

LOCOMOTIVES A GRANDE VITESSE

A BOGIE ET 4 ESSIEUX ACCOUPLES
COMPOUND A 4 CYLINDRES A LARGE CIRCUIT DE VAPEUR,
HAUTE SURCHAUFFE ET DISTRIBUTION PAR SOUPAPES
provenant de la transformation des locomotives " Pacific "
à roues motrices de 1,85 m de diamètre, série 4501 à 4570
de la Compagnie d'Orléans,

Par M. André CHAPELON,

INGÉNIEUR DU MATÉRIEL AU P.O.-MIDI

(Pl. I à V).

INTRODUCTION

La remorque des trains rapides sur la ligne de Paris à Toulouse par Montauban a toujours présenté certaines difficultés.

Le profil comporte, en effet, à partir d'Argenton-sur-Creuse de longues rampes de 10 mm par mètre accompagnées, après Limoges, de courbes et contre-courbes de 500 m de rayon, ce qui rend la traction particulièrement difficile dès que la longueur des trains est telle que les véhicules se trouvent simultanément dans des courbes de sens contraire.

D'autre part, la présence même de ces courbes tend à diminuer la valeur du coefficient d'adhérence par suite du gauchissement de la voie résultant du dévers.

Les conditions d'adhérence sont rendues encore plus précaires du fait que les trains dont il s'agit ont lieu la nuit, sur les parties les plus difficiles du parcours à une heure où le brouillard ou la rosée viennent rendre les rails particulièrement glissants.

Dans son N° de Mars 1909, la *Revue Générale* a décrit les locomotives du type Pacific à roues motrices de 1,85 m de diamètre (série 4501 à 4570) (Fig. 3) que la Compagnie d'Orléans avait fait construire dès 1907 pour assurer la remorque des trains rapides sur les lignes considérées.

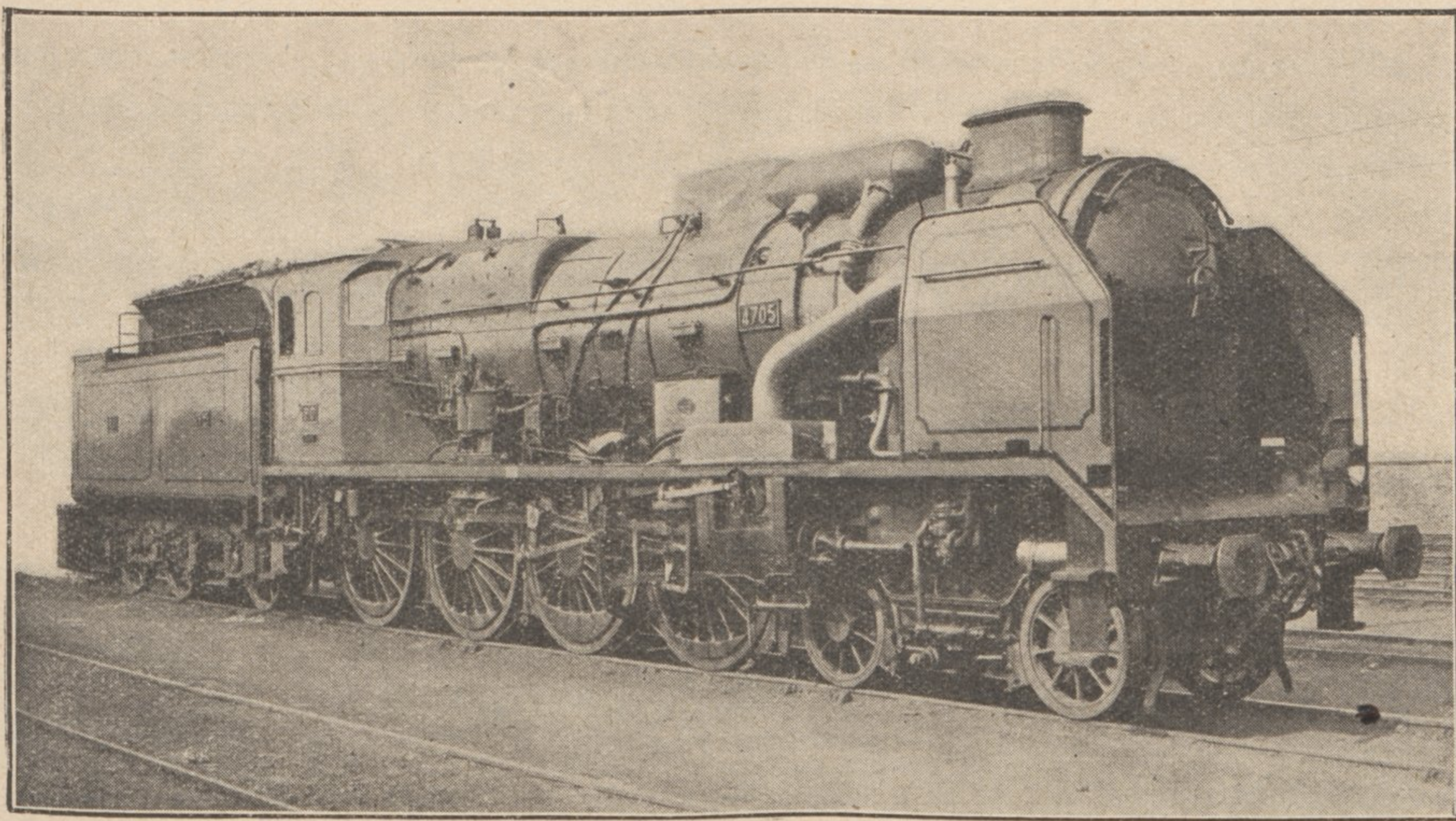
La mise en service de ces locomotives du type Pacific avait été surtout conditionnée par des questions de puissance de vaporisation. Elles devaient en effet remplacer les locomotives Ten Wheel série 4000 (Fig. 2) construites en 1903 et décrites dans le N° de Juillet 1904 de la *Revue Générale* à cause des difficultés dues au manque de production de vapeur que l'on éprouvait avec ce type de locomotive pour remorquer leur charge maximum qui avait été

fixée à 320 t pour une vitesse nominale de 70 à 75 km à l'heure exigeant la montée des rampes de 10 mm par mètre à une vitesse effective de 55 à 60 km à l'heure.

Les conditions de marche ainsi imposées aux locomotives du type 4000 étaient telles que des allures de combustion de 800 à 900 kg par m² de surface de grille et par heure devenaient nécessaires ; le poids de vapeur saturée produite à la pression de 16 Hpz par kilog de charbon brûlé tombait aux environs de 5 kg correspondant à un rendement thermique de la chaudière de 40 % seulement. La situation était encore rendue plus critique du fait qu'avec l'échappement à double valve alors utilisé le feu s'encrassait progressivement, ce qui venait encore réduire la puissance de vaporisation.

Les locomotives Pacific du type 4500 différaient ainsi surtout du type 4000 par la puissance de leur chaudière dont la surface de grille passait de 3,10 m² à 4,27 m². Le poids adhérent se trouvait légèrement réduit et passait de 54,600 t à 52,305 t. Le diamètre des cylindres HP était par contre légèrement accru, ainsi que celui des cylindres BP passant respectivement de 360 à 390 mm et de 600 à 640 mm. L'effort théorique maximum de traction à 100 % en compound passait de 11 250 kg à 13 000 kg.

Fig. 1. — LOCOMOTIVE 240 TRANSFORMÉE, SÉRIE 4702-4712.



La nouvelle locomotive fit preuve d'avantages importants ; les difficultés de vaporisation précédemment rencontrées disparurent et l'on put porter de 320 à 400 t la charge remorquée aux trains rapides.

Le taux de combustion horaire n'était plus que de 550 kg/m² de surface de grille pour une charge remorquée de 380 t à 60 km/h en rampe de 10 mm au lieu de 850 kg avec 320 t à 52 km/h et le poids d'eau vaporisé par kg de charbon s'élevait à 7 kg au lieu de 5 kg correspondant à un rendement thermique de la chaudière de 57 % au lieu de 40 % avec les machines 4000.

Les locomotives de la série 4501 à 4570 étaient comme les machines 4000 compound à

4 cylindres à vapeur saturée. Elles étaient les secondes machines du type Pacific mises en service en Europe, les premières ayant été construites en 1905 par Maffei pour l'État Badois.

Les essais de surchauffe entrepris en 1906 sur une locomotive Ten Wheel de la Compagnie d'Orléans à simple expansion de construction américaine (1), déterminèrent le Réseau à munir les dernières machines de la série d'un surchauffeur Schmidt. Ces locomotives (série 4571-4600) furent mises en service en 1910. Elles présentèrent par rapport aux machines à vapeur saturée une très grande supériorité se traduisant par une économie de combustible de l'ordre de 20 % (2).

Les locomotives 4500 à surchauffe ont assuré d'une manière à peu près exclusive la traction des trains rapides depuis 1910 jusqu'à ce jour sur la section Vierzon-Limoges. Par contre, ce sont les locomotives à vapeur saturée du même modèle qui ont assuré également d'une manière à peu près exclusive la traction des mêmes trains entre Limoges et Montauban.

Nous avons rendu compte dans le N° de Juillet 1931 de la *Revue Générale*, de la transformation qui a été effectuée sur les locomotives Pacific Compound à grande vitesse de la série 3501 à 3589 elles-mêmes dérivées des locomotives 4500 et construites à partir de 1909.

Il existe actuellement sur le P O-Midi 31 locomotives ainsi modifiées dont les 10 dernières qui présentent quelques perfectionnements nouveaux ont été mises en service au cours du mois d'Août 1934 (Fig. 9) (3). Ces locomotives transformées (série 3701-3721 et 231.722-231.731) sont affectées au service rapide sur les lignes de Bordeaux et de Nantes où elles remorquent des trains tracés à la vitesse de 90 km à l'heure et d'un poids atteignant parfois 800 t tout en réalisant des gains de temps importants sur les horaires.

Ce sont elles qui assurent la traction du « Sud-Express » tracé à la vitesse commerciale de 99,5 km/h entre Paris-Austerlitz et Bordeaux St-Jean (578 km parcourus en 5 h 48 mn avec 3 arrêts intermédiaires) et qui franchit en 1 h exactement les 113 km qui séparent Poitiers d'Angoulême.

Avec une charge de 450 t elles arrivent, en cas de retard, à franchir en 1 h 11 les 134 km de Bordeaux à Angoulême (112,5 km/h), en 58 mn les 113 km d'Angoulême à Poitiers (116,6 km/h) et en 53 mn les 101 km de Poitiers à St-Pierre-des-Corps (114,5 km/h).

Les résultats obtenus avec ces locomotives incitèrent la Compagnie d'Orléans à modifier un certain nombre d'autres machines de la série 3521 à 3589 déjà munies d'un surchauffeur Schmidt en leur faisant subir une transformation moins radicale mais susceptible néanmoins de présenter des avantages importants. Quinze locomotives ainsi modifiées, série 3800 (Fig. 5) reçurent notamment :

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Décembre 1906.

(2) *Essais de Vierzon-Limoges* (1926) :

MACHINES	Charge remorquée	Vitesse moyenne à régulateur ouvert	Puissance moyenne indiquée	Taux de combustion horaire par m ² de surface de grille	Eau dépensée par ch.h indiqué	Charbon consommé par ch.h indiqué (all. déduit.)
4528 (vapeur saturée)	400 à 500t	60 km/h	1 000 à 1 300 ch	230 à 325 kg	11,35 l	1,35 kg
4597 (vapeur surchauffée).	400 à 500t	65 km/h	1 100 à 1 500 ch	225 à 290 kg	7,75 l	1,05 kg

(3) Ces 10 locomotives ont reçu lors de leur transformation la nouvelle numérotation P.O.-Midi et constituent la série 231.722 - 231.721, les locomotives 3701 à 3721 devant recevoir les numéros 231-701 à 231-721 et les locomotives 4701 à 4712 les numéros 240-701 à 240-712.

Fig. 2. — LOCOMOTIVE TEN WHEEL, SÉRIE 4000 DE 1903.

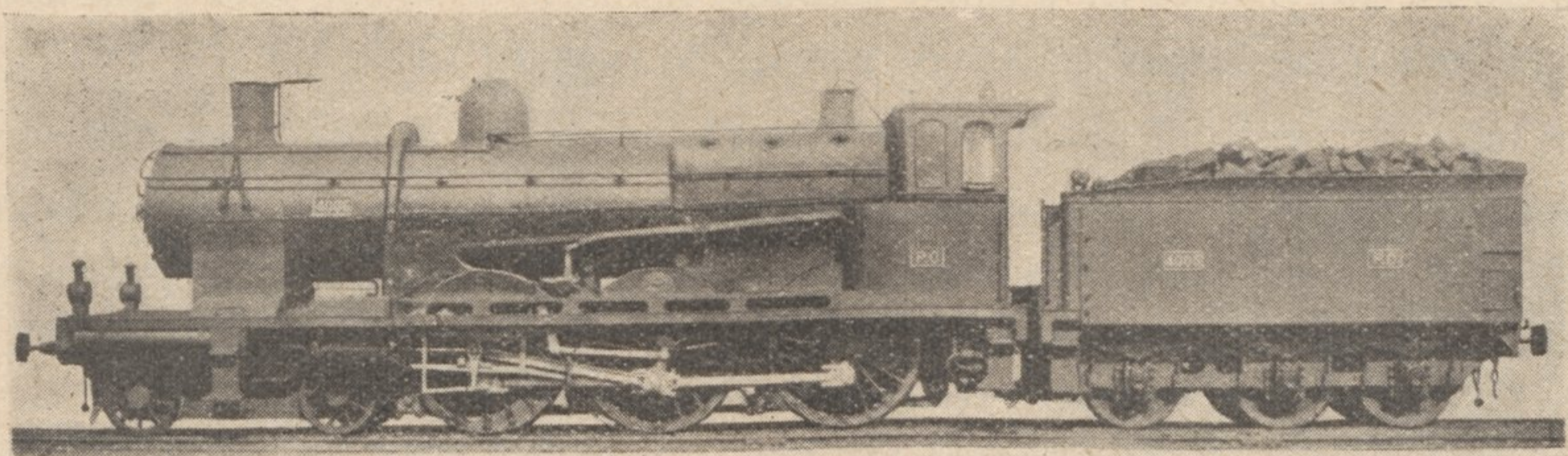


Fig. 3. — LOCOMOTIVE PACIFIC, SÉRIE 4500 DE 1907.

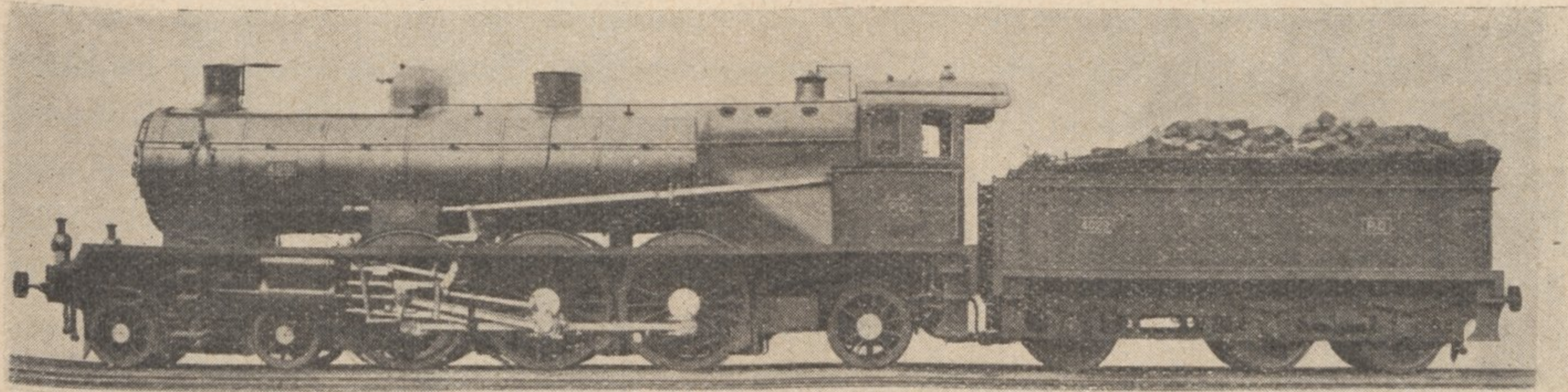


Fig. 4. — LOCOMOTIVE MIKADO SÉRIE 5811 DE 1918.

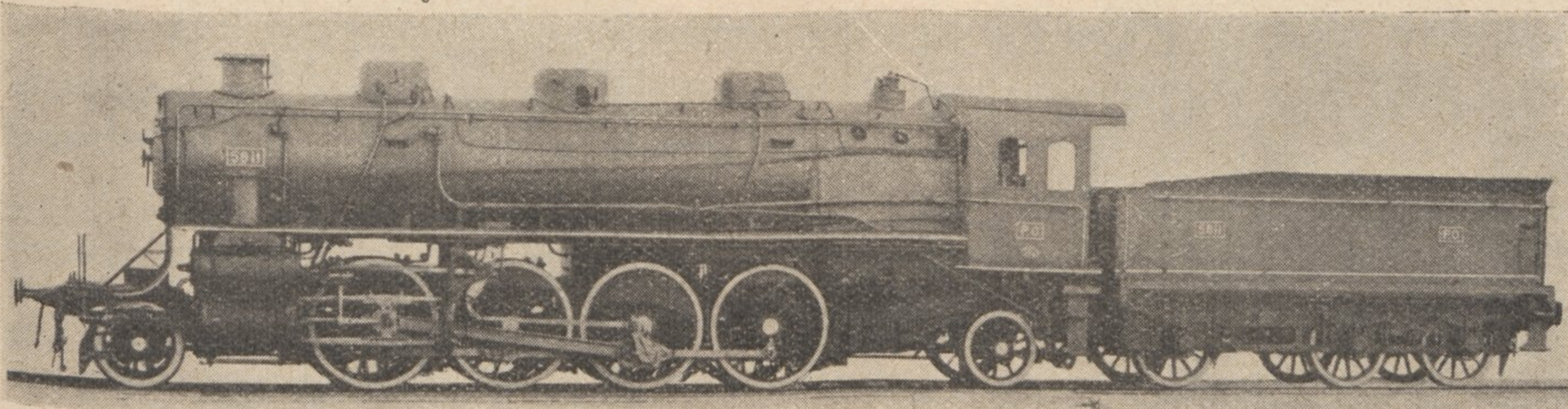


Fig. 5. — LOCOMOTIVE PACIFIC TRANSFORMÉE, SÉRIE 3800 DE 1932.

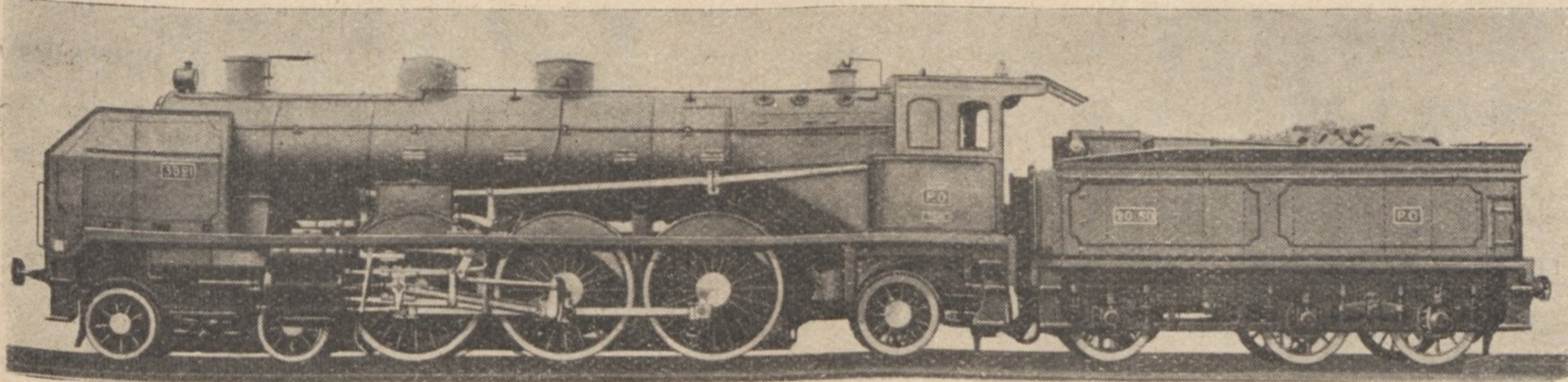
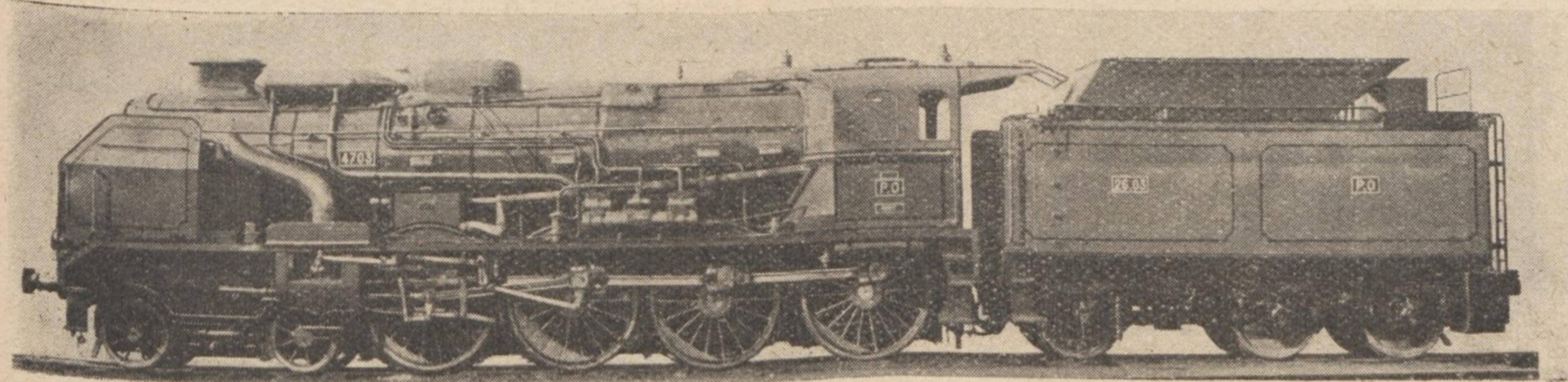


Fig. 6. — LOCOMOTIVE 240 TRANSFORMÉE, SÉRIE 4700 DE 1934.



1° Un groupe de cylindres BP à tiroirs à double admission et double échappement système Willoteaux donnant de larges sections de passage de vapeur (1) ;

2° Des éléments surchauffeurs Houlet en remplacement des éléments Schmidt d'origine ;

3° Un échappement Kylchap à cheminée simple suffisant, sans avoir recours à la cheminée double des 3700, pour obtenir avec une contre-pression acceptable sur les pistons toute la production de vapeur susceptible d'être débitée à 120 km/h et à 60 % d'admission par les cylindres HP de construction conservés sans changement.

Ces locomotives furent spécialement affectées à partir de l'été 1933 à la traction des trains rapides accélérés (trains 67 et 68) entre Vierzon et Toulouse par Montauban.

Malgré les améliorations ainsi obtenues, le faible poids adhérent d'une machine à 3 essieux moteurs restait le principal obstacle à l'accroissement de la charge des trains sur les lignes à rampes de 10 mm par mètre et à courbes et contre-courbes de 500 mètres de rayon. C'est ainsi que dans de bonnes conditions d'adhérence les locomotives 3800 qui présentent une charge de 54,360 t sur leurs essieux moteurs, à peu près comme les locomotives du type 4000 de 1903 ne peuvent pas remorquer, sans risques de perte de temps due aux patinages et avec des sablières en parfait état, des charges supérieures pendant l'été à 530 t environ.

Lorsque le rail est mauvais (temps de brouillard ou de rosée), c'est-à-dire lorsque le coefficient d'adhérence s'abaisse à une valeur de 1/7 ou au-dessous la charge limite permise par le poids adhérent de ces machines n'est plus que de 350 t environ (2).

La charge des trains express et rapides atteignant ou dépassant fréquemment ces charges limites, il était nécessaire de recourir au dédoublement des trains avec toutes les sujétions et dépenses qu'il entraîne.

Le moment était donc venu d'envisager l'utilisation entre Vierzon et Toulouse de locomotives présentant un poids adhérent plus élevé que celui des machines Pacific.

On était ainsi conduit à envisager l'adoption d'une machine à quatre essieux couplés.

Les locomotives « Mikado » série 5800 (Fig. 4) à simple expansion et à surchauffe timbrées à 12 Hpz à roues motrices de 1,65 m de diamètre, construites en 1918 par l'A.L.C^o., ont permis de résoudre partiellement la question d'adhérence (poids adhérent 69,450 t), mais leur puissance maxima de 2 100 ch indiqués environ, nettement inférieure à celle de 2 700 ch des 3 800 ne permettait pas d'envisager aux mêmes vitesses qu'avec ces dernières la traction des trains rapides accélérés surchargés à 600 ou 650 t.

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Septembre 1932.

(2) Nous donnons ci-dessous, suivant le coefficient d'adhérence, les charges susceptibles d'être remorquées en rampe de 10 mm par mètre et en courbe de 500 m de rayon, d'une part pour les Machines Pacific de 54 t de poids adhérent, d'autre part pour les nouvelles machines à bogies et 4 essieux couplés de 77 t de poids adhérent (chiffres déduits des essais au wagon-dynamomètre).

A) adhérence 1,5 (rail sec)			B) adhérence 1/6 (rail moyen)			C) adhérence 1/7 (rail mauvais)		
V	Pacific	" 240 "	V	Pacific	" 240 "	V	Pacific	" 240 "
30 km/h	640 t	1 000 t	30 km/h	510 t	810 t	30 km/h	400 t	660 t
40 »	580	910	40 »	480	730	40 »	370	600
50 »	550	850	50 »	430	680	50 »	340	550
60 »	530	750	60 »	410	650	60 »	320	530
70 »	480	650	70 »	400	630	70 »	300	510

Fig. 7. — LOCOMOTIVE 4521 TRANSFORMÉE, PROTOTYPE DES LOCOMOTIVES 4700.

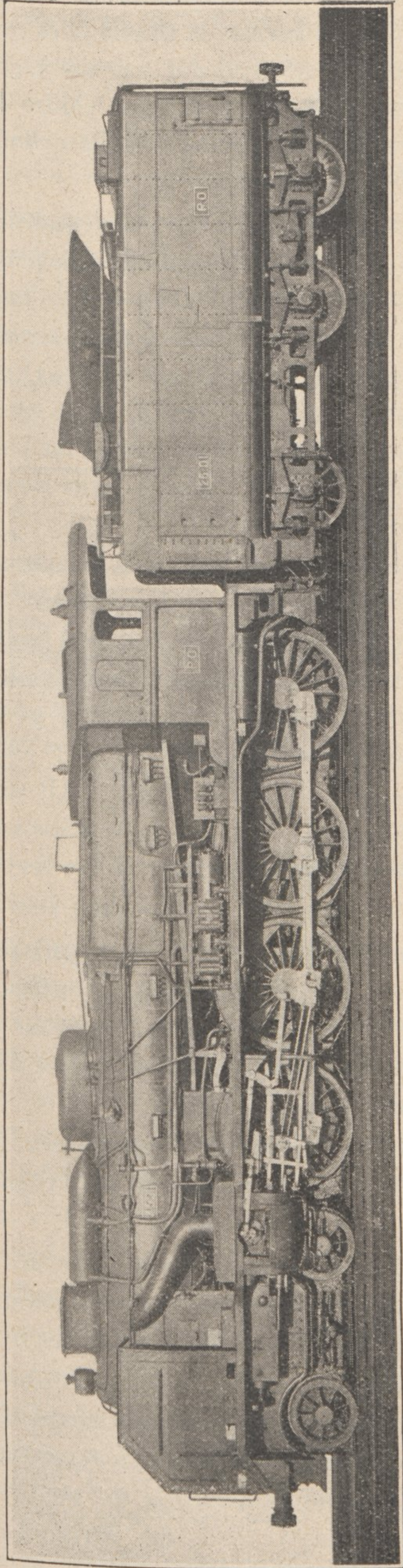


Fig. 8. — LOCOMOTIVE 240 TRANSFORMÉE, SÉRIE 4702-4712.

