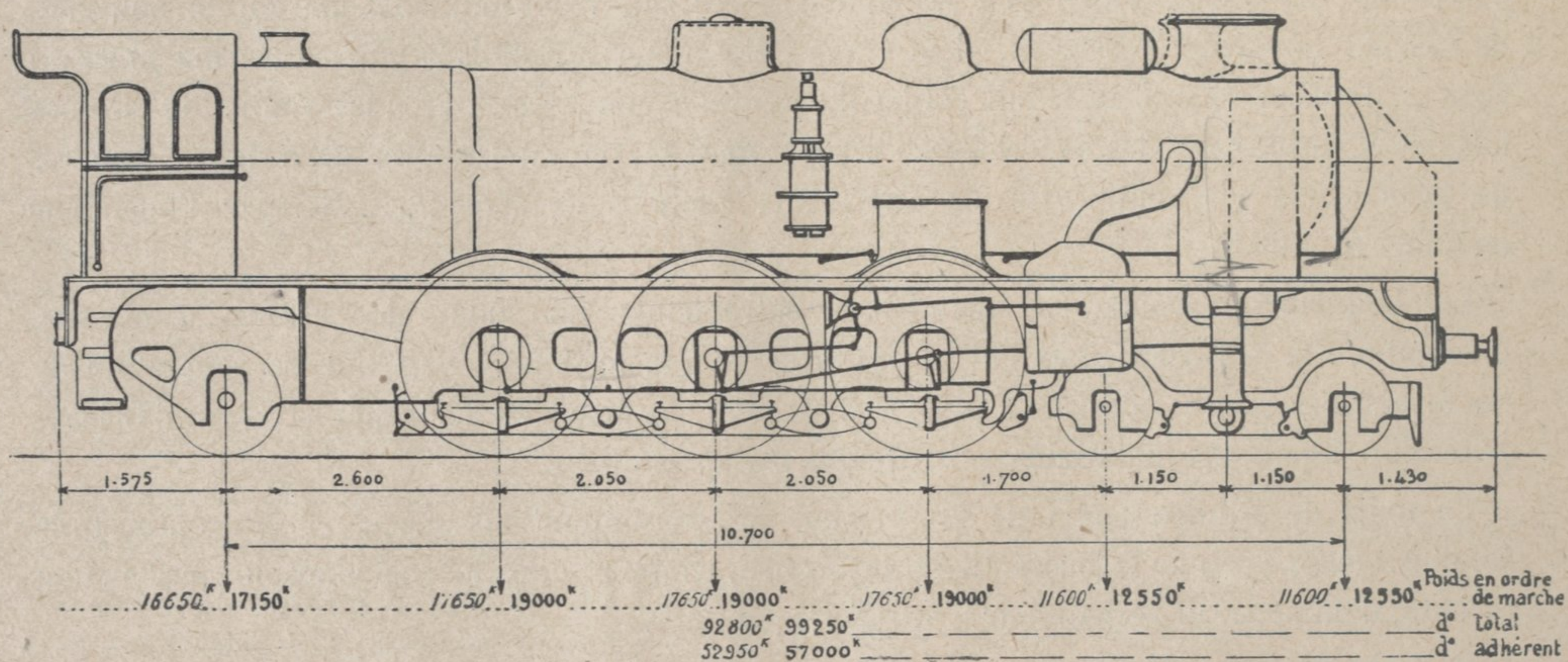
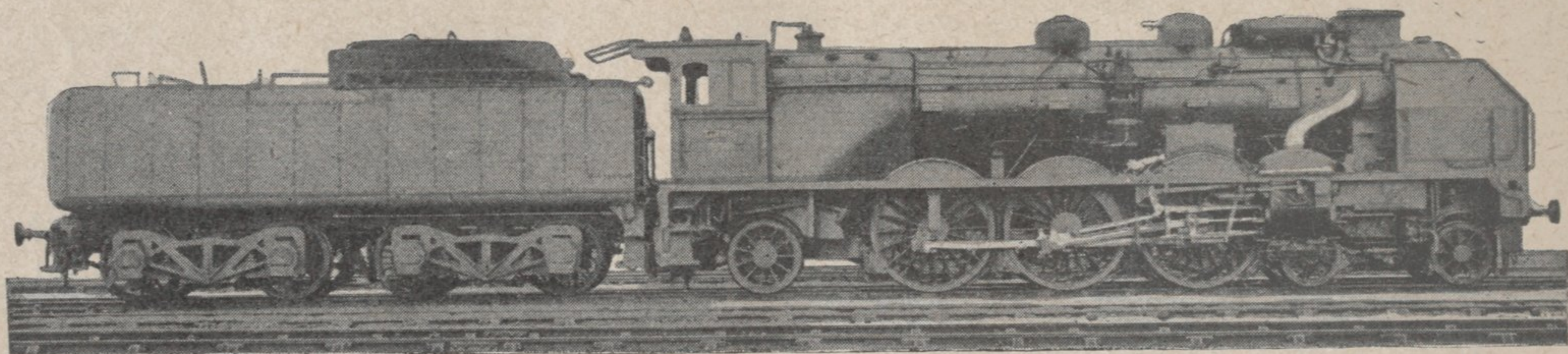


Fig. 3 b. — LOCOMOTIVE PACIFIC N° 3566 APRÈS TRANSFORMATION,



6° Application d'un réchauffeur d'eau d'alimentation système A.C.F.I. « Intégral », branché sur la colonne d'échappement.

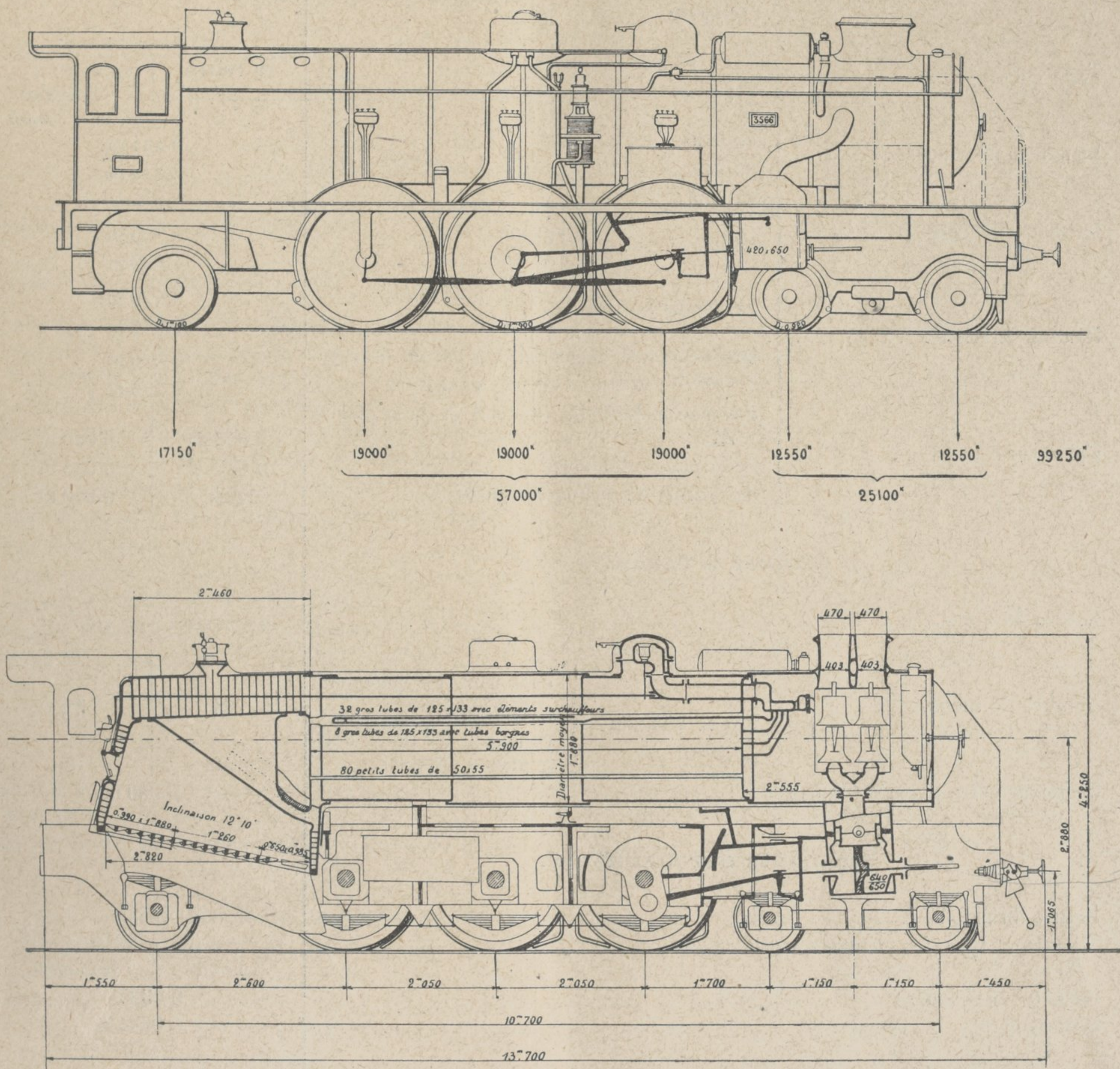
En outre, comme on l'a vu plus haut, un certain nombre de modifications complémentaires ont été rendues nécessaires par les nouvelles conditions de marche imposées à la machine. C'est ainsi qu'elle a été munie d'un essieu coudé à manivelles équilibrées et du graissage mécanique des boîtes d'essieux.

De plus, la température de surchauffe adoptée pour cette machine, a nécessité une étude particulière du graissage de ses cylindres. C'est ainsi que le graisseur à condensation existant sur les machines ordinaires a dû être remplacé par un graisseur mécanique.

La figure 3 donne le schéma et les poids de la locomotive avant et après transformation ainsi que sa vue longitudinale extérieure côté droit.

La figure 4 présente une vue schématique de l'élévation et de la coupe longitudinale de la nouvelle locomotive.

Fig. 4.



Le tableau I indique d'autre part les dimensions principales et les poids de la locomotive avant et après transformation.



TABLEAU I

		Machines 3551-3589	Machine 3566	
<b>Grille.</b>				
Longueur.....			2,900 m	
Largeur.....	{ à l'avant.....		0,985 m	
	{ à l'arrière.....		1,880 m	
Surface.....			4,27 m <sup>2</sup>	
Inclinaison.....			12° 10'	
<b>Foyer.</b>				
Type.....		en cuivre Belpaire	en acier Belpaire avec siphon Nicholson	
Longueur intérieure.....	{ en haut.....		2,444 m	
	{ en bas.....		2,842 m	
Largeur intérieure.....	{ en haut.....		1,375 m	
	{ en bas.....	{ à l'avant.....	0,985 m	
		{ à l'arrière.....	1,880 m	
	Hauteur intérieure.....	{ au-dessus du cadre.....	{ à l'avant.....	2,120 m
{ à l'arrière.....			1,520 m	
{ au-dessus de l'axe de la chaudière.....		{ à l'avant.....	0,320 m	
		{ à l'arrière.....	0,270 m	
Epaisseur.....	{ des parois latérales, du ciel et de la plaque R.....	0,016 m	0,010 m	
	{ de la plaque tubulaire.....	0,030 m	0,015 m	
	{ des parois du siphon Nicholson.....	néant	0,010 m	
<b>Tubes à fumée.</b>				
Nature du métal.....		acier étiré sans soudure		
Nombre de tubes.....	{ de 50 × 55 mm.....	151	80	
	{ de 125 × 133 mm..	{ contenant les éléments surchauffeurs.....	24	32
Longueur entre plaques tubulaires.....		{ contenant les tubes bor- nés à ailettes.....	néant	8
			5,900 m	
<b>Éléments surchauffeurs.</b>				
Nature du métal.....		acier		
Nombre et type des éléments surchauffeurs.....		24 éléments Schmidt	32 éléments Robinson	
Diamètre extérieur.....		0,038 m		
Epaisseur.....		0,0035 m		
<b>Surface de chauffe.</b>				
Foyer (comptée au-dessus de la grille) moins le siphon « Nicholson » pour la machine 3566.....		15,37 m <sup>2</sup>	15,245 m <sup>2</sup>	
Siphon « Nicholson ».....		néant	2,465 m <sup>2</sup>	
Surface de chauffe totale du foyer.....	F	15,37 m <sup>2</sup>	17,71 m <sup>2</sup>	

	Machines 3551-3589	Machine 3566
<b>Surface de chauffe (suite).</b>		
Tubes (développement intérieur)..... T	195,60 m <sup>2</sup>	167,00 m <sup>2</sup>
Surface de chauffe totale..... S	210,97 m <sup>2</sup>	184,71 m <sup>2</sup>
Rapport de la surface de chauffe des tubes à celle du foyer..... $\frac{T}{F}$	12,7	9,42
Rapport de la surface de chauffe totale à celle de la grille..... $\frac{S}{G}$	49,4	43,2
<b>Surface de surchauffe.</b>		
Surface de surchauffe (développement extérieur)..... s	63,50 m <sup>2</sup>	72,85 m <sup>2</sup>
Rapport entre la surface de surchauffe et la surface de chauffe..... $\frac{s}{S}$	0,300	0,394
<b>Chaudière.</b>		
Longueur extérieure de la boîte à feu ..... { en haut .....		2,800 m
..... { en bas .....		3,100 m
Largeur extérieure de la boîte à feu ..... { en haut .....		1,748 m
..... { en bas .....		1,205 m
Diamètre moyen du corps cylindrique.....		1,680 m
Longueur du corps cylindrique (entre la plaque <i>N</i> de boîte à feu et la plaque tubulaire de boîte à fumée).....		5,750 m
Epaisseur des tôles du corps cylindrique.....		0,020 m
Epaisseur de la plaque tubulaire de boîte à fumée.....		0,025 m
Hauteur au-dessus du rail de l'axe de la chaudière.....		2,850 m
Hauteur au-dessus du rail du dessous du cadre de foyer à l' <i>N</i> .....		1,050 m
Volume d'eau avec 10 cm au-dessus du ciel de foyer.....	8,220 m <sup>3</sup>	8,370 m <sup>3</sup>
Volume de vapeur total.....		3,800 m <sup>3</sup>
Volume total de la chaudière.....	12,020 m <sup>3</sup>	12,170 m <sup>3</sup>
Longueur intérieure de la boîte à fumée.....	2,155 m	2,555 m
Diamètre intérieur de la boîte à fumée.....		1,680 m
Timbre de la chaudière.....		16 kg/cm <sup>2</sup>
<b>Cheminée.</b>		
	Cheminée simple	Cheminée double
Diamètre intérieur de chacune des deux cheminées { en haut.....	0,440 m	0,470 m
pour la machine 3566 ..... { dans la partie rétrécie ...	0,325 m	0,403 m
Hauteur du dessus de la cheminée au-dessus du rail.....		4,250 m
<b>Section de passage des gaz.</b>		
A travers les portes du cendrier..... C	0,560 m <sup>2</sup>	0,7956 m <sup>2</sup>
A travers la grille (à secousses) ..... 0,35 G		1,500 m <sup>2</sup>
A travers les tubes.. { surchauffeurs (dans la section la plus encombrée)... ts	0,1850 m <sup>2</sup>	0,247 m <sup>2</sup>
..... { bouilleurs ..... tb	0,297 m <sup>2</sup>	0,203 m <sup>2</sup>
..... { Totale ..... t	0,482 m <sup>2</sup>	0,450 m <sup>2</sup>
Au col des deux cheminées (totale)..... c	0,1134 m <sup>2</sup>	0,255 m <sup>2</sup>
Rapport de la section de passage des gaz à travers les tubes surchauffeurs à la section de passage des gaz à travers les tubes bouilleurs..... $\frac{ts}{tb}$	0,630	1,215

	Machines 3551-3589	Machine 3566
<b>Section de passage des gaz (suite).</b>		
Rapport de la section de passage des gaz à travers l'ensemble de la tubulure dans la section la plus encombrée à la surface de grille..... $\frac{t}{G}$	0,1127	0,1050
Rapport de la section de passage des gaz au col des deux cheminées à la surface de grille..... $\frac{c}{G}$	0,0266	0,0595
Rapport de la section de passage de l'air à travers les portes du cendrier à la surface de grille..... $\frac{C}{G}$	0,131	0,188
<b>Châssis.</b>		
Ecartement intérieur des longerons... {		
à l'avant.....		1,410 m
au milieu.....		1,240 m
à l'arrière.....		1,180 m
Epaisseur des longerons..... {		
à l'avant.....		0,032 m
à l'arrière (sous la partie débordante du foyer).....		0,030 m
Longueur totale de la machine à l'extrémité des tampons.....		13,705 m
Longueur maximum du tablier.....		2,980 m
Ecartement des essieux..... {		
1 <sup>er</sup> et 2 <sup>e</sup> .....		2,300 m
2 <sup>e</sup> et 3 <sup>e</sup> .....		1,700 m
3 <sup>e</sup> et 4 <sup>e</sup> .....		2,050 m
4 <sup>e</sup> et 5 <sup>e</sup> .....		2,050 m
5 <sup>e</sup> et 6 <sup>e</sup> .....		2,600 m
extrêmes.....		10,700 m
<b>Roues montées et essieux.</b>		
Diamètre des roues (avec bandages de 50 mm).. {		
bogie.....		0,920 m
accouplées.....		1,900 m
R.....		1,100 m
Jeu latéral de chaque côté de la machine {		
des essieux dans les coussinets.....		1 mm pour tous les essieux.
des coussinets dans les boîtes d'essieux.....		45 mm pour le 6 <sup>e</sup> essieu.
des boîtes d'essieux dans leurs glissières.....		1 mm p <sup>r</sup> les 3 <sup>e</sup> -4 <sup>e</sup> -5 <sup>e</sup> essieux
Jeu latéral de chaque côté de la machine {		
du châssis {		
butée N.....		79 mm
pivot.....		45 mm
du bogie {		
butée R.....		20 mm
Hauteurs et épaisseurs des boudins {		
1 <sup>er</sup> , 2 <sup>e</sup> , 5 <sup>e</sup> et 6 <sup>e</sup> essieux.....		Hauteur 31 mm Epaisseur 33 mm (cote prise à 10 mm au-dessous du cercle de roulement).
3 <sup>e</sup> essieu.....		Hauteur 27 mm Epaisseur 28 mm (cote prise à 10 mm au-dessous du cercle de roulement).
4 <sup>e</sup> essieu.....		Hauteur 20 mm Epaisseur 16 mm (cote prise à 10 mm au-dessous du cercle de roulement).
Ecartement des bandages.....		1,360 m

Mouvement.	Machines 3551-3589		Machine 3566	
	Haute pression (cylindres extérieurs)	Basse pression (cylindres intérieurs)	Haute pression (cylindres extérieurs)	Basse pression (cylindres intérieurs)
	HP	BP	HP	BP
Nombre de cylindres.....			2	2
Diamètre des cylindres.....			0,420 m	0,640 m
Course des pistons.....			0,650 m	0,650 m
Section des cylindres..... C	Éléments identiques à ceux ci-contre.		0,1386 m <sup>2</sup>	0,3215 m <sup>2</sup>
Volume engendré par une course complète des pistons..... V			0,0900 m <sup>3</sup>	0,209 m <sup>3</sup>
Rapport des volumes..... $\frac{V \text{ BP}}{V \text{ HP}}$			2,32	
Volume des espaces morts..... E	0,0119 m <sup>3</sup>	0,0223 m <sup>3</sup>	0,01476 m <sup>3</sup>	A' 0,03590 m <sup>3</sup> R 0,03166 m <sup>3</sup>
Rapport du volume des espaces morts au volume engendré par une course complète des pis- tons..... $\frac{E}{V}$	13,2 %	10,4 %	16,4 %	A' 17,1 % R 15,1 %
Écartement d'axe en axe des cylindres.....			2,230 m	0,680 m
Inclinaison sur l'horizontale.....			1° 10'	1° 10'
Longueur des bielles motrices... L	Éléments identiques à ceux ci-contre.		2,100 m	1,800 m
Rayon des manivelles..... R			0,325 m	0,325 m
Rapport de la longueur des bielles au rayon des manivelles.... $\frac{L}{R}$			6,46	5,53
Volume des boîtes à vapeur HP..	0,0207 m <sup>3</sup>	—	0,100 m <sup>3</sup>	—
Volume du réservoir intermédiaire.	—	0,272 m <sup>3</sup>	—	0,310 m <sup>3</sup>
Rapport du volume de la boîte à vapeur à celui engendré par le piston.....	0,23	0,65	1,11	0,74
<b>Distribution</b>				
Type de distribution.....	Tiroirs cylindriques et mécanisme Walschaerts	(1) Tiroirs plans et mécanisme Walschaerts	Soupapes avec cames oscillantes et mécanisme Walschaerts. Admission (soupapes)   Echappe- ment (soupapes)	Soupapes avec cames oscillantes et mécanisme Walschaerts. Admission (soupapes)   Echappe- ment (soupapes)
Diamètre des distributeurs.....	0,270 m	—	0,185 m   0,195 m	0,220 m   0,240 m
Course maximum des distributeurs.	0,130 m	0,1455 m	0,0245 m   0,024 m	0,0285 m   0,028 m
Recouvrement à l'admission.....	0,054 m	0,054 m	15° 1/4 (2)	15° 1/4 (2)
Découvrement à l'échappement...	0,006 m	0,010 m	6° (2)	7° (2)
Introduction moyenne maxima sur les 2 faces du piston.....	78,5 %	80 %	79,5 %	82 %

(1) Les groupes de cylindres BP à tiroirs plans sont remplacés lorsqu'ils sont parvenus à limite d'usure par des groupes de mêmes dimensions mais à tiroirs cylindriques de 350 mm de diamètre avec section maximum des lumières de 0,0409 m<sup>2</sup> et une section de conduit dans les cylindres de 0,0260 m<sup>2</sup>.