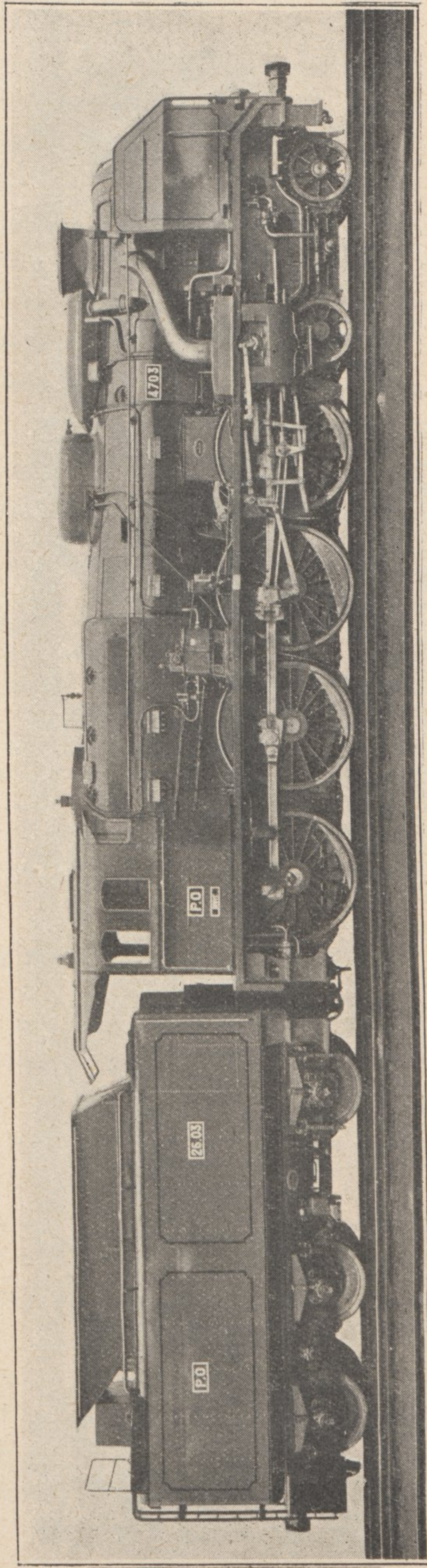
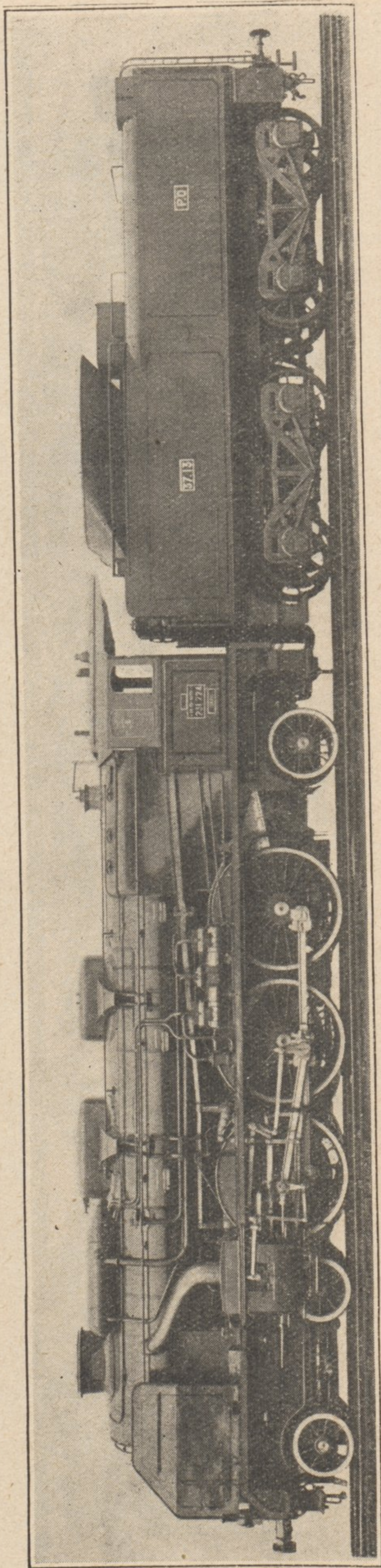


Fig. 9. — LOCOMOTIVE PACIFIC TRANSFORMÉE SÉRIE 231.722 - 231.731.



D'autre part, le diamètre relativement faible des roues motrices des machines 5800 (1,65 m.) et l'absence de bogie à l'avant leur interdisaient la traction des trains rapides sur les sections relativement longues à profil facile (1), leur vitesse limite étant fixée au chiffre déjà relativement élevé pour une locomotive à 2 cylindres de ce modèle, de 100 km à l'heure.

Il apparaissait nécessaire, dans de telles conditions, d'avoir recours à un nouveau type de locomotive capable non seulement de remorquer des charges nettement supérieures à 500 t en rampe de 10 mm par mètre aux plus grandes vitesses actuellement admises, mais encore de remorquer les mêmes trains à la vitesse continue de 120 km à l'heure sur les parties faciles du parcours. Ce problème imposait l'emploi d'une locomotive munie d'un bogie à l'avant.

Les accroissements de puissance et de rendement obtenus par la transformation des locomotives 3700 permirent de trouver une solution au problème posé en transformant purement et simplement les locomotives « Pacific » de la série 4500 en locomotives du type 240, c'est-à-dire à bogie et 4 essieux couplés, le 4^e essieu venant prendre la place de l'essieu porteur AR de la machine Pacific (loc. 4700, Fig. 1, 6, 7, 8). Mais cette solution interdisait l'emploi du foyer débordant et forçait à revenir au foyer étroit des Machines 4000.

On obtint néanmoins la puissance de vaporisation voulue en donnant à la grille une longueur suffisante permettant d'obtenir une surface d'environ 3,80 m², chiffre inférieur de 10 % seulement à la surface de la grille trapézoïdale de la machine initiale.

Cette diminution était largement compensée par ailleurs par l'accroissement de rendement de l'appareil moteur.

C'est ainsi que, parti d'une locomotive « Pacific » de 4,27 m² de surface de grille ayant une puissance indiquée maxima en régime continu (essais aux locomotives-frein) de 1 800 ch pour les locomotives à vapeur saturée et de 2 100 ch pour les locomotives à vapeur surchauffée, on aboutit à une locomotive du type 240 à foyer étroit

(1) Qui existent entre Vierzon et Argenton (95 km) et entre Montauban et Narbonne (201 km).

ayant une surface de grille de 3,80 m² d'une puissance indiquée maxima *continue* de 3 800 ch (accroissement de 80 % sur la machine à surchauffe de 1910).

Le poids adhérent de la nouvelle locomotive a pu être porté à 77 t environ, ce qui permet, comme on l'a vu ci-dessus, de remorquer, toutes choses égales d'ailleurs, c'est-à-dire avec le même coefficient d'adhérence et le même degré d'efficacité des sablières, des charges de 700 t dans les conditions mêmes où la charge de 530 t peut être emmenée par les locomotives *Pacific*.

Pratiquement, on a pu supprimer le dédoublement devenu normal des trains de nuit 67 et 68, le tonnage actuellement remorqué en été les jours de surcharge variant de 600 à 650 t. Les rampes de 10 mm par mètre sont gravies normalement à des vitesses variant de 50 à 65 km/h.

En palier, avec les mêmes charges, la vitesse de 120 km à l'heure est aisément soutenue.

Ci-dessous les caractéristiques fondamentales des locomotives 4000, 4501, 4571, 3800, 3702, 231.722, 5811 et 4702 qui ont été mentionnées ci-dessus :

Série	4000	4501	4571	3800	3702	231.722	5811	4702
Type	230	231	231	231	231	231	141	240
Année de mise en service	1903	1907	1910	1932	1932	1934	1918	1934
Timbre Hpz	16	16	16	16	17	17	12	20
Surface de grille m ²	3,10	4,27	4,27	4,33	4,33	4,33	4,69	3,76
Diamètre des cylindres HP. mm	360	390	420	420	420	420	620	440
Diamètre des cylindres BP. mm	600	640	640	640	640	650	»	640
Course des pistons HP mm	640	650	650	650	650	650	700	650
Course des pistons BP mm	640	650	650	650	650	690	»	650
Diamètre des roues motrices. mm	1,85	1,85	1,85	1,95	1,95	1,95	1,65	1,85
Poids total en kg	75 300	90 000	92 200	96 560	101 800	102 500	92 000	109 040
Poids adhérent kg	54 600	52 305	52 650	54 360	57 300	57 300	69 450	76 400

PRINCIPES OBSERVÉS DANS L'ÉTUDE DE LA NOUVELLE LOCOMOTIVE

Les principes qui ont été suivis dans la transformation de ces nouvelles machines sont exactement ceux qui ont été appliqués lors de la transformation des machines « *Pacific* » précédentes des séries 3700 et 3800. Toutefois, on a profité de cette nouvelle étude pour progresser dans la même voie en accroissant encore les sections de passage offertes par le circuit de vapeur.

On a ainsi été conduit à utiliser aux cylindres HP des soupapes de 200 mm de diamètre à l'admission et de 210 mm à l'échappement au lieu de 185 et 190 mm respectivement pour les machines *Pacific* 3702 - 3721 et aux cylindres BP des soupapes d'admission de 265 mm et des soupapes d'échappement de 275 mm au lieu de 240 mm.

Les nouveaux résultats obtenus nous ont d'ailleurs incités à faire profiter de la même amélioration les 10 dernières locomotives *Pacific* 231-722 à 231-731 à roues motrices de 1,95 m de diamètre qui ont été le plus récemment transformées, leurs cylindres BP de volume accru ayant reçu des distributeurs identiques à ceux des cylindres correspondants des locomotives du type 4700.

En ce qui concerne la chaudière les excellents résultats obtenus sur le Réseau du Nord avec des grilles étroites d'une longueur de 3,50 m considérée pourtant déjà comme exceptionnelle

Machines 3. 1200) nous permettait d'escompter des résultats similaires avec la grille de 3,80 m que la puissance demandée à la nouvelle machine nous conduisait à adopter. Et tout comme dans la machine du Nord la grande longueur à donner à cette grille et par conséquent au foyer limitait la longueur à donner au faisceau tubulaire qui dût être raccourci de 5,90 m à 4,25 m.

Afin de ne pas diminuer de ce fait la puissance de production des surfaces de chauffe indirectes, nous ne pouvions faire mieux que de suivre la voie ouverte en 1892 au P.-L.-M. par l'Ingénieur en Chef A. Henry en remplaçant le faisceau long à tubes lisses de la Machine Pacific par un faisceau court à tubes « Serve ».

Les tubes que nous avons définitivement adoptés sont précisément ceux qui ont été utilisés sur toutes les machines du P.-L.-M. transformées ou construites entre 1892 et 1904, c'est-à-dire des tubes en acier de 60×65 mm de diamètre mais dont la longueur a été portée à 4,25 m. Comme on le voit ce chiffre est nettement supérieur à celui de 3,25 m correspondant, pour un tirage donné dans la boîte à fumée, *au maximum de production de la chaudière* déterminé dans les expériences classiques de A. Henry ⁽¹⁾.

Nous avons été conduits à cet allongement des tubes pour profiter de l'amélioration apportée au fonctionnement de nos échappements qui rend admissible une forte dépression dans la boîte à fumée parce que la contre-pression à l'échappement reste dans des limites acceptables.

On peut donc se permettre d'augmenter la résistance opposée au passage des gaz par le faisceau tubulaire afin d'en accroître le rendement thermique sans que la puissance de vaporisation maxima s'en trouve réduite grâce au surcroît de tirage obtenu avec les nouveaux échappements.

C'est ainsi que nous avons porté le rapport entre la surface de frottement des gaz à l'intérieur des tubes et leur section de passage au corps de 400, chiffre existant sur les premières locomotives du P.-L.-M. à tubes Serve à 550, ce qui correspond, toutes choses égales d'ailleurs, d'après l'étude de la transmission de chaleur dans les tubes à fumée à un accroissement de chaleur transmise au faisceau tubulaire d'environ 30 à 40 %.

Malgré le raccourcissement du corps cylindrique dont le diamètre de la virole \mathcal{R} qui est tronconique a d'ailleurs été accru (1,85 m au lieu de 1,615 m) et grâce à l'allongement du foyer et à son élargissement dans sa partie supérieure, le volume d'eau contenue dans la chaudière est resté très sensiblement le même (8,025 m³ au lieu de 8,22 m³ avec 10 cm d'eau au-dessus du ciel du foyer) que pour la machine Pacific, en outre le volume de vapeur a été accru de près d'un m³ (5,035 m³ au lieu de 3,800 m³).

La pression dans la chaudière a été portée de 16 à 20 Hpz dans le but notamment d'obtenir un effort de traction suffisant avec un rapport de détente encore convenable même aux grands efforts de traction, le volume des cylindres BP de l'ancienne locomotive ayant dû, pour des raisons d'encombrement, être conservé sans changement.

Enfin comme les locomotives transformées du type Pacific 3700, cette machine du type 240 est munie d'un siphon Nicholson, d'un surchauffeur Houlet donnant une surchauffe de 400°, d'un réchauffeur d'eau ACFI Intégral prélevant la vapeur sur la colonne d'échappement. Ce réchauffeur est muni d'un nouveau dispositif permettant de supprimer les variations de pression dans la colonne d'échappement, variations qui se produisent avec les réchauffeurs à pompe au moment où l'eau est injectée dans le condenseur.

(1) Voir *Annales des Mines*, 9^e série, année 1894.

Pour l'inscription en courbe de la nouvelle machine, on a adopté le principe qui consiste à conduire la locomotive par son bogie et par le dernier essieu accouplé.

Ce dernier essieu ne possède donc pas de jeu transversal dans ses boîtes et le boudin de ses roues présente un profil normal. Par contre, les boudins des 1^{re}, 2^e et 3^e essieux sont amincis de manière à permettre l'inscription en courbe de 125 m de rayon avec bandages neufs ou de 110 m en mesurant le jeu à 1 cm au-dessous du cercle de roulement.

Les bandages du premier essieu accouplé (essieu BP) et ceux du troisième sont du même profil que les bandages de l'essieu BP de la machine Pacific.

La nouvelle locomotive est également munie des divers perfectionnements apportés aux machines Pacific transformées, c'est-à-dire d'un essieu coudé à manivelles équilibrées, de bielles BP allégées, du graissage mécanique des boîtes d'essieux.

DESCRIPTION DE LA MACHINE TRANSFORMÉE

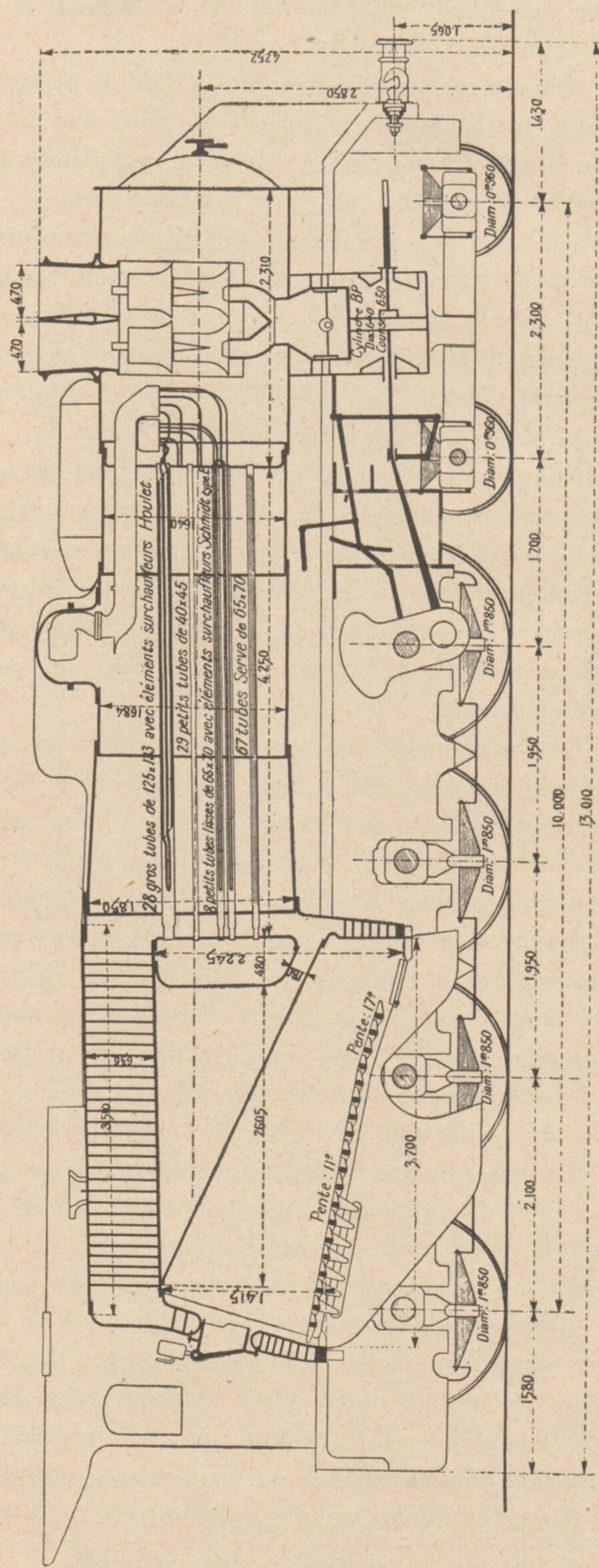
L'étude de la transformation d'un prototype a été entreprise en Octobre 1931 et la première locomotive transformée (machine 4521 numérotée actuellement 4701) a été mise en feu le 16 Août 1932.

Les locomotives suivantes 4702-4712 ont été mises en service de Février à Mai 1934.

Les principales modifications apportées à cette machine ont été les suivantes :

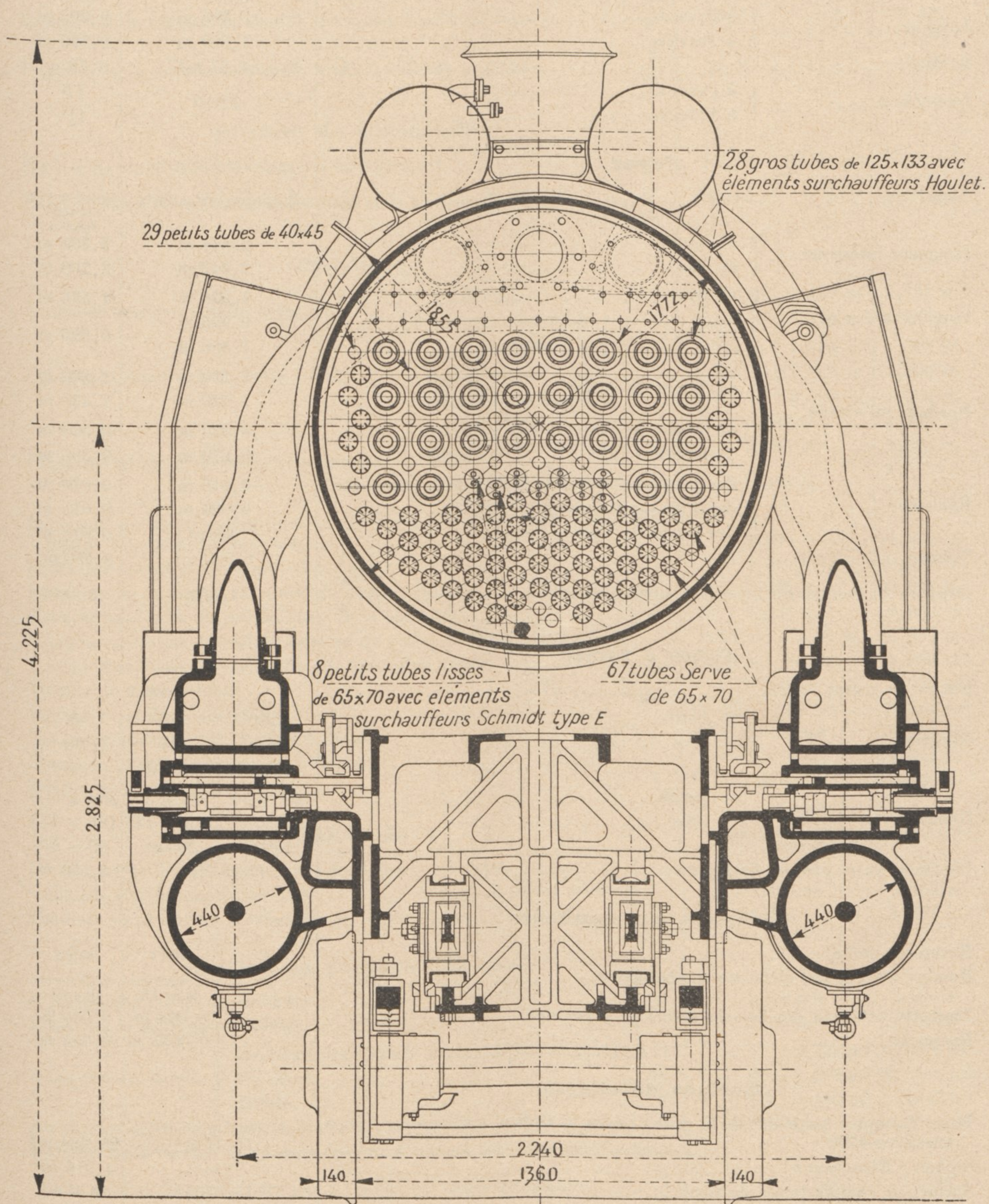
1^o Substitution d'un 4^e essieu accouplé à l'essieu porteur *R* de la machine Pacific avec remplacement de la partie correspondante des longerons à partir de l'axe du 3^e essieu accouplé.

Fig. 12. — COUPE LONGITUDINALE SCHEMATIQUE DE LA LOCOMOTIVE 4701.



2^o Remplacement de la chaudière à foyer débordant à grille trapézoïdale et à tubes lisses timbrée à 16 Hpz de la locomotive Pacific par une chaudière à foyer étroit à tubes Serve timbrée à 20 Hpz, munie d'un siphon Nicholson et d'un surchauffeur Houlet. (1)

Fig. 13. — COUPE TRANSVERSALE SCHEMATIQUE DE LA LOCOMOTIVE 4701.



(1) Voir Bulletin de l'Association Internationale du Congrès des Chemins de fer, N^o de Juin 1929.

TABLEAU I

		4501 à 4570	4571 à 4600	4702 à 4712	
Grille					
Longueur		2,900 m		3,780 m	
Largeur	{ à l'avant	0,985 m		0,995 m	
	{ à l'arrière	1,880 m		0,995 m	
Surface	G	4,27 m ²		3,76 m ²	
Inclinaison	{ à l'avant		12°10'	17°	
	{ à l'arrière			11°	
Foyer					
Type		Belpaire, en cuivre		Belpaire en acier avec siphon Nicholson	
Longueur intérieure ...	{ en haut	2,444 m		3,330 m	
	{ en bas	2,842 m		3,700 m	
Largeur intérieure	{ en haut	1,375 m		1,578 m	
	{ en bas	{ à l'avant	0,985 m		
		{ à l'arrière	1,880 m		0,995 m
	Hauteur intérieure	{ au-dessus du cadre	{ à l'avant	2,120 m	2,260 m
{ à l'arrière			1,520 m	1,430 m	
{ au-dessus de l'axe de la chaudière		{ à l'avant	0,320 m	0,320 m	
		{ à l'arrière	0,270 m	0,255 m	
Epaisseur	{ des parois latérales, du ciel et de la place 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		
Volume	V	6,930 m ³		8,200 m ³	
Rapport du volume du foyer à la surface de grille	V G	1,620		2,180	
 Tubes à fumée 					
Nature du métal			Acier		
Nombre	{ lisses	{ petits	261	151	28
		{ gros	Néant	24	30
	{ Serve	Néant	Néant	86	
Diamètres ...	{ lisses	{ petits	50 × 55	50 × 55	39,5 × 44,5
		{ gros	Néant	125 × 133	125 × 133
	{ Serve	Néant	Néant	60 × 65	
Longueur entre plaques tubulaires		5,900 m		4,250 m	
Éléments surchauffeurs					
Nature du métal		»	acier	acier	
Nombre et type des éléments surchauffeurs		»	21 éléments Schmidt	30 éléments Houlet	
Diamètre extérieur des boucles allant au collecteur		»	0,038 m	0,040 m	
Epaisseur		»	0,0035 m	0,004 m	
Surface de chauffe					
Foyer (comptée au-dessus de la grille) moins le siphon « Nicholson » pour machines 4700		15,37 m ²		20,684 m ²	
Siphon « Nicholson »		»		4,216 m ²	
Surface de chauffe totale du foyer		15,37 m ²		24,9 m ²	

	4501 à 4570	4571 à 4600	4702 à 4712
Surface de chauffe (suite)			
Tubes (développement intérieur)..... T	241,88 m ²	195,60 m ²	188,71 m ²
Surface de chauffe totale..... S	257,25 m ²	210,97 m ²	213,61 m ²
Rapport de la surface de chauffe des tubes à celle du foyer..... $\frac{T}{F}$	15,7	12,7	7,57
Rapport de la surface de chauffe totale à celle de la grille..... $\frac{S}{G}$	60,2	49,4	56,75
Surface de surchauffe			
Surface de surchauffe (développement extérieur)..... s	Néant	63,50 m ²	67,02 m ²
Rapport entre la surface de surchauffe et la surface de chauffe..... $\frac{s}{S}$	Néant	0,30	0,314
Chaudière			
Longueur extérieure de la boîte à feu.....	2,800 m	2,800 m	3,743 m
{ en haut.....			
{ en bas.....	3,100 m	3,100 m	3,9555 m
Largeur extérieure de la boîte à feu.....	1,748 m	1,748 m	1,972 m
{ en haut.....			
{ en bas { à l'avant.....	1,205 m	1,205 m	1,205 m
{ en bas { à l'arrière.....	2,100 m	2,100 m	1,205 m
Diamètre intérieur du corps cylindrique.....	1,640 m		1,728 m
{ Virole N.....			
{ Virole milieu.....	1,680 m		1,684 m
{ Virole R.....	1,640 m		N 1,728 m R 1,850 m
Longueur du corps cylindrique (entre la plaque N de boîte à feu et la plaque tubulaire de boîte à fumée).....	5,750 m		4,037 m
Epaisseur des tôles du corps cylindrique.....	0,020 m		0,022 m
Epaisseur de la plaque tubulaire de boîte à fumée.....	0,025 m		0,025 m
Hauteur au-dessus du rail de l'axe de la chaudière.....	2,825 m		2,850 m
Hauteur au-dessus du rail du dessous du cadre de foyer à l'N.....	0,97 m	0,97 m	0,855 m
Volume d'eau avec 10 cm au-dessus du ciel de foyer.....	8,620 m ³	8,220 m ³	8,025 m ³
Volume de vapeur total.....	3,800 m ³		5,035 m ³
Volume total de la chaudière.....	12,420 m ³	12,020 m ³	13,060 m ³
Longueur intérieure de la boîte à fumée.....	2,000 m		2,465 m
Diamètre intérieur de la boîte à fumée.....	1,680 m		1,684 m
Timbre de la chaudière.....	16 Hpz		20 Hpz
Cheminée			
Diamètre intérieur de chacune des deux chemi- nées pour les machines 4700.....	0,440 m		0,470 m
{ en haut.....			
{ dans la partie rétreinte....	0,380 m		0,403 m
Hauteur du dessus de la cheminée au dessus du rail.....	4,225 m		4,252 m
Section de passage des gaz			
A travers les portes du cendrier..... C	0,56 m ²		0,68 m ²
A travers la grille (à secousses)..... 0,35 G	1,50 m ²		1,45 m ²
A travers les tubes. { surchauffeurs (dans la section la plus encombrée) ts	»	0,185 m ²	0,2376 m ²
{ bouilleurs..... tb	0,51 m ²	0,297 m ²	0,2566 m ²
{ Totale..... t	0,51 m ²	0,482 m ²	0,4942 m ²
Au col des deux cheminées (totale)..... c	0,1134 m ²		0,2614 m ²
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..... $\frac{ts}{tb}$	»	0,63	0,925

	4501 à 4570	4571 à 4600	4702 à 4712
Section de passage des gaz (suite)			
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 $\frac{t}{G}$	0,1193	0,1122	0,1275
Rapport de la section de passage des gaz au col des deux cheminées à la surface de grille $\frac{c}{G}$	0,0266		0,0695
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		0,181
Châssis			
Ecartement intérieur des longerons ..	à l'avant	1,410 m	1,410 m
	au milieu	1,240 m	1,240 m
	à l'arrière	1,180 m	1,240 m
Epaisseur des longerons	à l'avant	0,032 m	0,032 m
	à l'arrière (sous la partie débordante du foyer)	0,030 m	0,032 m
Longueur totale de la machine à l'extrémité des tampons	13,405 m		13,010 m
Longueur maximum du tablier	12,700 m		12,300 m
Ecartement des essieux	1 ^{er} et 2 ^e	2,300 m	2,300 m
	2 ^e et 3 ^e	1,700 m	1,700 m
	3 ^e et 4 ^e	1,950 m	1,950 m
	4 ^e et 5 ^e	1,950 m	1,950 m
	5 ^e et 6 ^e	2,600 m	2,100 m
	extrêmes	10,500 m	10,000 m
Roues montées et essieux			
Diamètre des roues (avec bandages de 50 mm) mesuré au cercle de roulement	bogie	0,920 m	0,920 m
	accouplées	1,800 m	1,800 m
	R	1,100 m	..
Jeu latéral de chaque côté de la machine	des essieux dans les coussinets	4 mm	1 mm
	des coussinets dans les boîtes d'essieux	45 mm pour le 6 ^e essieu, 0 pour les autres.	0
	des boîtes d'essieux dans leurs glissières	4 mm	1 mm
Jeu latéral de chaque côté de la machine	du châssis	butée N	± 79 mm
	du bogie	pivot	± 45 mm
		butée R	± 20 mm
Hauteurs (H) et épaisseurs (E) des boudins m. m. La hauteur est mesurée par rapport au cercle de roulement. L'épaisseur est prise à 10 mm au-dessous du cercle de roulement	1 ^{er} , 2 ^e , 5 ^e , 6 ^e essieux	{ H = 31 E = 32,5	4 ^{er} , 2 ^e , 6 ^e essieux { H = 31 E = 32,5
	3 ^e essieu	{ H = 27 E = 28,1	3 ^e essieu { H = 27 E = 28,1
	4 ^e essieu	{ H = 20 E = 16	4 ^e essieu { H = 14 E = 9,7
			5 ^e essieu { H = 20 E = 16
Ecartement des bandages	1,360 m		1,360 m

	4501 à 4570		4571 à 4600		4702 à 4712			
	Haute pression	Basse pression	Haute pression	Basse pression	Haute pression		Basse pression	
Mouvement								
Nombre de cylindres.....	2	2	2	2	2	2		
Diamètre des cylindres.....	0,390 m	0,640 m	0,420 m	0,640 m	0,440 m	0,640 m		
Course des pistons.....	0,640 m	0,650 m	0,650 m	0,650 m	0,650 m	0,650 m		
Section des cylindres.....C	0,1195 m ²	0,3215 m ²	0,1386 m ²	0,3215 m ²	0,1520 m ²	0,3215 m ²		
Volume engendré par une course complète des pistons.....V	0,0776 m ³	0,209 m ³	0,090 m ³	0,209 m ³	0,099 m ³	0,209 m ³		
Rapport des volumes... $\frac{V_{BP}}{V_{HP}}$	2,69		2,32		2,11			
Volume des espaces morts...E	0,0101 m ³	0,0213 m ³	0,017 m ³	0,0213 m ³	0,02472 m ³	$\left\{ \begin{array}{l} A 0,03655 m^3 \\ R 0,03230 m^3 \end{array} \right.$		
Rapport du volume des espaces morts au volume engendré par une course complète des pistons..... $\frac{E}{V}$	13 ‰	10,2 ‰	13 ‰	10,2 ‰	25 ‰	$\left\{ \begin{array}{l} A 17,5 ‰ \\ R 15,35 ‰ \end{array} \right.$		
Écartement d'axe en axe des cylindres.....	2,230 m	0,680 m	2,230 m	0,680 m	2,240 m	0,680 m		
Inclinaison sur l'horizontale..	2° 20'	2° 20'	2° 20'	2° 20'	2° 20'	2° 20'		
Longueur des bielles motrices.L	2,050 m	1,800 m	2,050 m	1,800 m	2,050 m	1,800 m		
Rayon des manivelles.....R	0,325 m	0,325 m	0,325 m	0,325 m	0,325 m	0,325 m		
Rapport de la longueur des bielles au rayon des manivelles..... $\frac{L}{R}$	6,30	5,54	6,30	5,54	6,30	5,54		
Volume des boîtes à vapeur.HP	0,0185 m ³	—	0,0203 m ³	—	0,125 m ³	—		
Volume du réservoir intermédiaire.....	—	0,540 m ³	—	0,540 m ³	—	0,650 m ³		
Rapport du volume de la boîte à vapeur à celui engendré par le piston.....	0,238	1,30	0,226	1,30	1,25	1,55		
Distribution								
Type de distribution.....	Tiroirs cylindriques et mécanisme Walschaerts	Tiroirs plans et mécanisme Walschaerts	Tiroirs cylindriques et mécanisme Walschaerts	Tiroirs plans et mécanisme Walschaerts	Soupapes avec cames oscillantes et mécanisme Walschaerts			
Diamètre des distributeurs...	0,260 m	—	0,230 m	—	0,200 m	0,210 m	0,265 m	0,275 m
Course maximum des distributeurs.....	0,1335 m	0,144 m	0,1335 m	0,144 m	0,0265 m	0,025 m	0,0345 m	0,0325 m
Recouvrement à l'admission (1)	0,054 m	0,054 m	0,054 m	0,054 m	18° 1/3		13° 1/2	
Découvrement à l'échappement	0,006 m	0,010 m	0,006 m	0,010 m	2°		4°	
Introduction moyenne maximale sur les 2 faces du piston....	78,5 ‰	80,5 ‰	78,5 ‰	80,5 ‰	78 ‰		80 ‰	

(1) Pour les Machines 4700 à distribution par soupapes les recouvrements et découverts 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	4501 à 4570		4571 à 4600		4702 à 4712	
	Haute pression	Basse pression	Haute pression	Basse pression	Haute pression	Basse pression
Section du régulateur.....	0,0115 m ²		0,0115 m ²		0,02396 m ²	
Section d'un tuyau d'admission..... a	0,0095 m ²	0,0154 m ²	0,0095 m ²	0,0154 m ²	0,02087 m ²	0,03205 m ²
Section des lumières d'introduction... A	0,0216 m ²	0,0275 m ²	0,0210 m ²	0,0275 m ²	0,0296 m ²	0,0525 m ²
Section des lumières d'échappement.. E	0,0216 m ²	0,0275 m ²	0,0210 m ²	0,0275 m ²	0,0324 m ²	0,05635 m ²
Section des conduits entre les lumières et le cylindre.....	0,0144 m ²	0,0255 m ²	0,0152 m ²	0,0255 m ²	0,0265 m ²	0,0406 m ²
Section d'un tuyau d'échappement... e	0,0154 m ²	0,0452 m ²	0,0154 m ²	0,0452 m ²	0,03205 m ²	0,0671 m ²
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'introduction. $\frac{C}{A}$	5,43	11,7	6,6	11,7	5,12	6,13
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'échappement. $\frac{C}{E}$	5,43	11,7	6,6	11,7	4,69	5,82
Rapport de la section des cylindres à la section du tuyau d'admission..... $\frac{C}{a}$	12,56	20,88	14,57	20,88	7,29	10,04
Rapport de la section des cylindres à la section du tuyau d'échappement.. $\frac{C}{e}$	7,75	7,1	9,0	7,1	4,74	4,79

(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.

Échappement	4501 à 4570	4571 à 4600	4702 à 4712
	Type de l'échappement.....	Trèfle	Trèfle
Diamètre des tuyères d'échappement.....	0,211 m	0,211 m	0,120 m
Dimensions des amorces de barrettes placées à la sortie des tuyères (4 barrettes trapé- zoïdales surélevées par tuyère).....	Néant	Néant	0,013 × 0,038 × 0,040
Section d'une tuyère d'échappement.....	0,0123 à 0,0222 m ²	0,0123 à 0,0222 m ²	0,0100 m ²
Section totale des deux tuyères.....	—	—	0,0200 m ²
Poids			
Machine vide (avec bandages de 50 mm)...	81 350 kg	83 600 kg	101 600 kg
En ordre moyen de marche	1 ^{er} essieu.....	11 210 kg	16 320 kg
	2 ^e ».....	11 210 kg	16 320 kg
	3 ^e ».....	17 435 kg	19 100 kg
	4 ^e ».....	17 435 kg	19 100 kg
	5 ^e ».....	17 435 kg	19 100 kg
	6 ^e ».....	15 275 kg	16 550 kg
TOTAUX.....	90 000 kg	92 200 kg	109 040 kg
Poids adhérent.....	52 305 kg	52 650 kg	76 400 kg

3° Remplacement des cylindres HP et BP par des cylindres munis d'une distribution par soupapes commandées par arbre à cames oscillant et coulisse Walschaerts suivant le système Lentz-Dabeg.

4° Remplacement des diverses tuyauteries ou dispositifs faisant partie du circuit parcouru par la vapeur depuis le régulateur jusqu'à l'échappement par des tuyauteries et dispositifs offrant une section de passage sensiblement accrue.

5° Remplacement de l'échappement variable à trèfle par un échappement Kylchap ⁽¹⁾ double du type fixe.

6° Application d'un réchauffeur d'eau d'alimentation système ACFI Intégral, branché sur la colonne d'échappement, muni d'un régulateur de débit destiné à maintenir constant le vide dans la boîte à fumée.

En outre, comme on l'a vu plus haut, la machine a été munie de dispositifs spéciaux permettant d'atteindre sans inconvénient les plus grandes vitesses : bielles BP allégées, essieux coudés à manivelles équilibrées, graissage mécanique des boîtes d'essieux.

Enfin, la haute surchauffe adoptée (400° C) a nécessité le remplacement des graisseurs à condensation par des graisseurs mécaniques.

Les figures 7. et 8 donnent les vues longitudinales de la locomotive transformée.

Les figures 10 et 11 donnent les vues schématiques longitudinales de la locomotive avant et après transformation.

Les figures 12 et 13 donnent les vues schématiques des coupes longitudinales et transversales de la locomotive 4701 qui diffère par quelques détails des locomotives suivantes et notamment par les dispositions de son faisceau tubulaire (Tubes Serve de 65 × 70 mm au lieu de 60 × 65 mm, 28 éléments Houlet plus 4 éléments Schmidt à petits tubes (20 × 24 mm) type E au lieu de 30 éléments Houlet).

Le tableau I (p. 122 à 126) donne les dimensions principales et les poids des locomotives 4500 à vapeur saturée de celles à vapeur surchauffée et des nouvelles locomotives N° 4702 à 4712.

La Pl. I qui donne la coupe longitudinale de ces dernières locomotives permet de se rendre compte de leurs dispositions d'ensemble.

Dans la description ci-dessous nous nous bornerons à signaler les particularités principales des nouvelles locomotives.

CHAUDIÈRE

Foyer (Fig. 14 et 15). — Comme on l'a déjà vu le foyer du type étroit présente la particularité d'avoir une longueur de 3,780 m mesurée suivant l'inclinaison de la grille. Bien que ce chiffre dépasse largement celui de 3 m généralement admis comme maximum compatible avec les facilités de la chauffe, l'expérience a montré que ce foyer ne présentait aucune difficulté de chargement ; l'inclinaison choisie pour la grille par ailleurs (11° à l'R, 17° à l'A) est normale.

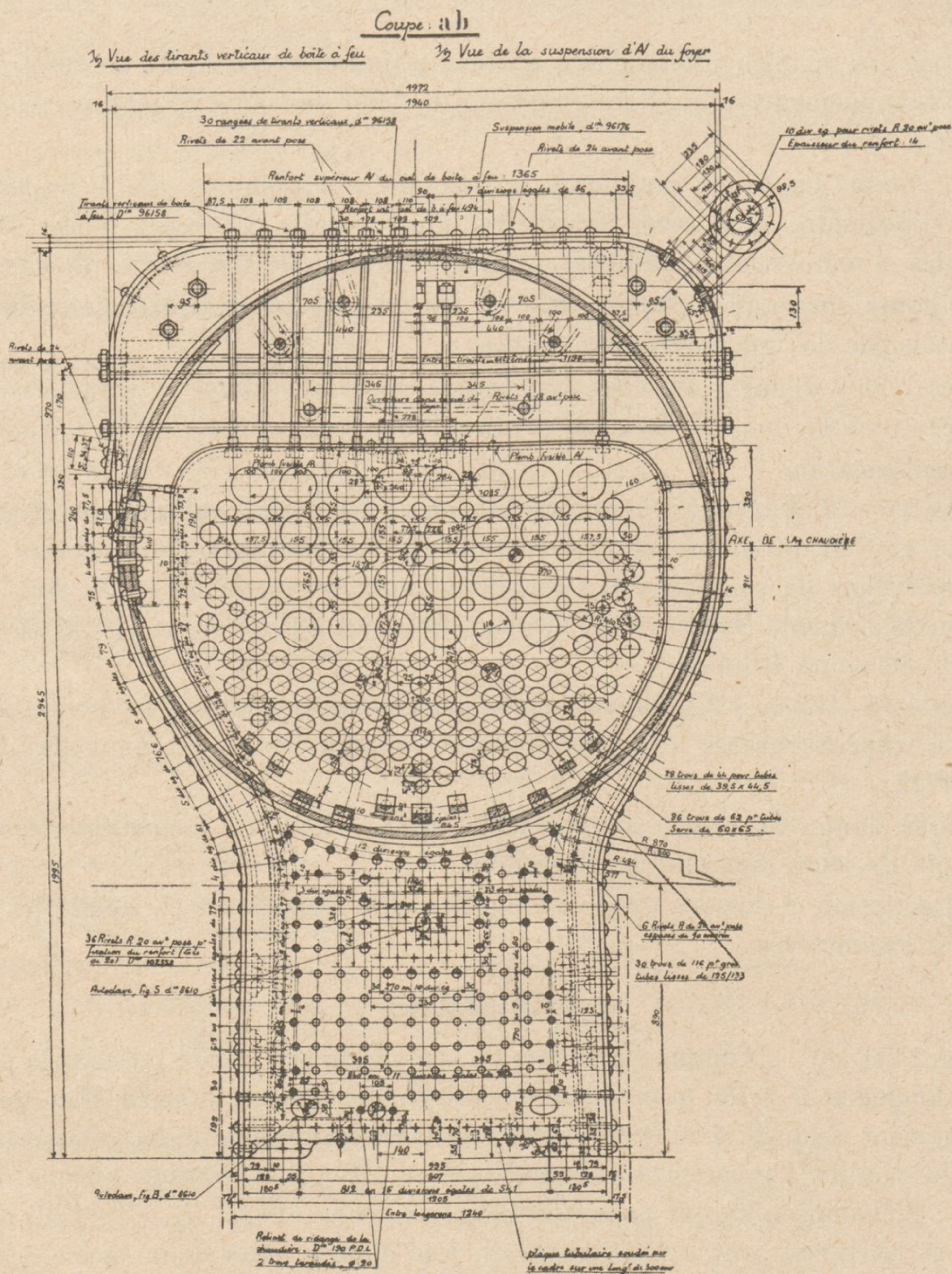
Le foyer et le siphon sont confectionnés en tôle d'acier extra doux (acier A) de 10 mm d'épaisseur. Les entretoises sont également en acier extra doux sauf celles situées sur le pourtour des flancs où l'effet des dilatations est plus particulièrement à craindre, ces dernières sont en bronze manganésé. Toutes ces entretoises ont un diamètre de 23 mm, sauf celles situées autour du point d'insertion du siphon Nicholson sur la plaque tubulaire qui, également en bronze manganésé, ont un diamètre de 30 mm.

(1) Voir *Revue Générale*, N°s d'Août et de Septembre 1928 et Bulletin de l'Association Internationale du Congrès des Chemins de fer, N° d'Avril 1933.

Etant donné la pression de 20 Hpz à laquelle est soumise la chaudière, la distance moyenne des entretoises varie de 60 à 75 mm.

La largeur intérieure du foyer à sa partie supérieure a été portée à 1,578 m, de manière à permettre, tout en ménageant des lames d'eau aussi larges que possible, de placer dans la plaque tubulaire le nombre de tubes maximum, le vide dans la boîte à fumée et par conséquent

Fig. 14. — VUE TRANSVERSALE DU FOYER DES LOCOMOTIVES 4702-4712.

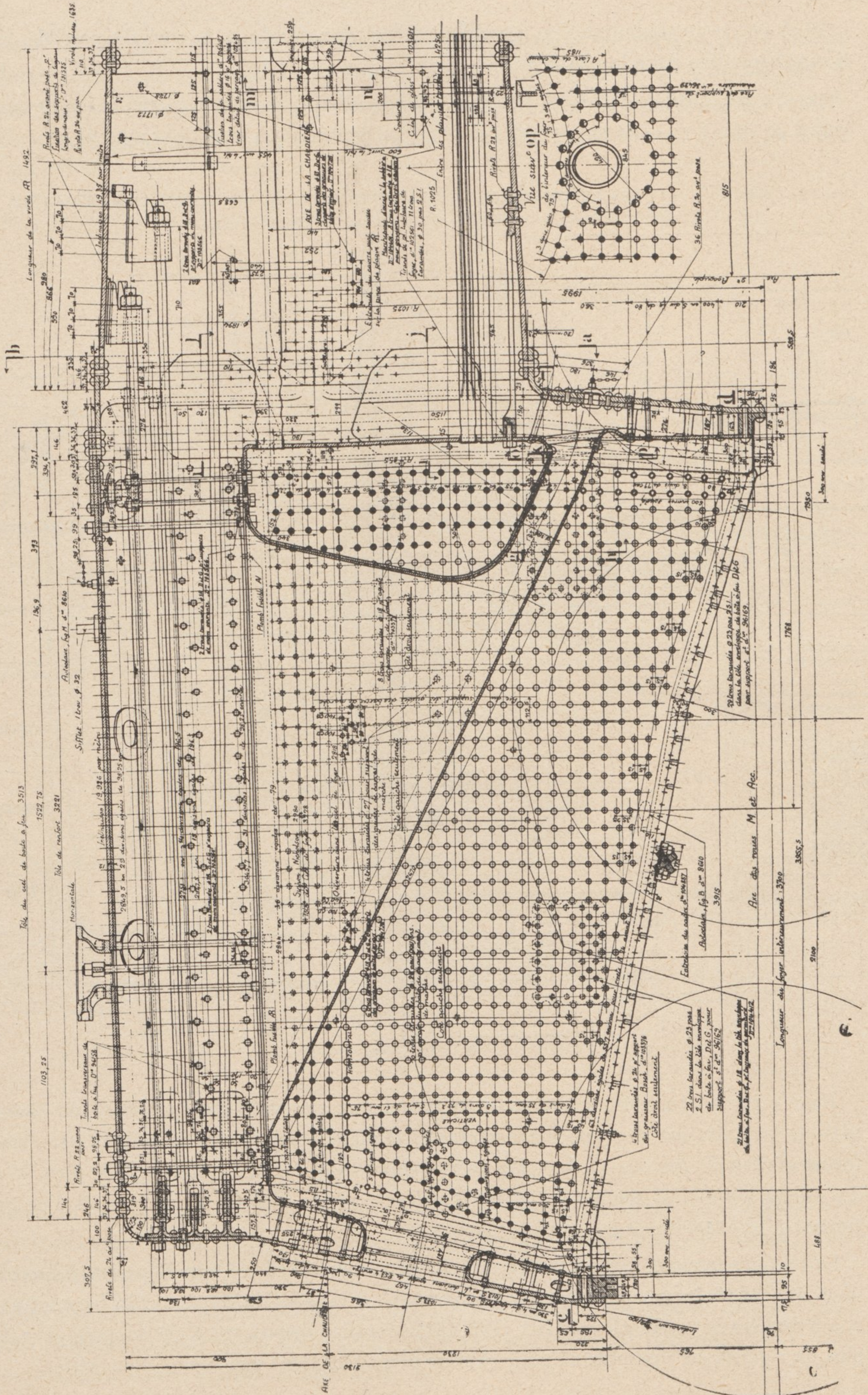


la contre-pression sur les pistons dépendant directement de la section de passage des gaz à travers le faisceau tubulaire.

La hauteur du foyer, mesurée du ciel au-dessous du cadre atteint 2,315 m à l'A' et 1,550 m à l'R. Cette distance entre le ciel du foyer et le dessous du cadre n'a pas pu être portée à un chiffre plus élevé :

- 1° A cause de la position du cadre déterminée par l'emplacement des essieux ;

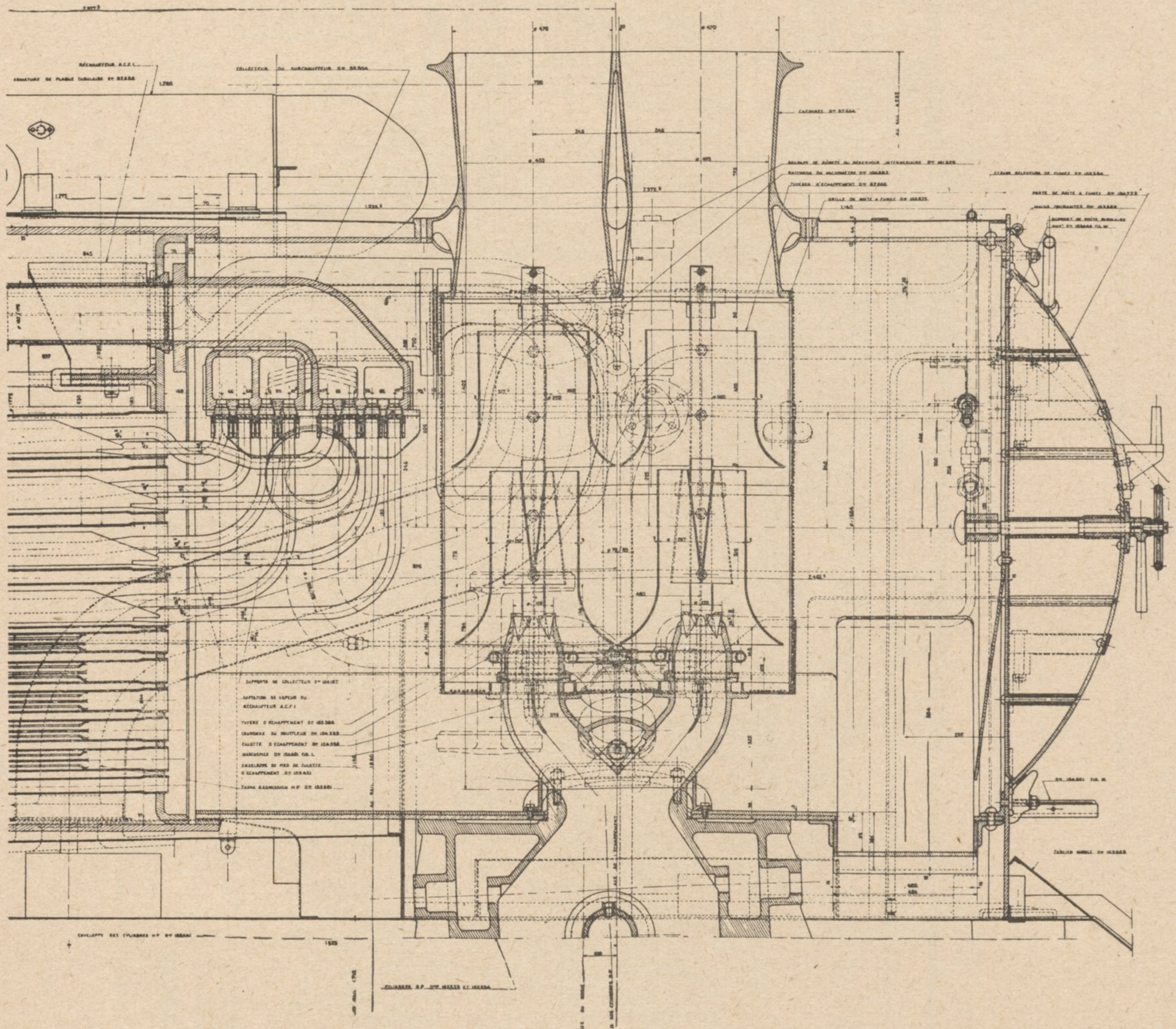
Fig. 15. — COUPE LONGITUDINALE DU FOYER DES LOCOMOTIVES 4702-4712.



2° A cause du désir que l'on a eu d'accroître, dans toute la mesure du possible, le volant d'eau disponible dans la chaudière.

Dans ces conditions, la distance entre le sommet de la boîte à feu et le ciel du foyer est de 630 mm, tant à l'avant qu'à l'arrière au lieu de 550 mm pour les machines Pacific.

Fig. 16. — COUPE LONGITUDINALE DE LA BOÎTE A FUMÉE DES LOCOMOTIVES 4702-4712.

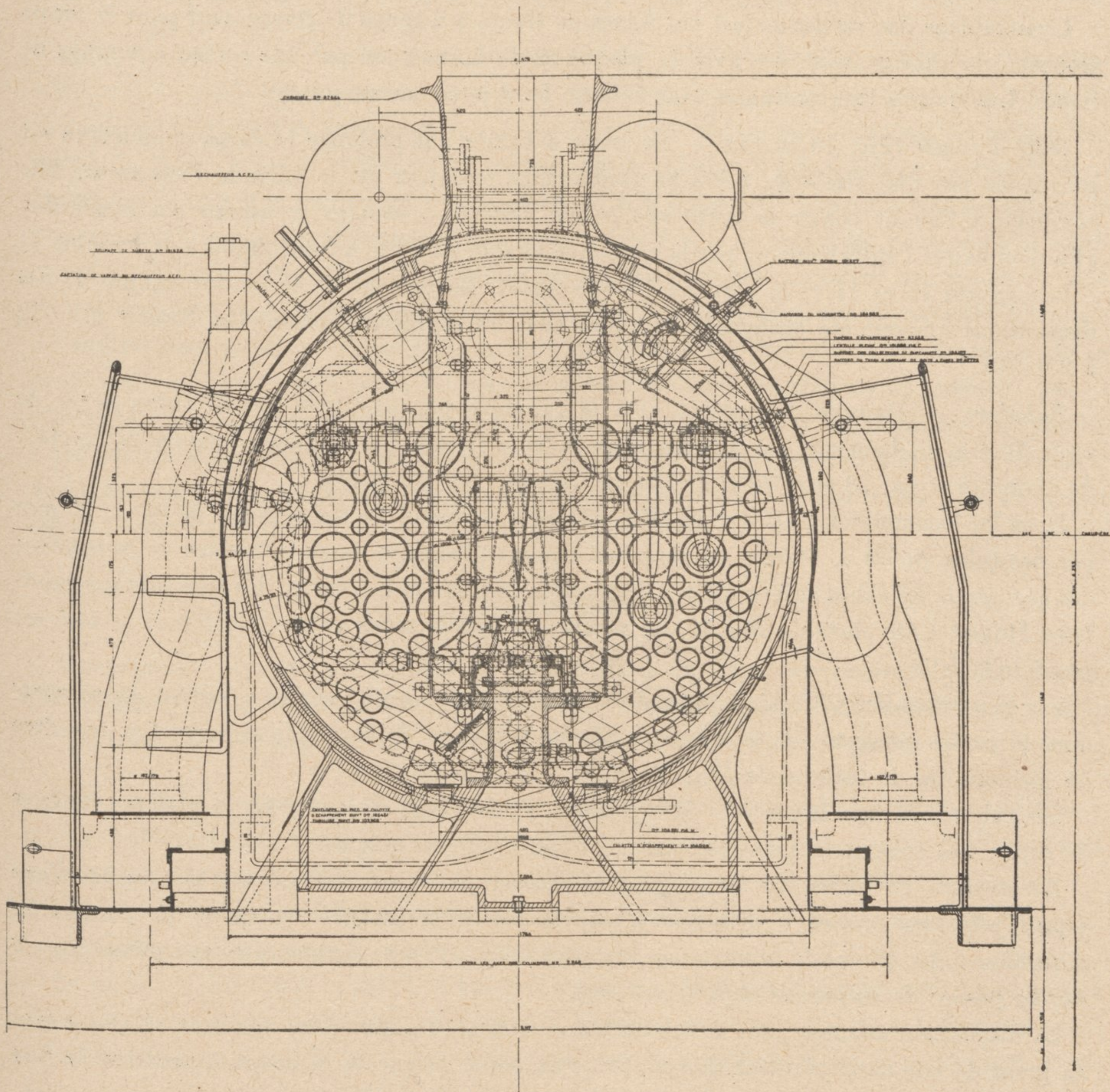


Boîte à feu. — La boîte à feu est du type Belpaire qui présente l'avantage de réaliser un plan de vaporisation de surface considérable, tendant à limiter les entraînements d'eau aux fortes allures de marche ou lors des ouvertures brusques du régulateur. De plus, le calcul des efforts auquel est soumis un tel foyer présente moins d'aléas, ce qui permet d'en proportionner plus exactement les diverses parties.

La tôle enveloppe de boîte à feu est en acier doux (acier B) de 16 mm d'épaisseur. Les plaques *A* et *R* sont rivées sur ces tôles par des rivures à 2 rangées de rivets sur la locomotive 4701 et à 3 rangées de rivets sur les 4702-4712. Cette dernière disposition a été adoptée pour donner plus de rigidité à l'ensemble et pour obtenir plus facilement une bonne étanchéité.

La plaque *R* est en outre reliée à la première virole du corps cylindrique par 4 tirants longitudinaux et à la plaque tubulaire de boîte à fumée par 2 tirants. De plus, les plaques *A* et *R* sont également reliées entre elles dans chacun des deux angles supérieurs par 2 tirants longitudinaux. Le cadre de porte de foyer est supprimé et remplacé par des emboutis du foyer et de la plaque *R* soudés entre eux.

Figs 17. — COUPE TRANSVERSALE DE LA BOITE A FUMÉE DES LOCOMOTIVES 4702-4712.



La porte du foyer est autoclave et présente les dimensions juste suffisantes pour alimenter un foyer étroit (420 mm de hauteur sur 360 mm de largeur) limitant ainsi les rentrées d'air froid pendant le chargement.

Afin d'éviter les déformations du cadre du foyer, étant donné sa très grande longueur, une entretoise en forme de croix de St-André relie en leur milieu les côtés les plus longs de ce cadre (voir coupe longitudinale, planche I hors texte).

Corps cylindrique. — Le corps cylindrique est constitué par 3 viroles en acier doux (acier B) en tôle de 22 mm d'épaisseur. La virole *A* comme on l'a vu plus haut est tronconique. Elle présente un diamètre intérieur de 1,728 m à l'avant et de 1,85 m à l'arrière. La virole intermédiaire, cylindrique, présente un diamètre intérieur de 1,684 m. Elle porte le dôme de prise de vapeur. La virole avant présente un diamètre intérieur de 1,640 m sur la machine 4701 et de 1,728 m sur les locomotives 4702-4712. Cette dernière disposition a été adoptée pour accroître l'espace disponible pour la circulation de l'eau entre la virole et les tubes à fumée.

L'assemblage des viroles se fait par lignes de rivure à 2 rangs de rivets, sauf pour la virole tronconique qui est assemblée avec la plaque *N* de boîte à feu par une rivure à 3 rangs de rivets. Les rivures longitudinales sont à franc bord avec couvre-joints.