(2) Les recouvrements et découvrements sont indiqués en fonction des déplacements angulaires de la manivelle de commande de l'arbre à cames par rapport à sa position moyenne.

Sections de passage de vapeur.	Machines 3551-3589		Machine 3566	
	Haute pression (cylindres extérieurs)	Basse pression (cylindres intérieurs)	Haute pression (cylindres extérieurs)	Basse pression (cylindres intérieurs)
	HP	BP	HP	BP
Section du régulateur .....	0,0115 m <sup>2</sup>		0,02396 m <sup>2</sup>	
Section d'un tuyau d'admission..... a	0,0113 m <sup>2</sup>	0,0154 m <sup>2</sup>	0,02138 m <sup>2</sup>	0,02675 m <sup>2</sup>
Section des lumières d'introduction. A	0,0225 m <sup>2</sup>	0,0275 m <sup>2</sup>	0,0255 m <sup>2</sup> (1)	0,0360 m <sup>2</sup> (1)
Section des lumières d'échappement. E	0,0207 m <sup>2</sup>	0,0275 m <sup>2</sup>	0,0282 m <sup>2</sup>	0,420 m <sup>2</sup> (1)
Section des conduits entre les lumières et le cylindre.....	0,0156 m <sup>2</sup>	0,0254 m <sup>2</sup>	0,0217 m <sup>2</sup>	0,0341 m <sup>2</sup>
Section d'un tuyau d'échappement.. e	0,0154 m <sup>2</sup>	0,0452 m <sup>2</sup>	0,02675 m <sup>2</sup>	0,0900 m <sup>2</sup>
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'introduc- tion .....	$\frac{C}{A}$ 6,70	11,70	5,450	8,91
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'échappe- ment.....	$\frac{C}{E}$ 6,70	11,70	4,93	7,64
Rapport de la section des cylindres à la section du tuyau d'admission. $\frac{C}{a}$	12,25	20,88	6,50	12,00
Rapport de la section des cylindres à la section du tuyau d'échappe- ment.....	$\frac{C}{e}$ 9,00	7,10	5,19	3,57

(1) L'encombrement des ailettes intérieures aux soupapes a été déduit et compté pour 5 % de la section de l'orifice circulaire de la lumière.

	Machines 3551-3589	Machine 3566
<b>Échappement.</b>		
Type de l'échappement.....	à trèfle	1 K/1 C double fixe
Diamètre des tuyères d'échappement .....	0,202 m	0,123 m
Dimensions des amorces de barrettes placées à la sortie des tuyères (4 barrettes par tuyère).....	néant	larg. 0,025 m long. 0,030 m
Section d'une tuyère d'échappement.....	0,0120 m <sup>2</sup> à 0,0207 m <sup>2</sup>	0,008876 m <sup>2</sup>
Section totale des deux tuyères.....		0,017752 m <sup>2</sup>
<b>Poids.</b>		
Machine vide (avec bandages de 50 mm).....	84 200 kg	90 380 kg
En ordre moyen de marche	1 <sup>er</sup> essieu .....	11 600 kg
	2 <sup>ème</sup> — .....	11 600 kg
	3 <sup>ème</sup> — .....	17 650 kg
	4 <sup>ème</sup> — .....	17 650 kg
	5 <sup>ème</sup> — .....	17 650 kg
	6 <sup>ème</sup> — .....	16 650 kg
TOTAUX.....	92 800 kg	99 250 kg
Poids adhérent.....	52 950 kg	57 000 kg

On trouvera également ci-dessous la description des dispositions particulières à la nouvelle locomotive.

### CHAUDIÈRE

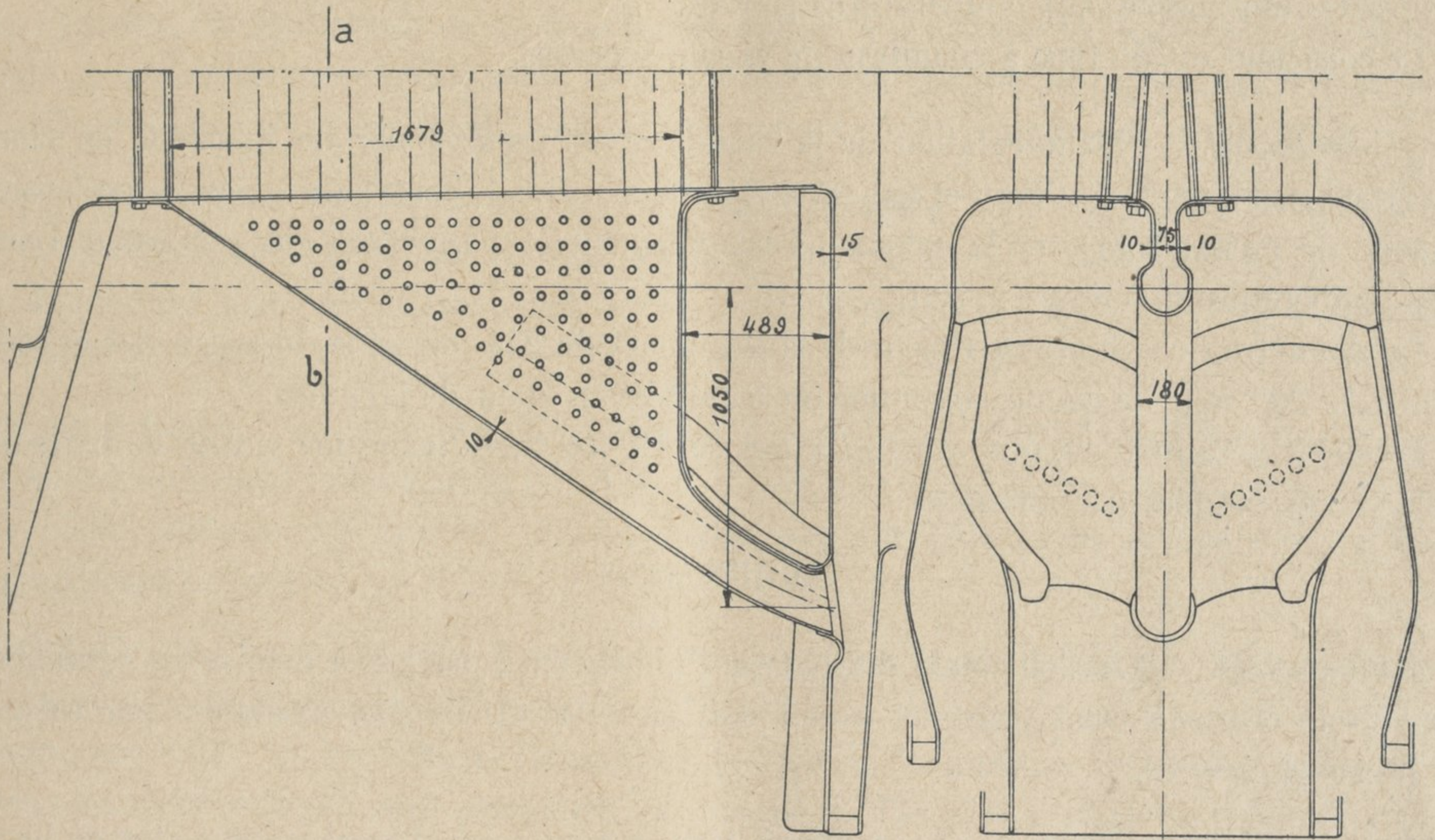
*Foyer.* — Le foyer est muni d'un siphon Nicholson dont les dispositions générales sont indiquées fig. 5. Ce foyer et le siphon sont confectionnés en tôle d'acier doux ; les entretoises sont en acier Martin extra doux, sauf quelques entretoises renforcées de la plaque tubulaire — motivées par la présence du siphon Nicholson — qui sont en bronze manganésé.

La plaque tubulaire présente dans sa partie inférieure une ouverture circulaire de 180 mm de diamètre dans laquelle vient se loger la partie avant du siphon Nicholson. Ces deux pièces sont réunies par rivure et soudure.

A sa partie supérieure, le siphon est rivé sur le ciel du foyer et relié au ciel de boîte à feu par deux rangées longitudinales de tirants légèrement inclinés sur la verticale.

Le foyer est muni d'une voûte en briques, en deux parties s'appuyant, d'une part, sur les flancs du foyer et, d'autre part, sur le renflement qui règne à la partie inférieure du siphon.

Fig. 5. — SIPHON NICHOLSON.



*Tubulure.* — La tubulure est constituée par 80 petits tubes lisses de  $50 \times 55$  mm de diamètre en acier, et par 40 gros tubes de  $125 \times 133$  mm.

Les gros tubes sont mandrinés avec interposition d'une bague en cuivre sur la plaque tubulaire de foyer.

Les collerettes sont rabattues et soudées sur cette plaque. Les collerettes des petits tubes sont également soudées sur la plaque tubulaire de foyer.

32 de ces gros tubes contiennent des éléments surchauffeurs, les 8 autres comportent, à leur intérieur, un tube borgne de  $70 \times 77$  mm de diamètre régnant jusqu'à une distance de 800 mm de la plaque tubulaire de foyer et muni de 4 ailettes longitudinales de 10 mm d'épaisseur centrant le tube borgne sur le gros tube.

Cette disposition a permis, au cours des essais, de faire varier le nombre des éléments surchauffeurs sans modifier le rendement thermique du faisceau tubulaire, mais elle n'était, évidemment, que provisoire et les gros tubes ainsi disposés seront, dans les machines nouvelles, remplacés par des tubes ordinaires.

*Surchauffeur.* — Le surchauffeur comprend 32 éléments Robinson comportant chacun 4 tubes de  $31 \times 38$  mm de diamètre.

Ces 4 tubes, en acier, sont associés en série et l'élément qu'ils forment est logé dans l'un des tubes de  $125 \times 133$  mm de diamètre. Ces éléments diffèrent des éléments Schmidt en ce que la boucle de retour vers la boîte à fumée s'arrête aux  $2/3$  environ de leur longueur en partant du foyer.

La plus faible distance existant entre les coudes AR de ces éléments et la plaque tubulaire de foyer, est de 300 mm tandis que cette distance était de 600 mm pour les éléments Schmidt de la machine avant transformation.

Les joints des éléments sur le collecteur se font par surface sphérique (éléments) sur surface conique (collecteur), sans interposition d'aucune matière plastique.

Les boulons de fixation des éléments sur le collecteur, sont en acier spécial, conservant ses propriétés mécaniques aux températures élevées.

Le collecteur est du type à chambres de vapeur séparées.

*Alimentation.* — L'alimentation de la chaudière est assurée par un injecteur en charge du type Friedmann S. Z. N° 10 et par un réchauffeur A.C.F.I. du type « Intégral » prélevant la vapeur de réchauffage sur la colonne d'échappement et permettant de réchauffer l'eau à une température supérieure à  $100^{\circ}$ .

Le diamètre du cylindre à vapeur de la pompe est de 254 mm et le diamètre des cylindres à eau de 203 mm, la course commune de leurs pistons étant de 260 mm.

Le débit horaire théorique maximum est de 19 518 litres pour une vitesse de battement de 45 coups simples par minute.

## MOUVEMENT

*Essieu coudé.* — L'essieu coudé est du type Built-up en 9 parties, à manivelles équilibrées. Les divers éléments constituant cet essieu sont en acier G, ils sont assemblés par calage à la presse et clavetés.

*Boîtes à huile.* — Le corps des boîtes à huile est en acier. Les coussinets sont en bronze garnis d'alliage blanc. Leurs faces latérales extérieures sont également garnies d'alliage blanc et viennent s'appuyer contre le moyeu des roues dont la surface a été dressée à cet effet.

Le graissage des fusées d'essieux se fait à la fois par dessus et par dessous.

Les dessous de boîtes sont munis de tampons graisseurs à ressorts.

Le graissage par dessus des essieux moteurs est assuré simultanément à l'aide d'un graisseur mécanique et à l'aide d'un graisseur par gravité à pointeau.

Les plaques de garde et la surface d'appui des coussinets contre les roues sont également graissées à l'aide de graisseurs à pointeau.

Les surfaces de frottement des coins de rattrapage de jeu et des plaques de garde contre les boîtes, ont été munies de semelles en bronze dur.

Les coussinets des essieux du bogie sont graissés à l'aide de graisseurs à pointeau fixés contre la boîte à fumée sous l'enveloppe de chaudière, de manière à les soustraire aux variations de la température extérieure et assurer ainsi la constance de leur débit.

Les coussinets de l'essieu porteur AR sont graissés par dessous à l'aide de bourrage placé dans le dessous de boîte et par dessus à l'aide d'un siphon puisant l'huile dans le dessus de boîte.

Les dessous de boîte de cet essieu qui est à déplacement latéral ont été rendus solidaires du coussinet, de manière à assurer une meilleure protection et un meilleur graissage de la fusée.

*Cylindres.* — Les cylindres sont en fonte dure d'une nuance spécialement étudiée pour résister aux hautes températures.

Le mode de fixation des cylindres à haute pression sur les longerons a été modifié de manière à les rendre solidaires de ces longerons. A cet effet, du métal a été rapporté à la soudure électrique sur les longerons, de manière à constituer aux extrémités des pattes d'attache du cylindre des butées contre lesquelles viennent s'appuyer ces pattes par l'intermédiaire de clavettes convenablement ajustées et immobilisées par points de soudure.

Les garnitures des tiges de pistons sont métalliques, du type à labyrinthe à anneaux de fonte, système Hauber pour les 4 cylindres.

Ces garnitures comportent 4 éléments d'étanchéité sur la tige des pistons HP et 3 éléments sur la tige des pistons BP.

Les cylindres HP sont munis de by-pass automatiques à soupapes en acier spécial Holtzer mettant en communication la face avant et la face arrière de chaque piston pendant la marche à régulateur fermé. Les cylindres BP sont simplement munis de soupapes de rentrée d'air.

*Dispositif de démarrage.* — Comme les machines ordinaires, cette locomotive possède une lanterne de démarrage permettant d'isoler, à volonté, les cylindres HP des cylindres BP, mais étant donné son diamètre notablement accru, cette lanterne a été munie de segments d'étanchéité en fonte.

*Pistons et bielles.* — Les pistons HP possèdent 4 segments d'étanchéité au lieu de 3 pour les machines ordinaires et les pistons BP, 3 au lieu de 2. Ces segments sont en fonte au nickel.

Les bielles motrices BP ont été allégées; elles sont du type évidé et ont été traitées thermiquement (acier D).

*Distribution.* — La distribution à soupapes est du type à cames oscillantes, système Lentz avec commande par mécanisme Walschaerts.

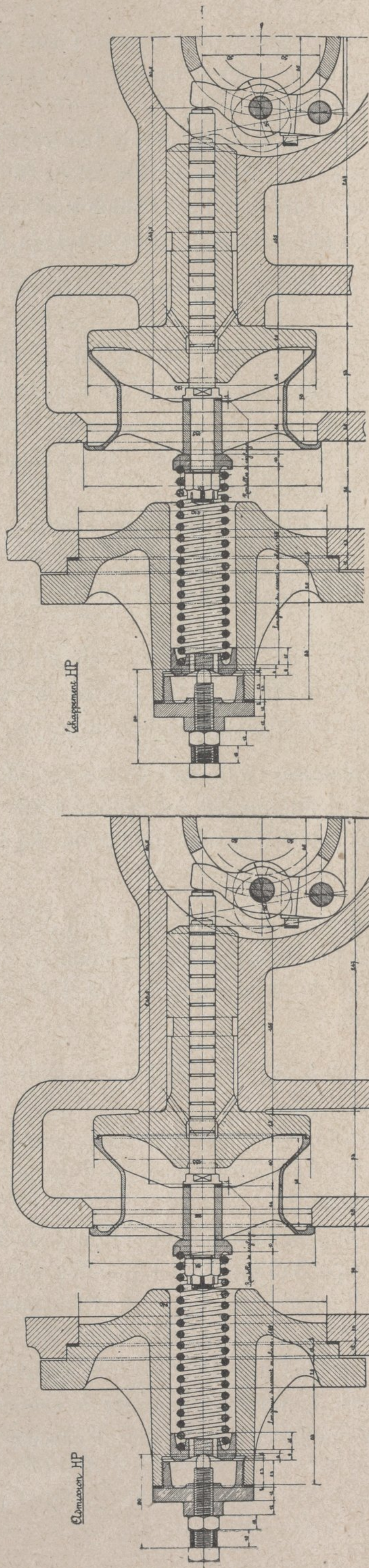
Comme sur toutes les locomotives Compound du type du Bousquet — de Glehn, les 4 distributions sont indépendantes pour permettre au mécanicien d'employer, dans les différents cas, la combinaison des crans HP et BP jugée la plus convenable.

Chaque cylindre HP et BP comporte l'emploi de 2 soupapes d'admission et de 2 soupapes d'échappement, soit 1 soupape d'admission et 1 soupape d'échappement pour chacune des faces du piston. La fig. 6 montre la disposition des soupapes d'admission et d'échappement relative aux cylindres HP.

Comme on le voit sur la figure, ces soupapes sont du type à double siège, à mouvement horizontal et sont toutes placées au-dessus des cylindres. Leurs tiges, munies de cannelures transversales pour assurer l'étanchéité, se meuvent dans des gaines en fonte au nickel, emmanchées à force dans les cylindres.



Fig. 6. — COUPES PAR LES SOUPAPES D'ADMISSION ET D'ÉCHAPPEMENT ET PAR L'AXE DE L'ARBRE A CRANS (cylindres HP).

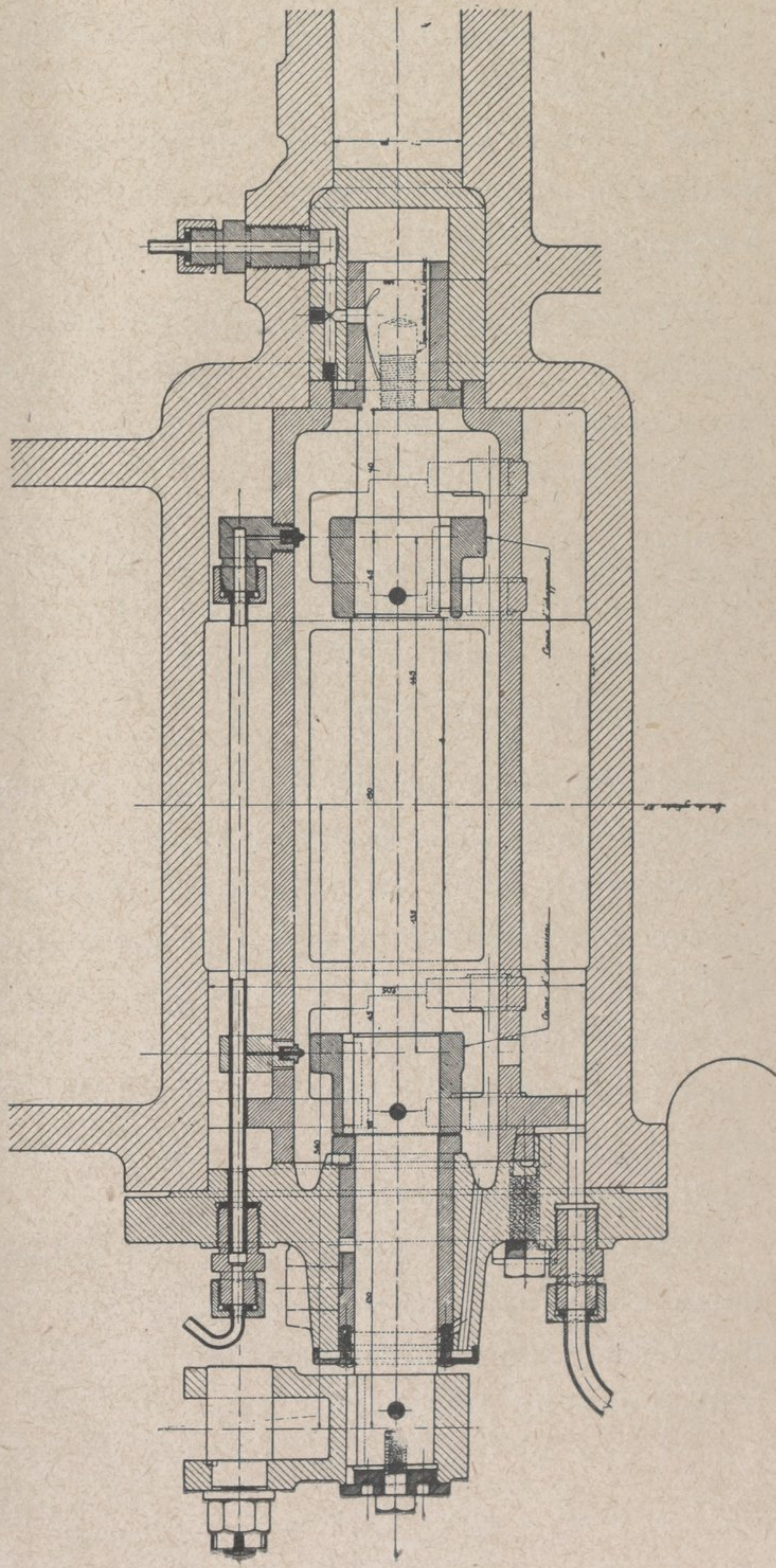


L'ouverture des soupapes est obtenue à l'aide de culbuteurs dont l'une des extrémités pousse les tiges des soupapes et dont l'autre extrémité oscille autour d'un axe solidaire d'un support fixe placé dans la boîte à cames.

Chaque culbuteur porte dans sa partie centrale un galet contre lequel vient s'appuyer la came de commande des soupapes.

La fermeture des soupapes s'opère sous l'action de ressorts en hélice.

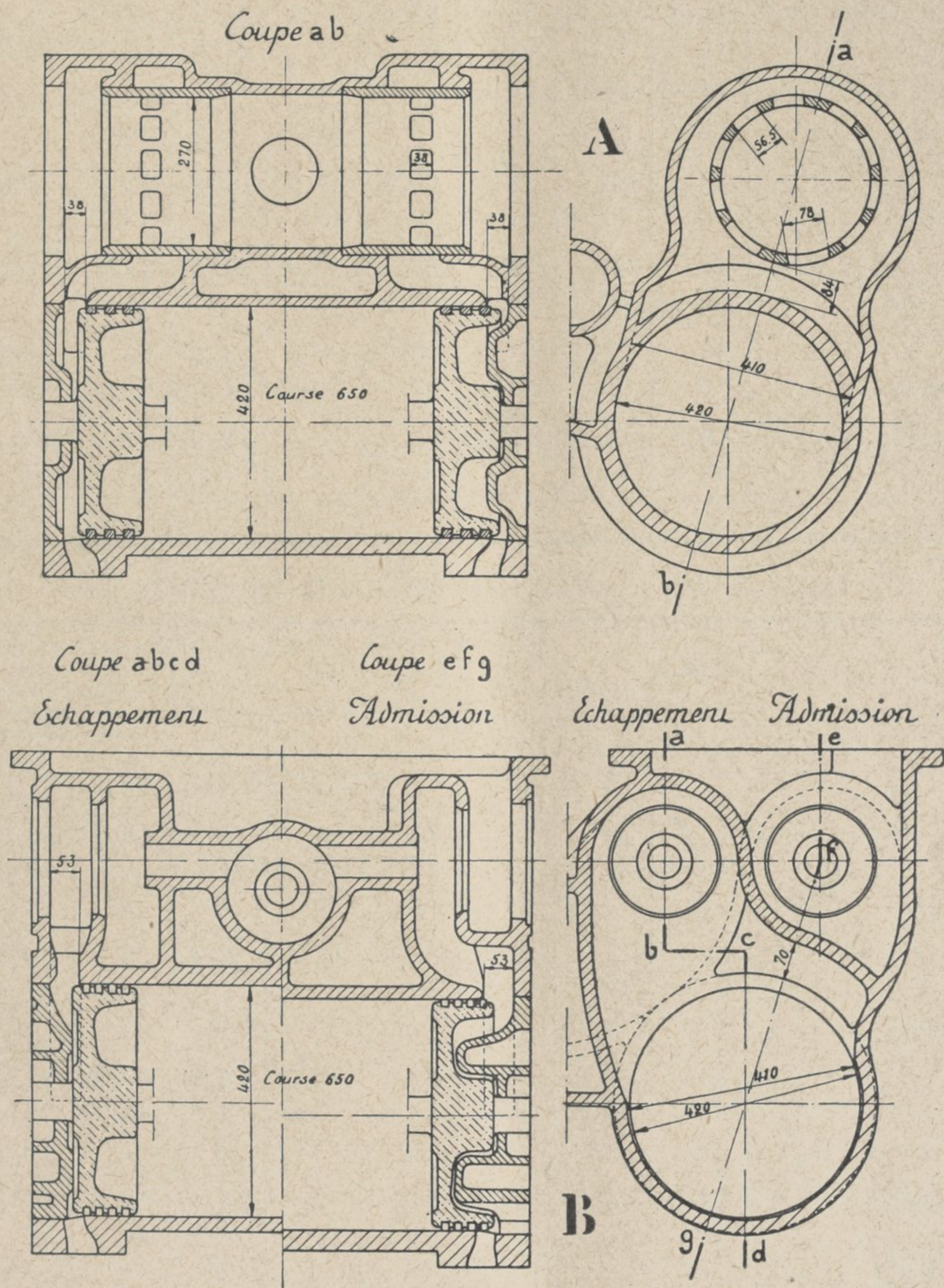
Les cames d'admission et d'échappement sont goupillées et clavetées sur le même arbre à 180° l'une de l'autre.



Les différentes pièces de la distribution, ainsi que les ressorts de rappel et les soupapes d'admission HP qui sont soumises à une température très élevée, ont été confectionnés en aciers spéciaux Holtzer.

La figure 7 permet de se rendre compte des différences qui existent entre les cylindres à tiroirs cylindriques de la machine ordinaire (repère A) et les cylindres à soupapes de la machine

Fig. 7. — CYLINDRES HP A TIROIRS (A) ET A SOUPAPES (B).



transformée (repère B). Ces figures qui sont relatives aux cylindres HP montrent les dispositions beaucoup plus favorables du circuit de vapeur dans le cas des cylindres à soupapes.

On remarquera également que les plateaux des cylindres ont été modifiés de manière à faciliter l'entrée de la vapeur dans ces cylindres.

Les tableaux II et III, relatifs aux données de la distribution de ces machines avant et après transformation, montrent l'accroissement très important des sections que l'application des soupapes a permis de réaliser par rapport à la distribution à tiroirs. On voit notamment que

les sections géométriques maxima offertes à la vapeur à l'admission, pour les différents crans de marche, sont presque doublées dans le cas de la distribution à soupapes.

TABLEAU II. — TABLEAU DE LA DISTRIBUTION HP.

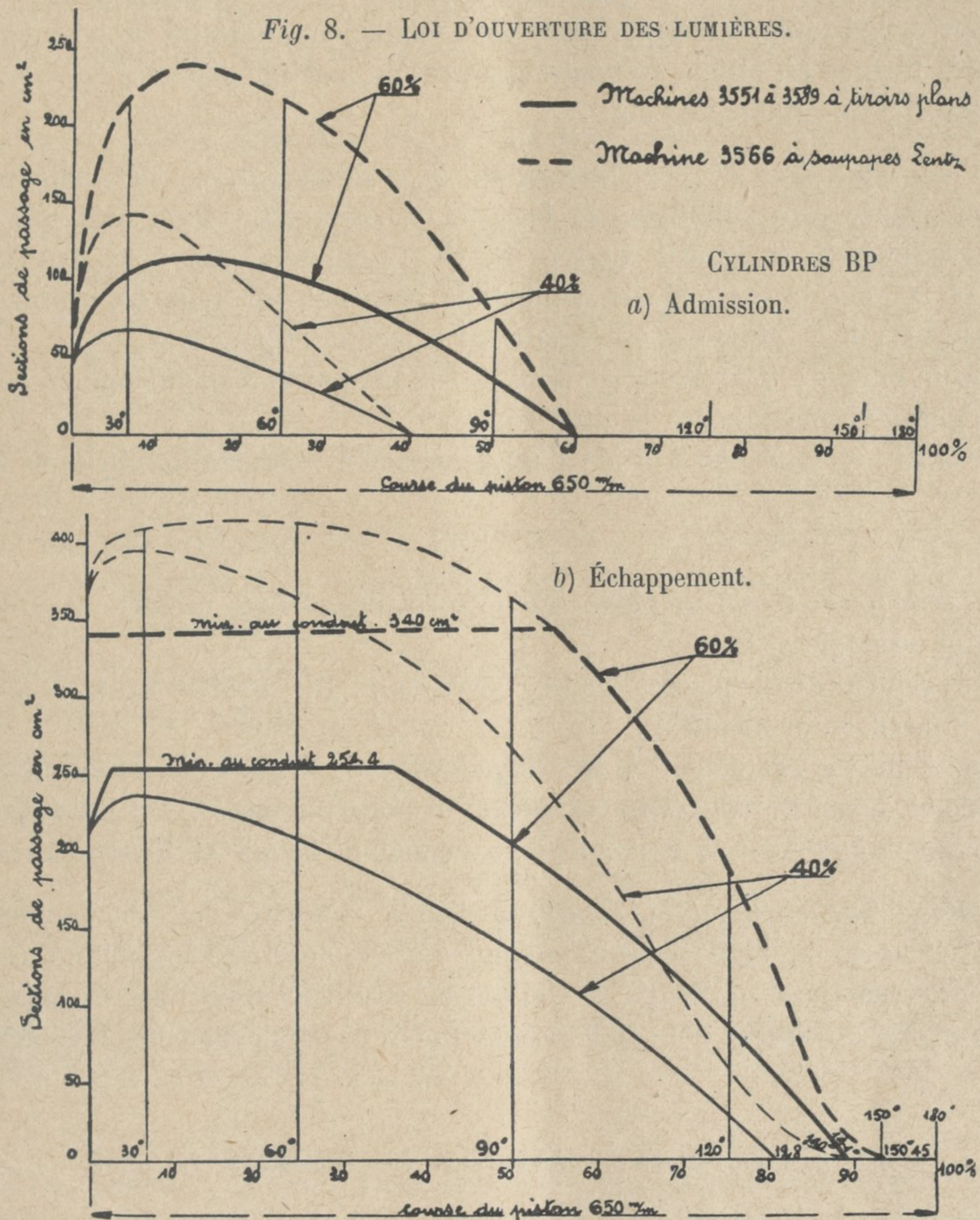
TYPE DU DISTRIBUTEUR	Intro- duction %	Détente %	Echap- pement anticipé %	Echap- pement %	Com- pression %	Contre vapeur %	Ouvertures max. données par les distributeurs		Sections géométriques de passage cm <sup>2</sup>	
							Admission mm	Échappem <sup>t</sup> mm	Admission	Échappem <sup>t</sup>
Soupapes . . . . . (point mort)	13,5	23,5	63	63	23,5	13,5	6,75	19,5	78	238
Tiroirs cylindriques. (d°)	11	34,5	54,5	55	34	11	7,50	37,5	42,8	212
Soupapes . . . . .	30	24,5	45,5	77	17,5	5,5	8,5	20,5	98,5	250
Tiroirs cylindriques . . . . .	d°	35,5	34	73	24	3,5	10,25	38	59	225
Soupapes . . . . .	40	22	38	83,5	12,9	3,6	10	21,5	116	262
Tiroirs cylindriques . . . . .	d°	33	27	79	19	2	13	38	76	225
Soupapes . . . . .	50	20	30	87	10,6	2,4	12,5	22,5	145	274
Tiroirs cylindriques . . . . .	d°	28	22	83,25	15	1,75	16,25	38	96	225
Soupapes . . . . .	60	17,5	22,5	90,5	8	1,5	16	23,75	185	278
Tiroirs cylindriques . . . . .	d°	22	17	88	12,25	0,75	20,5	38	121	225
Soupapes (admission maximum)	79,5	9,25	11,25	96	3,2	0,8	22	24	255	282
Tiroirs cylindriques (d°)	78,5	13	9	94	5	0,5	36,75	38	219	225

TABLEAU III. — TABLEAU DE LA DISTRIBUTION BP.

TYPE DU DISTRIBUTEUR	Intro- duction %	Détente %	Échap- pement anticipé %	Échap- pement %	Com- pression %	Contre vapeur %	Ouvertures max. données par les distributeurs		Sections géométriques de passage cm <sup>2</sup>	
							Admission mm	Échappem <sup>t</sup> mm	Admission	Échappem <sup>t</sup>
Soupapes . . . . . (point mort)	11	20	69	69	20	11	5,5	24	76	360
Tiroirs plans . . . . . (d°)	10	33	57	57	32	11	7,5	39,5	40	207
Tiroirs cylindriques (d°)	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	62,3	324
Soupapes . . . . .	30	22	48	84,5	12,4	3,1	8	25,5	110	382
Tiroirs plans . . . . .		33	37	75	21	4	10,25	42,5	56,5	222
Tiroirs cylindriques . . . . .	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	88	346
Soupapes . . . . .	40	20	40	88,5	9,6	1,9	10,25	26,5	142	397
Tiroirs plans . . . . .		30,5	30,5	80,5	17	2,5	12,75	45	71	236
Tiroirs cylindriques . . . . .	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	110,5	368
Soupapes . . . . .	50	17,5	32,5	91	7,6	1,4	13	27	179	415
Tiroirs plans . . . . .	49	26	25	84,5	13,75	1,75	16	48	91,5	251
Tiroirs cylindriques . . . . .	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	142,5	390
Soupapes . . . . .	60	15,5	24,5	93,5	5,7	0,8	16	28	221	420
Tiroirs plans . . . . .		21	19,5	88	10,75	1,25	20,75	50	118	262
Tiroirs cylindriques . . . . .	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	184	409
Soupapes . . . . .	70	11	19	95,8	3,7	0,5	21,5	28	297	420
Tiroirs plans . . . . .		16	14	91,5	8	0,75	28,75	50	164	262
Tiroirs cylindriques . . . . .	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	256	409
Soupapes (admission maximum)	82	7	11	97	2,75	0,25	26	28	360	420
Tiroirs plans . . . . . (d°)	80	11	9	95	4,5	0,50	42,25	50	217	262
Tiroirs cylindriques (d°)	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	d°	338	409

L'avantage réel dû à l'emploi des soupapes et au tracé adopté pour les conduits de vapeur dans les cylindres n'est d'ailleurs pas mis en complète lumière par les chiffres des tableaux.

Comme nous l'avons rappelé au début de cette étude, l'importance des laminages constatés dans les cylindres HP des machines Pacific munies de tiroirs cylindriques, par rapport aux laminages existant dans les cylindres correspondants à tiroirs plans des machines Atlantic ou Ten Wheel, séries 3 000 et 4 000, avait montré que la valeur absolue des sections géométriques des lumières n'avait qu'une signification tout à fait illusoire lorsqu'on comparait des distributeurs de systèmes différents.



Les sections de passage effectives qui règlent la circulation de la vapeur à travers des organes de distribution différents dépendent, en effet, de la contraction qu'éprouvent les veines fluides au passage à travers des orifices de formes différentes.

Pour pouvoir comparer avec exactitude les sections de passage ainsi offertes à la vapeur avec différents types de distributeurs, on ne peut donc s'en rapporter exclusivement à la comparaison des sections géométriques et il est indispensable d'examiner, à l'aide des diagrammes d'indicateur la manière dont se comportent, en fait, ces distributeurs.

La figure 8 montre, d'autre part, quelle est la loi d'ouverture des lumières dans le cas des deux distributions pour les cylindres BP.

*Prise de vapeur.* — Le régulateur à double tiroir de la machine ordinaire a été remplacé par un régulateur à soupapes équilibrées du type américain.

La vapeur est conduite du régulateur au collecteur, puis du collecteur aux boîtes à vapeur par des tuyaux de fort diamètre (165 mm).

*Échappement.* — Comme on l'a vu précédemment, l'échappement est un échappement double (Pl. III), c'est-à-dire constitué par deux échappements fonctionnant en parallèle. Les deux cheminées sont placées l'une derrière l'autre, suivant l'axe longitudinal de la machine.

Chacun de ces échappements, du type 1 K/1 C fixe, comporte l'emploi d'un ajutage Kylälä et d'un ajutage cylindrique, ce dernier placé immédiatement au-dessus de la cheminée.

Chacune des tuyères est munie de quatre amorces de barrette placées à l'aplomb de chacun des cloisonnements de l'ajutage Kylälä.

*Graissage des cylindres et des organes de la distribution.* — Les cylindres, les tiges de soupapes, les axes des culbuteurs et les paliers d'arbres à cames, sont lubrifiés par un graisseur mécanique à 20 départs du type Bosch. Ce graisseur est placé dans la cabine du mécanicien et actionné à l'aide d'une commande branchée sur celle du chronotachymètre. Chacun des départs de ce graisseur est réglable avec facilité et précision.

Des clapets de retenue, type Woerner, sont placés aux points d'aboutissement des tuyaux de graissage, le plus près possible des points à graisser.

La pompe à air est lubrifiée à l'aide d'un graisseur à condensation du type Détroit à un départ.

#### DIVERS

*Sablières.* — Une sablière à air placée sur le corps cylindrique permet de sabler les roues motrices HP et accouplées *AR*.

Deux autres sablières à air placées sur les couvre-roues BP envoient du sable à l'avant et à l'arrière des roues correspondantes.

Enfin une sablière, également à air, logée dans la partie AV de la boîte à fumée (Pl. III), permet de sabler en avant des roues du bogie pour prévenir les patinages qui se produisent systématiquement en certains points connus de la voie et notamment en courbe.

*Écrans contre les rabattements de fumée.* — Afin de combattre les rabattements de fumée, deux écrans latéraux, du type de ceux qui ont été adoptés à la suite des essais effectués au laboratoire aérodynamique de Saint-Cyr <sup>(1)</sup>, ont été placés à l'avant de la locomotive, au bord extérieur du tablier de chaque côté de la boîte à fumée et parallèlement à l'axe longitudinal de la machine.

### ESSAIS EFFECTUÉS AVEC LA LOCOMOTIVE N° 3566

#### I. — BUT DES ESSAIS.

Le but des essais de la machine N° 3566 était de mettre en lumière les avantages qui pouvaient résulter de sa transformation.

Deux séries d'expériences ont eu lieu :

La première devait permettre d'établir une comparaison entre la nouvelle machine et les meilleures locomotives à grande vitesse existant dans le parc du réseau et de rechercher en

---

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Juillet 1929.

même temps la limite de puissance de la locomotive N° 3566 en lui faisant remorquer des trains convenablement surchargés et convenablement accélérés.

La seconde devait permettre l'étude méthodique du fonctionnement de la nouvelle machine et comportait notamment la prise de diagrammes d'indicateur sur les cylindres.

a) *Trains d'essai.* — Il a ainsi été effectué avec la machine N° 3566 trente-quatre trains d'essai en service courant entre St-Pierre-des-Corps et Angoulême (214 km), six trains spéciaux entre St-Pierre-des-Corps et Bordeaux-St-Jean (348 km) et deux trains spéciaux entre Les Aubrais et Bordeaux-St-Jean (460 km).

Comme on le verra sur les figures 9, 10 et 11 le profil de ces sections de ligne comporte des déclivités de 5 ‰.

Pour les trains d'essai du service courant on avait choisi le train 7 (Sud-Express) et le train 4 tracés respectivement aux vitesses nominales de 95 et de 75 km/h. Les tonnages correspondants étaient d'environ 370 t pour le train 7 (matériel des Wagons-Lits) et de 580 t pour le train 4 (matériel P.O. à bogies) correspondant sensiblement aux maxima de charge prévus pour les machines Pacific du type ordinaire. De plus six trains 7 et six trains 4 remorqués par la locomotive N° 3566 ont eu leur vitesse nominale portée respectivement de 95 à 110 km/h et de 75 à 90 km/h.

De même deux trains 7 et deux trains 4 à marche ainsi accélérée ont eu leur tonnage porté respectivement de 370 à 560 t et de 580 à 650 t environ.

En ce qui concerne les locomotives de comparaison, il a été effectué :

Six trains 7 et six trains 4 avec une locomotive Pacific ordinaire série 3551 à 3589 munie d'un surchauffeur Houlet et d'un échappement 1 K/T.

Quatre trains 7 et quatre trains 4 avec une locomotive Pacific ordinaire série 3641 à 3670 <sup>(1)</sup> munie d'un surchauffeur Schmidt et d'un échappement à trèfle.

Deux trains 7 et trois trains 4 avec une seconde locomotive de ce dernier modèle dont deux trains 7 et un train 4 pour lesquels la vitesse nominale avait été portée respectivement de 95 à 110 km/h et de 75 à 90 km/h.

Deux trains 7 et deux trains 4 avec une locomotive Pacific à simple expansion série 3591 à 3640 <sup>(2)</sup> munie d'un surchauffeur Schmidt et d'un échappement 1 K/T et un train 7 et un train 4 à vitesse nominale de 110 et 90 km/h respectivement <sup>(3)</sup>.

Les trains spéciaux remorqués par la machine 3566 l'ont été avec des charges (tare de matériel vide P.O.) variant de 370 à 600 tonnes et à des vitesses nominales de 100, 105 et 110 km/h.

b) *Mode de conduite des locomotives comparées.* — Afin d'éliminer les erreurs pouvant provenir de l'emploi aux boîtes à vapeur de pressions différentes suivant les trains et suivant les habitudes des mécaniciens, toutes les expériences ont été effectuées avec le régulateur ouvert

---

(1) Les locomotives de la série 3641 à 3670 sont du type Etat de 1914 qui ne diffère que par quelques détails des locomotives P.O., série 3551 à 3589.

(2) Voir *Revue Générale*, N° de Juillet 1923.

(3) Il n'a pas été possible de faire le même nombre de trains d'essais avec ces deux dernières machines par suite d'avaries survenues aux tiroirs BP de la machine Compound et aux cylindres (ébranlements) de la machine à simple expansion lors des essais à marche accélérée.

en grand, le réglage de la puissance développée par la machine étant fait uniquement à l'aide de l'appareil de changement de marche.

C'est d'ailleurs cette méthode qui conduit au minimum de consommation comme l'indiquent les principes de thermo-dynamique et comme l'ont prouvé les différentes expériences faites à ce sujet sur le réseau d'Orléans. De même, afin d'éliminer l'influence de la valeur professionnelle des équipes, les locomotives comparées ont été conduites par le même mécanicien et le même chauffeur.

c) *Combustible utilisé.* — Le combustible employé était un mélange de 40 % de briquettes Anzin et de 60 % de gros Cardiff dont  $\frac{2}{3}$  criblés à la fourche et  $\frac{1}{3}$  de menu provenant de ce criblage et ayant passé au tamis à mailles de 2 cm de côté.