Boîte à fumée (Fig. 16 et 17). — La boîte à fumée qui prolonge le corps cylindrique est constituée par une virole de 1,708 m de diamètre extérieur et de 12 mm d'épaisseur. Elle comporte à l'avant contre la porte une *trémie destinée à abaisser le niveau des escarbilles*, afin d'en éviter l'entraînement par la cheminée lorsque la boîte à fumée tend à se remplir.

Les figures 16 et 17 et la planche I (hors texte), permettent de se rendre compte de ces dispositions qui ont été également étendues aux dix dernières locomotives Pacific 231.722 à 231.731.

Tubulure. — Dans la locomotive 4701 la tubulure est constituée par 67 tubes Serve de 65×70 mm de diamètre, par 8 tubes lisses de 65×70 mm, par 29 tubes lisses de $39,5 \times 44,5$ de diamètre et par 28 gros tubes de 125×133 mm (Fig. 12 et 13).

Dans les locomotives 4702 à 4712 (Fig. 14) on a remplacé les tubes Serve de 65×70 mm par des tubes de 60×65 mm donnant un rapport plus élevé entre la surface de frottement des gaz contre les tubes et leur section de passage au corps et le nombre des éléments surchauffeurs Houlet a été porté de 28 à 30. Le nombre des petits tubes lisses de $39,5 \text{ mm} \times 44,5$ est passé de 29 à 28.

Les gros tubes des 4702-4712 présentent en outre une forme ondulée à *section décroissante* dans la partie rétreinte située contre la plaque tubulaire de foyer, de manière à y accroître les phénomènes de turbulence (Fig. 15 et Pl. I hors texte).

Les tubes sont mandrinés avec interposition d'une bague en cuivre sur la plaque tubulaire de foyer. Les collerettes sont rabattues et soudées sur les plaques.

La soudure des tubes sur les plaques tubulaires, généralisée au Chemin de fer d'Orléans depuis plusieurs années a donné toute satisfaction et a permis notamment de pousser les chaudières à des allures de vaporisation inusitées jusqu'ici, sans aucune fuite aux tubes (jusqu'à 140 kg par m² de surface de chauffe côté eau),

La disposition adoptée pour la tubulure des 4702-4712 a donné les meilleurs résultats tant au point de vue du rendement thermique qu'au point de vue de la bonne répartition du flux gazeux dans ses diverses parties.

Surchauffeur. — Le surchauffeur de la 4701 comprend 28 éléments Houlet (Fig. 12 et 13) dont le diamètre des tubes d'arrivée et de retour de vapeur est de 32×40 mm.

Par la suite quatre éléments surchauffeurs Schmidt à petits tubes (20×24 mm) (surchauffeur type E) ont été ajoutés dans 8 tubes lisses de 65×70 mm qui ont pris la place de 8 tubes Serve de même diamètre, ceci dans le but d'obtenir une surchauffe dépassant 400° aux fortes allures (410° à 440°).

Tous les coudes côté foyer sont situés à 450 mm de la plaque tubulaire et la partie annulaire de l'élément Houlet règne jusqu'à la plaque tubulaire de boîte à fumée. Les joints des éléments sur le collecteur se font par surface sphérique sur surface conique, sans interposition de matière plastique. Les collecteurs sont à chambres séparées et les boulons de fixation des éléments sur ce collecteur sont en acier G traité, afin d'éviter les fuites par déformation de ces boulons à chaud.

Le surchauffeur des locomotives 4702-4712 (Pl. I) ne comporte que des éléments Houlet au nombre de 30, donnant une section de passage côté vapeur de 242 cm².

Alimentation. — L'alimentation est assurée par un injecteur, non aspirant, du type « Thermix » ayant une tuyère de 12 mm de diamètre. Cet appareil est placé sous l'abri du mécanicien côté droit de la locomotive. Le second appareil d'alimentation est un réchauffeur ACFI du type Intégral, prélevant la vapeur sur la colonne d'échappement, permettant de réchauffer l'eau à une température correspondant à la tension de vapeur saturante égale à la pression dans la colonne d'échappement, c'est-à-dire à une température généralement supérieure à 100° aux fortes allures de marche. Cet appareil possède, en outre, comme on l'a déjà vu, un dispositif de régularisation d'injection d'eau dans le condenseur, de manière à réaliser un prélèvement continu et par suite à faire disparaître les oscillations de pression qui se produisent habituellement dans la colonne d'échappement, variations de pression qui se répercutent sur le tirage et nuisent à la régularité de la combustion. Le diamètre du cylindre à eau chaude et du cylindre à eau froide est de 166 mm pour une course de 250 mm, le diamètre du cylindre à vapeur est de 250 mm. Le débit horaire maximum en eau froide prise au tender est de l'ordre de 18 m³.

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 à chaud sauf en ce qui concerne les roues qui sont calées à la presse à la manière ordinaire.

Boîtes à huile. — Les corps de boîtes à huile sont en acier forgé. 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.

Les boîtes de l'essieu BP comportent en outre deux coussinets latéraux inférieurs.

Aucun essieu n'est muni de collets intérieurs.

Le graissage des fusées se fait à la fois par dessus et par dessous. Par dessus, d'une part, à l'aide d'un graisseur mécanique, d'autre part, en cas de secours, à l'aide de graisseurs à tabatière fixés le long de la tonne. Ces graisseurs à tabatière graissent également d'une façon permanente la face latérale du coussinet s'appuyant contre le moyeu des roues, ainsi que les glissières de plaques de garde qui sont munies d'autre part de rappliques en bronze.

Le graissage par dessous se fait à l'aide de tampons de laine à grand débit baignant dans les dessous de boîtes. Les boîtes d'essieux de bogie sont graissées de la même manière.

Cylindres. — Les cylindres sont en fonte dure, d'une nuance spéciale lui permettant de résister aux hautes températures et de résister au frottement.

Fig. 18. — COUPES PAR LES SOUPAPES HP ET LEUR BOITE A CAMES.

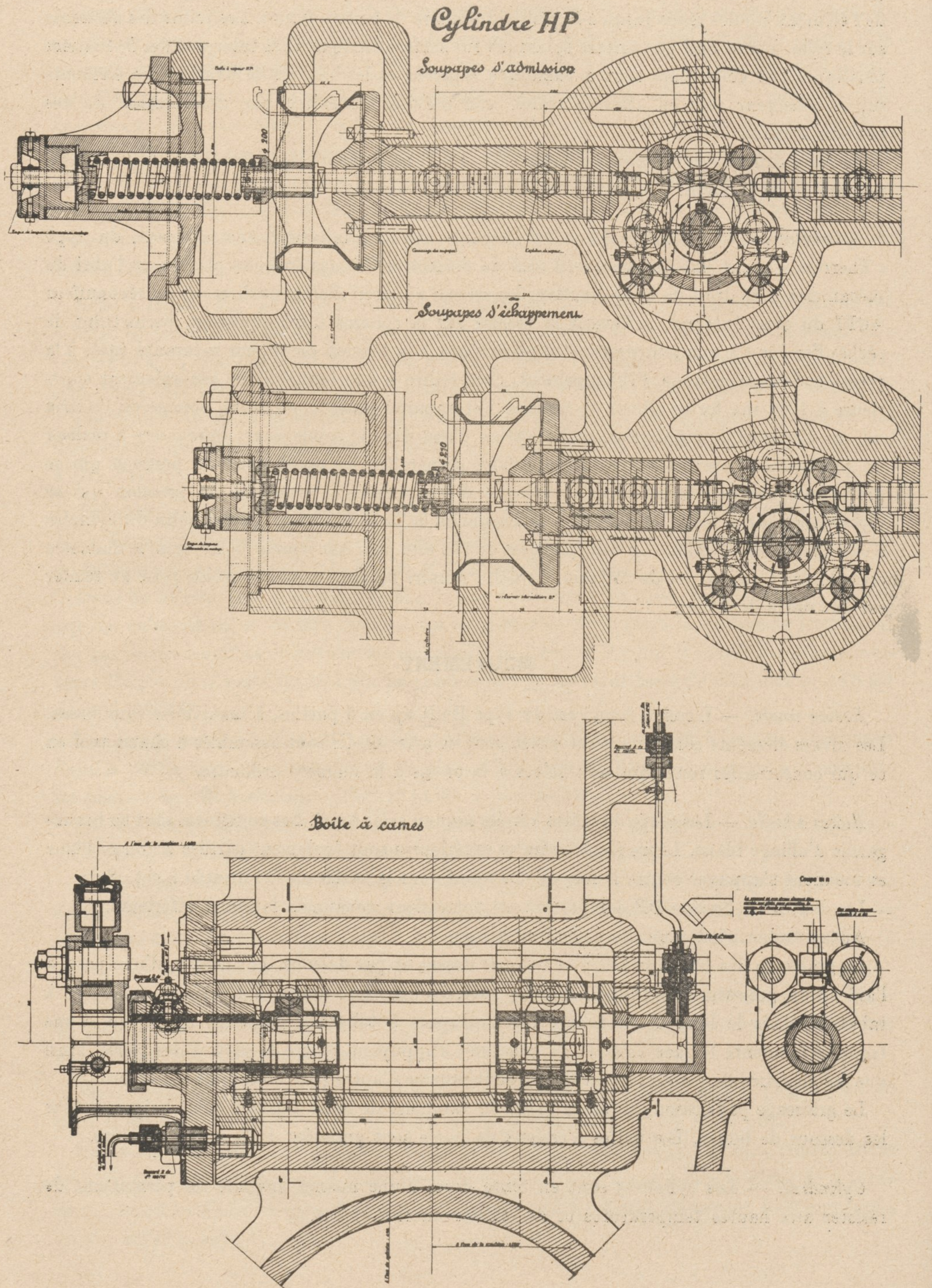
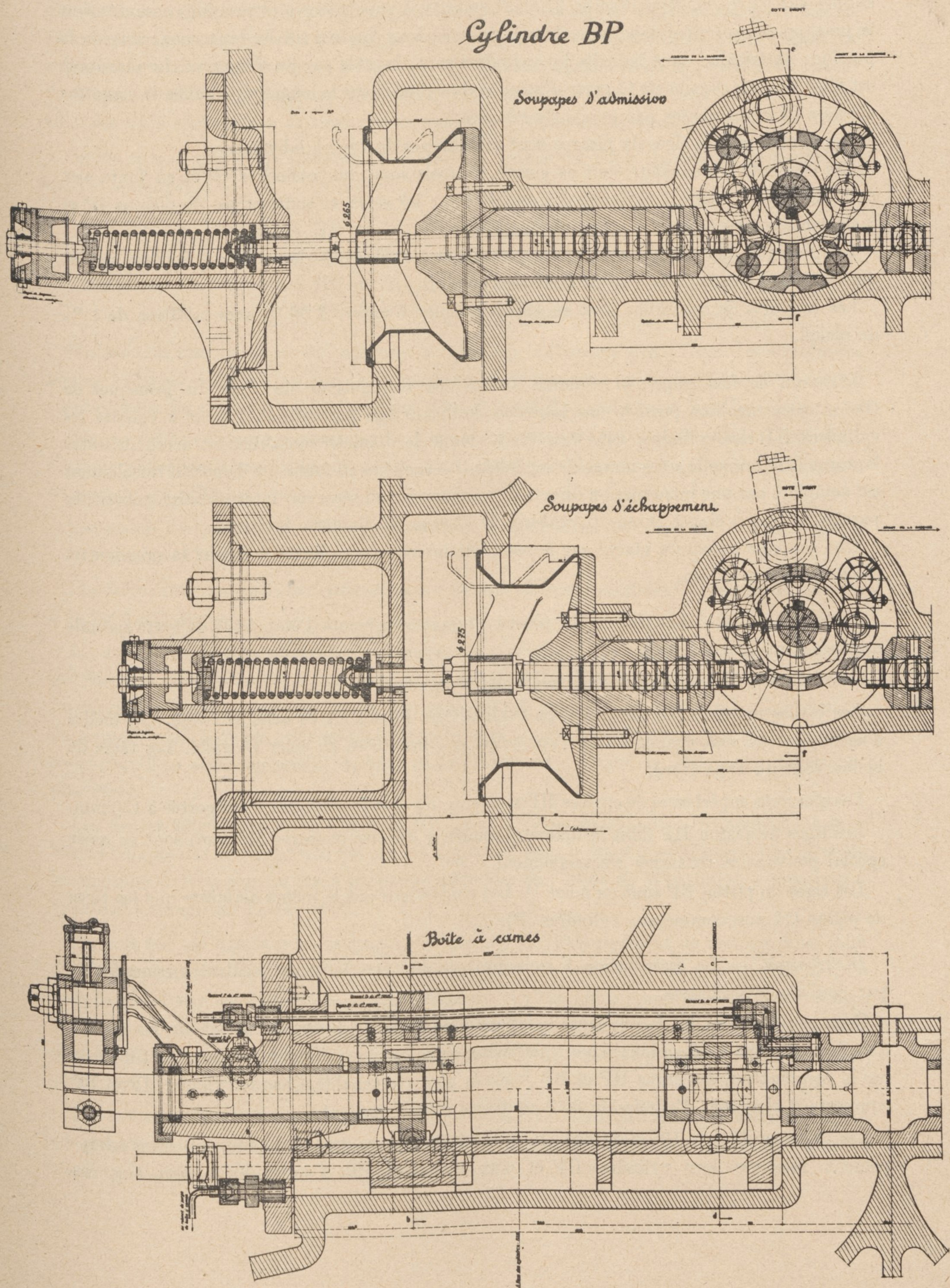


Fig. 19. — COUPES PAR LES SOUPAPES BP ET LEUR BOITE A CAMES.



Le mode de fixation des cylindres à haute pression sur les longerons est celui qui a déjà été adopté sur les locomotives Pacific 3700. Il consiste à superposer aux procédés caractérisant la pratique européenne, dans laquelle on boulonne les cylindres sur les longerons, ceux de la pratique américaine dans laquelle les cylindres sont clavetés sur les longerons. Le clavetage est ainsi fait aux 4 coins de la patte d'attache du cylindre sur le longeron, à l'aide de clavettes ajustées et immobilisées par points de soudure.

Les garnitures des tiges de pistons sont métalliques du type à labyrinthe.

Les éléments d'étanchéité sont en cuivre électrolytique aux cylindres HP et en fonte aux cylindres BP. Il existe 4 éléments d'étanchéité sur les tiges et contre-tiges de pistons HP et 3 éléments sur les tiges et contre-tiges de pistons BP.

Les plateaux de cylindres sont en acier moulé et sont dessinés de manière à faciliter autant que possible l'entrée de la vapeur dans les cylindres.

Les supports de contretige sont en alliage au plomb cuivre à 50 % avec addition de 1 % de nickel.

Dispositif de démarrage. — Comme toutes les locomotives du type du Bousquet de Glehn, cette machine possède une lanterne de démarrage permettant d'isoler à volonté les cylindres HP des cylindres BP. Mais étant donné le diamètre notablement accru de cette lanterne (225 mm) elle a été munie de segments d'étanchéité en fonte. Ce dispositif d'isolement est complété par une introduction directe de vapeur vive au réservoir intermédiaire, constituée par un robinet à clapet et une tuyauterie de 75 mm de diamètre intérieur.

Une soupape de sûreté placée sur le réservoir intermédiaire limite à 9 Hpz la pression au réservoir intermédiaire.

Pistons et bielles. — Les pistons HP possèdent quatre segments d'étanchéité en fonte spéciale destinés à en limiter l'usure.

Les cylindres BP possèdent trois segments d'étanchéité.

Les bielles motrices BP sont du type évidé allégé. Elles sont en acier D traité. Les bielles d'accouplement sont également du type évidé et constituées en acier D traité. Les têtes de bielles sont du type Nord.

Les glissières supérieures de crosses HP sont en acier G et leur largeur a été portée à 130 mm.

Les tiges de piston HP dont le diamètre ancien a dû être conservé (72 mm) sont en acier spécial pouvant se recharger électriquement.

Les tiges de piston BP sont en acier D. Les contretiges ont le même diamètre que les tiges de piston (72 mm comme aux cylindres HP).

Distribution. — La distribution à soupapes est du type à cames oscillantes commandée par coulisse Walschaerts.

Comme sur toutes les locomotives compound du type du Bousquet de Glehn, les quatre 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 2 soupapes d'admission et 2 soupapes d'échappement.

Les figures 18 et 19 montrent la disposition des soupapes d'admission et d'échappement relatives aux cylindres HP et aux cylindres BP. Comme on le voit sur ces

figures, les 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 gânes en fonte perlitique, emmanchées à force dans les cylindres et maintenues en outre à l'aide de vis. Les soupapes et leurs tiges ont été étudiées de manière à réaliser un équipage aussi léger que possible, eu égard à leurs dimensions. A cet effet, les tiges sont creuses et leurs accessoires ont été dessinés en conséquence.

On est arrivé aux poids suivants (y compris la moitié du poids du ressort de rappel de chaque soupape) :

Soupapes d'admission	HP de 200 mm de diamètre	3,963 kg
—	BP de 265 mm de diamètre	5,469 kg
Soupapes d'échappement	HP de 210 mm de diamètre	3,972 kg
d°	BP de 275 mm de diamètre	5,433 kg

L'ouverture des soupapes est obtenue à l'aide de culbuteurs dont l'une des extrémités pousse les tiges de soupapes par l'intermédiaire d'un grain en acier rapide 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 en acier spécial 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 différents organes de la distribution ont été spécialement étudiés et renforcés de manière à éviter toute usure.

Les aciers utilisés à cet effet sont pour les parties travaillant à la flexion des aciers présentant une limite de rupture de 120 kg par mm² et pour les parties frottantes devant transmettre des pressions, de l'acier dont la limite de rupture est de 180 kg par mm². Les ressorts de soupapes HP sont en acier spécial résistant aux hautes températures et les ressorts de soupapes BP en acier, également spécial mais présentant un module d'élasticité légèrement plus élevé.

Les figures 20 et 21 pour les cylindres HP, 22 et 23 pour les cylindres BP permettent de se rendre compte des améliorations qui ont été apportées dans le tracé des cylindres des nouvelles locomotives par rapport au tracé adopté en 1926 lors de l'étude de la locomotive 3566 prototype des locomotives Pacific 3700.

On voit que, en décalant les soupapes d'admission et d'échappement de manière à les faire déboucher dans une lumière unique et rectiligne placée à l'extrémité de chaque cylindre, on simplifie le dessin du cylindre et la confection du modèle. On obtient ainsi en même temps qu'une sinuosité moins grande des canaux une meilleure solidité de l'ensemble, les tensions dues aux différences de dilatation du métal tant en service que lors de la coulée y étant beaucoup moindres.

Les tableaux II et III relatifs aux caractéristiques de la distribution de ces machines avant et après transformation donnent une idée de l'accroissement très important réalisé dans les sections de passage offertes à la vapeur.

Fig. 20. — COUPES LONGITUDINALE ET TRANSVERSALE DES CYLINDRES HP DES LOCOMOTIVES 3700.

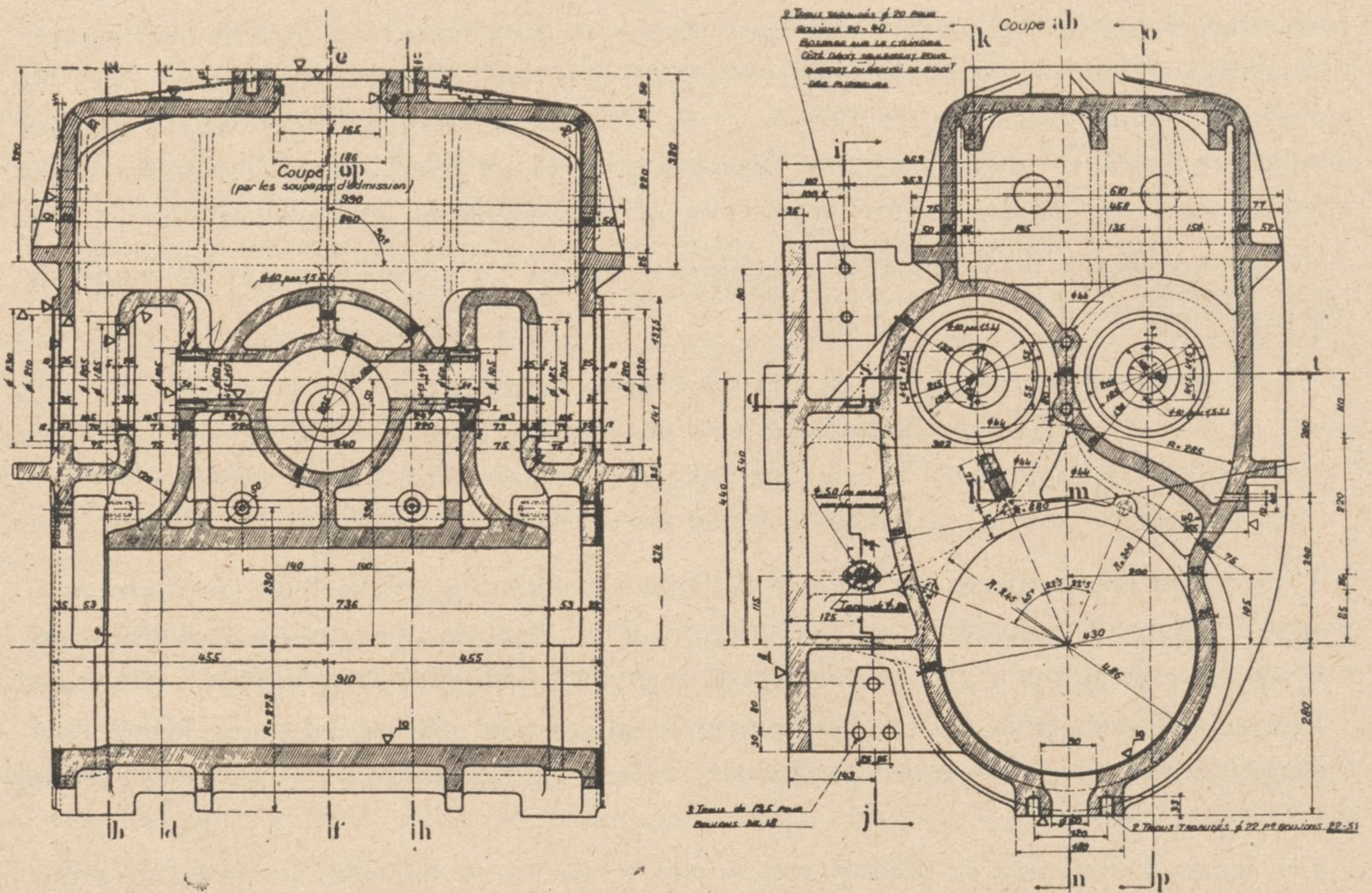


Fig. 21. — COUPES LONGITUDINALE ET TRANSVERSALE DES CYLINDRES HP DES LOCOMOTIVES 4700.

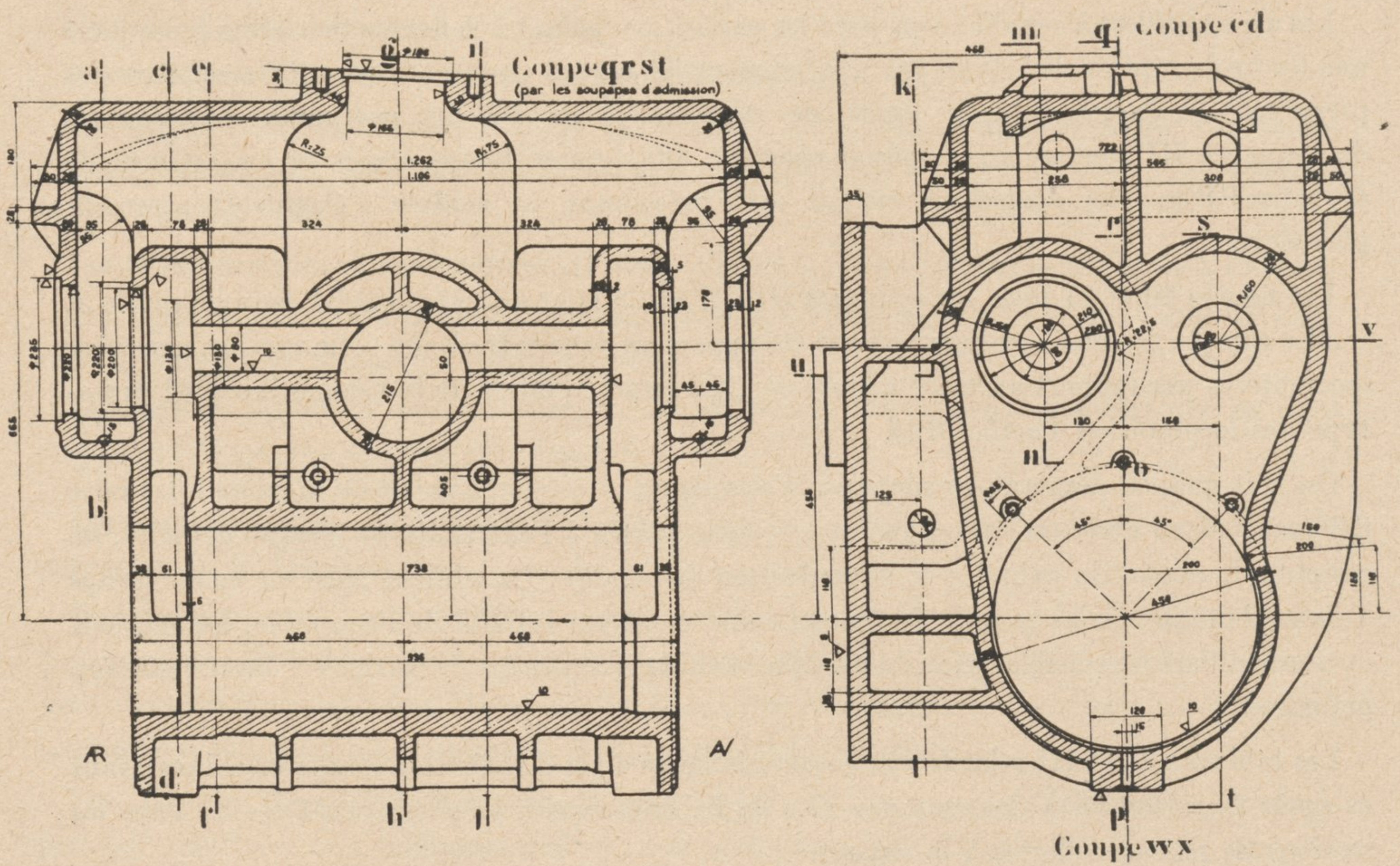


Fig. 22. — COUPES LONGITUDINALE ET TRANSVERSALE DES CYLINDRES BP DES LOCOMOTIVES 3700.