Ces dispositions particulières, qui sont appliquées lors de tous les essais effectués sur le réseau d'Orléans, sont la conséquence d'expériences antérieures qui ont fait ressortir de grandes différences dans la consommation de combustible suivant la proportion plus ou moins grande de menus qu'il contenait.

Dans un but analogue, toutes les dispositions ont été prises pour que ces briquettes et ce gros Cardiff soient tenus soigneusement à l'abri de la pluie et de l'humidité dans les dépôts, de manière à éliminer les erreurs (jusqu'à 10 %) pouvant provenir d'une teneur plus ou moins grande en eau d'un combustible pesé plus ou moins mouillé.

Afin de permettre une mesure précise des consommations de combustible, le mélange était mis en sacs de 50 kg chargés sur le tender de la locomotive. Des échantillons étaient prélevés à chaque train d'essai de manière à déterminer le pouvoir calorifique du combustible utilisé, pouvoir calorifique qui a été trouvé égal à 8 000 calories environ (pouvoir calorifique supérieur).

d) *Mesures effectuées.* — Pour chaque train d'essai et chaque locomotive essayée, on a déterminé d'une manière précise :

- 1° Le poids d'eau consommée par jaugeage du tender ;
- 2° Le poids de combustible brûlé <sup>(1)</sup> ;
- 3° Les pressions dans la chaudière, les boîtes à vapeur HP et BP et à l'échappement ;
- 4° Les températures de la vapeur dans les boîtes à vapeur HP côté droit et côté gauche de la locomotive, au réservoir intermédiaire et à l'échappement ;
- 5° La température dans la boîte à fumée ;
- 6° Le travail développé au crochet de traction du tender, travail mesuré à l'aide du wagon-dynamomètre.

De plus, pour la machine 3566, des diagrammes d'indicateur ont été relevés sur les cylindres HP et BP côté droit de la locomotive.

---

(1) Cette détermination a été faite en mesurant le poids total de charbon introduit dans le foyer depuis le moment de l'allumage jusqu'à la fin de l'essai. Le feu était ensuite jeté, les résidus du basculage pesés et un échantillon de ces résidus prélevé pour en déterminer le pouvoir calorifique.

Le poids de combustible nécessaire pour l'allumage était calculé d'après la quantité de chaleur nécessaire pour porter la chaudière de l'état thermique dans lequel elle se trouvait au moment de l'allumage à l'état thermique dans lequel elle avait été portée au début de l'essai.

Cette méthode présente l'avantage d'être parfaitement définie et de ne laisser aucune part à l'appréciation plus ou moins exacte des agents chargés de la conduite des essais.

Les appareils indicateurs utilisés étaient du type Maihac et afin d'éviter les déformations de diagrammes que l'on constate très fréquemment pour les cylindres BP, par suite des oscillations de l'équipage de l'appareil sous l'influence des défauts de la voie, on avait choisi pour ces relevés de diagrammes un indicateur présentant très peu d'inertie.

## RÉSULTATS OBTENUS

### A. RÉSULTATS PRATIQUES.

a) *Accroissement de la charge et de la vitesse des trains.* — Les transformations apportées à la locomotive N° 3566 ont permis d'augmenter très sensiblement la charge et la vitesse des trains antérieurement remorqués par les machines Pacific.

La charge du train 7 a pu être portée de 370 t (7 voitures Pullman et le wagon-dynamomètre) à 567 t (11 voitures Pullman et le wagon-dynamomètre), sa vitesse nominale étant en même temps relevée de 95 à 110 km/h. C'est, par rapport à ce qui est fait avec les machines ordinaires, un gain de charge de 197 t et un gain de temps de 20 minutes sur le trajet de 214 km qui sépare St-Pierre-des-Corps d'Angoulême.

Le train 4 a pu être surchargé jusqu'à 650 t (matériel P.-O.) sa vitesse nominale étant en même temps portée de 75 à 90 km/h; c'est un gain de charge de 65 t et un gain de temps de 35 minutes par rapport au maximum de ce qui est fait actuellement avec les machines ordinaires.

Enfin, la faible consommation d'eau de la locomotive a permis d'effectuer sans arrêt, d'abord le trajet de St-Pierre-des-Corps à Angoulême (214 km), avec un tender de 22 m<sup>3</sup> et une charge de 362 t (tare de matériel vide P.-O.) à la vitesse nominale de 110 km/h, ensuite, avec un tender de 37 m<sup>3</sup> prêté par la Compagnie du Nord, le trajet de St-Pierre-des-Corps à Bordeaux-St-Jean (348 km) avec une charge de 450 t (tare de matériel vide P.-O.) également à la vitesse nominale de 110 km/h et une charge de 500 t (tare de matériel vide P.-O.) à la vitesse nominale de 100 km/h, ce dernier train étant chauffé à la vapeur à la pression de 6 kg/cm<sup>2</sup>.

Les résultats obtenus au cours de ces essais ont permis d'envisager la traction de trains de 450 t à la vitesse nominale de 110 km/h sur le parcours des Aubrais à Bordeaux (460 km) avec un seul arrêt intermédiaire pour prise d'eau à Poitiers.

La figure 9 donne le diagramme des vitesses relatif au train spécial N° 10419 du 24 Mars 1931 ainsi effectué entre Les Aubrais et Bordeaux St-Jean avec une charge de 457 tonnes. On a pu encore, le 27 Mars, remorquer le Sud-Express sur la distance totale qui sépare Paris-Austerlitz de Bordeaux-St-Jean (584 km) avec la même locomotive et dans des conditions de marche également très satisfaisantes, 27 minutes ayant été regagnées sur le temps alloué (1).

b) *Augmentation du maximum de vitesse pratiquement réalisable.* — Contrairement aux locomotives Pacific ordinaires, tant compound qu'à simple expansion, la locomotive N° 3566 a

---

(1) Voir N° de Mai 1931 de la *Revue Générale*, page 552.



Fig. 9. — TRAIN SPÉCIAL 10419 DU 24 MARS 1931. DIAGRAMME DES VITESSES.

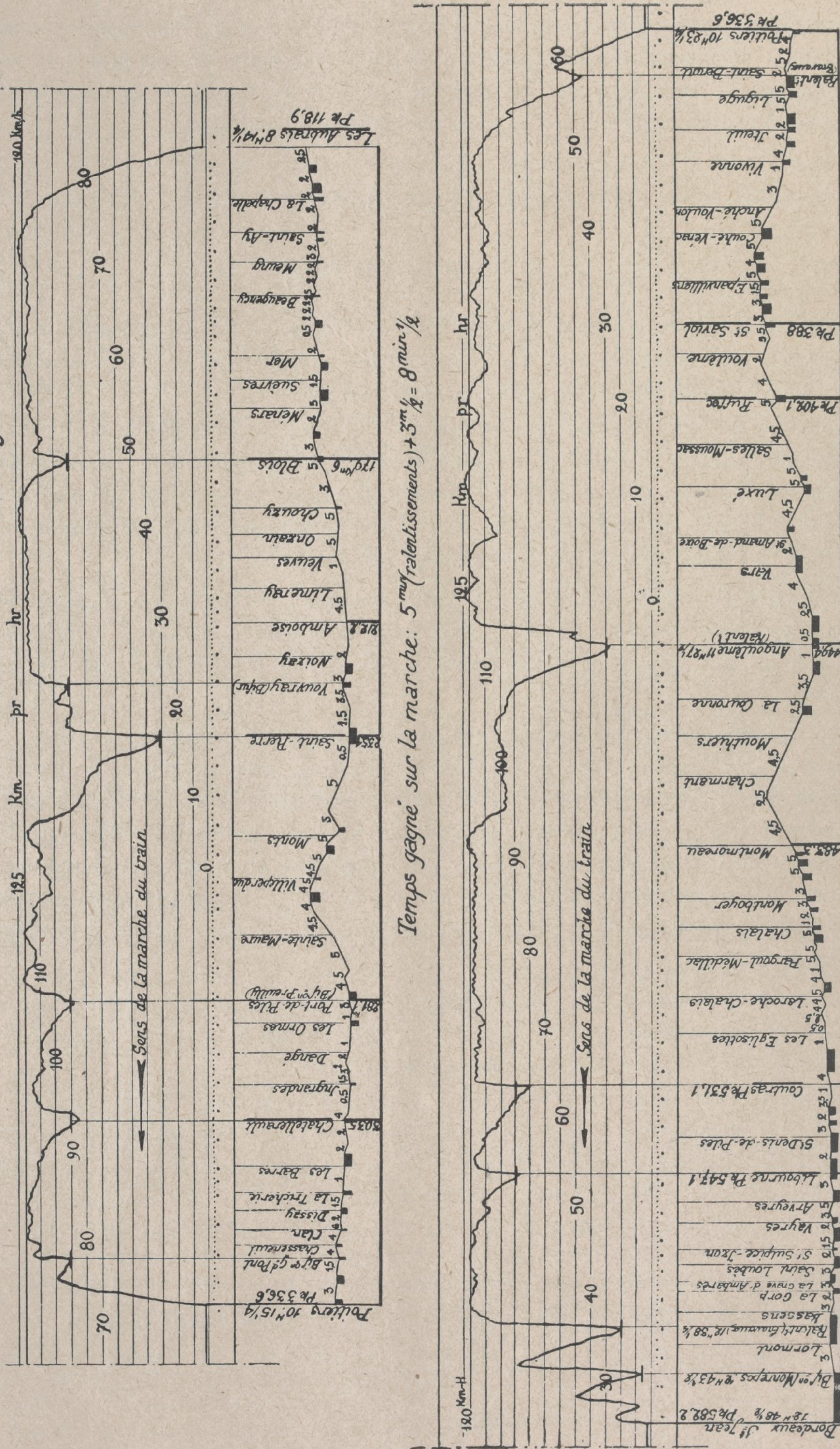
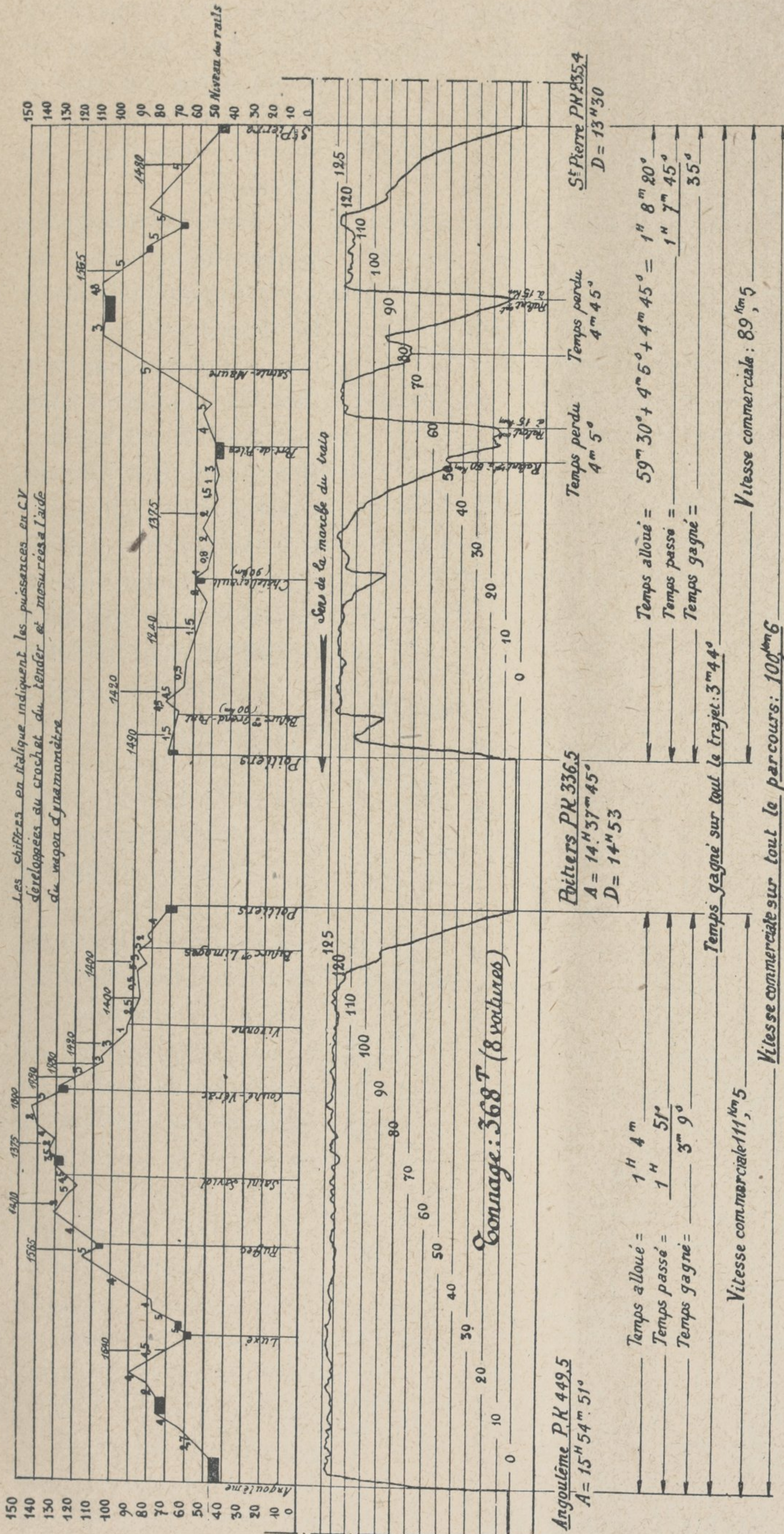


Fig. 10. — TRAIN 7 (SUD-EXPRESS) DU 4 AVRIL 1930. DIAGRAMME DES VITESSES.



permis de soutenir sans difficulté de conduite, sans inconvénient d'ordre mécanique et aussi longtemps qu'on l'a voulu des vitesses de l'ordre de 120 km/h, seule la limite imposée par les règlements ayant jusqu'ici empêché d'utiliser cette machine à des vitesses plus élevées.

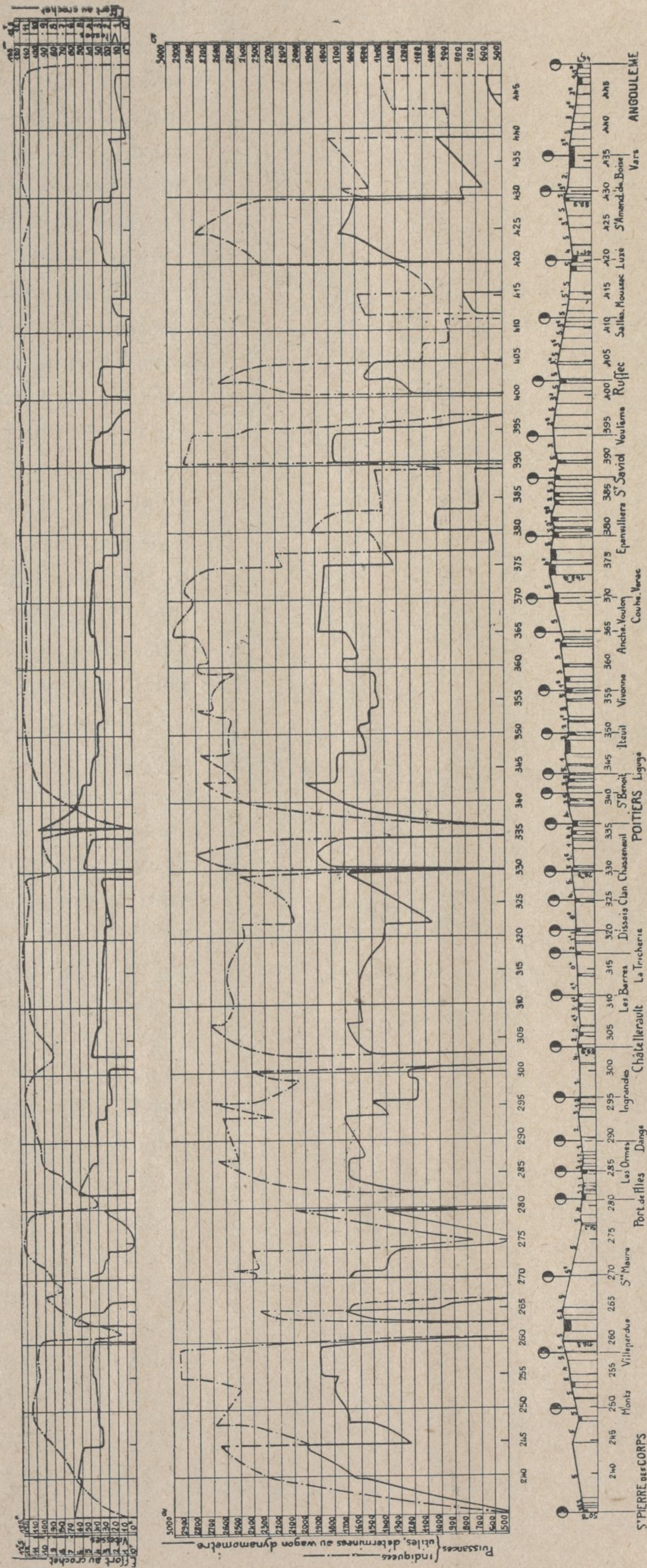
Le train 7 du 4 Avril 1930, remorqué entre St-Pierre-des-Corps et Angoulême, donne un exemple typique de ce qui a pu être fait à ce point de vue.

La vitesse de 120 km/h (Fig. 10) a été soutenue pendant près d'une heure sur le parcours Poitiers - Angoulême, malgré la présence d'un profil en dents de scie qui a nécessité de la part de la machine des efforts très variables et momentanément très élevés, exigeant une grande souplesse de fonctionnement.

La vitesse commerciale de 111,5 km/h a pu ainsi être réalisée sur les 113 km qui séparent Poitiers d'Angoulême (temps 1 h. 0 mn 51 s).

Avec une charge beaucoup plus forte (567 t au lieu de 368), on a réalisé à peu de chose

**Fig. 11. — TRAIN 7 (SUD-EXPRESS) DU 8 AVRIL 1930, REMORQUÉ ENTRE ST PIERRE DES CORPS ET ANGOULÊME  
(DISTANCE 214 km, TONNAGE 567 t, 12 VOITURES, VITESSE NOMINALE 110<sup>k</sup>.)**



près la même performance (Fig. 11), le trajet ci-contre ayant été couvert en 1 h. 2 mn 40 s, soit à la vitesse commerciale de 108 km/h.

c) *Tenue mécanique des organes de la locomotive.* — La grande puissance et les grandes vitesses obtenues avec la machine 3566 l'ont été sans fatigue anormale des différents organes. Même après des parcours d'une durée d'une heure à la vitesse soutenue de 120 km/h comme on vient de le voir ou après un trajet de 348 km (St-Pierre-des-Corps à Bordeaux) effectué avec une charge de 600 t à la vitesse nominale de 100 km/h, la température des différents organes de la locomotive a été trouvée normale.

Aucun chauffage n'a été constaté au cours des différents essais effectués, tant en ce qui concerne les coussinets de bielles BP qu'en ce qui concerne les coussinets de boîtes d'essieux.

Ce résultat, qui est particulièrement digne d'intérêt, eu égard à ce qui se passe avec les machines non transformées, peut être attribué à la fois à l'allègement des bielles BP, à l'emploi d'un essieu coudé à manivelles équilibrées, à la suppression du portage

des coussinets des boîtes d'essieux moteurs contre les collets intérieurs des essieux, ainsi qu'au graissage mécanique des boîtes d'essieux. On peut l'attribuer également à la bonne répartition des travaux entre les groupes des cylindres HP et BP obtenue sur la nouvelle locomotive.

B. RÉSULTATS TECHNIQUES

Les essais effectués avec la locomotive 3566 et les locomotives Pacific ordinaires compound ou à simple expansion ont permis de préciser, comme on le verra plus loin, les avantages d'ordre technique obtenus par les transformations apportées à la locomotive 3566.

Le tableau ci-dessous (tableau IV) permettra de se rendre compte des différences principales qui existent quant à leurs caractéristiques entre la locomotive 3566 et les autres locomotives Pacific auxquelles elle a été comparée.

Il y a lieu de faire remarquer toutefois qu'en ce qui concerne les dispositions du circuit de vapeur, ce tableau ne donne qu'une idée incomplète des différences qui existent entre les différents types de machines considérés ; en effet les qualités du circuit de vapeur ne dépendent pas uniquement de la valeur absolue des sections géométriques de passage offertes à la vapeur, mais elles dépendent aussi, et dans la plus large mesure, du tracé de ce circuit, de la forme des orifices de distribution et de la loi d'ouverture des lumières ; c'est ce que nous avons déjà fait remarquer plus haut.

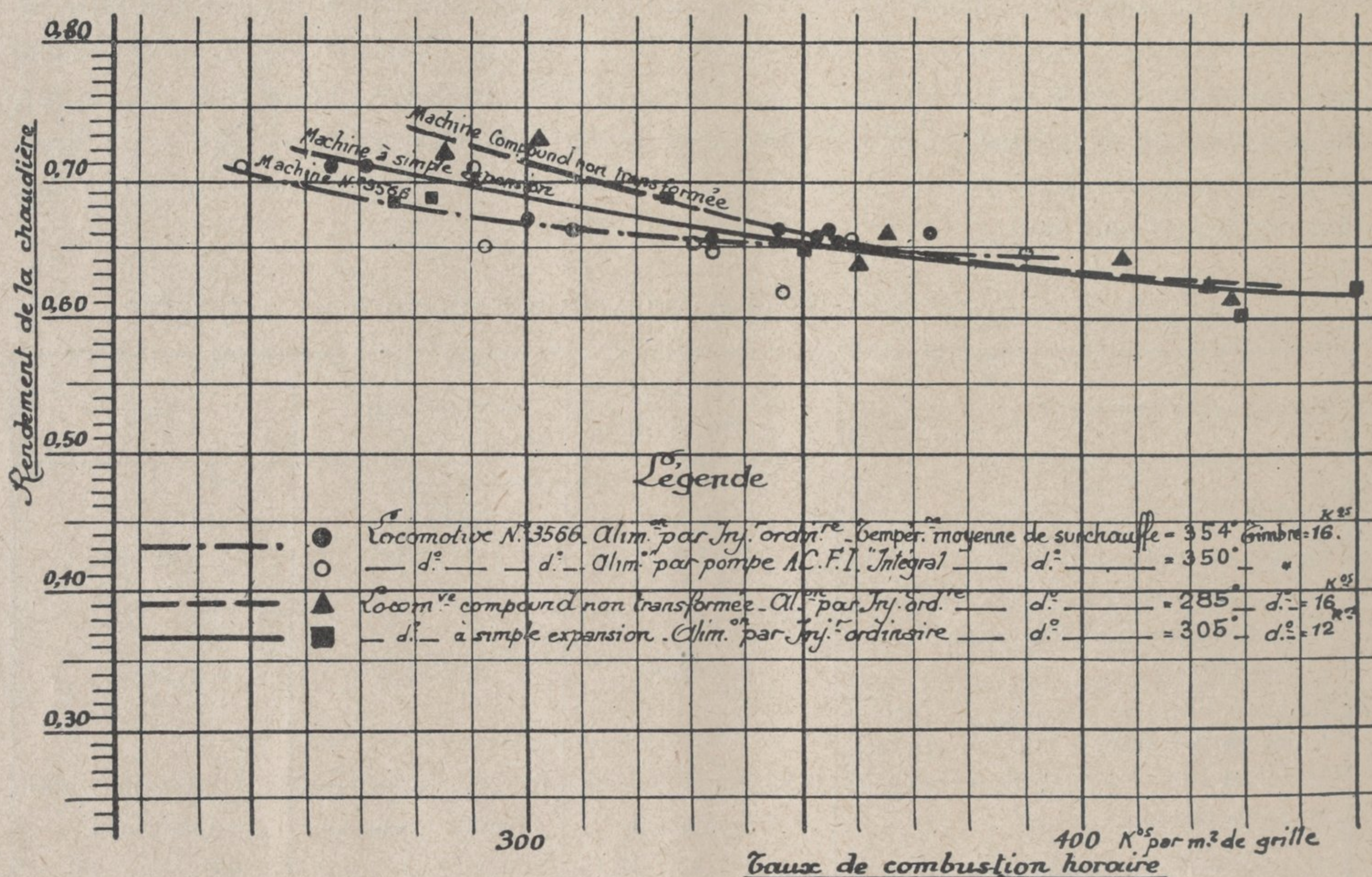
TABLEAU IV. — CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES DES LOCOMOTIVES COMPARÉES

Séries de locomotives .....	3551-3589 & 3641-3670		3591-3640	3566	
Timbre.....	16 kg/cm <sup>2</sup>		12 kg/cm <sup>2</sup>	16 kg/cm <sup>2</sup>	
Surface de grille.....	4,27 m <sup>2</sup>		4,70 m <sup>2</sup>	4,27 m <sup>2</sup>	
Section de passage des gaz à travers le faisceau tubulaire (au point le plus encombré).....	0,482 m <sup>2</sup>		0,4982 m <sup>2</sup>	0,450 m <sup>2</sup>	
Rapport entre les sections de passage des gaz à travers le faisceau surchauffeur et à travers le faisceau bouilleur.	0,63 (Surch. Schmidt)		0,82 (Surch. Schmidt)	1,215 (Surch Robinson)	
Mode de fonctionnement.....	Compound		Simple expansion	Compound	
	HP	BP		HP	BP
Diamètre des cylindres .....	0,420 m	0,640 m	0,620 m	0,420 m	0,640 m
Course des pistons.....	0,650 m	0,650 m	0,650 m	0,650 m	0,650 m
Diamètre des roues motrices (bandages neufs de 75mm).....	1,95 m		1,95 m	1,95 m	
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'admission.....	6,70	11,70	7,08	5,45	8,91
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'échappement..	6,70	11,70	7,08	4,93	7,64
Rapport de la section des cylindres à celle des tuyaux d'admission.....	12,25	20,88	14,10	6,50	12,00
Rapport entre le volume des boîtes à vapeur et le volume des cylindres....	0,42	0,65	0,675	1,11	0,74

1° *Fonctionnement de la chaudière.*

Malgré la présence d'un surchauffeur de grand développement, circonstance peu favorable au bon rendement thermique du générateur, le coefficient de transmission de la chaleur entre les gaz de la combustion et la vapeur étant inférieur à celui qui procède aux échanges thermiques entre ces gaz et l'eau et ne suivant pas la même loi de variation en fonction de l'intensité de ces échanges, la chaudière de la locomotive 3566, munie d'un siphon Nicholson et dont le tirage, comme on l'a vu plus haut, est assuré par un échappement 1 K/1 C double, s'est révélée comme ayant un rendement thermique moyen sensiblement égal, dans l'ensemble, à celui des chaudières des machines auxquelles elle a été comparée.

Fig. 12. — RENDEMENT THERMIQUE DE LA CHAUDIÈRE EN FONCTION DU TAUX DE COMBUSTION HORAIRE PAR m<sup>2</sup> DE SURFACE DE GRILLE.

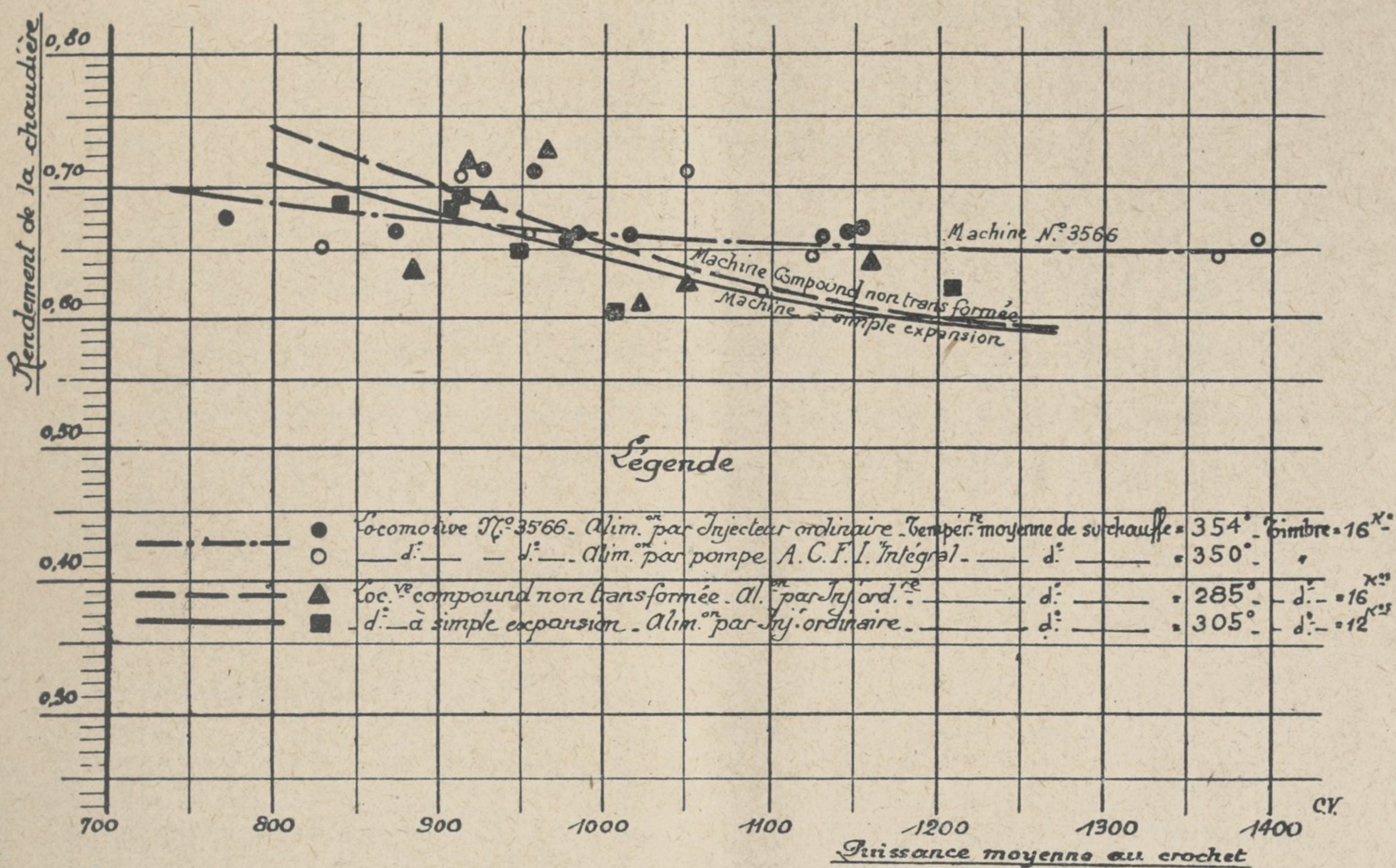


Les figures 12 et 13 permettent de se rendre compte de ce qui se passe à ce point de vue lorsqu'on rapporte le rendement thermique de la chaudière soit au taux de combustion horaire par m<sup>2</sup> de surface de grille à régulateur ouvert, soit à la puissance développée au crochet de traction.

Le rendement thermique de la chaudière de la locomotive 3566 étant sensiblement égal à celui des locomotives considérées pour un même taux de combustion horaire, il se trouve qu'à puissance égale développée, le rendement thermique effectif obtenu avec la chaudière de cette machine devient supérieur à celui des autres locomotives dès que la puissance produite est importante. On voit encore que ce rendement est plus constant pour la machine transformée que pour les locomotives ordinaires. Ce résultat, qui confère à la chaudière de la machine 3566 une grande élasticité de fonctionnement, peut être attribué à l'emploi du siphon

Nicholson qui, grâce à la circulation d'eau plus active qu'il permet de réaliser dans la chaudière, donne aux surfaces de chauffe la faculté d'absorber des quantités de chaleur qui restent sensiblement proportionnelles au coefficient de charge de ces surfaces.

Fig. 13. — RENDEMENT THERMIQUE DE LA CHAUDIÈRE EN FONCTION DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE AU CROCHET DE TRACTION (1).



(1) On remarquera, sur ce cliché et sur certains autres, l'emploi de la notation C.V. pour cheval-vapeur ch.

Ce résultat doit être attribué également au bon effet produit par l'échappement 1 K/1 C double qui, grâce à son efficacité, alimente le foyer d'une quantité d'air toujours bien proportionnée à l'allure de la combustion, surtout au moment où l'on demande à la chaudière sa plus grande puissance de vaporisation,

La figure 14, où l'on trouvera les courbes caractéristiques de l'échappement 1 K/1 C double de la locomotive 3566 comparées aux courbes caractéristiques de l'échappement à trèfle employé sur les locomotives non transformées, permet de se rendre compte des avantages importants procurés par l'emploi de cet échappement.

Les courbes de la figure 15 indiquent d'autre part quelles sont les températures de surchauffe normalement obtenues pour une dépression donnée dans la boîte à fumée.

On voit ainsi que ces températures varient de 350 à 400°, suivant l'effort demandé à la machine. On voit en même temps que les températures de surchauffe obtenues lorsque l'alimentation est faite à l'aide du réchauffeur sont inférieures à celles qui sont obtenues lorsque l'alimentation est faite à l'aide de l'injecteur ordinaire.

Ce résultat n'est pas dû simplement à la diminution de l'allure de combustion sur la grille résultant de l'économie de combustible procurée par le réchauffage de l'eau d'alimentation;



il est dû surtout au déséquilibre produit dans le fonctionnement de la chaudière par l'alimentation en eau réchauffée. En effet, les calories fournies à la vapeur surchauffée se partagent en calories produites dans la chaudière proprement dite et en calories produites dans le surchauffeur. Lorsque la chaudière est alimentée en eau réchauffée, ses surfaces de chauffe mouillées deviennent surabondantes, tandis que l'effet demandé aux surfaces de surchauffe n'a pas changé. Tout se passe comme si le rapport entre les surfaces de chauffe et les surfaces de surchauffe avait été modifié au détriment des secondes, ce qui explique la baisse du degré de surchauffe lorsqu'on alimente la chaudière en eau réchauffée, ou plus généralement chaque fois que l'on accroît le rendement des surfaces de chauffe mouillées sans modifier le rendement ou le développement des surfaces de surchauffe (cas du siphon Nicholson également).

L'emploi d'un réchauffeur d'eau d'alimentation type A.C.F.I. « Intégral » branché sur la colonne d'échappement a permis d'améliorer sensiblement le rendement effectif pratique de la chaudière en ce sens que, pour produire 1 kg de vapeur, une partie des calories nécessaires est fournie par la chaleur contenue dans la vapeur prélevée à l'échappement.

Toutefois le rendement thermique de la chaudière, considérée dans l'effet utile du combustible brûlé sur la grille, rendement qui a fait l'objet des courbes des figures 12 et 13, ne semble pas avoir été affecté par la température plus ou moins grande de l'eau introduite dans la chaudière.

Ce résultat vient confirmer ceux que nous avons déjà trouvés lors d'essais antérieurs.

La température moyenne de l'eau refoulée par ce réchauffeur a varié pratiquement de 100 à 110° et s'est tenue en moyenne à 105° dès que la machine développait une puissance suffisante. L'économie de combustible ainsi réalisée a été d'environ 8 %.

## 2° *Fonctionnement du moteur.*

a) *Amélioration du cycle réel de la machine.* — L'examen des diagrammes d'indicateur relevés sur cette machine (figures 16 et 17) permet de faire les remarques suivantes :

1° Les fortes oscillations de pressions aux boîtes à vapeur HP, qui existent sur la locomotive non transformée, sont pratiquement supprimées ;

2° Les chutes de pression entre la chaudière et les boîtes à vapeur HP et entre ces boîtes à vapeur et les cylindres correspondants sont considérablement diminuées ;

3° La chute de pression pendant l'admission HP (laminage) est beaucoup moindre ;

4° La chute de pression entre l'échappement des cylindres HP et le réservoir intermédiaire est presque supprimée ;

5° La chute de pression entre le réservoir intermédiaire et le début de l'admission dans les cylindres BP est également considérablement diminuée ;

6° Les introductions aux cylindres BP ont pu être considérablement réduites, si bien que la « chute au réservoir » (1) (détente de Joule sans travail extérieur), très accentuée sur les machines Compound ordinaires, est ici réduite dans une large proportion ;

7° De ce fait la pression au réservoir intermédiaire se trouve considérablement accrue ;

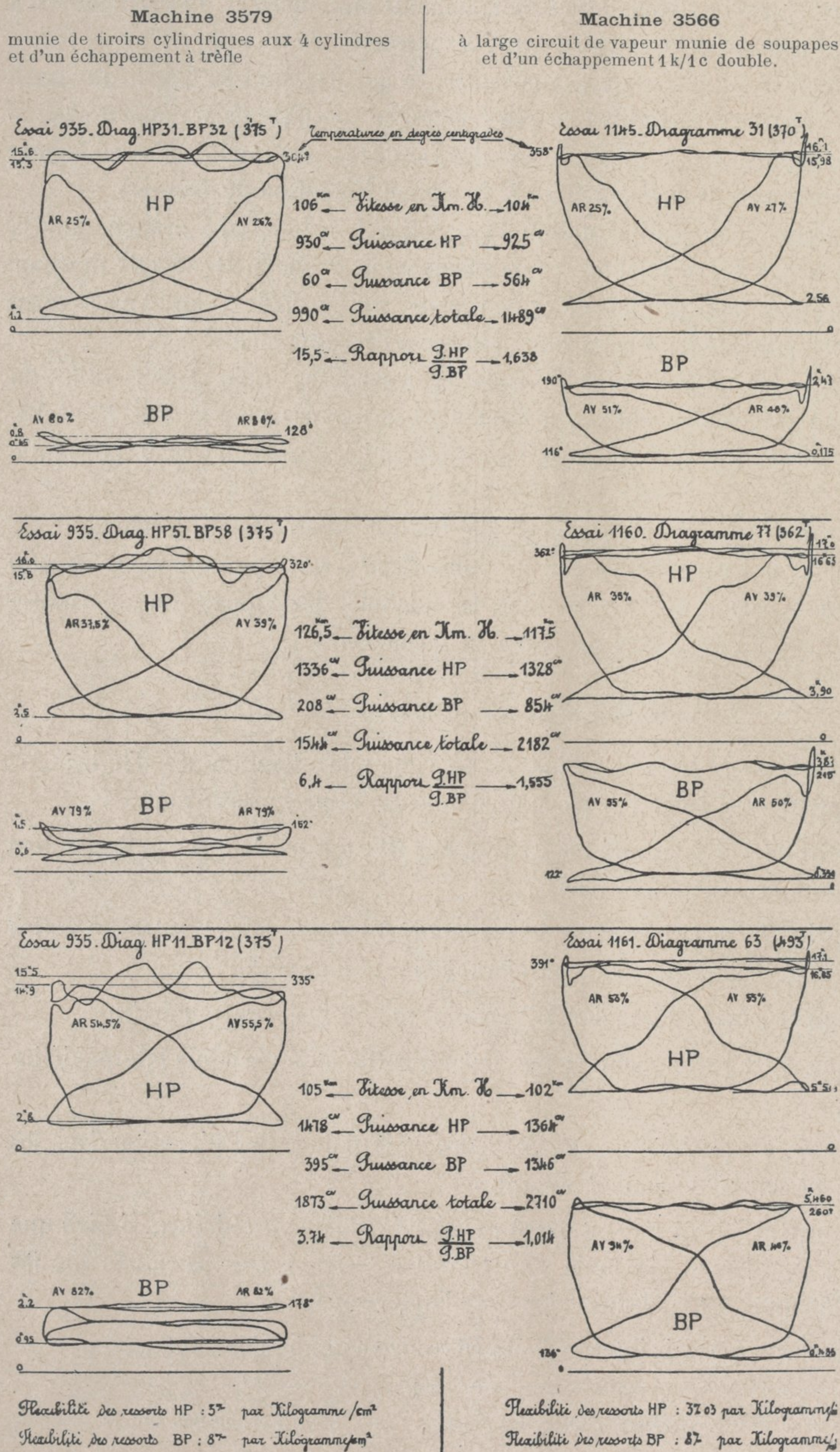
---

(1) Voir *Bulletin de la Société des Ingénieurs Civils de France*, Mai 1889, Recherches sur le principe Compound, par A. Pulin.



8° En même temps, le travail fourni par les cylindres BP a considérablement augmenté sans que le travail des cylindres HP s'en soit trouvé diminué malgré l'accroissement de contre pression créé à l'échappement de ces cylindres.

Fig. 16. — DIAGRAMMES COMPARÉS

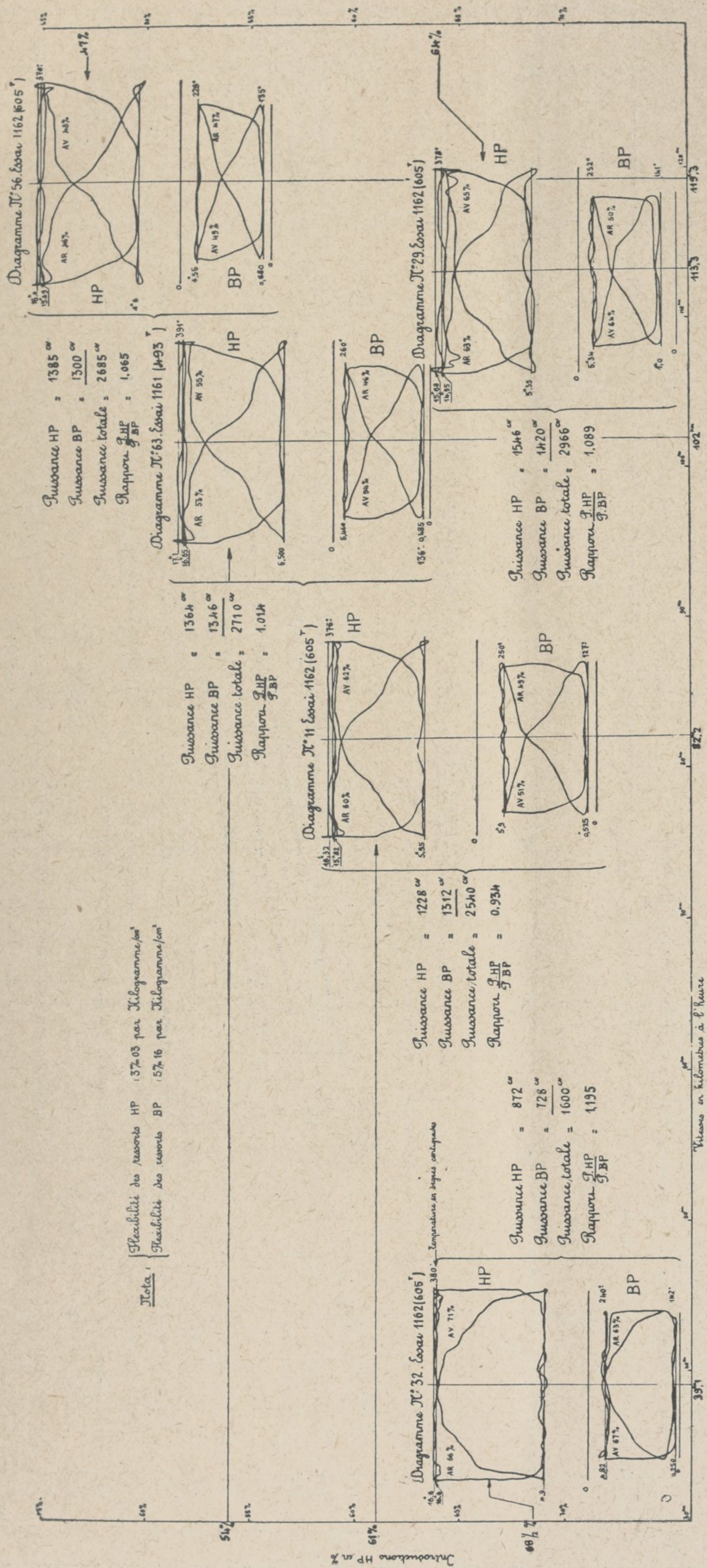


b) Augmentation de puissance. — Les diagrammes de la figure 16 montrent que pour des introductions HP de même valeur et des vitesses analogues, la puissance développée dans les cylindres de la locomotive transformée est d'environ 50 % plus grande que celle développée dans les cylindres de la machine ordinaire.