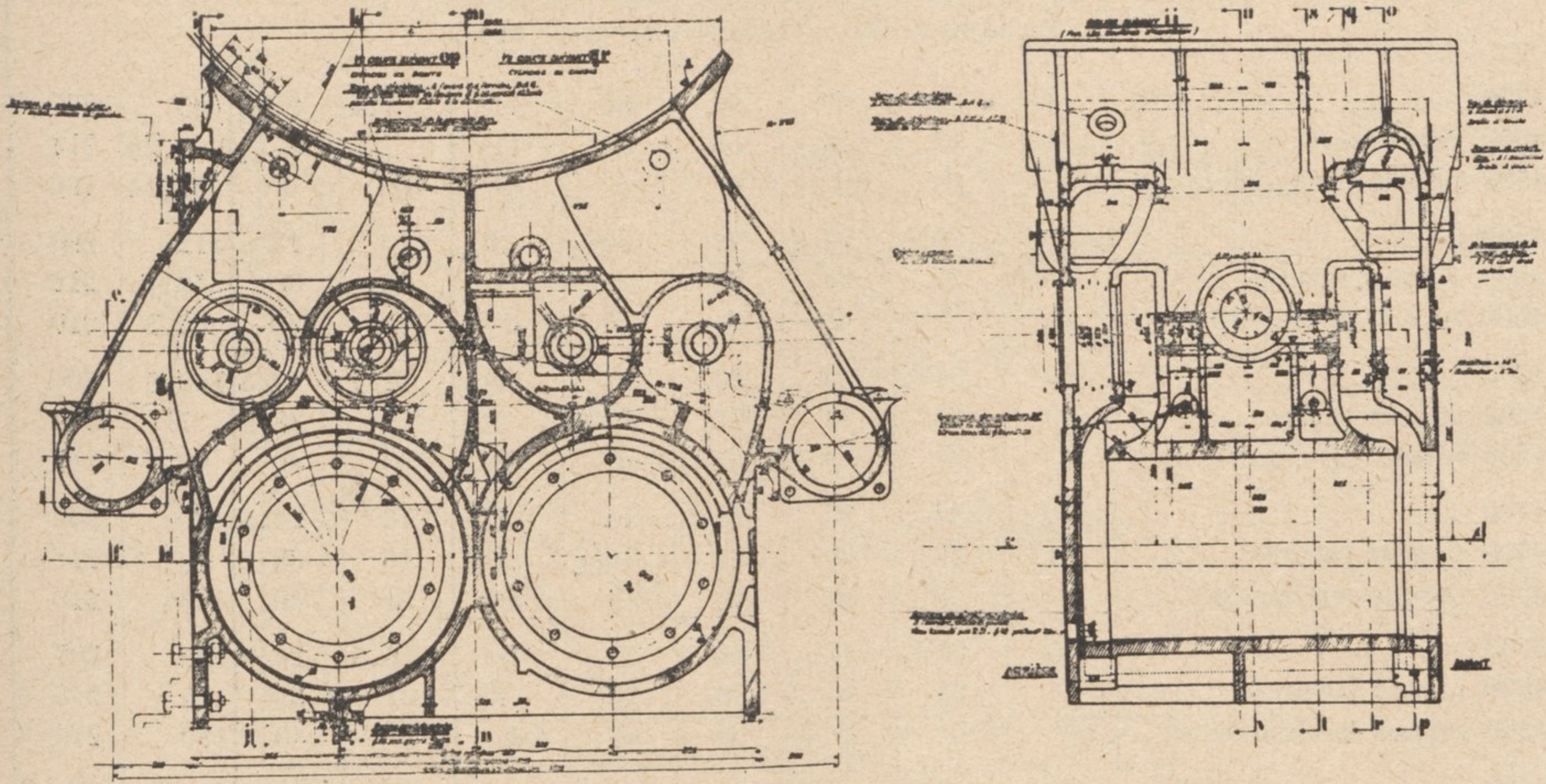
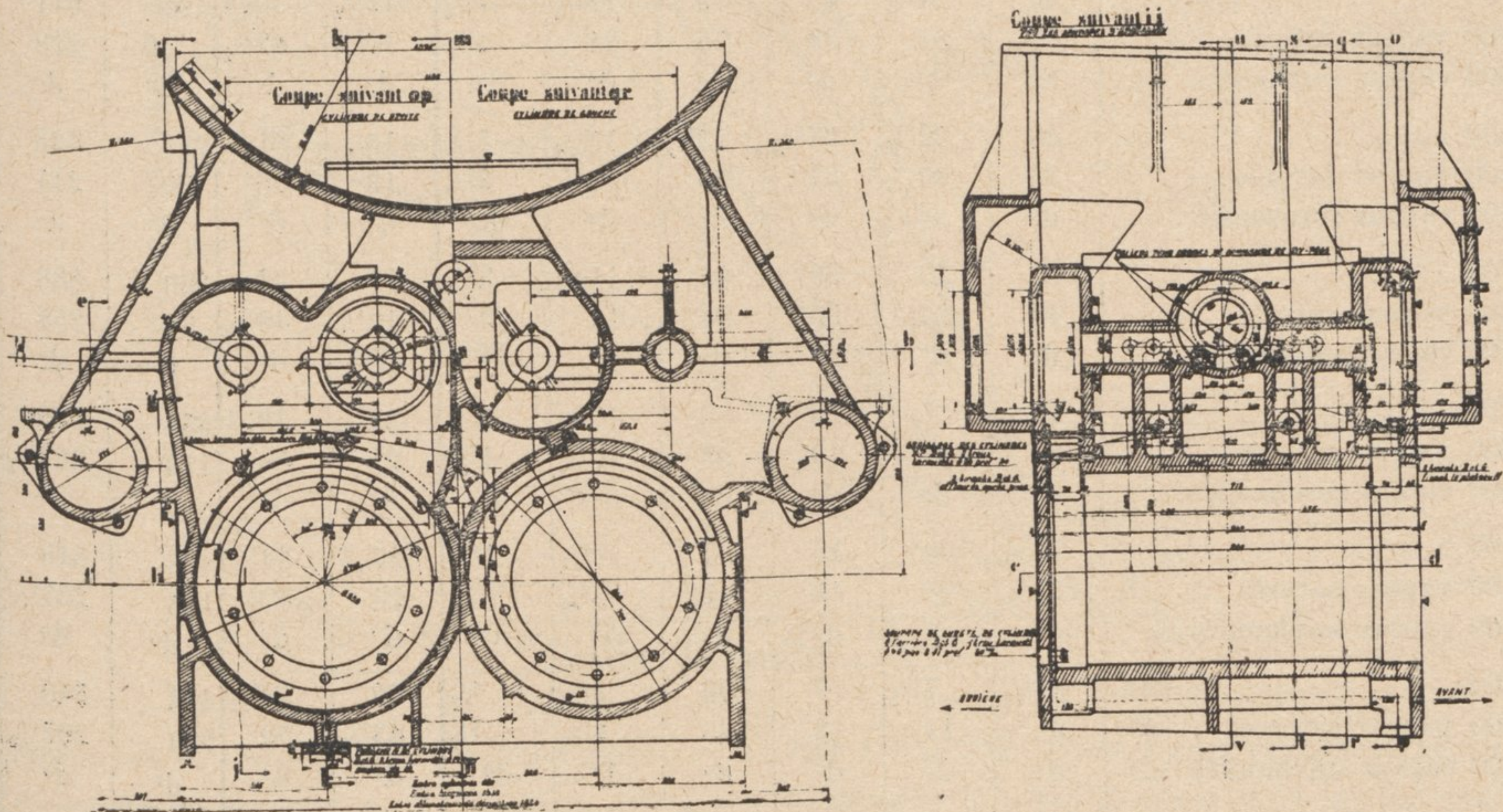
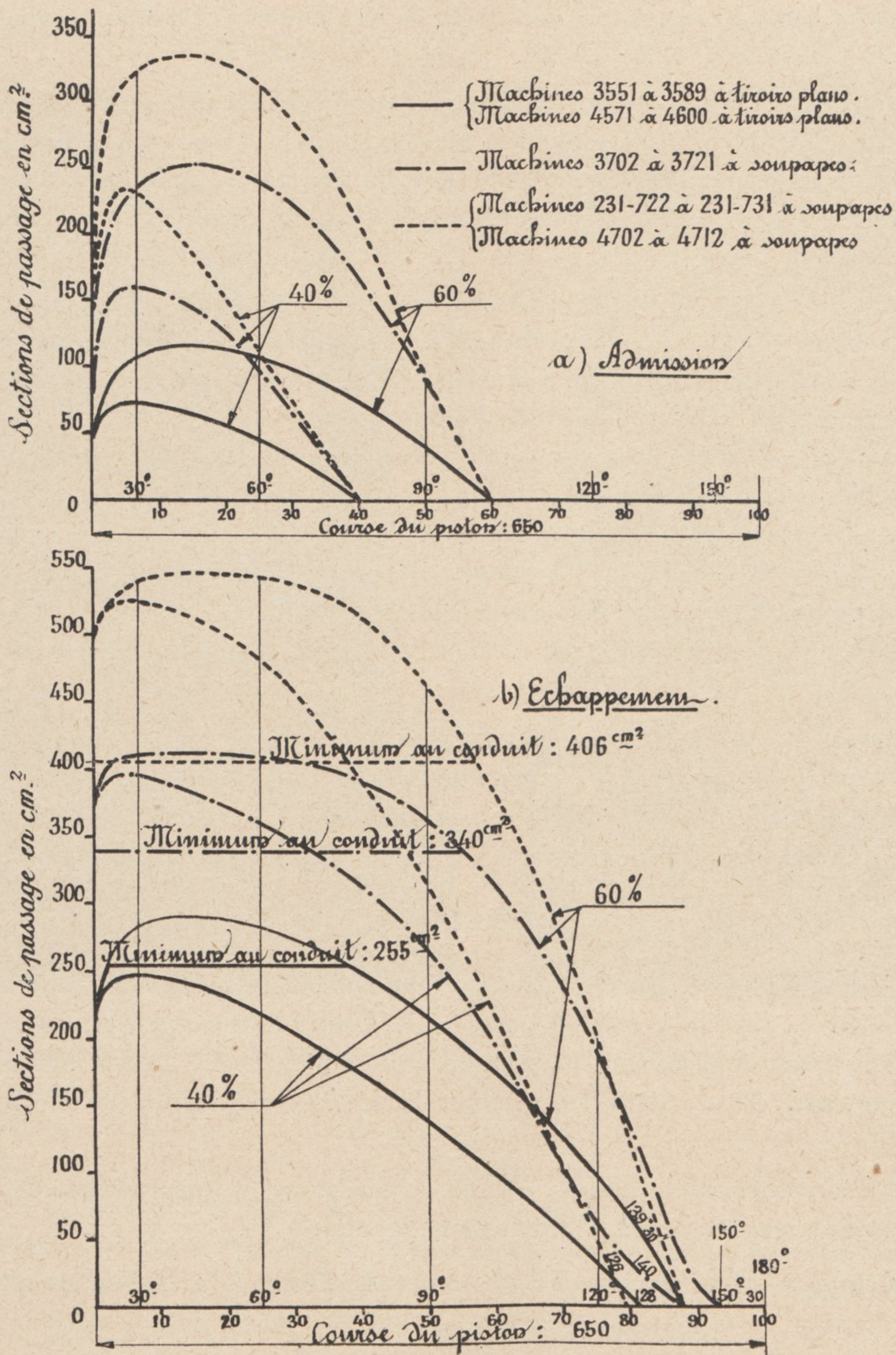


Fig. 23. — COUPES LONGITUDINALE ET TRANSVERSALE DES CYLINDRES BP DES LOCOMOTIVES 4700.



La figure 24 montre, en outre, quelle est la loi d'ouverture des lumières d'admission et d'échappement aux cylindres BP pour des crans de marche de 40 % et de 60 %, dans les locomotives 4571 à 4600 à cylindres BP à tiroirs plans, dans les locomotives 3700 à

Fig. 24. — DIAGRAMMES COMPARÉS DES OUVERTURES DES LUMIÈRES (CYLINDRES BP) DES LOCOMOTIVES 3500, 4500, 3702-3721 et 231.722 à 231.731.



soupapes et dans les locomotives 4700 et 231.722 à 231.731. Cette figure montre dans quelles proportions les sections de passage offertes à la vapeur ont été accrues dans les locomotives transformées de la Compagnie d'Orléans.

Prise de vapeur. — Le dôme qui comporte un séparateur de vapeur (voir coupe longitudinale Pl. I hors texte) est alimenté par un tuyau de section elliptique prenant la vapeur le long de la partie supérieure de la virole tronconique du corps cylindrique.

Le régulateur est à soupapes équilibrées du type américain, offrant des sections de passage à pleine ouverture de 239,6 cm². La vapeur est conduite du régulateur au collecteur, puis du collecteur aux boîtes à vapeur par des tuyaux de fort diamètre (163 mm), comme sur les locomotives du type Pacific 3700.

Echappement (Fig. 16 et 17). — Ces machines sont munies de l'échappement Kylchap double des locomotives 3700. Il en diffère toutefois par l'application d'une grille à flammèches à mailles serrées (6 mm) permettant de réduire la projection des flammèches aux très fortes allures auxquelles ces locomotives sont appelées à fonctionner (vide de 300 à 400 mm dans la boîte à fumée).

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

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

Comme nous l'avons vu précédemment, un second graisseur mécanique, placé sur le tablier graisse les 12 fusées des essieux de la locomotive. Il graisse également les quatre glissières de crosses supérieures (2 glissières HP, 2 glissières BP).

La pompe à air, du type bi-compound est lubrifiée à l'aide d'un graisseur à condensation à un départ.

Calorifugeage. — Les tôles de chaudière et la face intérieure des tôles enveloppes ont été enduites d'une peinture à la poudre d'aluminium.

Les tuyaux d'admission, les tuyaux de communication, les parois des cylindres et leurs plateaux ont été calorifugés à l'amiante.

DIVERS

Sablières. — Une sablière à air, placée sur le corps cylindrique permet de sabler les roues motrices HP et BP en marche *N* et BP en marche *R*. Deux sablières également à air logées sous le tablier à l'avant de la locomotive, sablent les roues *N* de bogie, dans le but d'obtenir un sablage préventif efficace dans les nombreuses courbes dans lesquelles circulent ces locomotives.

Ecrans contre le rabattement des fumées. — Afin de combattre les rabattements de fumées, deux écrans latéraux ont été placés à l'avant de la locomotive (1).

Eclairage électrique. — L'éclairage de la locomotive est effectué à l'aide d'un groupe turbo-dynamo.

Chronotachymètre. — Ces locomotives sont munies d'un chronotachymètre Hausshaelter indiquant la vitesse jusqu'à 150 km/h.

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

Les figures 25 et 26 donnent les vues d'avant et d'arrière des nouvelles locomotives.

* * *

Enfin les tenders de 20 m³ qui étaient attelés aux locomotives de la série 4500 ont également

Fig. 25. — VUE DE L'AVANT DES LOCOMOTIVES 4702-4712.

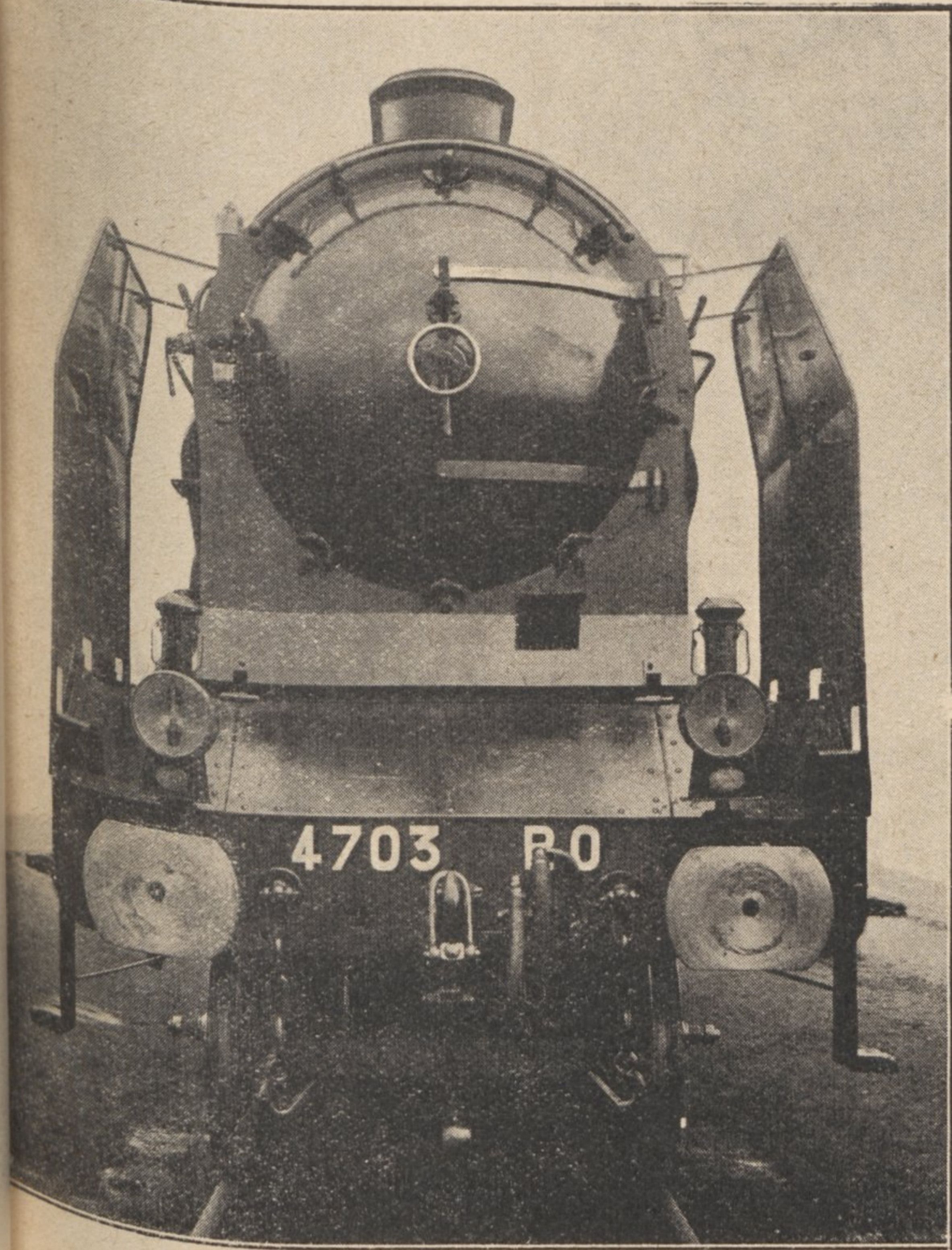
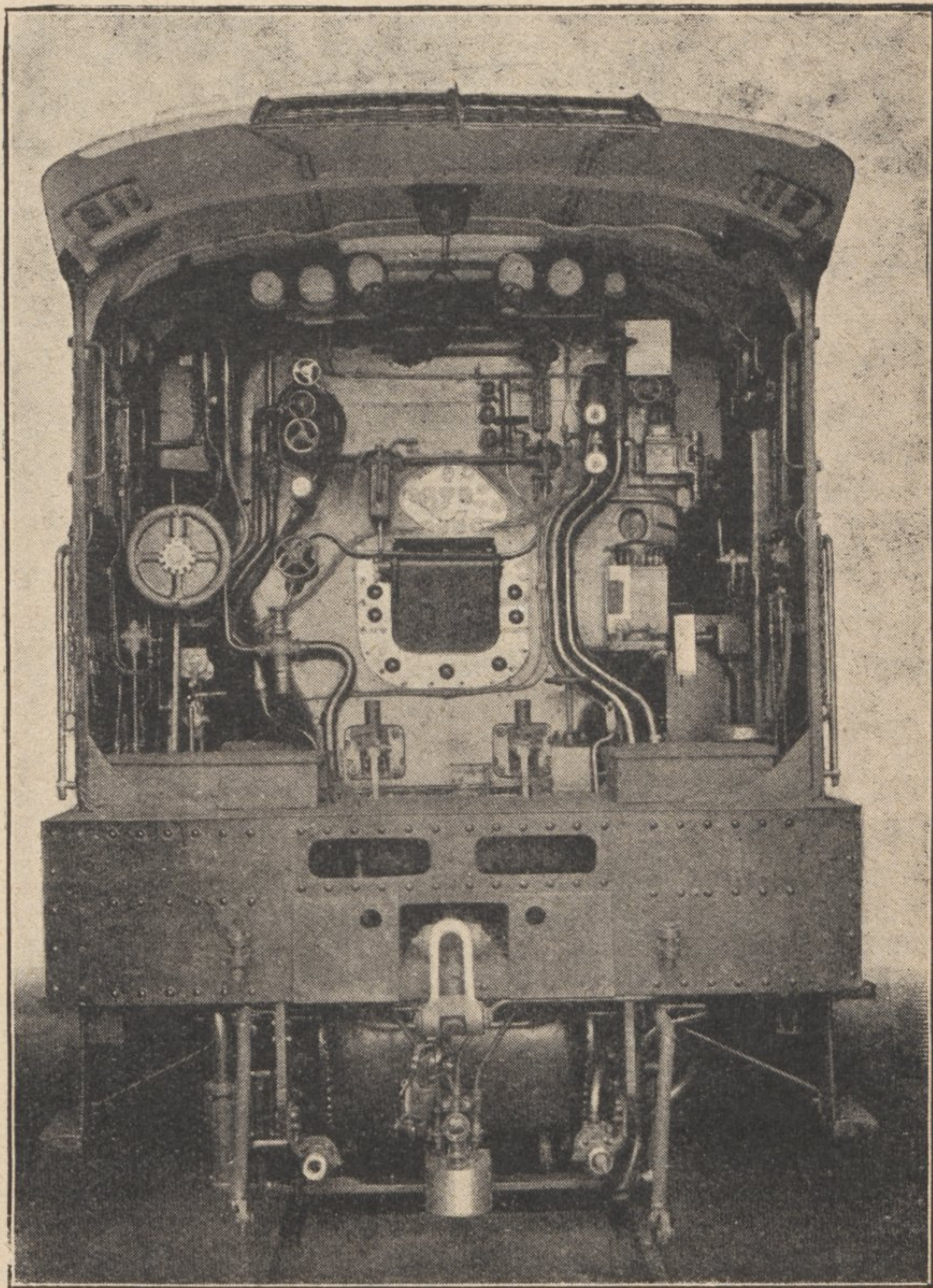


Fig. 26. — VUE DE L'ARRIÈRE DES LOCOMOTIVES 4702-4712.



subi certaines transformations afin de permettre aux locomotives 4700 d'assurer leur service dans de meilleures conditions.

C'est ainsi que sans modifier le châssis ni le train roulant de ces tenders on a accru la capacité des caisses à eau et des caisses à combustible. Ces capacités ont été portées respectivement de 20 m³ à 26 m³ pour l'eau et de 6 t à 9 t pour le charbon.

En même temps, ces tenders ont été modernisés en ce sens que la soute à combustible a été fermée et surélevée de façon que son niveau inférieur se trouve sensiblement au niveau de la porte du foyer dans le but de réduire la fatigue des chauffeurs.

De plus, une soute à briquettes, de la capacité d'une tonne, a été ménagée à l'avant du côté droit.

Les figures 10 et 11 permettent de se rendre compte des modifications qui ont été ainsi apportées à ces tenders.

Fig. 27. — VUE D'ENSEMBLE DE LA CHAÎNE DE MONTAGE DES CHAUDIÈRES, LORS DE LA TRANSFORMATION
DES LOCOMOTIVES 4700 AUX ATELIERS DE TOURS.

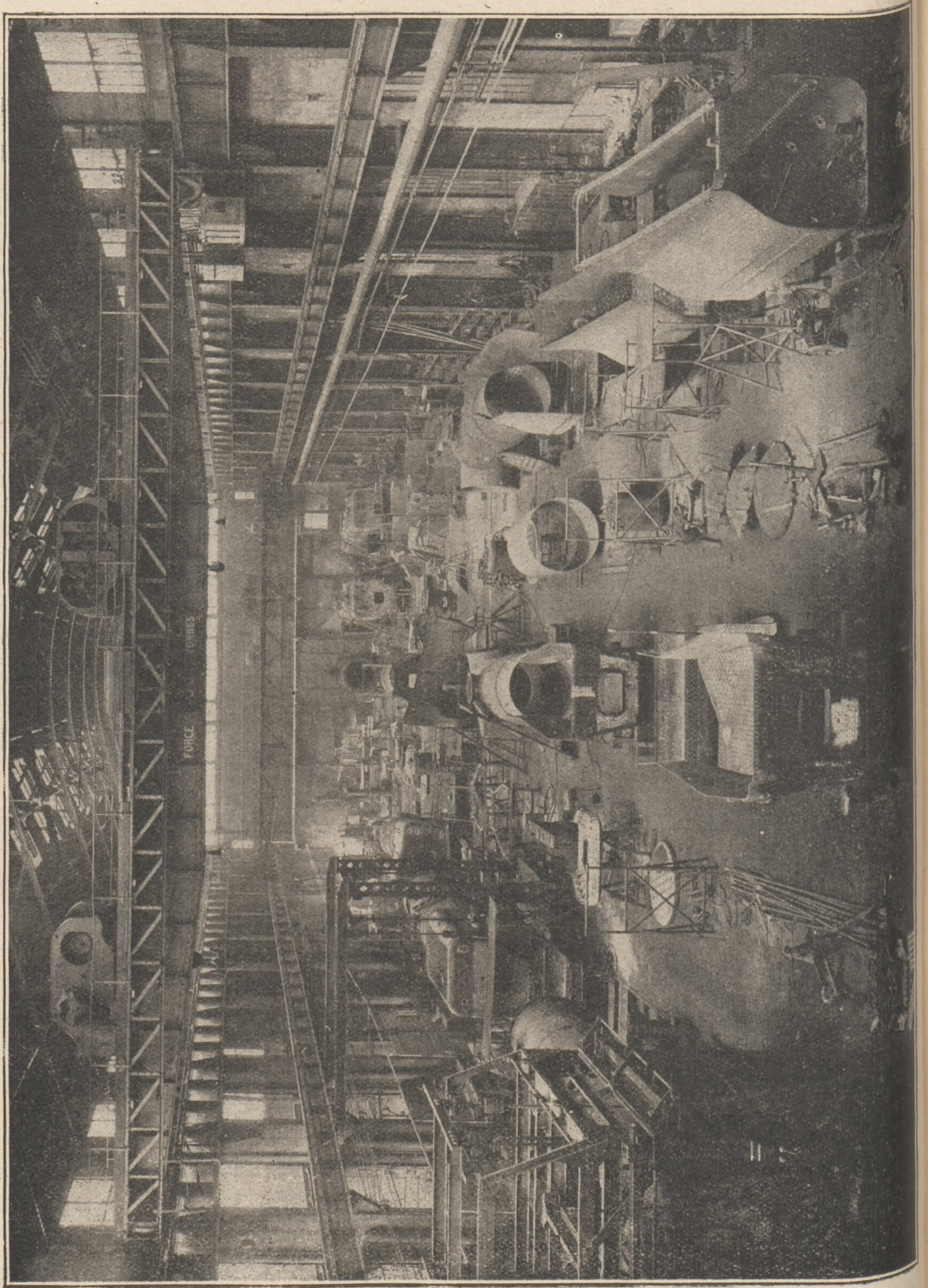
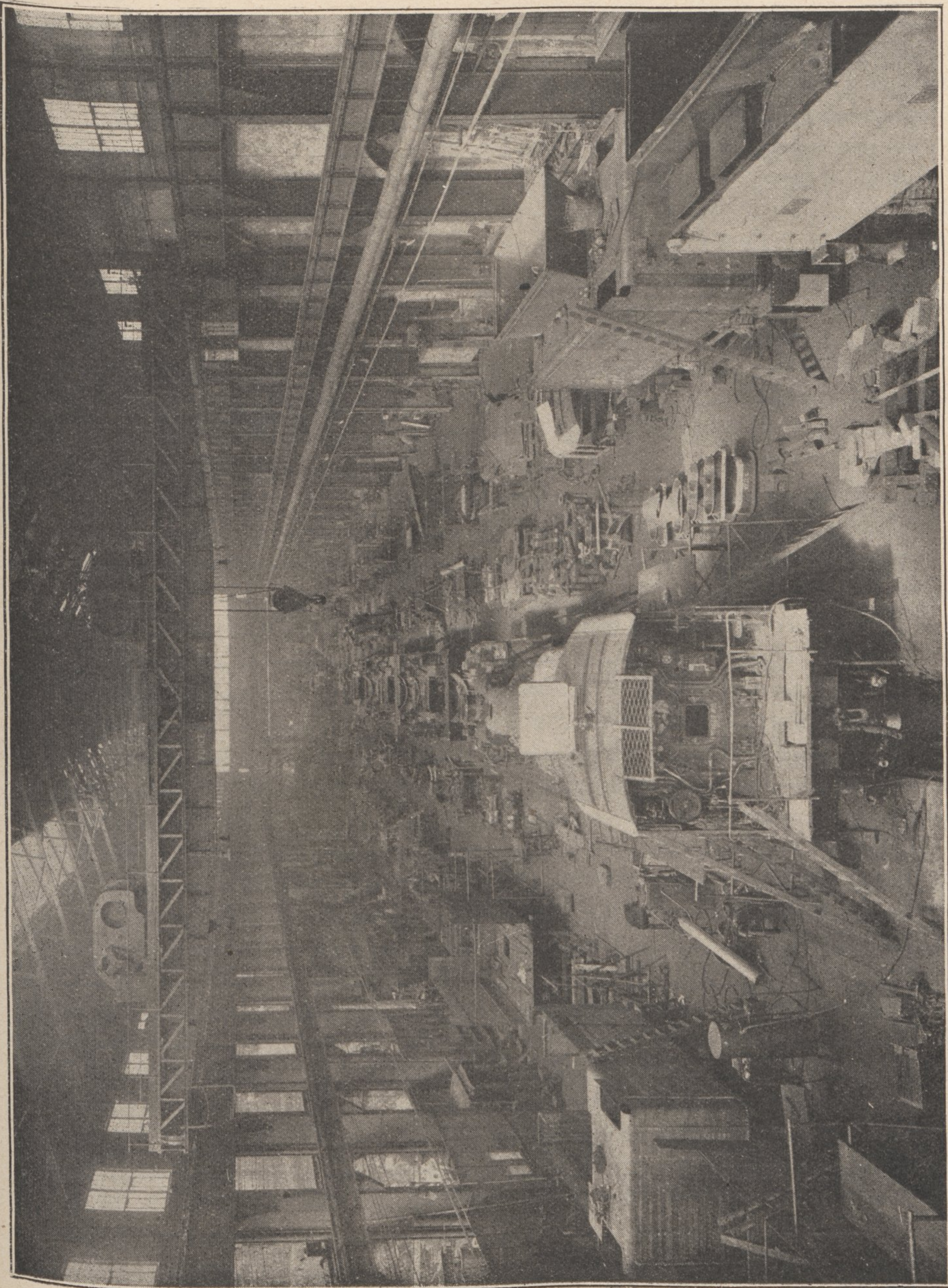


Fig. 28. — VUE D'ENSEMBLE DE LA CHAÎNE DE MONTAGE DES LOCOMOTIVES 4700
DANS LE HALL DE MONTAGE DES ATELIERS DE TOURS.



TRANSFORMATION DES NOUVELLES LOCOMOTIVES AUX ATELIERS

Grâce à l'organisation des Ateliers de la Compagnie d'Orléans, dont les principes ont été exposés par M. Marcel Bloch, Ingénieur en Chef du Matériel et des Ateliers dans les N^{os} d'Avril, Mai et Juin 1925 de la *Revue Générale*, la transformation des locomotives 4700 a été exécutée dans des conditions dignes d'être signalées, tant en ce qui concerne l'exécution du travail lui-même que la rapidité avec laquelle il a été conduit.

Nous avons déjà indiqué que le prototype des locomotives 4700 — la locomotive 4701 — dont les premiers dessins furent commencés en Octobre 1931, fut mise en feu le 16 Août 1932, moins de 10 mois après l'ordre d'exécution de l'étude.