C'est ainsi que pour une admission HP de 37 % environ et une vitesse d'environ 120 km/h, la puissance indiquée de la locomotive 3566 est de 2182 ch au lieu de 1544 ch fournis par la machine ordinaire.

Pour une vitesse de 105 km/h et une introduction d'environ 55 % aux cylindres HP, la puissance indiquée de la machine 3566 atteint 2710 ch, tandis que la puissance de la machine ordinaire n'est, dans les mêmes conditions, que de 1873 ch.

Fig. 17. — EXEMPLES DE DIAGRAMMES RELEVÉS SUR LES CYLINDRES DE LA LOCOMOTIVE N° 3566.



Enfin, pour cette dernière vitesse et une introduction aux cylindres HP d'environ 26%, la locomotive 3566 développe une puissance indiquée de 1489 ch au lieu de 990 ch pour la machine ordinaire.

En examinant les diagrammes d'indicateur, on remarquera au premier abord que l'augmentation de puissance réalisée avec la machine 3566 est obtenue à peu près intégralement en travail supplémentaire développé par les cylindres BP.

Il ne faudrait cependant pas déduire de cette constatation que l'amélioration de la machine 3566 ait porté uniquement sur le fonctionnement de son groupe de cylindres à basse pression.

Cette augmentation de puissance est également la conséquence de l'amélioration apportée au fonctionnement des cylindres HP, ces cylindres produisant un travail à peu près égal à celui qui était obtenu avec la machine ordinaire, mais en mettant à contribution une chute de pression allant

Fig. 18. — COURBES CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR DE LA LOCOMOTIVE AVANT TRANSFORMATION.

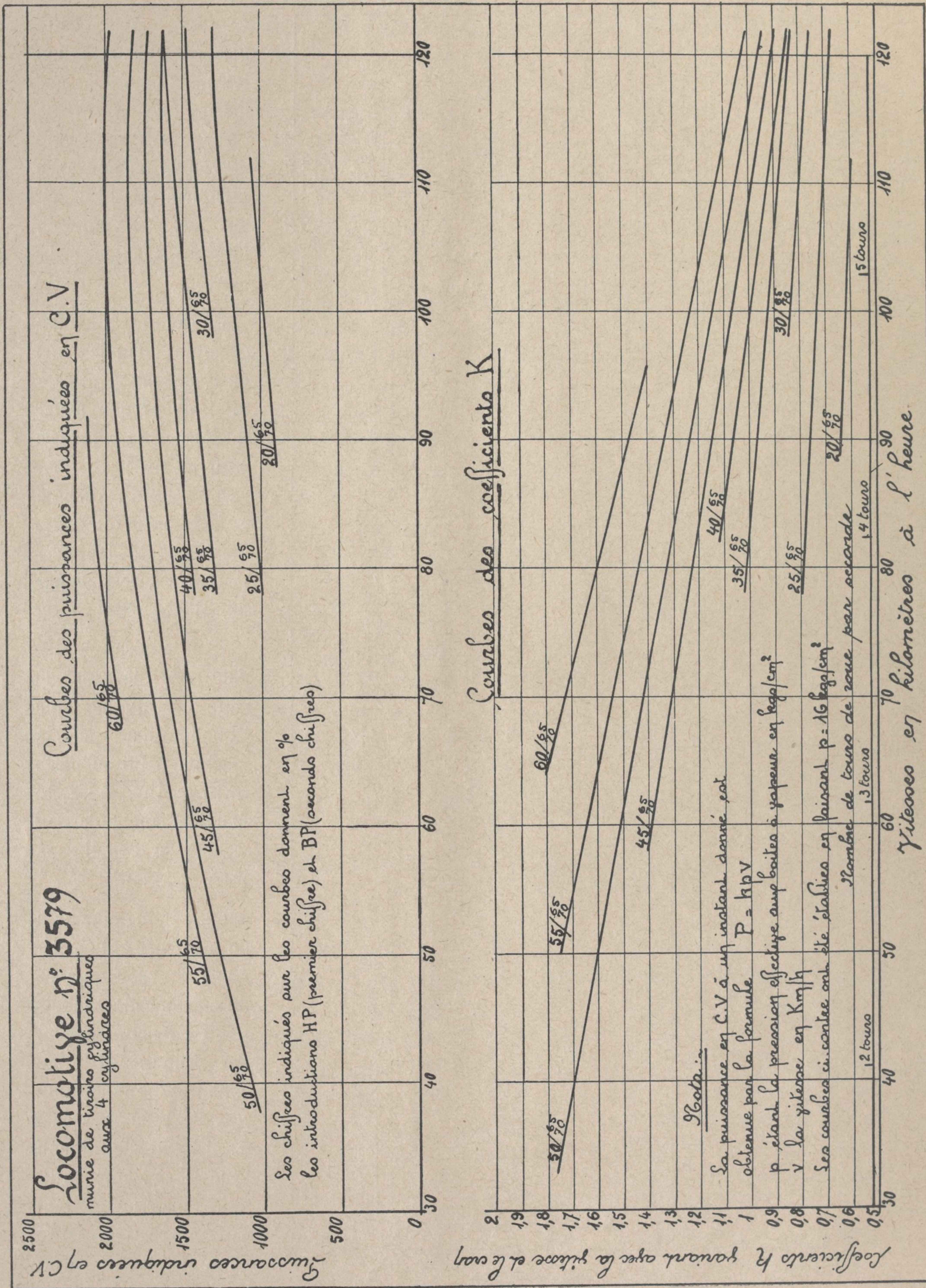
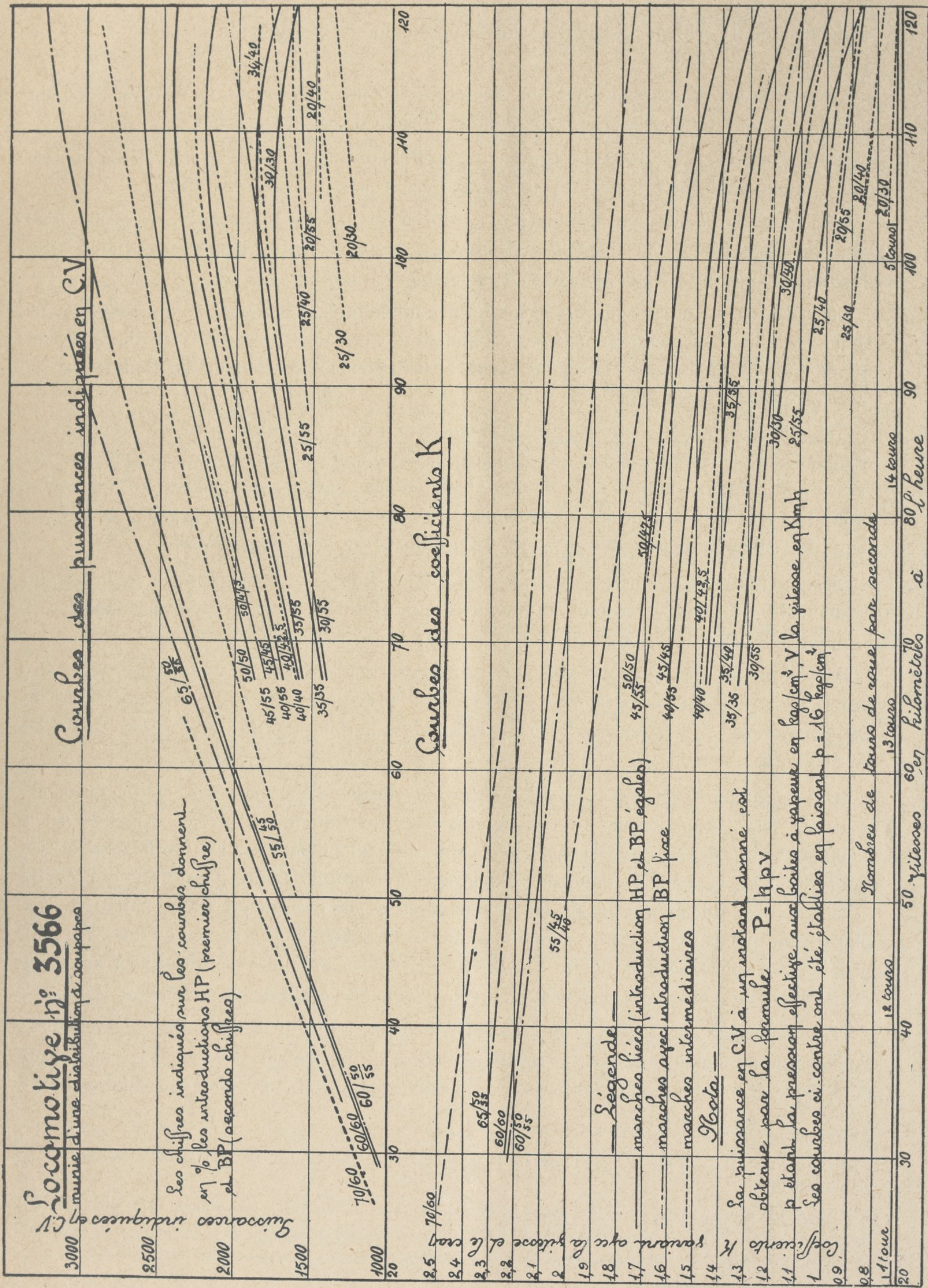


Fig. 19. — COURBES CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR DE LA LOCOMOTIVE APRÈS TRANSFORMATION.



seulement de 16 à 6 ou 3 kg/cm<sup>2</sup> au lieu d'une chute de pression allant de 16 à 2,5 ou 1 kg/cm<sup>2</sup>.

Les nombreux diagrammes qui ont été relevés sur les cylindres de la machine 3566 ont permis de tracer les courbes caractéristiques du moteur de cette locomotive.

On trouvera (Fig. 18 et 19) les courbes caractéristiques ainsi obtenues pour la locomotive 3579 (munie de tiroirs cylindriques aux 4 cylindres) et pour la locomotive 3566.

Ces courbes donnent en fonction de la vitesse de marche, d'une part, les valeurs d'un coefficient K que nous allons définir et, d'autre part, les puissances développées pour différentes combinaisons de crans de marche dans les cylindres HP et BP.

Le coefficient K, utilisé sous une forme un peu différente par Borodine <sup>(1)</sup> dès 1880, lors de l'étude qu'il fit de la première machine compound des Chemins de fer du Sud-Ouest Russe, est obtenu ici en divisant l'effort de traction correspondant à chaque diagramme par la pression effective dans les boîtes à vapeur.

L'expérience nous a montré que ce coefficient présente l'avantage, pour une vitesse et un cran de marche donnés, d'être sensiblement indépendant de la pression existant dans les boîtes à vapeur; il permet ainsi de tracer une courbe caractéristique dont les ordonnées, multipliées par la pression existant réellement aux boîtes à vapeur, donnent la valeur correspondante de l'effort de traction développé par la locomotive au moment considéré.

La comparaison des courbes des figures 18 et 19 permet de se rendre compte de la grande augmentation de puissance dont la locomotive transformée a fait preuve par rapport à la locomotive ordinaire.

Pour permettre de juger de la valeur des puissances que la locomotive a pu développer aux trains d'essai, on peut se reporter au graphique de la figure 11, relatif à l'un des trains de 560 t remorqué entre St-Pierre-des-Corps et Angoulême (Sud-Express) à la vitesse nominale de 110 km/h.

Sur ce graphique sont reportées les courbes de vitesse, d'effort au crochet, de puissance absorbée pour la remorque du train et de puissance indiquée dans les cylindres de la locomotive <sup>(2)</sup>. On voit qu'en certains points du trajet et notamment lors de la montée des rampes de 5 ‰, la puissance indiquée s'est élevée à des chiffres compris entre 2 800 et 2 950 ch et la puissance utile au crochet du tender à des chiffres compris entre 1 700 et 1 950 ch. La plus grande puissance moyenne soutenue ayant été de 2 700 ch du km 340 au km 375, soit pendant 35 km en rampe de 2, 3 et 5 ‰, à la vitesse moyenne d'environ 115 km/h, la puissance correspondante développée au crochet du tender ayant été de 1 700 ch.

En se reportant à la figure 17, on trouvera également, à titre d'exemple, un certain nombre de diagrammes d'indicateur relevés sur les cylindres de la machine à des vitesses comprises entre 39 et 120 km/h et à des introductions effectives de 46 à 66,5 ‰ pour les cylindres HP et

---

(1) Voir *Bulletin de la Société des Ingénieurs Civils de France*, Septembre 1886, et *Revue Générale*, N° de Décembre 1886.

(2) Dans cet exemple particulier, les puissances indiquées ont été calculées en ajoutant à la puissance au crochet du tender la puissance correspondant à l'effort nécessaire à la propulsion de la locomotive elle-même, résistance déterminée par ailleurs au cours des mêmes essais.

de 48 à 65 % pour les cylindres BP. On verra ainsi que les puissances développées dans ces conditions ont varié de 1 600 à 2 966 ch, en passant par les valeurs de 2 540, 2 685 et 2 710 ch.

Enfin, le tableau V complète les résultats fournis par les diagrammes d'indicateur. Il donne en particulier les maxima d'efforts et de puissance soutenus au crochet de traction du tender et aux cylindres de la locomotive au cours des différents essais effectués depuis l'origine sur les machines Pacific des séries 3 500 de la Compagnie d'Orléans. Ce tableau montre notamment que le maximum de puissance susceptible d'être soutenu au crochet de traction du tender est passé d'environ 1 200 ch pour les machines ordinaires à 1 800 ch pour la machine transformée. On retrouve l'augmentation de puissance de 50 % qui a déjà été constatée en examinant les diagrammes d'indicateur de la figure 16.

**TABEAU V. — TABLEAU COMPARATIF DES MAXIMA D'EFFORTS ET DE PUISSANCE SOUTENUS AU CROCHET DE TRACTION DU TENDER ET AUX CYLINDRES DE LA LOCOMOTIVE AU COURS DES DIFFÉRENTS ESSAIS EFFECTUÉS SUR LES MACHINES « PACIFIC » DE LA SÉRIE 3500**

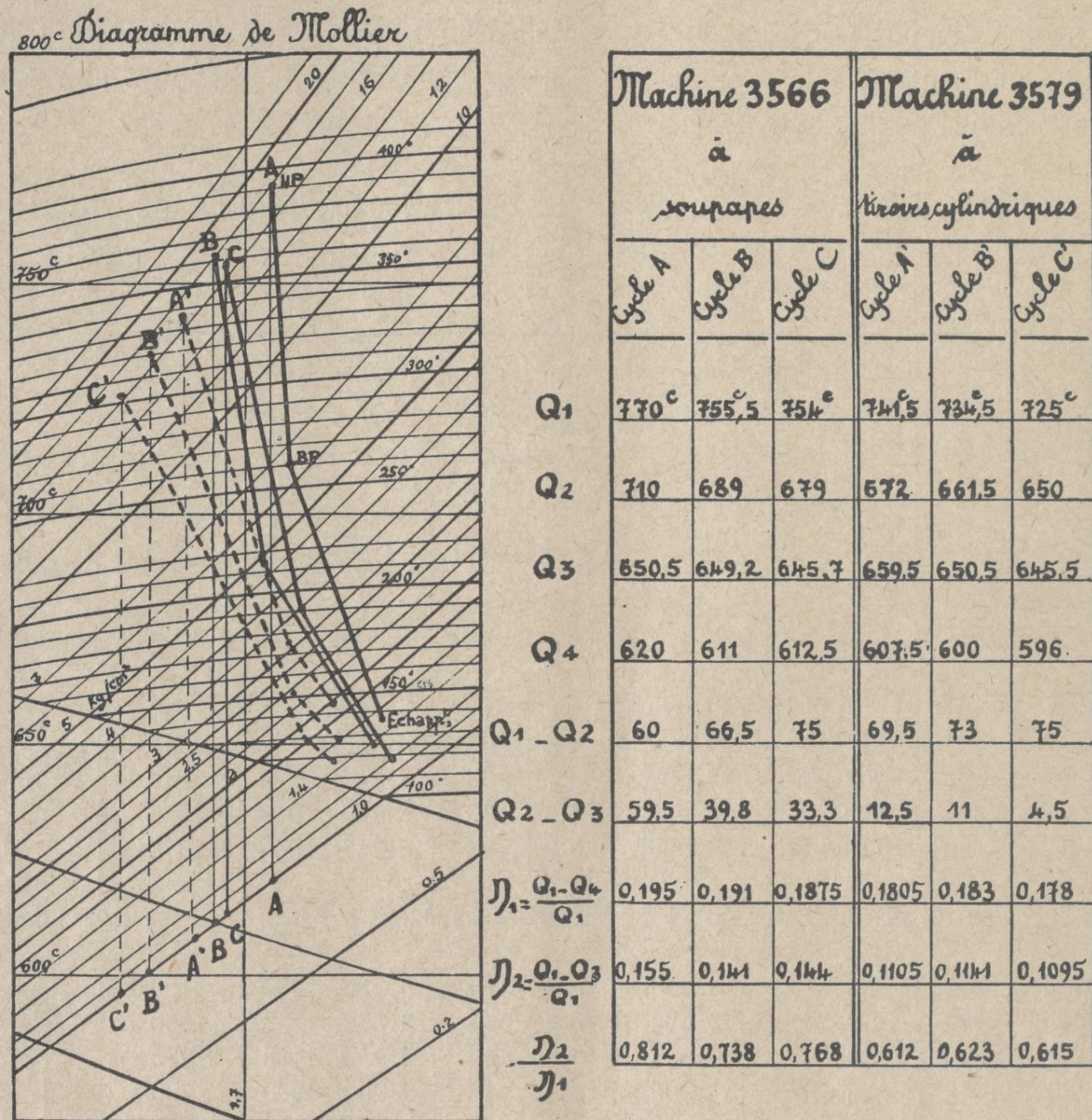
DATE et NUMÉRO des trains	Tonnage remorqué	TRAJET CONSIDÉRÉ		Temps de marche en minutes et secondes	VITESSE moyenne de marche en km à l'heure	EFFORT MOYEN au crochet de traction du tender en kg	Puissance moyenne en chevaux-vapeur		OBSERVATIONS
		points kilométriques	lon- gueur en mètres				au cro- chet de traction, mesurée par le W. D.	aux cylindres, calculée à l'aide de la résistance de la loc. mesurée à régulateur fermé	
<b>A. — Locomotive N° 3545. — Essais de Juin et Octobre 1911 entre Paris et St-Pierre-des-Corps.</b>									
16-6-11 .....	401	77-112	35.000	18 <sup>mn</sup> 55 <sup>s</sup>	111	2.800	1151	1958	Machine à vapeur surchauffée (280°) échap. Nord
17-6-11 .....	401	219-189	30.000	17 <sup>mn</sup> 13 <sup>s</sup>	105	3.055	1188	1948	
19-10-11 .....	426	208-195	13.000	7 <sup>mn</sup> 38 <sup>s</sup>	103	3.213	1226	1970	
20-10-11 .....	366	189-203	14.000	7 <sup>mn</sup> 17 <sup>s</sup>	115,5	2.420	1059	1935	
21-10-11 .....	366	173-127	46.000	25 <sup>mn</sup> 35 <sup>s</sup>	108	2.717	1086	1870	
<b>B. — Locomotive N° 3579. — Essais de Décembre 1926 entre Paris et St-Pierre-des-Corps.</b>									
T. 24 du 16-12-26 .	450	226-213	13.000	7 <sup>mn</sup> 00 <sup>s</sup>	100	3.780	1400	2100 (1)	Machine à vapeur surchauffée (350°) échap. à trèfle
T. 24 du 16-12-26 .	450	100-83	17.000	10 <sup>mn</sup> 06 <sup>s</sup>	101	3.352	1255	1950 (1)	
T. 7 du 21-12-26 .	375	20-36	16.000	9 <sup>mn</sup> 36 <sup>s</sup>	100	2.593	1180	1980 (1)	
T. 7 du 21-12-26 .	375	135-157	22.000	11 <sup>mn</sup> 11 <sup>s</sup>	118	2.200	960	1760 (1)	
<b>C. — Locomotive N° 3566. — Essais d'Avril 1930 entre St-Pierre-des-Corps et Angoulême.</b>									
T. 7 du 4-4-30 ..	368	366-369	3.000	1 <sup>mn</sup> 31 <sup>s</sup>	118,8	4.060	1788	3075	Machine à large circuit de vapeur à haute surchauffe (380°) échap. 1 K/1 C double siphon Nicholson
T. 4 du 5-4-30 ..	589	276-264	12.000	8 <sup>mn</sup> 12 <sup>s</sup>	87,8	5.400	1760	2500	
T. 7 du 8-4-30 ..	567	240-244,5	4.500	3 <sup>mn</sup> 05 <sup>s</sup>	79	6.250	1830	2580	
T. 7 du 8-4-30 ..	567	251-259	8.000	4 <sup>mn</sup> 24 <sup>s</sup> 5	109	4.460	1800	2810	
T. 7 du 8-4-30 ..	567	305-329	24.000	12 <sup>mn</sup> 20 <sup>s</sup>	117	3.540	1535	2500	
T. 7 du 8-4-30 ..	567	360-375	15.000	7 <sup>mn</sup> 54 <sup>s</sup> 5	113,8	3.925	1655	2710	
T. 7 du 8-4-30 ..	567	341-347,5	6.500	3 <sup>mn</sup> 52 <sup>s</sup>	101	4.925	1833	2750	
T. 7 du 10-4-30 ..	561	366,35-374,5	8.550	4 <sup>mn</sup> 33 <sup>s</sup>	113	4.500	1882	2955	
T. 4 du 11-4-30 ..	656	445-428	17.000	11 <sup>mn</sup> 32 <sup>s</sup>	88,4	5.500	1800	2170	
T. 4 du 11-4-30 ..	656	419,2-404	15.200	9 <sup>mn</sup> 08 <sup>s</sup>	98,5	4.850	1770	2300	

(1) Mesurée à l'aide des diagrammes d'indicateurs.

c) *Augmentation du rendement thermique.* — Nous avons reporté figure 20 sur un fragment du diagramme entropique (diagramme de Mollier) les cycles accomplis par la machine dans le cas des diagrammes d'indicateur de la figure 16.