Quant aux 11 locomotives de série construites suivant le même type, leur transformation entreprise en Novembre 1933 était terminée en Avril 1934.

Ces résultats furent obtenus grâce aux principales dispositions suivantes :

— Préparation en série des pièces neuves (cylindres, entretoises, pistons, crosses, pièces de mécanisme, enveloppes de foyer et de boîte à feu, viroles, surchauffeurs, essieux coudés, etc...).

— Réparation des pièces à conserver ; cette réparation se fit au fur et à mesure de la rentrée des machines à l'atelier.

— Montage des chaudières à la chaîne en 6 postes.

— Montage des machines à la chaîne en 5 postes.

L'organisation de l'atelier permit de mener à bonne fin le travail qui incombait aux trois services.

Le Service Fabrication établit toutes les demandes de matières, détermina les procédés de fabrication des pièces neuves et établit à ce sujet toutes les fiches nécessaires ; il établit également un inventaire type spécial pour la réparation de pièces conservées. Enfin, il arrêta les détails des différentes phases de montage à la chaîne.

Le Service Répartition lança toutes les demandes de matières et assura avec le Magasin Général, leur arrivée en temps voulu, conformément au plan tracé par la Fabrication, il fixa les délais de rentrée et de sortie de machines, distribua en temps et lieu le personnel voulu et assura en un mot l'exécution du travail suivant le programme tracé. La qualité de cette exécution fut surveillée par un Service de Contrôle rattaché au Service Fabrication.

Le Service Technique assura comme d'habitude le bon état de l'outillage et étudia, sur la demande du Service Fabrication, tous les outillages gros ou petits, nécessaires à l'usinage et au montage.

L'Atelier de Fonderie dut faire un effort exceptionnel et assura sans aucun rebut la fabrication des pièces importantes comme le massif des cylindres BP et les cylindres HP ainsi que toutes les pièces accessoires de fonte, de bronze et d'alliages spéciaux.

Le Service de Comptabilité enfin permit pendant toute la durée des travaux de contrôler les dépenses et de comparer les prix de revient avec les devis établis.

Grâce à cette organisation, la durée de séjour d'une machine à l'atelier put être réduite à 35 jours et la cadence de sortie de ces machines, portée à 3 jours ouvrables.

Les figures 27 et 28 montrent, l'une, l'ensemble de l'atelier de chaudronnerie pendant le montage des chaudières des locomotives 4700 et l'autre, la chaîne de montage en 5 postes de ces machines.

ESSAIS

1^o *But des essais.* — La première locomotive transformée a été soumise à différents essais dans le but de mettre en lumière :

1^o Ses possibilités de traction.

2^o Ses propriétés en tant que machine thermique.

La première partie du programme a consisté à remorquer des trains de types divers permettant de se rendre compte des aptitudes de la nouvelle locomotive, tant en ce qui concerne la traction des trains rapides lourds sur lignes de rampes (10 mm par mètre), service auquel elle était spécialement destinée, que la traction des trains à grande vitesse sur les lignes plates (rampes de 5 mm par mètre).

La seconde partie des essais a été effectuée par la méthode Borodine (1886) ⁽¹⁾ qui consiste à faire les essais *également en ligne* pour que la locomotive soit soumise aux conditions mêmes de son fonctionnement réel en tête des trains, *mais en maintenant pendant chaque essai la vitesse et le cran de marche à des valeurs constantes*, conditions nécessaires pour que les résultats obtenus aient un véritable caractère scientifique.

Cette méthode s'est développée dans ces dernières années et a été utilisée avec succès suivant des modes un peu différents par les Chemins de fer polonais, les Chemins de fer allemands et les Chemins de fer français (réseaux de l'Est et du P.-L.-M.).

La variante utilisée au P. O. diffère quelque peu des précédentes dans ses moyens d'exécution, en ce que les locomotives utilisées pour maintenir la vitesse constante *battent contre vapeur*. On a ainsi employé, suivant les cas, deux ou trois locomotives « Ten-Wheel » compound à vapeur saturée, justement du type 4000 dont il a été question ci-dessus, machines qui se sont bien comportées jusqu'à la vitesse de 100 km à l'heure. Au-delà, nous avons dû recourir, pour éviter les chauffages de bielles, aux locomotives « Atlantic », du type 3000 à roues motrices de 2,05 m de diamètre.

A chaque train d'essai, il a été fait usage du wagon dynamomètre pour mesurer les efforts de traction et les puissances développées. Les consommations d'eau et de combustible ont été mesurées suivant les méthodes en usage au réseau, méthodes dont il a été question dans le N^o de Juillet 1931 de la *Revue Générale* dans le § « Essais effectués avec la locomotive N^o 3566 » et sur lesquelles nous reviendrons plus loin.

Sauf indications contraires, le combustible utilisé aux essais de traction a toujours été le même et était constitué d'un mélange de 60 % gros Aniche et de 40 % briquettes Anzin.

2^o *Résultats obtenus.* — A. *Essais de traction en ligne.* — La locomotive N^o 4701 a été essayée sur les lignes plates de Tours à Bordeaux et de Tours à Nantes, et sur la ligne accidentée de Vierzon à Toulouse par Montauban.

Parmi les divers essais ainsi effectués, nous nous bornerons à citer les suivants qui permettent de se rendre compte d'une façon suffisante des possibilités de traction de la nouvelle locomotive.

(1) Voir *Bulletin de la Société des Ingénieurs Civils de France*, N^o de Septembre 1886.

1. — LIGNES PLATES. — *a*) **Remorque du Sud-Express (train 7) surchargé à 614 et 585 t entre St-Pierre-des-Corps et Angoulême, le 6 Avril 1933, aux vitesses nominales de 100 et 105 km/h (Fig. 1, Pl. II).**

Ce train a été remorqué avec une charge de 614 t entre St-Pierre-des-Corps et Poitiers ; ce chiffre a été ramené à 585 t entre Poitiers et Angoulême par suite du chauffage d'un essieu de voiture qui a dû être différée en gare de Poitiers.

Le trajet St-Pierre-Poitiers a été effectué en une heure exactement, soit à la vitesse commerciale de 101 km/h.

La rampe de 5 mm par mètre de Monts à Villeperdue a été gravie à la vitesse de 110 km/h. Le cran de marche variait de 30 à 35 % HP pour un cran BP de 40 % ; l'effort au crochet était de l'ordre de 5 t et la puissance correspondante variait de 1900 à 2200 ch. Les sections en palier ou en rampe légère de 1 à 2 mm par mètre ont été parcourues à la vitesse de 120 km/h.

Le trajet de 113 km de Poitiers à Angoulême a été effectué en 1 h 03 mn y compris le temps perdu pour un ralentissement à 30 km/h situé un peu avant Angoulême. La vitesse de 120 km/h a été pratiquement soutenue d'un bout à l'autre du parcours.

La vitesse minimum au sommet de la rampe de Couhé-Vérac (5 mm par mètre) était de 117 km/h ; le cran de marche utilisé pour la gravir était de 45 % aux cylindres HP et BP ; l'effort au crochet était d'environ 5,5 t et la puissance variait entre 2400 et 2500 ch. La rampe de Luxé, également de 5 mm par mètre, fut gravie à 120 km/h à 45 % d'admission HP et BP. A la montée de ces deux rampes, la puissance indiquée se maintenait entre 3700 et 3800 ch.

La vitesse commerciale réalisée sur le trajet Poitiers-Angoulême fut de 107,5 km, ralentissement compris, et de 113 km/h, ralentissement déduit.

Les consommations par ch.h développé au crochet de traction furent de 1,34 kg de charbon (allumage déduit) et de 10,05 l d'eau. Le poids d'eau vaporisée par kg de charbon étant de 7,51 l pour une température moyenne de surchauffe à 380° ; le vide maximum dans la boîte à fumée atteignit 370 mm d'eau et la contre-pression dans la colonne d'échappement 475 gr/cm².

Le graphique 1 de la planche II permet de se rendre compte de la vitesse, de l'effort de traction, de la puissance développée et des crans de marche utilisés aux différents points du profil.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours a été de 1562 ch et le taux de combustion horaire à *régulateur ouvert* ⁽¹⁾ de 630 kg/m² de surface de grille, les poids d'eau et de combustible consommés par km de 128,5 kg et 17,10 kg respectivement.

b) **Remorque du train 4 surchargé à 800 t entre Angoulême et St-Pierre-des-Corps le 7 Avril 1933 à la vitesse nominale de 90 km/h (Fig. 2, Pl. II).**

Le graphique de la figure 2 Pl. II montre que des puissances au crochet de traction de 2 400 à 2 600 ch ont été développées en différents points du parcours.

Malgré la très lourde charge remorquée, l'horaire prévu entre Ruffec et St-Saviol (14 km en 12 mn) a été respecté, la vitesse maximum ayant atteint 115 km/h avant la fermeture du régulateur.

Le cran de marche utilisé atteignit 50 % aux cylindres HP et BP à 100 km/h et les puissances correspondantes s'élevèrent à 2 550 ch au crochet et à 3 400 ch aux cylindres.

(1) Tous les taux de combustion indiqués ici ont été calculés sur le temps de marche à *régulateur ouvert*.

La rampe de 5 mm par mètre située entre les P. K. 277 et 265 (12 km) a été gravie à la vitesse moyenne de 95 km/h ; la puissance développée au crochet de traction oscillait autour de 2 500 ch ; le cran de marche maximum utilisé fut de 45 % aux cylindres HP et BP.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du trajet fut de 1 735 ch. Le taux de combustion moyen fut de 600 kg/m² de surface de grille et par heure.

Les consommations d'eau et de combustible furent de 8,69 l et de 1,300 kg par ch.h au crochet du tender et de 149 l et 22,3 kg respectivement par km parcouru.

c) Remorque d'un train rapide spécial chargé à 589 t (tare de matériel vide), à nombreux ralentissements et à fortes accélérations, effectuée le 19 Juin 1934 entre St-Pierre-des-Corps et Nantes avec 4 ralentissements à 20 km/h.

Cet essai avait pour but d'étudier l'accroissement de travail entraîné par la présence des ralentissements dans la remorque des trains.

Les conditions atmosphériques étaient défavorables par suite de l'existence d'un vent de front de 8 m. à la seconde.

Des accélérations très considérables, eu égard à la charge remorquée, ont été réalisées après chaque ralentissement ; l'effort de traction atteignait 10 à 11 t à chaque reprise de vitesse. La puissance développée au crochet de traction atteignait très rapidement 2 000 ch vers 50 km/h et se maintenait ensuite aux environs de 2 500 ch jusqu'à 110 ou 120 km/h. La puissance indiquée était, dans ces conditions, de 3 600 ch à 3 800 ch. Le cran de marche utilisé était de 70 % au démarrage et de 50 % en fin de période d'accélération.

II. — LIGNES DE RAMPES. — Les essais sur lignes de rampe ont été faits entre Vierzon et Toulouse.

Parmi les différents trains effectués sur cette section dont le poids a varié de 530 à 805 t, nous citerons plus spécialement les suivants :

a) Remorque d'un train spécial de 730 t (tare de matériel vide) entre Vierzon et Châteauroux, et de 654 t entre Châteauroux et Limoges, effectuée le 25 Avril 1933.

Ce train, tracé aux vitesses nominales de 105 km/h entre Vierzon et Châteauroux et de 80, 85 et 95 km/h entre Châteauroux et Limoges, a réalisé la vitesse commerciale de 96,900 km/h. de Vierzon à Châteauroux avec 730 t et de 87 km/h de Châteauroux à Limoges avec 654 t. La vitesse moyenne réalisée sur l'ensemble du parcours (arrêts déduits) a donc été de 90 km/h.

La puissance au crochet de traction a atteint 2 600 ch entre Issoudun et Neuvy-Pailloux en rampe de 1,5 mm à 2,4 mm et la puissance indiquée 3 900 ch.

La rampe de 10 mm par mètre d'Argenton à Celon a été gravie avec un cran de marche HP et BP de 55 %. La puissance développée au crochet de traction oscillait entre 2 000 et 2 350 ch, la vitesse variant de 90 à 75 km/h.

De Celon à Eguzon, toujours en rampe de 10 mm par mètre, la vitesse a atteint 80 km et la puissance au crochet de traction oscillait entre 2 400 et 2 500 ch.

Entre Eguzon et Forgevieille (rampe de 6 mm par mètre la vitesse s'est élevée à 95 km/h la puissance développée au crochet de traction oscillant entre 2 200 et 2 500 ch. La puissance indiquée soutenue pendant l'ensemble de la rampe variait de 3 000 à 3 500 ch.

La rampe de 6 mm par mètre située entre Bersac et Saint-Sulpice a été gravie à la vitesse de 90 km/h, la puissance au crochet atteignant 2 400 ch et la puissance indiquée 3 350 ch.

La consommation a été de 1,50 kg de charbon par ch/h au crochet et de 8,62 l d'eau, le taux de combustion horaire moyen par m² de surface de grille atteignant 750 kg.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours fut de 1 935 ch et les poids d'eau et de combustible consommés par km, de 215 l et 25 kg respectivement.

b) Remorque d'un train spécial de 575 t (tare de matériel vide) entre Vierzon et Limoges, le 16 Mai 1933 (Fig. 1, Pl. III).

Ce train a été tracé aux vitesses nominales de 110 km/h entre Vierzon et Châteauroux et de 95, 100, 105, entre Châteauroux et Limoges.

Le but poursuivi était de réaliser avec un tonnage encore important une vitesse commerciale entre Vierzon et Limoges supérieure à 95 km/h.

On voit, sur le graphique de la figure 1 de la planche III que, sur la partie relativement plate de Vierzon à Argenton, la vitesse s'est maintenue aux environs de 125 km/h.

Entre le P. K. 276 et le P. K. 290, c'est-à-dire entre Luant et Chabenet, sur 14 km, la vitesse est restée comprise entre 130 et 140 km/h.

La puissance développée au crochet de traction a atteint entre Issoudun et Luant des chiffres de l'ordre de 2 000 à 2 500 ch. La puissance indiquée s'est élevée à plusieurs reprises à 4 000 ch, la moyenne s'établissant aux environs de 3 700 ch.

La rampe de 10 mm entre Argenton et Eguzon a été gravie à une vitesse comprise entre 85 et 93 km/h. A partir d'Eguzon (rampe de 6 mm), la vitesse s'est établie à une moyenne d'environ 103 km/h. La puissance moyenne soutenue au crochet de traction était alors de l'ordre de 2 400 ch et la puissance aux cylindres de l'ordre de 3 600 ch. Le cran de marche utilisé était de 50 % HP et de 55 % BP.

Le sommet de la rampe de Bersac, immédiatement avant St-Sulpice-Laurière (rampe de 6 mm par mètre) a été atteint à la vitesse de 108 km/h. La puissance indiquée y atteignait 4 000 ch et la puissance au crochet du tender 2 560 ch.

De même, la rampe de 6 mm qui existe au P.K. 355 (Bersac) a été gravie à la vitesse soutenue de 110 à 112 km/h.

La puissance indiquée dépassait encore 4 000 ch, le cran de marche était de 50 % HP et 52 % BP.

La vitesse commerciale réalisée entre Vierzon et Châteauroux a été de 98,9 km à l'heure et de 97,6 km/h entre Châteauroux et Limoges.

Ces vitesses ont été obtenues malgré la présence de deux ralentissements à 20 km/h, l'un sur la première section (Neuvy Pailloux), l'autre au P.K. 339 un peu après Forgevieille, et malgré la limitation à 105 km/h en pente de 10 mm d'Ambazac à Limoges.

La consommation de combustible a été de 1,60 kg ⁽¹⁾ par ch.h. au crochet de traction et la consommation d'eau de 9,60 l ⁽¹⁾. La puissance moyenne développée au crochet de traction a atteint 1 893 ch, le taux de combustion à régulateur ouvert, 800 kg. La quantité de combustible brûlé par km parcouru a atteint 24 kg et le poids d'eau consommée 230 l.

⁽¹⁾ Chiffres majorés du fait de fuites survenues au surchauffeur.

c) Remorque d'un train spécial de 650 t (tare de matériel vide) entre Limoges et Vierzon, le 4 Mai 1933 (Fig. 2, Pl. III).

On voit sur le graphique de la figure 2, Pl. III que le parcours en rampe de 10 mm par mètre entre Limoges et St-Sulpice a été effectué en 30 mn 15 s, soit à la vitesse commerciale de 65 km/h.

La vitesse atteignait 76 km/h dans le palier du Palais et la rampe de 10 m/m a été gravie à une vitesse comprise entre 58 et 70 km/h ; entre Ambazac et La Jonchère (rampe de 6 mm), la vitesse atteignait 80 km/h. Les crans de marche utilisés ne dépassaient pas 40 à 45 % H P.

La partie la plus remarquable du parcours fut celle de Châteauroux à Vierzon, à cause de la présence d'un ralentissement à 30 km/h, peu après Châteauroux (P.K. 265) et de l'arrêt à Issoudun.

Au démarrage de Châteauroux, la puissance au crochet de traction atteignit 2 300 ch et à la reprise de vitesse, après le ralentissement, 2 500 ch.

Les puissances correspondantes aux cylindres étaient de 3 400 et 3 700 ch.

Après Issoudun, la vitesse de 120 km/h a été atteinte au P. K. 230, soit au bout de 7 km. La puissance au crochet de traction oscillait entre 2 600 et 2 700 ch., la puissance aux cylindres entre 3 800 et 3 900 ch et la vitesse se maintint constamment autour de 125 km à l'heure.

La rampe de 3 mm après Chéry-Lury a été gravie à la vitesse soutenue de plus de 125 km/h avec un cran de marche HP et BP de 50 %. La puissance au crochet de traction atteignait 2400 ch et la puissance aux cylindres dépassait 4 000 ch.

Malgré les arrêts fréquents et les ralentissements qu'a dû observer ce train, la vitesse moyenne (arrêts déduits) réalisée entre Limoges et Vierzon a été de 85,1 km/h.

La vitesse commerciale entre Issoudun et Vierzon, c'est-à-dire sur un très faible parcours comportant en outre un ralentissement à 90 km/h, à l'entrée de Vierzon, a été de 101,2 km/h.

La puissance moyenne développée au crochet de traction a atteint 1 685 ch sur l'ensemble du parcours, la consommation de combustible par ch.h développé au crochet de traction 1,48 kg, la consommation d'eau 9,73 l. Le taux de combustion à régulateur ouvert a atteint 650 kg, la consommation de combustible par km : 21 kg et la consommation d'eau 205 l.

d) Remorque d'un train spécial de 658 t (tare de matériel vide) le 11 Mai 1933, entre Limoges et Toulouse (Fig. 1, Pl. IV).

Malgré la limitation de vitesse à 85 km/h qui existe sur la plus grande partie du parcours c'est-à-dire entre Limoges et Caussade (248 km), la vitesse moyenne réalisée entre Limoges et Toulouse (314 km) (arrêts déduits) a été de 74,5 km/h.

Le trajet le plus remarquable a été celui de Cahors à Cieurac. La rampe de 10 mm par mètre qui existe dès le départ de Cahors fut gravie au cran de marche de 60 % HP et 60 % BP.

La vitesse atteignit 70 km/h au sommet de la rampe de 10 mm par mètre (P.K. 612) et 80 km/h à Cieurac (rampe de 9,2 mm).

L'effort au crochet de 11 t au démarrage se maintint entre 10 et 9 t pendant la montée de la rampe.

La puissance au crochet variait de 2 300 à 2 400 ch, la puissance indiquée de 3 000 à 3 300 ch.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours fut

de 1 690 ch, la consommation de combustible 1,525 kg ⁽¹⁾ par ch.h et la consommation d'eau de 10,67 l ⁽¹⁾, soit par km de 19,9 kg et 139 l respectivement.

Le taux de combustion horaire à régulateur ouvert fut de 690 kg et le poids d'eau vaporisée par kg de charbon, 7 l.

e) Remorque d'un train spécial de 575 t (tare de matériel vide) entre Limoges et Toulouse, le 16 Mai 1933.

Ce train, quoique plus léger que le précédent, mais tracé à la vitesse maxima qu'il est possible de réaliser sur la ligne considérée — étant donné les limitations de vitesse imposées : 85 km/h, — a nécessité des puissances beaucoup plus importantes.

La montée de la rampe de 10 mm de Brive à Gignac a nécessité un cran de marche de 50 à 55 % avec des puissances de 2 000 à 2 400 ch au crochet de traction et de 2 800 à 3 200 ch aux cylindres.

La vitesse de 70 km/h était atteinte dans le palier situé au P.K. 502, immédiatement après Brive et à partir de ce moment, la vitesse se maintint entre 72 et 82 km/h pendant toute la montée de la rampe.

Le parcours de Cahors à Cieurac a encore été le plus remarquable, la vitesse atteignant au P.K. 610, en pleine rampe de 10 — c'est-à-dire 10 km après le démarrage de Cahors — 82 km/h.

La cran de marche utilisé était de 60 % HP et de 62 % BP.

La puissance développée au crochet de traction oscillait entre 2 400 et 2 600 ch, la puissance aux cylindres entre 3 400 et 3 800 ch.

Arrêté à Cieurac par suite de la fermeture des signaux, le démarrage effectué en rampe de 9,2 mm et en courbe de 500 m exigea un effort de 13 tonnes au crochet de traction ; le cran de marche était de 70 %.

Le parcours en plaine de Montauban à Toulouse a été effectué à la vitesse soutenue de 120 km/h. Pendant la période de mise en vitesse, la puissance au crochet de traction a varié de 2 300 à 2 400 ch et la puissance aux cylindres de 3 750 à 3 950 ch.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours a atteint 1713 ch. La consommation de combustible par ch.h 1,475 kg la consommation d'eau 11,5 l, le taux de combustion à régulateur ouvert 700 kg, le poids de combustible brûlé par km 19 kg pour 218 l d'eau.

La pression au réservoir intermédiaire était de 6 à 7 Hpz pendant la montée des rampes, la température de surchauffe était de 415° aux cylindres HP et de 248° aux cylindres BP ; le vide dans la boîte à fumée atteignait 420 mm d'eau.

f) Remorque d'un train spécial de 532 t (tare de matériel vide) le 4 Mai 1933 entre Toulouse et Limoges (Fig. 2, Pl. IV).

Le but de ce train était de réaliser la vitesse commerciale maxima compatible avec les limitations de vitesse imposées (85 km/h entre Caussade et Limoges). La vitesse moyenne effectivement réalisée a pu atteindre 79 km/h, ce qui a nécessité en rampes des vitesses de peu inférieures à celles atteintes dans les pentes.

⁽¹⁾ Chiffres majorés par suite de fuites aux éléments surchauffeurs.

La performance la plus remarquable a été accomplie pendant la montée de la rampe de Souillac à Gignac (rampe absolument continue de 10 mm avec courbes de 500 mm de rayon sur un parcours de 18 km).

Le cran de marche utilisé au démarrage et maintenu jusqu'au P.K. 530 a été de 65 % HP et de 68 % BP, la vitesse atteignant *en ce point, 7 km seulement après la départ, 80 km/h.*

La puissance au crochet de traction oscillait entre 2 400 et 2 650 ch et la puissance aux cylindres entre 3 500 et 3 800 ch.

Après la période d'accélération, la vitesse fut maintenue constamment entre 82 et 86 km/h, le cran de marche au sommet de la rampe étant encore de 50 % HP et 52 % BP.

De Brive à La Porcherie (rampe de 10 mm de 40 km, entrecoupée de quelques paliers), la vitesse moyenne soutenue fut de 77 km/h. Le cran de marche utilisé n'était que de 40 % HP et 42 % BP.

La puissance au crochet de traction oscillait entre 1 600 et 1 900 ch et la puissance aux cylindres entre 2 200 et 2 900 ch.

On voit que ce parcours, généralement réputé comme très difficile, l'est moins que ceux que l'on rencontre entre Brive et Montauban.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours a été de 1 560 ch, la consommation de combustible par ch.h de 1,59 kg la consommation d'eau 10,94 l et la consommation de charbon par km parcouru de 19 kg pour 130 l d'eau.

Le taux de combustion horaire moyen à régulateur ouvert était de 650 kg.

Le vide maximum dans la boîte à fumée atteignit 400 mm d'eau, la température de surchauffe HP 410° et la température BP 250° ; la pression au réservoir 6,2 Hpz.

g) Remorque du train 52 du 8 Décembre 1933 surchargé à 805 t entre Limoges et Vierzon.

Ce train a été remorqué aux vitesses nominales normales qui sont de 55,75 et 70 km à l'heure, suivant les différents points du parcours.

Il a été regagné sur l'ensemble de la marche 10 mn 30 s, mais l'intérêt principal de ce train réside dans le tonnage élevé (805 t) qui a pu être remorqué, notamment sur la rampe de 10 mm par mètre qui s'étend de Limoges à Ambazac, la charge maximum des locomotives 4500 étant dans ces conditions de 500 t.

Ce train a pu être remorqué sans patinage ni au démarrage, ni en rampe.

Le cran de marche maximum utilisé dans la rampe de 10 mm par mètre a été de 58 % HP et 58 % BP, la pression au réservoir intermédiaire oscillant entre 7 et 7,5 Hpz.

L'effort moyen soutenu au crochet de traction, dans ces conditions, sur une distance de 12 km, fut de 10 t à la vitesse moyenne de 50 km à l'heure.

La consommation de charbon par ch.h développé au crochet de traction fut de 1,285 kg pour une quantité d'eau de 9,08 l. Le taux de combustion moyen fut de 470 kg par m² de surface de grille et par h, la puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours étant de 1 270 ch et les poids de charbon et d'eau dépensés par km parcouru, de 19 kg et 134 l respectivement.

Le vide maximum dans la boîte à fumée atteignit 220 mm d'eau et la contre-pression dans la colonne d'échappement, 225 g par cm², la température de surchauffe 400° aux boîtes à vapeur HP et 268° aux boîtes à vapeur BP.

Sans vouloir anticiper sur les résultats économiques obtenus avec les locomotives 4700,

question qui sera traitée avec toute la précision désirable dans l'un des chapitres suivants, on peut signaler dès maintenant qu'aux essais effectués entre Vierzon et Limoges, la locomotive 4701 a pu remorquer une charge de 700 t sans dépenser plus de combustible qu'une locomotive 4500 remorquant une charge de 500 t environ à une vitesse moyenne de marche plutôt moindre.

Les exemples précédents montrent ce que la nouvelle locomotive a permis de réaliser sur divers profils.

III. EFFORTS DE TRACTION ET PUISSANCES MAXIMA. — Nous donnons dans le tableau IV ci-dessous les plus grands efforts de traction relevés au cours des essais précédents en régime uniforme au crochet du tender de la locomotive 4701. Ce tableau donne également, à titre comparatif, les chiffres correspondants, qui avaient été obtenus en 1908 lors des essais effectués sur la machine Pacific N° 4502.