On verra dans le tableau annexé à cette figure que la « chute de chaleur » subie par la vapeur dans les cylindres de la machine transformée est notablement plus forte que la chute de chaleur obtenue dans les cylindres de la machine ordinaire.

Fig. 20. — RENDEMENT THERMIQUE DU MOTEUR.



**Légende**

- Q<sub>1</sub> : Chaleur totale contenue dans 1<sup>kg</sup> de vapeur aux boîtes à vapeur HP
- Q<sub>2</sub> : ——— d° ——— d° ——— d° BP
- Q<sub>3</sub> : ——— d° ——— d° ——— à l'échappement
- Q<sub>4</sub> : ——— d° ——— d° ——— étendue adiabatiquement jusqu'à la pression atmosphérique
- Q<sub>1</sub>-Q<sub>2</sub> : Chute de chaleur aux cylindres HP
- Q<sub>2</sub>-Q<sub>3</sub> : ——— d° ——— d° ——— BP
- $\eta_1 = \frac{Q_1 - Q_4}{Q_1}$  : Rendement thermique du cycle de Rankine correspondant
- $\eta_2 = \frac{Q_1 - Q_3}{Q_1}$  : ——— d° ——— effectif de la machine, les pertes par rayonnement extérieur supposées nulles

C'est ainsi que le rendement thermique correspondant à cette chute de chaleur passe de 11 % pour la machine ordinaire à 14,5 % environ pour la machine transformée, soit un accroissement de rendement thermique de plus de 30 % ou une économie de chaleur de la locomotive transformée par rapport à la locomotive ordinaire d'environ 25 %. Si l'on compare

ce rendement au rendement du cycle de Rankine correspondant, on s'aperçoit que le rapport entre ces deux rendements, qui mesure le degré de perfection de la machine réelle par rapport à la machine théorique passe de 62 % environ pour la machine ordinaire à 75 ou 80 % suivant le degré de surchauffe utilisé pour la machine transformée.

Il est intéressant de signaler ici que, si l'on compare les rendements effectifs du moteur de la locomotive transformée, d'après les relevés de consommation d'eau, en tenant compte de la qualité de la vapeur produite, on s'aperçoit qu'il y a très peu d'écart entre le rendement thermique calculé sur le diagramme entropique d'après la chute de chaleur réelle subie par la vapeur dans les cylindres de la machine et son rendement effectif déduit des consommations. C'est ainsi que, pour une valeur moyenne du rendement réel du moteur de la machine calculée sur six trains d'essai de 13,84 %, la moyenne correspondante des rendements thermiques calculés d'après la chute de chaleur effective de la vapeur dans la machine est de 14,3 %. Le rapport entre ces deux chiffres est de 0,97 ; aux erreurs de mesure près, il correspond aux pertes de chaleur par rayonnement extérieur qui atteindraient ainsi 3 % environ.

d) *Combinaison des crans de marche HP et BP et répartition des travaux entre les cylindres HP et les cylindres BP.* — Une des différences principales qui existent entre la locomotive transformée et les locomotives ordinaires réside dans les combinaisons des crans de marche HP et BP qui ont pu être utilisées sur cette machine.

En effet, tandis que dans les locomotives compound ordinaires — et notamment dans les locomotives compound françaises à distributions HP et BP indépendantes —, l'expérience a conduit à adopter généralement comme meilleurs degrés d'introduction pour les cylindres BP des chiffres de 60 à 75 %, on a pu, sur la locomotive 3566, utiliser des degrés d'introduction dans les cylindres BP beaucoup plus faibles et combinés avec les introductions HP, par exemple de la manière suivante :

Introductions HP	Introductions BP
70 %	60 %
60	50
50	45
40	42,5
30	40
20	40

De ce fait, les pressions au réservoir intermédiaire qui, dans l'ancienne machine étaient au maximum de 3,5 kg par cm<sup>2</sup> à la montée des rampes, de 2 kg/cm<sup>2</sup> au maximum à grande vitesse et à pleine puissance et de 1 kg/cm<sup>2</sup> aux puissances réduites, sont passées pour la machine 3566 respectivement à 6 kg/cm<sup>2</sup>, 4 kg/cm<sup>2</sup>, 2,5 kg/cm<sup>2</sup>.

Ces conditions de marche ont entraîné une répartition beaucoup plus égale de la puissance développée entre les cylindres HP et les cylindres BP ; c'est ainsi que, pour les puissances comprises entre 2 000 et 3 000 ch, le rapport entre le travail développé par les cylindres HP et le travail développé par les cylindres BP est devenu sensiblement égal à l'unité, quelle que soit la vitesse considérée. Pour les puissances comprises entre 1 500 et 2 000 ch, ce rapport oscille autour de 1,5, alors que, dans les machines ordinaires, les cylindres HP produisent dans ces dernières conditions une puissance de 3 à 10 fois supérieure, suivant la vitesse, à celle produite par les cylindres BP. Les combinaisons de crans de marche utilisées sur la locomotive 3566 permettent de se rapprocher des conditions de marche théoriques suivant lesquelles la perte



triangulaire due à la chute de pression sans travail extérieur au réservoir intermédiaire devrait être nulle. Il y a là un point du fonctionnement des machines compound dont l'étude mériterait de longs développements.

Lorsque les premières locomotives compound à vapeur saturée ont été mises en service, on s'est rapidement aperçu qu'il y avait intérêt à sacrifier la condition de l'égalité des travaux développés dans les cylindres HP et BP aux avantages résultant de l'emploi d'un cran BP élevé et voisin du fond de course. Bien que la perte triangulaire atteignît dans ces conditions sa valeur maximum, l'expérience avait montré que l'emploi d'un tel cran BP conduisait à la meilleure utilisation de la machine.

L'explication de ce phénomène a été donnée par M. Barbier (*Revue Générale*, N° de Juillet 1898) et par M. Nadal (*Revue Générale*, N° de Septembre 1901) aux études desquels nous renvoyons le lecteur.

La raison principale pour laquelle ces conditions de marche étaient favorables dans le cas des locomotives à vapeur saturée était la diminution des condensations dans les cylindres BP.

Depuis l'emploi des locomotives à vapeur surchauffée et surtout depuis que les températures de surchauffe ont atteint des valeurs de l'ordre de 350°, les raisons qui étaient valables pour les locomotives à vapeur saturée tombent en défaut, les condensations dans les cylindres étant pratiquement supprimées.

Si dans de nombreux cas on continue à employer aux cylindres BP des machines compound à vapeur surchauffée, des crans de marche élevés, c'est surtout parce que les laminages à l'admission BP prennent, pour des introductions faibles, des valeurs excessives qui neutralisent et au delà l'avantage dû à la diminution de la « chute au réservoir » (1). L'importance des laminages qui se produisent ainsi aux cylindres BP semble être la seule cause qui empêche de répartir à peu près également le travail développé entre les cylindres HP et les cylindres BP, ces derniers n'effectuant la plupart du temps qu'une très faible fraction du travail total.

Les larges sections offertes au passage de la vapeur dans les cylindres BP de la locomotive 3566 ont permis de se libérer des sujétions précédentes et de relever le cran de marche BP dans toute la mesure nécessaire pour obtenir une répartition égale des travaux entre les quatre cylindres.

Contrairement à ce qui se passe dans les locomotives compound ordinaires, cette réduction de l'introduction aux cylindres BP n'a entraîné aucun accroissement de consommation et la « liberté d'allure » de la machine ne s'en est trouvée nullement affectée. Dans les limites où les essais en service courant ont permis de mettre les faits en lumière, on a même pu constater que l'emploi de crans de marche BP réduits conduisait à un fonctionnement plus économique, le cran BP optimum à ce point de vue semblant correspondre à ce que nous avons désigné, dans le tableau N° VII, par la marche « e ».

Toutefois, les chiffres donnés permettent de se rendre compte que dans le cas de la locomotive 3566 et entre les limites de crans de marche BP étudiées, les consommations ont peu varié.

---

(1) Voir comptes rendus du 2° Congrès du Chauffage Industriel, Paris 1928, dans *Chaleur et Industrie*. Nov. 1928. Rendement et consommation des locomotives en service.

On peut attribuer ce résultat à ce que les laminages qui se produisent encore à travers les distributeurs BP lors de la phase d'admission viennent réduire plus ou moins le bon effet produit par la réduction de la « chute au réservoir ». On peut en conclure que pour obtenir tous les avantages dus au fonctionnement théorique de la machine compound, il y aurait lieu d'accroître encore légèrement les sections de passage offertes à la vapeur à travers les distributeurs de la locomotive N° 3566.

La question de l'emploi de crans de marche BP réduits soulève une autre question très importante : en effet lors des essais effectués par M. Privat sur la locomotive C 21 de la Compagnie P.-L.-M. (*Revue Générale*, n° de Mars 1896) on avait cru constater que la résistance à l'avancement de la locomotive dépendait du rapport adopté entre les crans de marche HP et BP et que cette résistance croissait sensiblement lorsque le cran de marche BP était réduit. C'est à la suite de ces essais que la Compagnie P.-L.-M. avait imaginé un appareil de changement de marche qui permettait de laisser l'introduction BP fixe à 63 % d'admission, l'introduction HP seule étant variable entre toutes les limites désirées ; cette distribution fut appliquée à toutes les machines du P.-L.-M. de 1898 à 1914 <sup>(1)</sup>.

L'Ingénieur allemand Von Borries <sup>(2)</sup> semblait partager une opinion analogue et avait réglé le rapport entre les crans de marche HP et BP de ses locomotives compound à quatre cylindres à distributions liées (deux distributions Walschaerts avec quatre leviers d'avance) en adoptant un écart d'environ 20 % entre les crans de marche HP et BP.

Toutefois, en analysant les résultats des essais effectués à la Compagnie du Nord par M. Barbier et à la Compagnie P.-L.-M. par M. Privat, M. Nadal (*Revue Générale*, Septembre 1901) arrivait à la conclusion que si en allongeant le cran BP la dépense sensible de vapeur accusée par les diagrammes d'indicateur par ch. heure utile développé au crochet de traction diminuait, il n'était peut-être pas nécessaire de supposer, pour expliquer ce résultat, que le rendement organique de la locomotive devint plus mauvais lorsque le degré d'admission BP était réduit.

En effet, le fait d'allonger le cran de marche BP en laissant fixe le cran de marche HP, conduit à introduire un plus grand poids de vapeur dans les cylindres HP, par suite du remplissage moins parfait de leurs espaces morts, conséquence de la baisse de pression qui se produit alors au réservoir intermédiaire. La puissance totale de la locomotive se trouve ainsi accrue parce qu'elle consomme plus de vapeur. Si l'on admet que sa résistance à l'avancement reste constante, la puissance utile développée au crochet de traction augmentant, le rapport entre la puissance utile et la puissance indiquée croît, ce qui réduit par cela même la consommation de vapeur par ch/heure rapportée au crochet de traction.

Nous avons recherché, lors des essais effectués sur la locomotive 3566, si la résistance à l'avancement de la locomotive était véritablement affectée par le rapport choisi entre les crans de marche HP et BP. L'étude entreprise à ce sujet ne nous a pas permis de déceler des

---

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Septembre 1898.

(2) Voir *Organ*, 6<sup>m</sup>e cahier, année 1897.

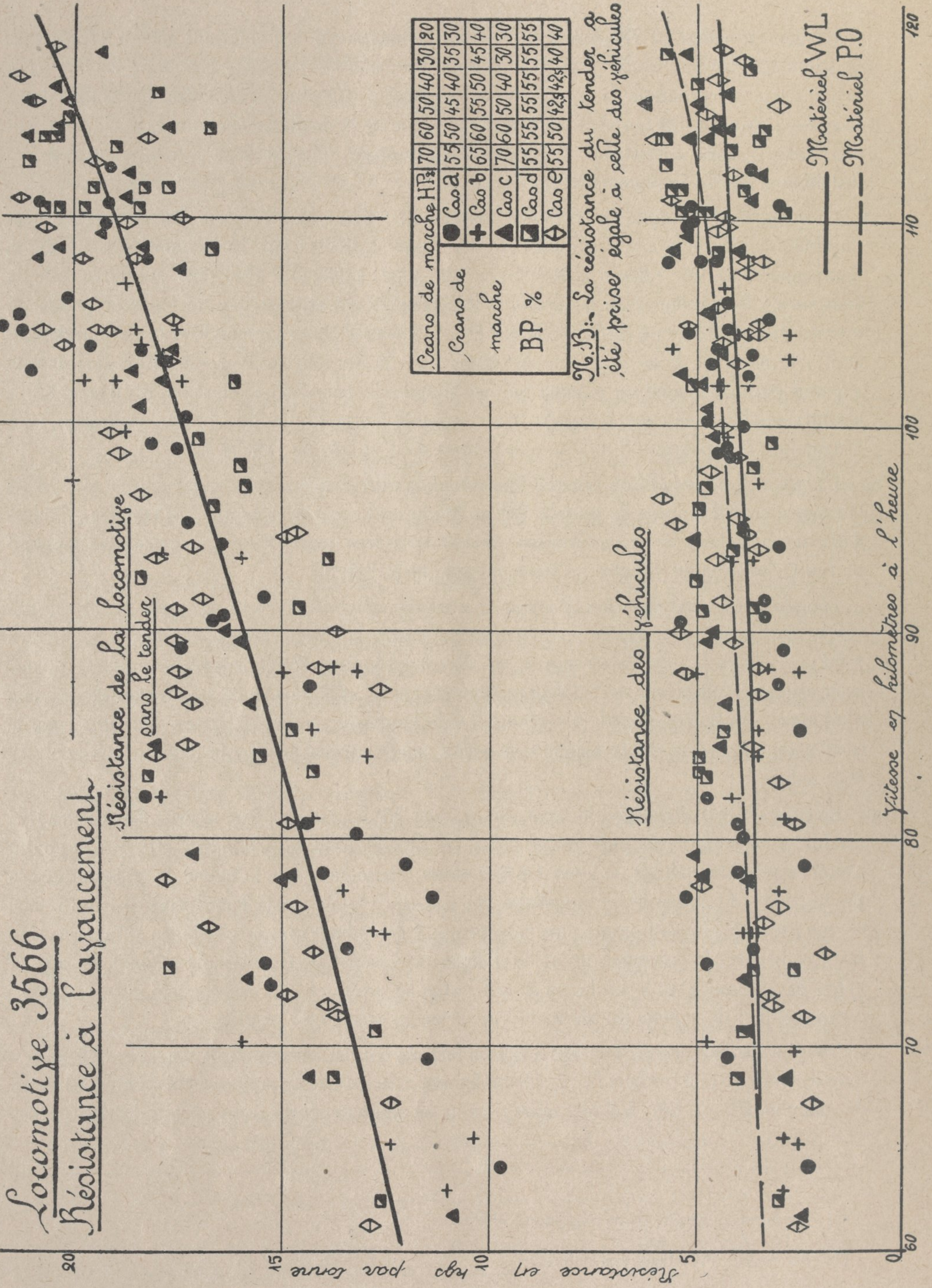


Fig. 21.

différences nettes entre les résistances à l'avancement éprouvées par la locomotive suivant que les crans de marche BP étaient plus ou moins relevés. Les courbes de la figure 21 permettront de se rendre compte d'une manière sommaire du peu d'influence qu'ont eu les positions du changement de marche BP sur les valeurs de la résistance à l'avancement éprouvée par la locomotive 3566. Ce résultat se trouve d'ailleurs confirmé par les chiffres de consommation d'eau et de combustible par ch/h développé au crochet de traction qui ont varié dans le même sens que ceux relatifs aux consommations par ch/h développé aux cylindres de la locomotive.

Il ne semble donc pas, au moins dans le cas de la locomotive 3566, que le fait d'avoir utilisé des crans BP faibles ait entraîné un accroissement du travail nécessaire à sa propulsion et par suite ait conduit à un moins bon rendement au crochet de traction.

### *3<sup>o</sup>. Fonctionnement de l'ensemble de la locomotive.*

Les qualités respectives de la chaudière et du moteur de la locomotive 3566 lui assurent la plus grande souplesse de marche. C'est ainsi que la tenue de la pression au chiffre du timbre a toujours été très facile aussi bien dans le cas de marches avec grandes variations de puissance que dans celui de marches à effort continu. Ces qualités de la machine ont pu être très appréciées lors des divers essais effectués et, notamment, lors de la remorque des trains 7 tracés à la vitesse nominale de 110 km/h, où les rampes devaient être gravies à une vitesse sensiblement égale (115 à 120 km/h) à celle réalisée dans les pentes.

Afin de donner une idée générale des conditions de fonctionnement de cette locomotive, nous avons réuni dans le tableau VI un certain nombre de résultats d'essais effectués, notamment avec différentes combinaisons de crans de marche, en particulier avec marches BP et HP liées à crans égaux, avec marche BP fixe à 55 % et avec marches HP et BP variables dans les conditions indiquées sur le tableau.

On remarquera que les chiffres de consommation obtenus avec la locomotive N<sup>o</sup> 3566 sont faibles, variant de 0,716 kg à 0,845 kg de charbon par ch/h indiqué, allumage déduit, et de 5,125 l à 6,20 l d'eau, les chiffres les plus bas correspondant aux trains où la locomotive était alimentée à l'aide de la pompe A.C.F.I. Les consommations correspondantes de combustible et d'eau par ch/h développées au crochet de traction ont varié de 1,08 kg à 1,498 kg et de 8,00 l à 11,08 l.

Si l'on voulait rapprocher ces chiffres des résultats d'essai effectués sur d'autres locomotives, notamment en utilisant des marches à puissance constante grâce à l'emploi de locomotives frein, il y aurait lieu de tenir compte du fait que la remorque de trains en service courant donne lieu à des consommations toujours plus fortes que celles relevées lors d'essais à puissance constante, la différence existant entre les chiffres obtenus par les deux méthodes atteignant déjà, lorsqu'il y a le moins de discordance, 10 à 20 %.

TABLEAU VI. — CONSOMMATION DE LA MACHINE 3566.