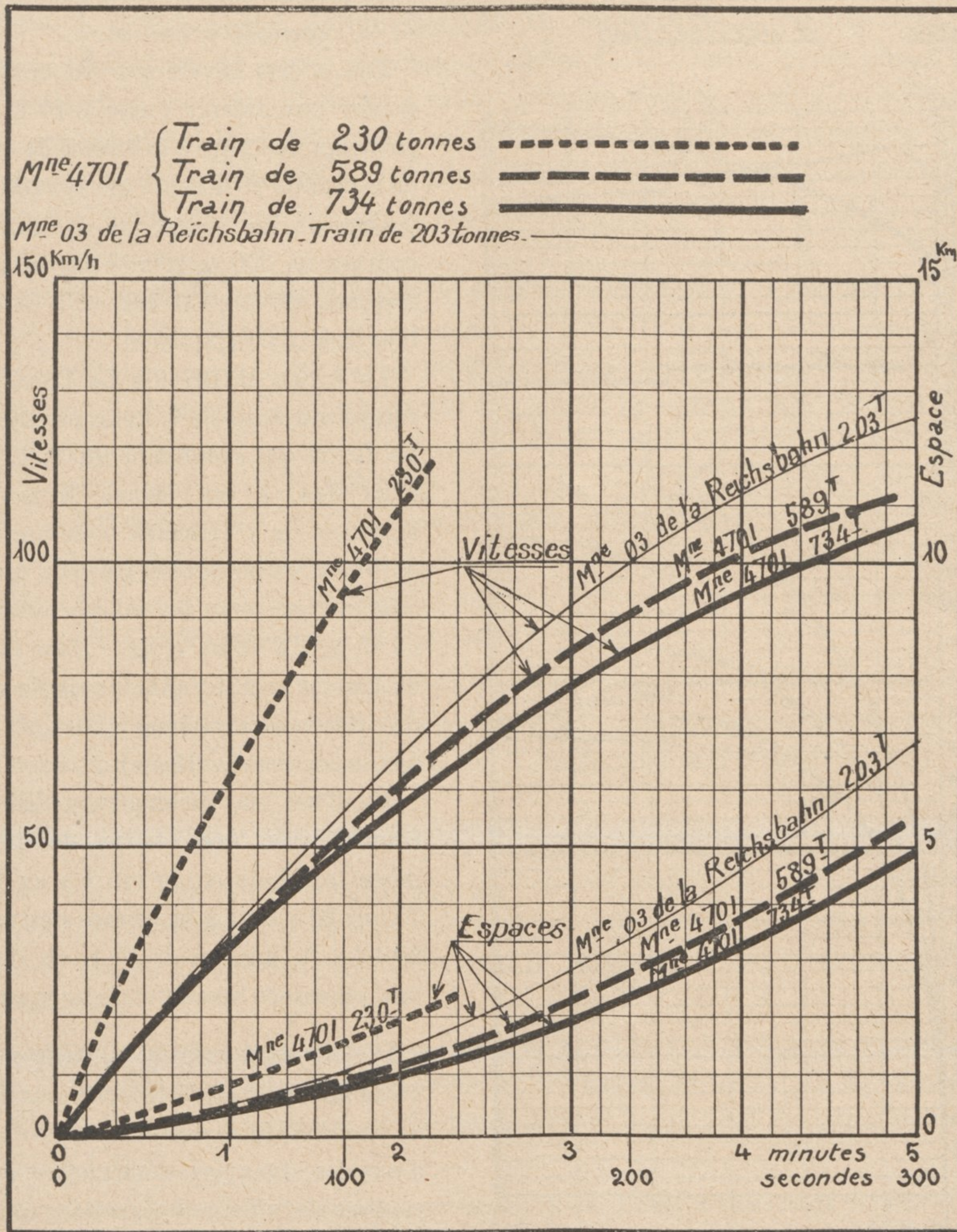
IV. — TABLEAU DES EFFORTS ET DES PUISSANCES MAXIMA
SOUTENUS AU CROCHET DU TENDER ET AUX CYLINDRES AU COURS DES ESSAIS EFFECTUÉS EN JANVIER 1908
AVEC LA MACHINE « PACIFIC » 4502 ET EN DÉCEMBRE 1932, AVRIL ET MAI 1933
AVEC LA LOCOMOTIVE 4701 TRANSFORMÉE SUIVANT LE TYPE 2.4.0

DATE ET NUMÉRO DU TRAIN	Charge remor- quée t	TRAJET CONSIDÉRÉ			TEMPS de marche en minutes et secondes min. sec.	VITESSE moyenne de marche en kilomètres à l'heure	EFFORT moyen au crochet du tender Chiffre brut relevé au W. D. t	PUISSANCE MOYENNE (en chevaux)			
		Points kilométriques	Lon- gueur en mètres	Rampes m/m				Chiffre brut relevé au W. D.	Ramenée à l'horizontale	Développée aux cylindres	
1° Machine 4502											
Train 4 du 5- 2-08.	336	414 à 410	4 000	10	3 15	73,8	4,491	1 230	1 575	2 028 ⁽¹⁾	
» 5 du 6- 2-08.	389	422 à 434	12 000	10	12 33	57,4	4,970	1 057	1 334	1 581	
» 5 du 7- 2-08.	394	438 à 444,5	6 500	10	6 07	63,8	5,068	1 198	1 505	1 770	
» 4 du 8- 2-08.	415	483 à 444	39 000	7,3	40 07	58,4	4,945	1 070	1 353	1 507	
» 4 du 8- 2-08.	415	415 à 410	5 000	10	4 05	73,5	4,332	1 180	1 524	1 860	
2° Machine 4701											
Train 55 du 5-12-32.	697	605 à 615,3	10 300	10	10 06	61,2	9,180	2 080	2 448	2 730 ⁽¹⁾	
» 52 du 8-12-32.	805	397 à 385	12 000	10	14 08	50	10,000	1 860	2 147	2 300	
» 7 du 6- 4-33.	585	424 à 429	5 000	5, 3,2, 5	2 30	120	5,070	2 250	2 590	3 750	
» 4 du 7- 4-33.	801	275 à 265	10 000	5, 5,5, 2,5	6 18	95,2	7,000	2 450	2 723	3 200	
» 10251 du 25- 4-33.	732	243,95 à 248,9	4 950	1,5, 2,4, 3	2 42	110	6,380	2 600	2 752	3 850	
» 10252 du 4- 5-33.	532	533 à 527,5	5 500	10	4 06	80,5	8,200	2 450	2 913	3 650	
» 10252 du 4- 5-33.	532	483 à 444	39 000	7,3	30 20	77,1	5,315	1 519	1 842	2 350	
» 10252 du 4- 5-33.	652	213 à 208	5 000	3	2 27	122,5	4,750	2 160	2 380	4 020	
» 10251 du 11- 5-33.	734	303 à 313,75	10 750	10-6	8 04	80	8,000	2 370	2 830	3 350	
» 10251 du 11- 5-33.	734	303 à 331	28 000	10-6-5	19 14	87,4	7,170	2 320	2 632	3 252	
» 10253 du 16- 5-33.	575	277,75 à 287,5	9 750	Pente de 1,5 Rampe de 3 Pente de 3 Rampe 2,5	4 18	136	3,230	1 790	1 830	3 600	
» 10253 du 16- 5-33.	575	313,95 à 332	18 050		5-6	10 24	104	5,820	2 240	2 570	3 650
» 10253 du 16- 5-33.	575	607,55 à 612,7	5 150		10	3 42	83,5	8,250	2 550	3 030	3 550

(1) Pour la locomotive 4502 ces chiffres ont été obtenus en ajoutant à la puissance au crochet la puissance absorbée par la locomotive déterminée à l'aide du wagon dynamomètre.
Pour la locomotive 4701 ces chiffres résultent des relevés faits sur les cylindres à l'aide des appareils indicateurs.

De ce tableau, il résulte qu'au cours des essais effectués en 1933 avec la locomotive 4701, la puissance brute relevée au wagon-dynamomètre a atteint couramment des chiffres compris entre 2 000 et 2 600 ch tandis qu'avec la locomotive 4502, ces chiffres oscillaient entre 1 000 et 1 250 ch.

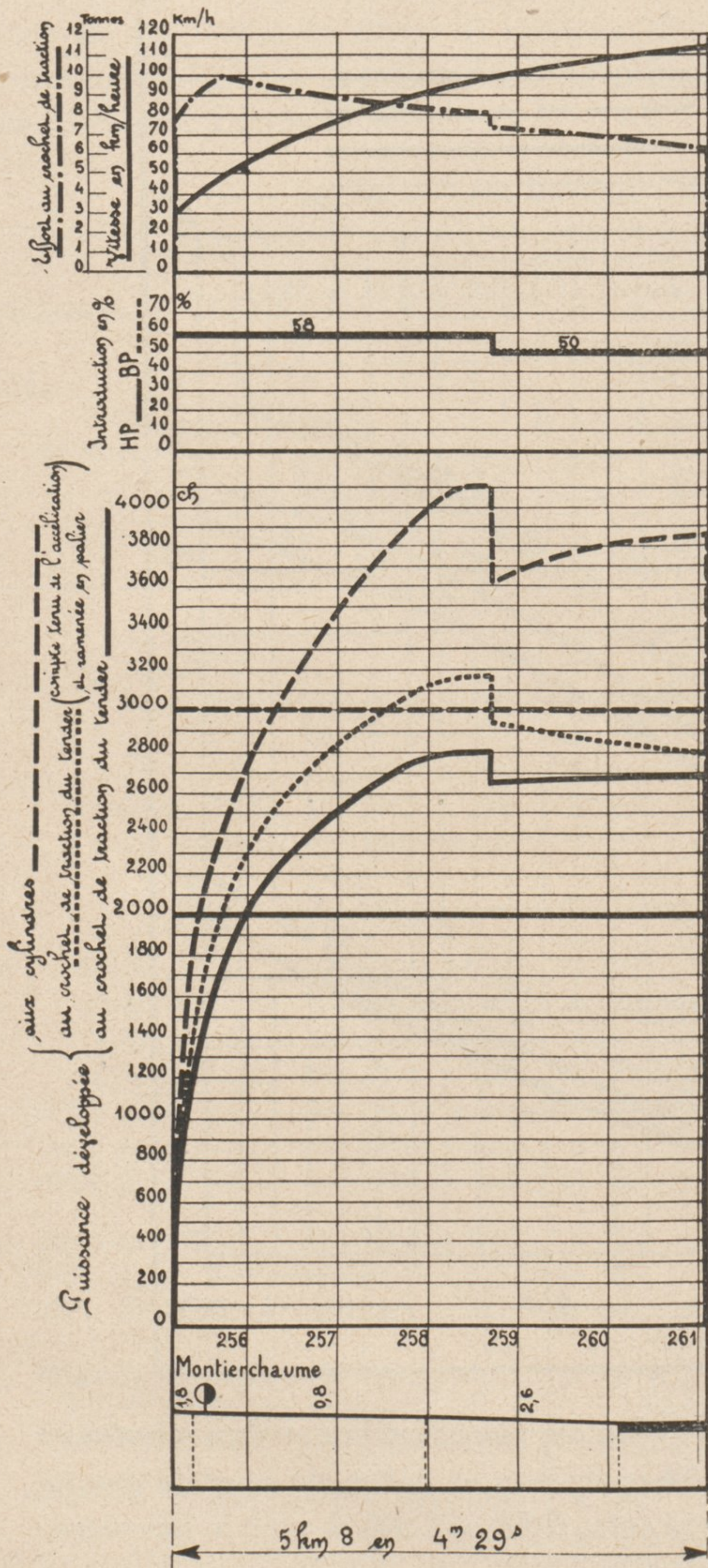
Fig. 29. — COMPARAISON DES ACCÉLÉRATIONS OBTENUES A DES TRAINS DE DIFFÉRENTES CHARGES AVEC LA LOCOMOTIVE 4701 ET LES LOCOMOTIVES PACIFIC TYPE 03 DE LA REICHSBAHN.



Si, pour faire une comparaison plus exacte, on déduit des puissances brutes ainsi relevées au wagon-dynamomètre, les chiffres qui auraient été enregistrés en palier, on constate que les puissances ainsi ramenées à l'horizontale ont varié entre 2 000 et 3 000 ch avec la locomotive 4701 et entre 1 300 et 1 600 ch avec la locomotive 4502.

Fig. 30. — COURBES D'EFFORT DE TRACTION ET DE PUISSANCE, LORS D'UNE ACCÉLÉRATION EFFECTUÉE AVEC LA LOCOMOTIVE 4701.

Train 10251 du 11 mai 1933
 17 voitures 734 tonnes
 Exemple d'accélération



Les puissances développées aux cylindres ont varié de 2 300 à 4 000 ch pour la locomotive 4701 et de 1 500 à 2 050 ch pour la locomotive 4502.

Il résulte de ces chiffres que la locomotive transformée a développé des puissances supérieures d'environ 40 à 100 % à celles de la locomotive primitive.

Les efforts développés au crochet du tender ont atteint jusqu'à 10 t sur un parcours de 12 km à la vitesse de 50 km/h en rampe de 10 mm par mètre et de 9,180 t également en rampe de 10 mm avec courbes de 500 mètres de rayon sur une distance de 10,300 km et à la vitesse moyenne de 61,2 km/h.

Le trajet de Brive à La Porcherie en rampe moyenne de 7,3 mm par mètre sur les 39 km qui s'étendent du P.K. 483 au P.K. 444, a été franchi à la vitesse moyenne de 77,1 km/h avec une charge de 532 t, en ne développant qu'un effort très moyen (cran de marche maximum de 45 % HP et 45 % BP). Dans le palier de Vigeois au P.K. 464, le cran de marche dut même être ramené à 20 % HP pour ne pas dépasser la vitesse limite de 85 km/h.

En 1908, la locomotive 4502 avait franchi avec une charge de 415 t le même parcours en 40 mn 7 s au lieu de 30 mn 20 s, soit à la vitesse moyenne de 58,4 km/h au lieu de 77,1, en donnant une puissance voisine de son maximum.

IV. ACCÉLÉRATIONS. — Grâce à son poids adhérent élevé et à son grand effort de traction, la locomotive 4701 a permis d'obtenir dans les démarrages ou aux reprises de vitesse des accélérations relativement élevées. La figure 29 donne à ce point de vue, en fonction du temps, les courbes des vitesses atteintes et des km parcourus avec des tonnages croissants de 230 à 734 t.

Les résultats obtenus avec faible tonnage (230 t) ont été relevés au Sud-Express où la vitesse de 110 km/h a pu être atteinte en 2 mn sur un espace de 2 km ; avec 589 t la même vitesse a été atteinte en 4 mn 45 s sur un espace de 5 km ; enfin avec une charge de 734 t, les résultats ont été peu différents, la vitesse de 100 km/h ayant été atteinte au bout de 4 mn 25 s et en moins de 4 km.

Il est intéressant de rapprocher ces courbes de celles publiées par M. le Professeur H. Nordmann dans le V.D.I. du 16/6/1934 relatives aux accélérations obtenues avec les locomotives Pacific normalisées de la Reichsbahn du type léger 03. On voit qu'avec une charge de 203 t, cette locomotive a mis 3 mn 50 s pour atteindre la vitesse de 110 km/h sur un espace de 4 km. Cette accélération est très inférieure à celles obtenues avec la locomotive 4701 puisqu'un résultat presque semblable a été atteint avec cette machine avec une charge de 589 t. Ceci s'explique d'ailleurs aisément par le plus grand effort de traction de la locomotive 4701 et par son plus grand poids adhérent, *bien que la puissance de sa chaudière, eu égard à ses dimensions, ne soit pas supérieure.*

Pour compléter les courbes de la figure 29, nous donnons figure 30 le graphique d'une accélération exceptionnelle effectuée au train spécial du 11 Mai 1933 avec une charge de 734 t. On voit que le régulateur ayant été ouvert au P.K. 255,200 à la vitesse de 30 km/h (après un ralentissement à 20 km/h), la vitesse de 114 km/h était atteinte au P.K. 261, soit au bout de 5,800 km pendant lesquels la puissance brute relevée au crochet de traction du tender a varié comme il suit : 2 040 ch au P.K. 256, 2 500 ch au P.K. 257, 2 800 ch au P.K. 258, 2 650 ch au P.K. 259 et 2 700 ch au P.K. 261. Le cran de marche utilisé depuis l'ouverture du régulateur jusqu'au P.K. 258,700 a été de 58 % aux cylindres HP et BP et de 50 % sur le reste du parcours ; l'effort au crochet du tender s'est élevé à 10 t au P.K. 255,600 ; il atteignait encore 8 t à 100 km/h au P.K. 258,700 et 6 t à 114 km/h au P.K. 261.

La puissance indiquée aux cylindres s'est élevée à 4 100 ch entre 95 et 100 km/h entre les P. K. 258 et 259. En définitive, les 5,8 km sur lesquels l'accélération a eu lieu ont été parcourus en 4 mn 29 s soit à la vitesse commerciale de 77 km/h pour une vitesse initiale de 30 km/h et une vitesse finale de 114 km/h.

V. RÉSUMÉ. — Les locomotives du type 4700 se sont révélées en service comme capables d'assurer dans de bonnes conditions la remorque des trains lourds et rapides sur les profils les plus variés qui se rencontrent notamment sur le parcours Vierzon-Narbonne auquel elles étaient destinées.

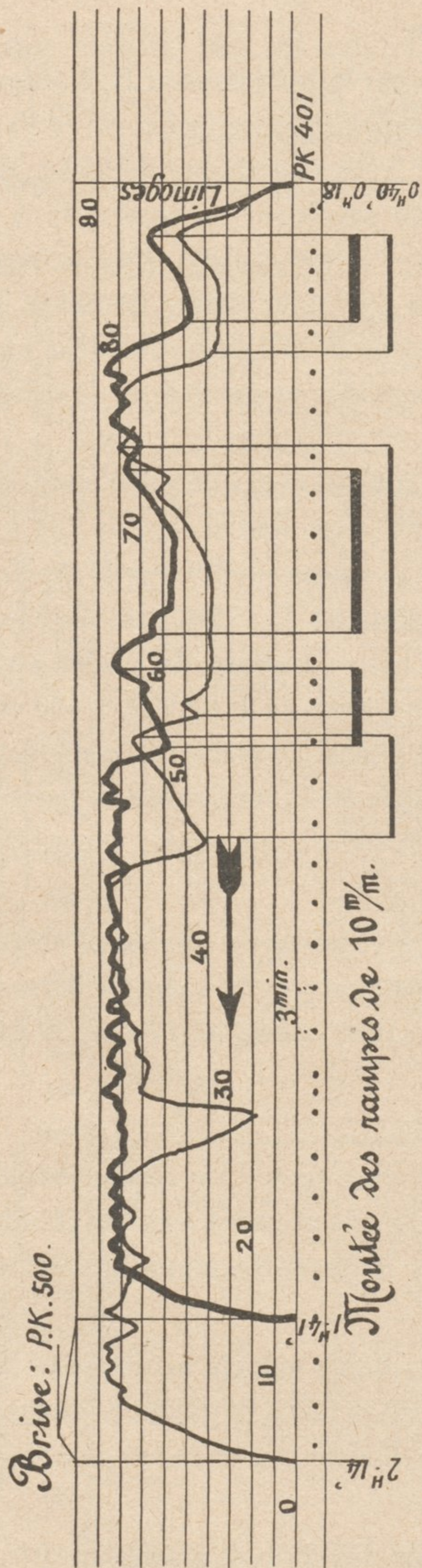
Elles remorquent ainsi à la vitesse des trains 67 et 68 tels qu'ils ont été accélérés en 1933 lors de la mise en service des locomotives 3800, des charges de 600 à 650 t, ce qui exige de monter les rampes de 10 mm à des vitesses de l'ordre de 50 à 65 km/h avec des crans de marche HP et BP de 50 à 55 %.

Sur les parties plates, l'effort demandé est relativement faible, des crans de marche de 20 % HP étant suffisants pour remorquer les mêmes trains à la vitesse de 120 km/h.

Le vide dans la boîte à fumée qui doit être maintenu à 400 mm d'eau lorsqu'on veut faire développer à la machine sa pleine puissance à la montée des rampes de 10 mm n'est plus que de l'ordre de 100 mm correspondant à un régime des plus réduits sur les parties en palier où des charges de 800 t pourraient très aisément être remorquées.

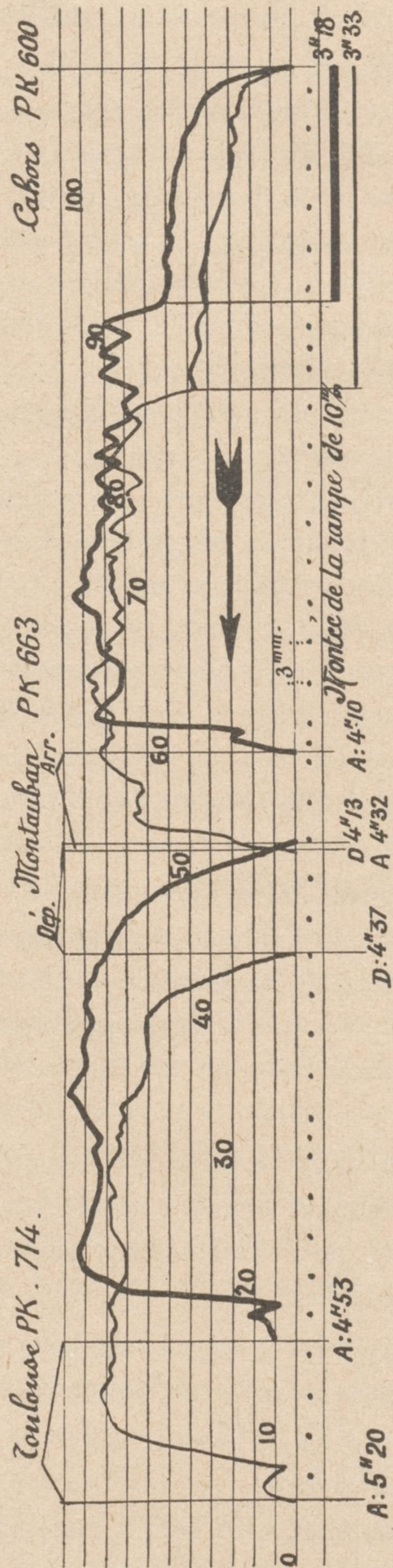
Nous donnons à titre d'exemple figures 1, 2, planche V, deux graphiques du service courant qui donneront une idée du travail *normal* demandé à ces locomotives.

Fig. 31a. — DIAGRAMMES COMPARÉS DE TRAINS REMORQUÉS PAR UNE LOCOMOTIVE 4700 ET PAR UNE LOCOMOTIVE 5800.



— Diagramme du train 67 du 28-29 Juin 1934. Tonnage 652 t. Mne. 4705.
 — Diagramme du train 67 du 1-2 Août 1934. Tonnage 648 t. Mne 5863.

Fig. 31b. — DIAGRAMMES COMPARÉS DE TRAINS REMORQUÉS PAR UNE LOCOMOTIVE 5800 ET PAR UNE LOCOMOTIVE 4700.



— Diagramme du train 67 du 25-26 Juillet 1934. Tonnage 614 t. Mne 4703.
 — Diagramme du train 67 du 26-27 Juillet 1934. Tonnage 616 t. Mne 5861.

A titre comparatif, nous donnons deux courbes de vitesses (Fig. 31^a et 31^b) obtenues aux mêmes trains mais remorqués, soit par des locomotives 4700, soit par des locomotives Mikado à simple expansion de 4,70 m² de surface de grille de la série 5800 qui assurent, le cas échéant, la réserve des machines 4700.

Il est à peine besoin d'insister sur l'écart considérable des vitesses (30 km/h par exemple au lieu de 50) auquel ces machines montent les rampes de 10 mm.

Les locomotives 5800 développent dans de telles conditions de 1 000 à 1 100 ch au crochet de traction là où les 4 700 en développent normalement de 1 700 à 1 900, résultat qui met nettement en évidence, comme nous l'avons signalé plus haut, l'insuffisance des machines 5800 pour remorquer avec des charges de 600 à 650 t les trains 67 et 68 accélérés.

B. — ESSAIS AVEC LOCOMOTIVES-FREIN

I. — Etude de la Chaudière

1^o PRÉLIMINAIRES. — L'étude thermique de la locomotive exige la mesure d'un certain nombre de données expérimentales qui conditionnent son fonctionnement.

a) *Données expérimentales.* — La mesure correcte des divers facteurs qui influent ainsi sur le fonctionnement de la machine nécessite des précautions spéciales à défaut desquelles les résultats d'essais ne donnent qu'une idée très inexacte des questions que l'on cherche à étudier.

D'une manière générale la *mesure des pressions* est relativement facile en ce sens qu'avec un manomètre *bien étalonné* on a en mains un appareil susceptible de donner les chiffres que l'on cherche. Mais l'exactitude de ces chiffres reste entièrement subordonnée à la façon dont les prises de pression ont été faites.

En effet, presque toutes les mesures de pression doivent être effectuées dans des enceintes parcourues par des fluides animés d'une grande vitesse de translation.

Il faut alors disposer les prises de pression pour que la *pression statique* que l'on cherche à connaître ne soit pas faussée par l'influence de la *pression dynamique*. Lorsque la valeur absolue des pressions à mesurer est grande, quelques précautions sommaires suffisent pour éviter les erreurs, mais lorsque les pressions à mesurer sont faibles, comme les dépressions dans un foyer ou dans une boîte à fumée, ou même comme la contre-pression dans une colonne d'échappement, il est absolument nécessaire d'utiliser des dispositifs de prise de pression éliminant parfaitement l'influence des pressions dynamiques. Toutes mesures faites sans ces précautions doivent être tenues pour suspectes.

Enfin, on ne doit pas oublier que les chiffres indiqués par les appareils n'ont encore, malgré ces précautions, qu'une *valeur relative*, lorsque la pression à mesurer subit des variations périodiques d'une certaine fréquence, — tel est également le cas d'un vide de boîte à fumée ou d'une contrepression à l'échappement, — parce que la position d'équilibre prise par l'aiguille indicatrice ou la colonne de liquide utilisée pour la mesure peut dépendre de la loi de variation de la pression dont on cherche la *valeur moyenne*, valeur moyenne définie par la *pression constante* qui produirait un « résultat » équivalent.

La *mesure des températures* présente plus de difficultés encore car on n'est jamais sûr que les phénomènes de rayonnement des cannes pyrométriques ne modifient pas parfois singulièrement la valeur des températures que l'on cherche à mesurer. Le choc des veines fluides sur les cannes pyrométriques sont également une source d'erreurs, et finalement il faut toujours faire quelques réserves sur la valeur absolue d'une température mesurée.

En ce qui concerne les appareils analyseurs de $\text{CO} + \text{H}$ et de CO^2 , que l'on utilise souvent dans les voitures dynamomètres modernes, il faut faire à leur sujet les plus expresses réserves. Nous avons pu constater que ces appareils donnaient la plupart du temps des indications manifestement erronées, notamment lorsque la dépression dans la boîte à fumée atteint une grande valeur.

En fait, nous n'avons jamais pu utiliser les chiffres donnés par ces appareils pour dresser un bilan thermique ayant quelque apparence de vérité. Il est hors de doute, à ce point de vue, que les analyses à l'appareil d'Orsat présentent à l'heure actuelle plus de sécurité. On peut cependant faire également à leur sujet certaines réserves car le gaz produit dans la boîte à fumée d'une locomotive est en perpétuelle modification dans le temps et dans l'espace et l'on ne sait jamais si l'échantillon prélevé peut être considéré comme l'« échantillon moyen ».

Supposant que toutes les précautions voulues aient été prises pour faire en période d'essais des relevés exacts en ce qui concerne les pressions et les températures, il reste un problème capital à résoudre, celui de la détermination des quantités d'eau et de combustible consommés.

La mesure de la quantité d'eau consommée ou vaporisée est relativement simple si la chaudière est étanche et si l'on a soin d'éviter, pendant l'essai, les pertes par les soupapes et de mesurer aussi exactement que possible les pertes pour amorçage des injecteurs et arrosage du combustible.

Il suffit alors de déterminer la consommation d'eau par jaugeage des caisses du tender au début et à la fin de l'essai. Ce jaugeage, qui constitue une *mesure directe*, ne peut donner lieu à erreurs sensibles s'il est fait avec les soins voulus. Les déterminations ainsi faites présentent en tous cas beaucoup plus de sécurité que celles résultant d'une méthode employée quelquefois qui consiste à mesurer la consommation d'eau à l'aide de compteurs placés sur le refoulement des injecteurs, méthode d'ailleurs critiquable indépendamment de la question du comptage proprement dit, car l'on mesure ainsi non seulement l'eau prise au tender, mais également l'eau condensée provenant de la vapeur nécessaire au fonctionnement des appareils d'alimentation (injecteurs ou pompes) ou prélevée à l'échappement.

Une autre méthode consiste à mesurer, à l'aide d'un compteur de vapeur réalisé par un diaphragme ou un Venturi intercalé sur les tuyaux d'admission. Mais nous ne pensons pas qu'il y ait là un moyen très sûr de déterminer la consommation d'eau des locomotives.

La consommation de charbon nécessite des précautions minutieuses pour être déterminée exactement.

En effet, la consommation cherchée est celle qui correspond à la période de travail effectif de la locomotive, déduction faite de la quantité utilisée pour l'allumage, c'est-à-dire pour la mise en pression de la chaudière et pour monter le feu, déduction faite également de la quantité équivalente en combustible frais du mélange de charbon et de coke en ignition, de cendres et de mâchefers répandus sur la grille à la fin de l'essai.

La méthode utilisée au Réseau d'Orléans a pour but de réduire au minimum la part d'arbitraire dans ces déterminations.

On commence donc par allumer la locomotive dont le feu a été basculé la veille. On introduit, à partir de ce moment jusqu'à l'instant du commencement de l'essai, un poids de combustible toujours sensiblement le même et correspondant à la quantité nécessaire pour porter la chaudière à son timbre et pour avoir un feu normalement monté avant le départ.

Soit A le poids de combustible ainsi introduit dans le foyer.

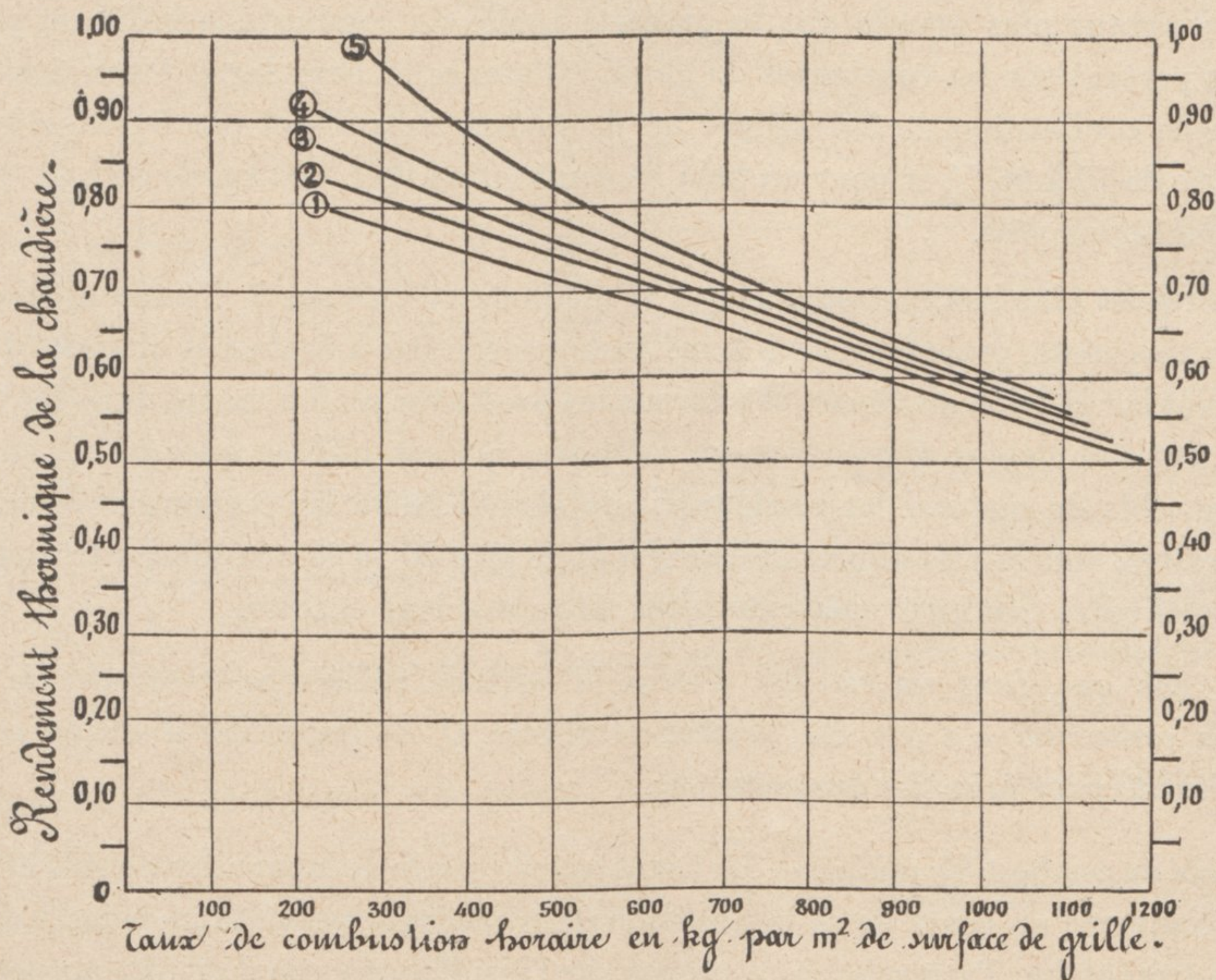
On mesure ensuite la quantité M de charbon préalablement mis en sac de 50 kg introduit dans le foyer pendant la marche.