NUMÉROS des TRAINS	Charge remorquée (Tonne)	Vitesse de marche à régulateur ouvert en km/h	Mode de marche utilisé	Alimentation	Introduction moyenne HP %	Introduction moyenne BP %	Travail aux cylindres ch.h	Travail au crochet ch.h	Rapport Tu/Ti	Rapport entre les travaux HP et BP	Puissance moyenne aux cylindres en ch	Puissance moyenne au crochet en ch	Pression moyenne aux boîtes à vapeur HP kg/cm <sup>2</sup>	Pression moyenne au R.I. kg/cm <sup>2</sup>						
															Ti	Tu	Tu/Ti	Pi	Pu	kg/cm <sup>2</sup>
<b>Essais entre St-Pierre-des-Corps et Angoulême — 214 km</b>																				
7 1151..	403 WL ch	101,8	Marches liées à	Injecteur	35,9	37,7	3365	1879	0,557	1,189	1820	1017	15,3	3,68						
4 1152..	584 P0 ch	85,3	crans égaux	d°	37,4	39,6	3830	2542	0,664	1,210	1705	1132	15,7	3,58						
7 1153..	370 WL ch	101,3	BP fixe à 55%	d°	28,8	55	3140	1729	0,550	2,115	1780	979	15,3	1,95						
4 1154..	587 P0 ch	87,0	d°	d°	32,65	55	3735	2542	0,681	1,876	1698	1155	15,6	2,43						
7 1155..	370 WL ch	99,8	Cas e	d°	32,9	40,7	3435	1818	0,529	1,405	1859	985	15,0	3,12						
4 1156..	575 P0 ch	84,2	Cas e	d°	36,4	41,2	3940	2578	0,654	1,341	1758	1150	15,5	3,38						
7 1157..	374 WL ch	95,4	Cas e	Réchauffeur A.C.F.I. « intégral »	32,45	40,6	3250	1730	0,532	1,555	1795	957	15,3	3,06						
4 1158..	574 P0 ch	84,1	Cas e	d°	34,3	41,2	3740	2369	0,634	1,430	1665	1055	15,4	3,155						
<b>Essais entre St-Pierre-des-Corps et Bordeaux-St-Jean — 348 km</b>																				
Spécial 1160..	362 P0 vide	106,1	Cas e	Réchauffeur A.C.F.I. « intégral »	34,2	41,7	5857	3393	0,580	1,42	1948	1128	15,7	3,245						
Spécial 1161..	493 P0 vide	101,2	Cas e	d°	40	47	6804	4408	0,648	1,35	2110	1370	15,5	3,73						
Spécial 1162..	605 P0 vide	96,4	Cas e	d°	39	46	6694	4603	0,688	1,36	2000	1378	15,4	3,78						
NUMÉROS des TRAINS	Contre pression moyenne dans la colonne d'échappement gr/cm <sup>2</sup>	Dépression moyenne dans la boîte à fumée en mm d'eau	Température moyenne aux boîtes à vapeur HP °c	Température moyenne aux boîtes à vapeur BP °c	Température moyenne à l'échappement °c	Température moyenne de réchauffage de l'eau d'alimentation °c	Température moyenne de l'eau puisée au tender °c	Consommation d'eau			Consommation de charbon (1)			Rapport E/C	Direction et Vitesse du vent					
								Totale arrosages et amorçages déduits (litres) E	par ch.h aux cylindres litres	par ch.h au crochet litres	Totale Allumage et basculement déduits (kg) C	par ch.h aux cylindres kg	par ch.h au crochet kg							
<b>Essais entre St-Pierre-des-Corps et Angoulême — 214 km (suite)</b>																				
7 1151..	148	118	359	224	121	»	23	20 178	5,99	10,73	2 715/373	0,805	1,445	7,43	W. 2					
4 1152..	139	113	352	216	119	»	20	23 425	6,115	9,21	3 115/333	0,8135	1,223	7,52	W. 2					
7 1153..	141	117	362	193	109	»	20	19 129	6,10	11,08	2 586/356	0,824	1,498	7,40	0					
4 1154..	145	115	362	200	120	»	19	23 160	6,20	9,10	3 156/345	0,845	1,240	7,35	S. 2					
7 1155..	146	108	358	204	118	»	20	19 793	5,76	10,89	2 670/355	0,775	1,470	7,41	S. W. 4					
4 1156..	155	118	361	212	122	»	20	24 123	6,11	9,35	3 282/353	0,833	1,270	7,34	S. W. 2					
7 1157..	134	99	345	195	118	100	23	17 380	5,35	10,25	2 410/330	0,741	1,392	7,21	W.N.W. 3					
4 1158..	121	93	346	198	117	98	21	19 942	5,33	8,40	2 733/291	0,730	1,151	7,30	0					
<b>Essais entre St-Pierre-des-Corps et Bordeaux-St-Jean — 348 km (suite)</b>																				
Spécial 1160..	141	114	352	207	121	100,5	23	30 064	5,125	8,86	4 196/333	0,715	1,236	7,17	E.N.E. 1					
Spécial 1161..	213	149	363	221	130	102	23	37 074	5,45	8,40	5 203/390	0,765	1,180	7,12	N.W. 2					
Spécial 1162..	213	146	374	226	132	100,8	24	36 813	5,50	8,00	4 968/358	0,743	1,080	7,40	N.W. 3 N.E. 2					
Détail du Cas e							(1) Pouvoir calorifique supérieur moyen du combustible utilisé: 8.000 calories.								Vents					
Crans HP...	70 %	60 %	50 %	40 %	30 %	20 %	(2) Les taux de combustion horaire moyens à régulateur ouvert, relatifs à chaque essai, sont indiqués à droite dans cette colonne.								0	Calme.....	0 à 1 m	3	Faible.....	4 à 6 m
Crans BP...	55 %	50 %	42,5 %	42,5 %	40 %	40 %	1	Léger.....	1 à 2 »	4	Modéré.....	6 à 8 »	2	Très faible.	2 à 4 »	5	Assez fort..	8 à 10 »		

C. — RÉSULTATS ÉCONOMIQUES.

Le tableau VII, qui donne les consommations moyennes d'eau et de combustible par ch.h développé au crochet du tender pour les locomotives Pacific compound ou à simple expansion ordinaires et la locomotive 3566, permet de se rendre compte des avantages économiques, qui résultent en pratique pour une même puissance développée au crochet de traction, des améliorations apportées à la locomotive 3566.

TABLEAU VII. — ESSAIS EFFECTUÉS ENTRE ST-PIERRE-DES-CORPS ET ANGOULÊME : 214 Km.

	Trains tracés à la vitesse nom. de 75 km/h		Trains tracés à la vitesse nom. de 90 km/h		Trains tracés à la vitesse nom. de 95 km/h		Trains tracés à la vitesse nom. de 110 km/h		
<b>Consommations moyennes d'eau et de combustible par ch.h développé au crochet du tender (allumage déduit)</b>									
Charge moyenne du train .....	580 t		580 t		370 t		370 t		
Travail moyen en ch.h au crochet de traction..	2 200		2 700		1 600		1 800		
	eau	charbon	eau	charbon	eau	charbon	eau	charbon	
Machine compound ordinaire.....	11,10l	1,37k	11,25l	1,55k	12,70l	1,67	13,00l	1,78k	
Machine à simple expansion .....	11,50	1,50	11,75	1,66	13,10	1,72	13,50	1,95	
Machine 3566 {	alimentée par inj. ordinaire .....	9,60	1,22	9,10	1,26	11,10	1,50	10,90	1,49
	« Intégral » .....	»	»	8,40	1,15	10,00	1,39	9,7	1,35
<b>Economies % réalisées par la Machine 3566 alimentée soit par injecteur ordinaire, soit par réchauffeur A. C. F. I « Intégral ».</b>									
Sur la machine compound ordinaire {	alimentation par inj. ordinaire.....	13,50	10,93	19,10	18,71	12,60	10,35	16,15	16,30
	« Intégral » .....	»	»	25,35	25,80	21,21	16,86	25,38	24,15
Sur la machine à simple expansion {	alimentation par inj. ordinaire .....	16,51	14,66	23,01	24,07	15,25	12,78	19,25	23,60
	« Intégral » .....	»	»	28,50	30,70	23,62	19,18	28,15	30,77

On voit, dans ce tableau, que les économies ainsi procurées par la machine 3566 sur la machine compound ordinaire ont été comprises entre 12,6 % d'eau et 10,35 % de charbon et 19,10 % d'eau et 18,71 % de charbon suivant la puissance demandée à la machine, l'alimentation étant faite par injecteur ordinaire.

Ces économies sont passées respectivement à 21,21 % d'eau et 16,86 % de charbon pour les trains 7 tracés à 95 km/h et à 25,35 % d'eau et 25,80 % de charbon pour les trains 4 tracés à la vitesse nominale de 90 km/h, la locomotive 3566 étant alimentée à l'aide de la pompe A.C.F.I. « Intégral ».

Par rapport à la machine à simple expansion, ces chiffres d'économies se sont élevés à 15,25 % d'eau et 12,78 % de charbon pour les trains 7 tracés à 95 km/h et 23,01 % d'eau et 24,07 % de charbon pour les trains 4 tracés à 90 km/h, la locomotive 3566 étant alimentée à l'aide de l'injecteur ordinaire; avec l'alimentation de cette machine par pompe A.C.F.I., ces chiffres sont devenus respectivement égaux à 19,18 % de charbon et 23,62 % d'eau pour

Fig. 22

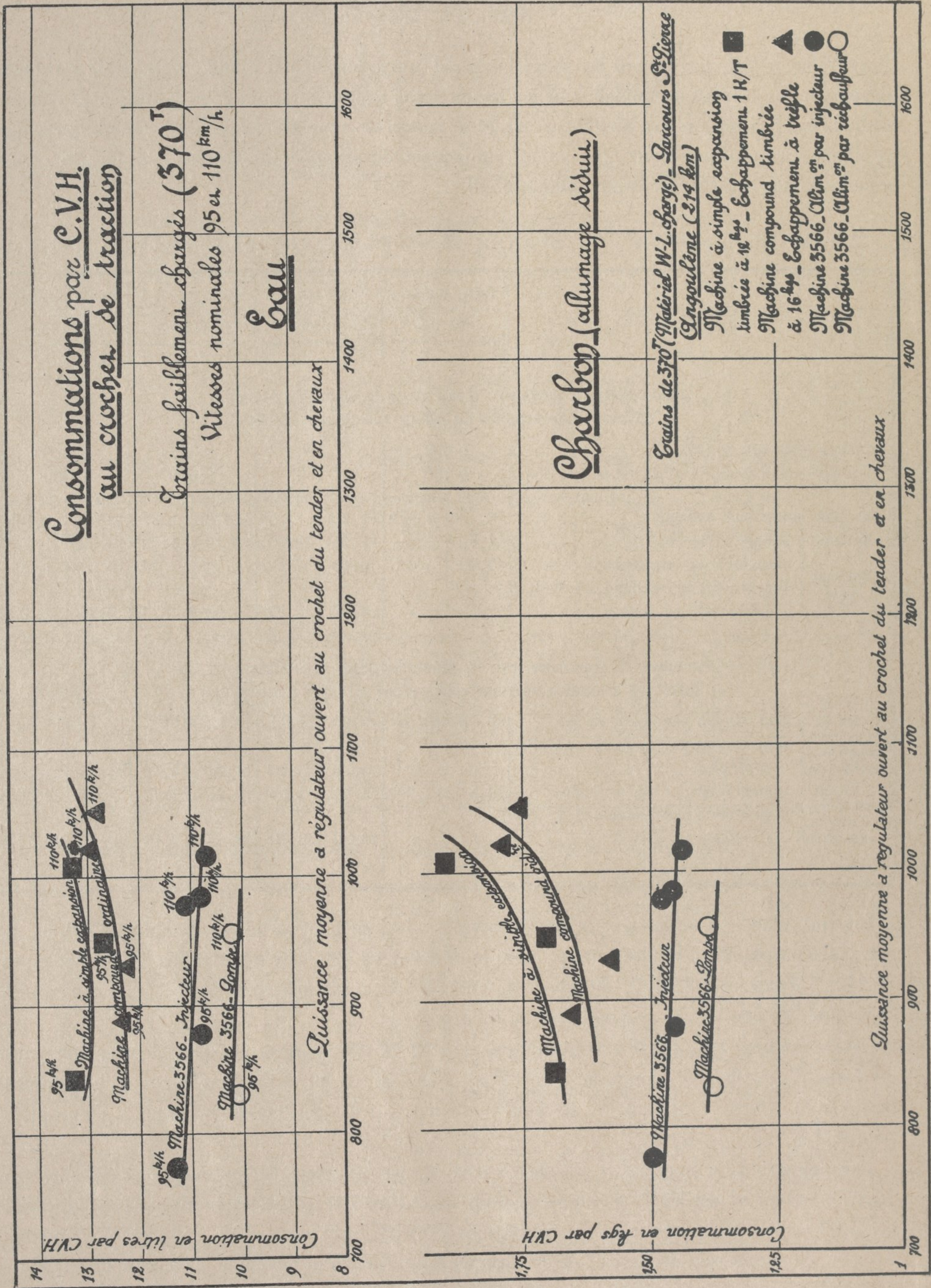
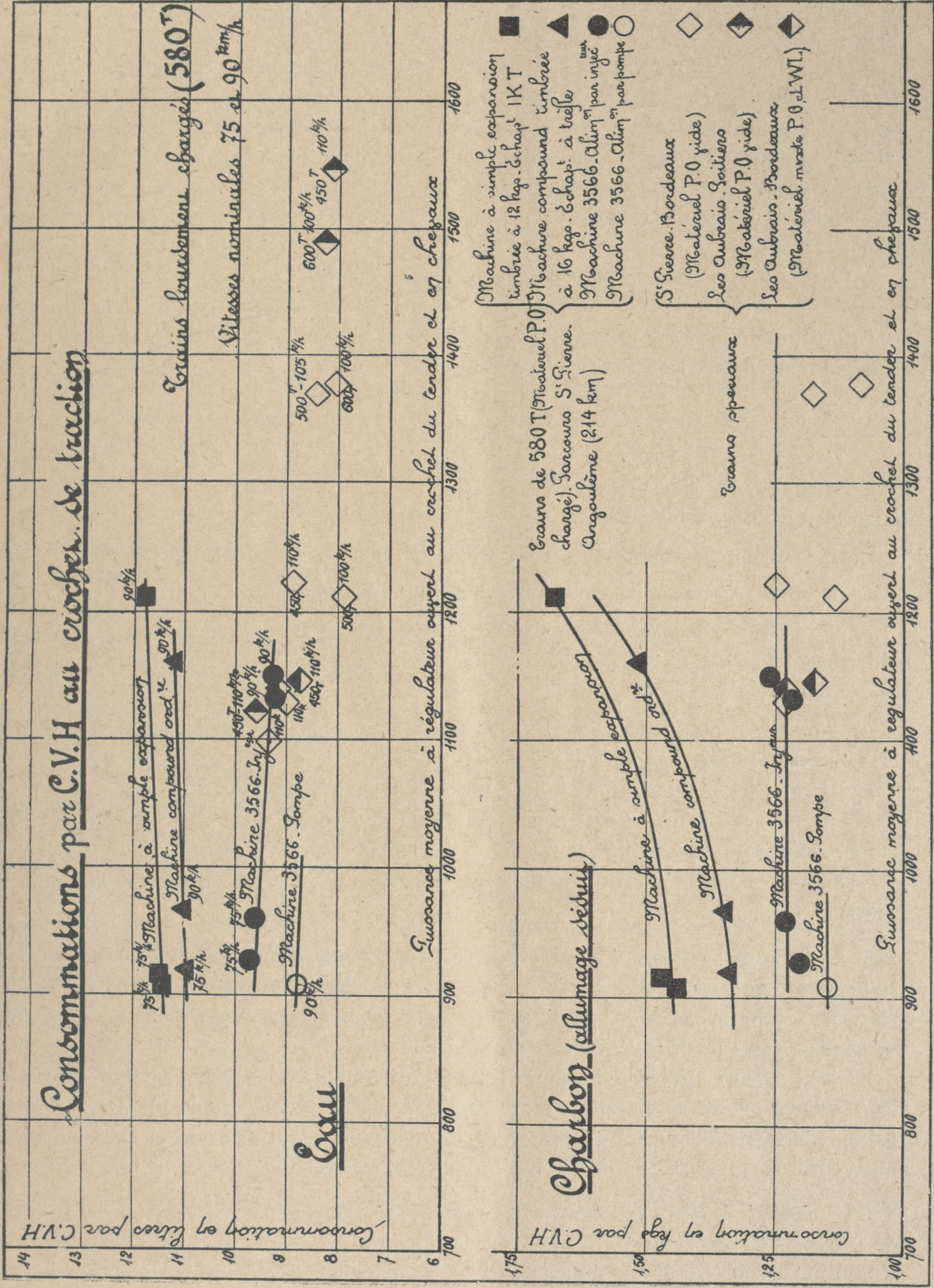


Fig. 23.





les trains 7 tracés à 95 km/h et 30,7 % de charbon et 28,5 % d'eau pour les trains 4 tracés à 90 km/h.

Il est important de noter que, pour la machine Pacific compound et la machine Pacific à simple expansion, le fait d'avoir porté la vitesse nominale du train 7 de 95 à 110 km/h et la vitesse nominale du train 4 de 75 à 90 km/h sans augmentation de la charge a entraîné un accroissement sensible de la consommation d'eau et de la consommation de combustible.

Au contraire, pour la locomotive 3566 les consommations sont restées sensiblement indépendantes de l'effort demandé à la locomotive même lorsque les trains à marche accélérée furent surchargés.

Les courbes de la figure 22 et de la figure 23 complètent les résultats ci-dessus et permettent de se rendre compte de la manière dont a varié pour chacune des locomotives étudiées les consommations d'eau et de combustible par ch.h utile suivant la charge des trains remorqués et la puissance demandée à la machine en raison de la vitesse imposée à ces trains.

### CONCLUSIONS

En résumé les modifications apportées à la machine 3566 ont produit des améliorations importantes. Elles ont eu pour effet :

1° D'augmenter sa puissance utilisable au crochet de traction d'environ 50 %.

2° De diminuer ses consommations d'eau et de combustible :

a) Aux faibles puissances d'environ 10 % lorsque la machine est alimentée avec injecteur ordinaire et d'environ 15 % lorsqu'elle est alimentée avec pompe A.C.F.I. « Intégral » branchée sur l'échappement ;

b) Aux grandes puissances de 20 % environ avec alimentation par injecteur et de 25 % avec alimentation par pompe.

3° De reculer la limite pratique de la vitesse à 120 km/h au moins.

4° De réaliser une tenue mécanique satisfaisante des organes de la machine, même pour les plus grandes puissances développées et les plus grandes vitesses réalisées.

Comme on a pu le voir, ces résultats ont été obtenus grâce aux principales dispositions suivantes :

A. — *Les larges sections et le tracé correct des différentes parties du circuit de vapeur, les ouvertures rapides des lumières, les grandes capacités des boîtes à vapeur, qui ont permis de réduire dans de très grandes proportions les pertes de pression dues au laminage ainsi que les oscillations de pression dans les boîtes à vapeur.*

Le cycle parcouru par le fluide moteur dans les cylindres de la machine s'est ainsi rapproché de l'évolution idéale à détente isentropique, la chute de pression subie par la vapeur en passant de la chaudière à l'échappement n'étant plus que le résultat de la transformation quasi totale de l'énergie calorifique en travail mécanique utilisable.

B. — *La distribution par soupapes qui a permis de réaliser facilement de grandes sections de passage à travers les distributeurs et un tracé correct des canalisations de vapeur, tout en n'imposant au mécanisme de distribution que le minimum d'efforts pour la commande des organes distributeurs.*

C. — *La haute surchauffe* qui a réduit à sa plus simple expression l'effet nuisible des parois et qui a permis de fixer une plus grande quantité de calorique sur une masse donnée de fluide évoluant, réduisant ainsi la consommation d'eau et la quantité de vapeur à véhicule à travers les diverses parties de la machine au plus grand bénéfice du rendement thermo-dynamique du moteur complétant à ce point de vue les effets dus au large dimensionnement du circuit de vapeur.

D. — *L'échappement double du type 1 K/1 C* qui, grâce à son rendement élevé, réduit au minimum la contre-pression sur les pistons et alimente le foyer d'une quantité d'air toujours bien proportionnée à l'allure de la combustion, avantages surtout appréciables aux moments où l'on demande au moteur son plus grand travail et à la chaudière sa plus grande puissance de vaporisation.

E. — *Le siphon Nicholson* qui, grâce à la circulation de l'eau plus active qu'il permet de réaliser dans la chaudière donne aux surfaces de chauffe la faculté d'absorber des quantités de chaleur qui restent sensiblement proportionnelles au coefficient de charge de ces surfaces même aux plus fortes allures.

F. — *Les bielles BP allégées, l'essieu coudé à manivelles équilibrées et le graissage mécanique des boîtes d'essieux* qui assurent une tenue satisfaisante des différents organes quelles que soient l'intensité des efforts demandés à la machine, la durée de ces efforts et la vitesse à laquelle ils sont développés.

G. — *Le réchauffeur d'eau branché sur la colonne d'échappement*, qui permet de récupérer une partie de la chaleur contenue dans la vapeur d'échappement et d'économiser ainsi des quantités d'eau et de charbon appréciables.

En présence de ces résultats, la Compagnie d'Orléans a décidé de transformer suivant le type de la locomotive 3566 vingt nouvelles locomotives Pacific.

Son choix s'est naturellement porté sur les locomotives 3501 à 3520 à vapeur saturée construites en 1909, qui bénéficieront ainsi non seulement des avantages dus à la surchauffe mais également des avantages résultant de l'ensemble des modifications apportées à la machine 3566.

Les nouvelles locomotives (Pl. III) ne différeront de la locomotive 3566 que par quelques perfectionnements nouveaux et notamment par l'élévation du timbre de 16 à 17 kg/cm<sup>2</sup> et par le remplacement du surchauffeur Robinson à 32 éléments par un surchauffeur Houlet à 28 éléments, ce qui permettra d'accroître à la fois le rendement thermique de la chaudière et la section de passage des gaz à travers le faisceau tubulaire. Cet accroissement de section de passage des gaz permettra d'augmenter à son tour la section de tuyère d'échappement et de diminuer encore la contrepression sur les pistons.

Le diamètre des soupapes d'admission BP sera un peu accru et porté de 220 à 240 mm. On pourra ainsi profiter plus largement des avantages résultant de l'emploi de faibles crans de marche aux cylindres BP.

Enfin le châssis des nouvelles locomotives sera renforcé par des entretoises plus rigides, placées au droit des cylindres HP et au droit de l'entr'axe des essieux HP et BP.

Ces 20 nouvelles locomotives sont prévues pour être mises en service au cours de l'été 1932.