A la fin de l'essai, le feu est basculé et le charbon et les résidus ainsi recueillis sont pesés, soit B, le poids trouvé. Un échantillon en est prélevé, analysé et essayé à la bombe pour en déterminer le pouvoir calorifique inférieur.

Si l'on appelle α le rapport entre les pouvoirs calorifiques inférieurs du basculage B et du

Fig. 32. — INFLUENCE DU MODE DE CALCUL DE LA CONSOMMATION DE CHARBON SUR LA VALEUR DU RENDEMENT THERMIQUE DE LA CHAUDIÈRE.

Reperes	Formule employée	Légende
1	$C = A - a + M - \alpha B$	<i>A = Poids de combustible introduit dans le foyer pour l'allumage et le montage du feu.</i> <i>a = Poids de combustible nécessaire pour porter la chaudière à son timbre.</i> <i>M = Combustible utilisé pendant l'essai.</i> <i>B = Poids de charbon et de résidu sur la grille à la fin de l'essai.</i> <i>αB = Poids de charbon frais équivalent en calories au poids B</i>
2	$C = A - a + M - B$	
3	$C = A - 1,25a + M - B$	
4	$C = A - 1,5a + M - B$	
5	$C = M$	



charbon frais, le poids de charbon frais équivalent au basculage est égal à αB et le poids total de combustible brûlé pendant l'essai est égal à $A + M - \alpha B$.

Pour déterminer le poids de combustible (a) effectivement nécessaire pour porter la chaudière à son timbre, ou ce qui revient au même, pour déterminer la quantité $A - a$ de combustible frais existant sur la grille au moment du départ, on détermine la quantité de chaleur nécessaire pour porter la chaudière à l'état dans lequel elle se trouve au début de l'essai.

On détermine ainsi directement la quantité de chaleur qu'il faut communiquer, d'une part aux tôles et aux réfractaires de la chaudière, et d'autre part, à l'eau qu'elle contient. Il reste

à tenir compte de la quantité de chaleur rayonnée à l'extérieur pendant cette opération, chiffre que nous demandons à l'expérience en étudiant la façon dont la chaudière se refroidit après le basculage.

La seule hypothèse que nous faisons réside dans la valeur que nous attribuons au rendement de la combustion et des surfaces de chauffe de la chaudière pendant l'opération de l'allumage.

Nous admettons pour ces deux chiffres la même valeur de 0,9, ce qui revient à prendre comme rendement de l'ensemble de la chaudière pendant cette opération le chiffre de 0,8.

L'expérience nous a montré que ces chiffres devaient être très voisins de la réalité, des essais de locomotive utilisant la chauffe au mazout pendant lesquels on peut mesurer directement le poids de combustible nécessaire à l'allumage les ayant confirmés.

Afin de montrer l'importance des erreurs qui peuvent être commises en calculant d'une manière inexacte le poids de combustible brûlé au cours d'un essai, nous avons donné figure 32 les valeurs prises par le rendement de la chaudière de la locomotive 4701 au cours des essais effectués avec locomotives frein, suivant le mode de calcul utilisé pour déterminer le poids de charbon brûlé pendant l'essai. On voit que l'erreur introduite est, comme il fallait s'y attendre, d'autant plus grande que la quantité totale de combustible brûlé est plus faible, les erreurs portant sur les constantes de l'essai (allumage et basculage). C'est ainsi que pour une allure de combustion de 300 kg par m² de surface de grille et par heure, le rendement calculé varie de 78 à 96 % et pour un taux de combustion de 1 000 kg, de 56 à 61 %, suivant les formules employées.

Les chiffres les plus bas correspondent à la méthode utilisée sur le Réseau d'Orléans et les chiffres les plus hauts, probablement à la méthode qui consiste à évaluer la quantité de combustible existant sur la grille au départ et à terminer l'essai avec un feu monté dans des conditions apparemment semblables. Cette dernière méthode, qui est utilisée quelquefois en ligne est donc susceptible de majorer les rendements de chaudière ou les économies de combustible de plus de 20 % aux faibles allures de marche et de près de 10 % aux allures très poussées en admettant en outre que les évaluations faites au jugé soient exactes.

Chaque fois que, dans un résultat d'essai, la méthode utilisée pour calculer le poids de combustible consommé n'a pas été strictement définie, il est impossible d'utiliser ces résultats en toute sécurité pour faire des comparaisons.

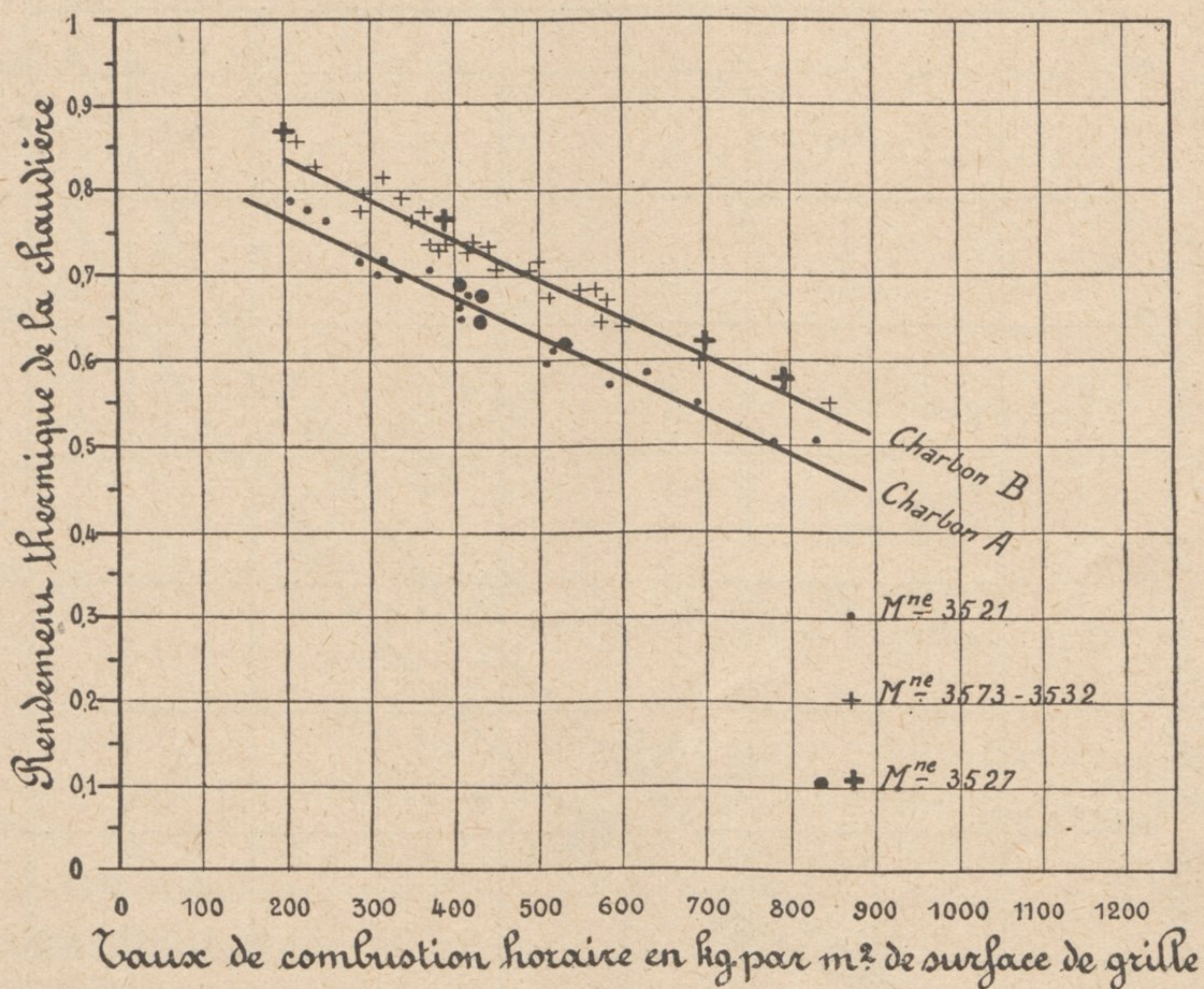
b) *Qualité du combustible utilisé.* — La connaissance exacte de la manière dont le combustible utilisé se comporte au cours de sa combustion dans un foyer présente un intérêt capital. On ne saurait trop attirer l'attention à ce propos sur l'insuffisance que donnent, au point de vue de la qualité d'un combustible, et plus spécialement d'une houille, la seule connaissance de son pouvoir calorifique, de ses constituants analytiques, de sa teneur en matières volatiles, de sa teneur en cendres et du point de fusion de ses cendres.

Comme l'a montré M. R. Dugas, Ingénieur Principal du Matériel et de la Traction de la Compagnie d'Orléans dans son étude intitulée : « Analyses et essais des combustibles destinés à la consommation des locomotives », étude parue dans le numéro de Janvier 1934 de la *Revue Générale*, le pouvoir cokéfiant des houilles semble présenter une importance toute spéciale au point de vue de leur valeur d'usage dans les foyers de locomotives.

Les essais auxquels nous avons procédé pendant ces derniers temps sur les locomotives de la Compagnie d'Orléans nous ont en effet amenés à faire des constatations très différentes avec des charbons réputés pourtant comme identiques, et cela uniquement par suite, pensons-nous, de temps de stockage différents ayant modifié leur pouvoir cokéfiant.

La figure 33 donne les chiffres de rendements thermiques de la chaudière obtenus avec quatre locomotives identiques de la série 3500 chauffées, soit avec un charbon que nous appellerons le charbon A, soit avec un second charbon que nous appellerons le charbon B,

Fig. 33. — RENDEMENTS THERMIQUES DE CHAUDIÈRE OBTENUS SUR LES MÊMES LOCOMOTIVES AVEC DEUX CHARBONS DIFFÉRENTS A ET B AYANT LES MÊMES CARACTÉRISTIQUES A L'ANALYSE, MAIS DE TEMPS DE STOCKAGE DIFFÉRENTS.



la locomotive N° 3527 ayant elle-même utilisé successivement les combustibles de ces deux catégories.

Les courbes de rendement thermique montrent que le charbon B a donné des résultats très supérieurs à ceux du charbon A.

C'est ainsi que pour une allure de combustion de 300 kg par m² de surface de grille et par heure, le rendement thermique a été de 72 % avec le charbon A et de 79 % avec le charbon B, soit un avantage de 9,7 % en faveur du charbon B ; à l'allure de combustion de 800 kg par m² de surface de grille et par heure, le rendement qui n'était que de 49 % avec le charbon A s'est élevé à 56 % avec le charbon B, soit un avantage de 14,25 % en faveur du charbon B.

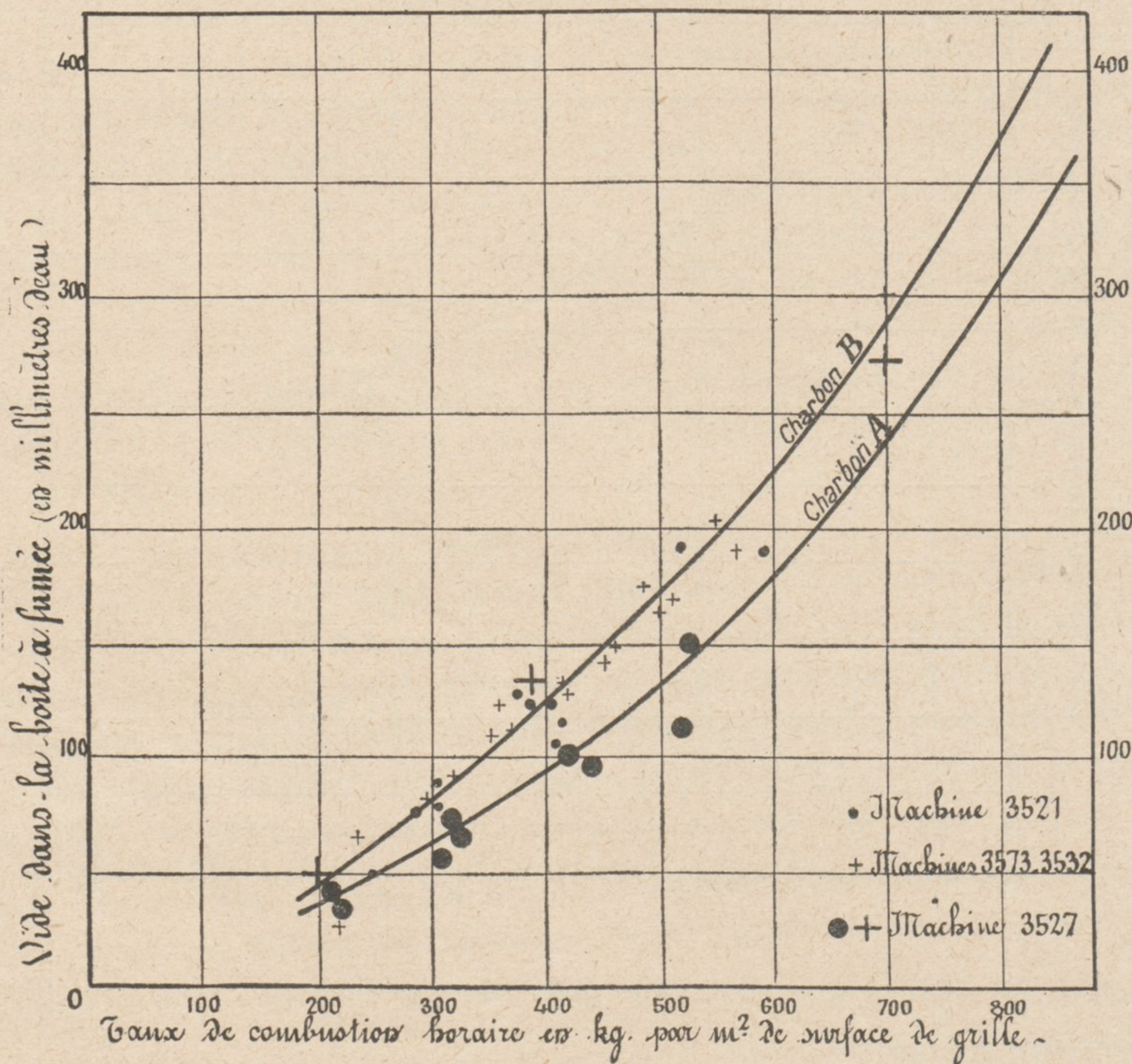
Le chargement utilisé au cours de ces essais était constitué par un mélange de 60 % de charbon A ou de 60 % de charbon B et de 40 % d'une même sorte de briquettes.

Ces trois espèces de combustibles avaient les caractéristiques suivantes :

	POUVOIR CALORIFIQUE SUPÉRIEUR sur charbon brut en calories	TENEUR en cendres sur charbon brut %	HUMIDITÉ sur charbon brut %	TENEUR en matières volatiles sur charbon brut %
Charbon A.....	8330 calories	4,1 %	2,10 %	21 à 22 %
Charbon B.....	8310 calories	4,8 %	2,00 %	17 à 19 %
Briquettes.....	8100 calories	7,8 %	1,90 %	16 à 18 %

Le pouvoir calorifique supérieur moyen du mélange utilisé dans les proportions indiquées

Fig. 34. — VIDE OBTENU DANS LA BOITE A FUMÉE AVEC LES CHARBONS A ET B EN FONCTION DU TAUX DE COMBUSTION.



ci-dessus étaient ainsi, dans les deux cas, du charbon A et du charbon B, d'environ 8 240 calories.

Le pouvoir calorifique inférieur de ces deux mélanges calculé par la formule :

$$pc = PC - (6 E + 54 H)$$

ou E est le % en humidité

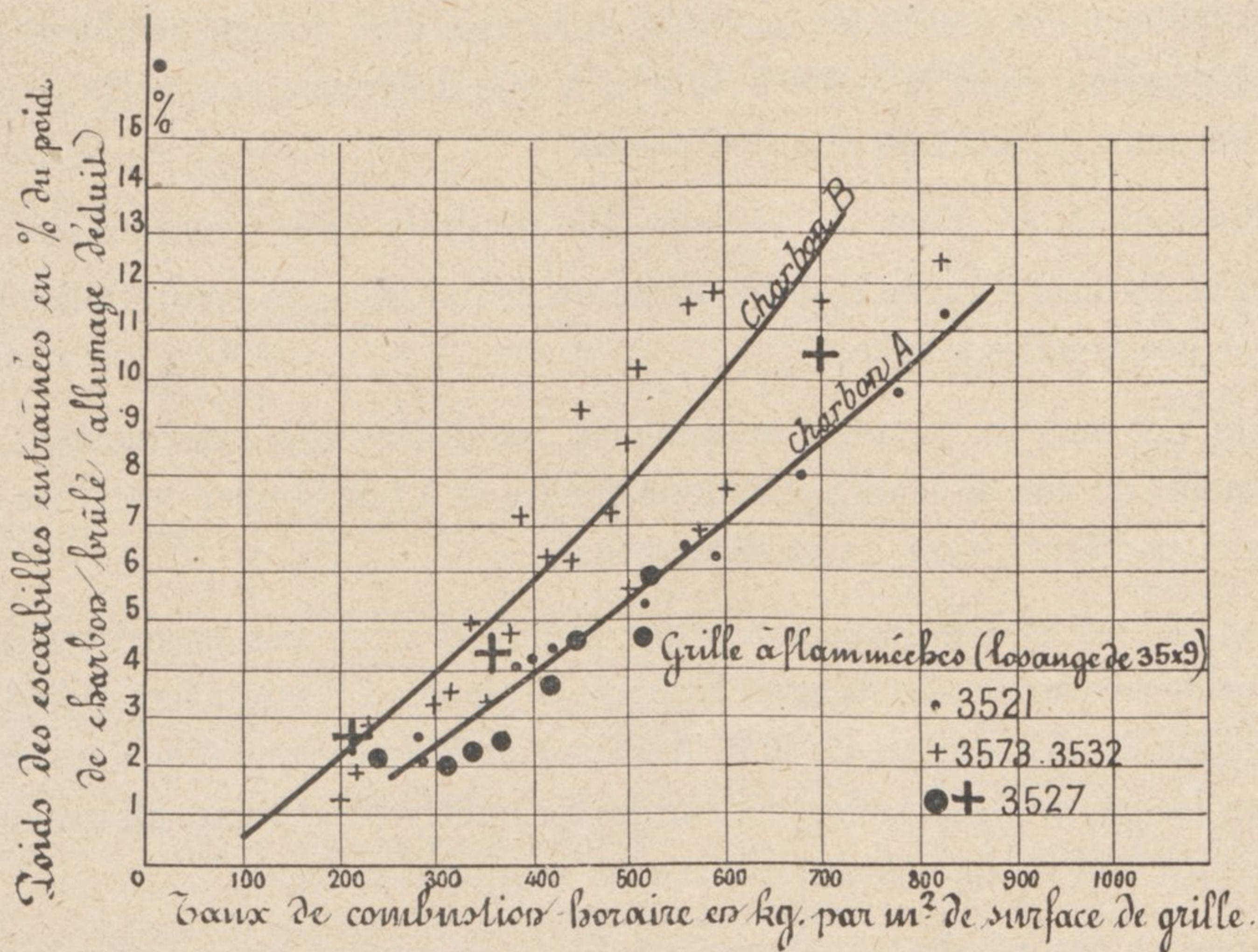
et H la teneur en hydrogène de l'échantillon

était de 7 950 calories.

Rien, ni dans les pouvoirs calorifiques, ni dans les teneurs en cendres, ni dans les teneurs en matières volatiles, ne pouvait expliquer la différence constatée dans les rendements obtenus avec les deux types de chargement sur quatre locomotives identiques.

En traçant les courbes de vide dans la boîte à fumée en fonction des taux de combustion horaire par m² de surface de grille (Fig. 34), on a pu constater que le charbon A donnant le meilleur rendement occasionnait *un vide plus grand dans la boîte à fumée*. C'est ainsi que ce vide, qui était d'environ 65 mm d'eau pour un taux de 300 kg avec le charbon A s'élevait à 72 mm pour le charbon B. A l'allure de 600 kg par m² de surface de grille et par heure, ces chiffres devenaient respectivement 180 et 225 mm d'eau.

Fig. 35. — ENTRAINEMENT DES ESCARBILLES EN FONCTION DE L'ALLURE DE COMBUSTION POUR LES CHARBONS A ET B.



Le feu ayant toujours été conduit dans les mêmes conditions par le même chauffeur et avec la même épaisseur pour des allures de combustion similaires, ce surcroît de vide obtenu dans la boîte à fumée est la preuve de la *moins grande perméabilité* par l'air du charbon B que du charbon A. Cette moindre perméabilité, qui concorde précisément avec un meilleur rendement, semble être due à *une meilleure cokéfaction* du charbon B que du charbon A, ce dernier se laissant au contraire traverser plus facilement mais sans que l'excès d'air ainsi obtenu semble contribuer à améliorer la combustion faute d'une cokéfaction suffisante.

Si l'on trace d'autre part les courbes donnant le poids des escarbilles recueillies dans la boîte à fumée en % du poids de charbon brûlé (Fig. 35), on s'aperçoit que les pertes par escarbilles sont également plus élevées pour le charbon B que pour le charbon A, bien que le charbon B ait conduit à un rendement thermique nettement supérieur.

Ce résultat, qui à première vue peut sembler paradoxal, s'explique également par le fait que la couche de charbon B étant mieux cokéfiée et ne pouvant pas se laisser traverser facilement par l'air, le laisse passer à une vitesse accrue dans les fissures que la couche présente inévitablement et où l'entraînement devient relativement abondant.

En résumé, le charbon B qui cokéfie bien donne un bon rendement thermique parce que l'air introduit dans le foyer est utilisé presque en totalité à la combustion, tandis qu'avec le charbon A, cet air traverse une couche mal cokéfiée ressemblant un peu à une couche de gravier

dont les grains plus ou moins gros se laissent soulever par l'air comme le ferait une soupape et retombent en majeure partie à leur place après avoir laissé passer cet air sans lui opposer une très grande résistance. Il y a moins d'escarbilles entraînées qu'avec le charbon B, mais cette diminution de pertes par escarbilles est plus que compensée par la moins bonne pénétration de l'air comburant dans les porosités du combustible, comme le prouve le bilan thermique finalement obtenu.

Or, les combustibles A et B utilisés ne différaient que par leur temps de stockage, et jusqu'à plus ample informé, c'est à cette différence de temps de stockage uniquement que nous devons attribuer la différence des résultats constatés, différence due, comme semblent le prouver les courbes de dépression dans la boîte à fumée, à une différence très nette dans le degré de cokéfaction des deux qualités de charbon utilisé.

Il est intéressant à ce sujet de signaler les résultats très remarquables obtenus par MM. Audibert et Delmas (1) avec le dilatomètre qu'ils ont imaginé pour étudier la fusion et le boursoufflement des houilles à coke.

Ces résultats ont mis en lumière notamment les différences extrêmement grandes qui existaient au point de vue de leurs aptitudes à fondre et à boursouffler entre des houilles ne se distinguant que par leur degré de vieillissement.

Etant donné la très grande importance que semblent avoir ces propriétés d'un charbon, au point de vue de sa combustion dans un foyer de locomotive, il serait fort utile d'entreprendre à ce sujet, à l'aide du dilatomètre de MM. Audibert et Delmas, une étude systématique de la question, contrôlée par des essais effectués sur des locomotives à diverses allures de combustion, soit au laboratoire, soit en ligne à des essais avec locomotives-frein.

De toutes façons, les résultats obtenus au P. O. montrent avec toute leur importance l'influence sur le rendement thermique des chaudières et sur la consommation de combustible des locomotives, non seulement des pouvoirs calorifiques des houilles utilisées, de leur état physique (criblage du charbon) (2), mais également de l'âge de ces houilles.

Comme les mesures habituelles faites au laboratoire ne permettent pas de déceler d'une manière suffisante l'effet parfois désastreux du stockage sur le pouvoir cokéfiant des houilles (3) il serait souhaitable que l'on s'assure toujours au préalable, à l'aide du dilatomètre de MM. Audibert et Delmas notamment, du pouvoir cokéfiant de la houille utilisée.

2° ESSAIS DES LOCOMOTIVES 4701 et 4708. — a) *Rappels des données relatives à leurs chaudières.* — Comme on l'a vu plus haut, les chaudières de la locomotive 4701 et des locomotives 4702-4712, diffèrent légèrement en ce qui concerne la constitution de leur faisceau tubulaire.

(1) Voir communication de M. Charles Arnu au troisième Congrès du Chauffage industriel, Paris 1934.

(2) Voir à ce sujet très important le Bulletin 101 de Septembre 1917 de l'Université de l'Illinois : « Comparative tests of six sizes of illinois Coal on a Mikado locomotive ».

(3) Voir Bulletin N° 97 du 28 Mai 1917 de l'Université de l'Illinois « Effects of storage upon the properties of coal ».

Le tableau ci-dessous a été établi pour faire apparaître ces différences principales :

		4701		4702-4712	
		avec surchauffeur type H (1)	avec surchauffeur type H (1) + type E (2)	avec surchauffeur type H (1)	
Foyer		Même foyer sauf en ce qui concerne la face antérieure du siphon Nicholson qui est verticale dans la locomotive 4701 et inclinée de l'AV à l'AR, en allant de haut en bas dans les locomotives 4702-4712.			
Faisceau tubulaire	Type et diamètre des tubes	Serve	65/70	65/70	60/65
		Lisses	44,5/49,5	44,5/49,5 et 65/70	44,5/49,5
		Gros	125/133	125/133	125/133 avec partie rétrécie côté foyer ondulée
	Nombre	Serve	75	67	86
		Lisses	29	29 + 8	28
		Gros	28	28	30
Longueur entre plaques tubulaires			4,25		
Surface de chauffe directe	Foyer		20,684		
	Siphon Nicholson		4,216		
	Totale		24,900		
Surface de chauffe indirecte	Côté gaz	215,90	202,82	213,61	
	Côté eau	161	161	169,56	
Surface de surchauffe côté gaz		62,53	67,49	67,02	
Section de passage des gaz	Tubes Serve	0,2265	0,2025	0,2215	
	Tubes lisses	0,03644	0,03644	0,0351	
	Gros tubes (surchauffe)	0,222	0,222 + 0,0193	0,2376	
Rapport entre la section de passage des gaz à travers les tubes de surchauffe et la section de passage des gaz à travers les tubes bouilleurs		0,84	1,04	0,93	
Section totale de passage des gaz à travers le faisceau tubulaire au corps des tubes		0,4849	0,4802	0,4943	
Rapport entre la surface de frottement dans les tubes et leur section de passage au corps	Serve	533,5	533,5	557	
	Lisses	429,5	429,5	429,5	
	Gros (surchauffe)	H (1) 496	H (1) 496 E (2) 600	H (1) 496	
Rapport entre la longueur des tubes et leur diamètre équivalent (rapport ci-dessus divisé par 4)	Serve	133	133	139	
	Lisses		107		
	Gros (surchauffe)	124	H (1) 124 E (2) 150	124	
Volume du foyer			8,20		
Rapport entre le volume du foyer et la surface de grille			2,16		

Les chaudières des machines 4701 et 4702-4712 diffèrent donc surtout en ce que la résistance au passage des gaz du faisceau des tubes Serve a été un peu accrue dans ces dernières, le rapport de la surface de frottement des gaz contre ces tubes à leur section de passage au corps ayant été porté de 533,5 à 557.

(1) Surchauffeur HOULET.

(2) Surchauffeur SCHMIDT à petits tubes type E.

Le but de cette modification a été d'augmenter légèrement le rendement thermique de cette partie du faisceau tubulaire.

En effet, d'après la théorie de la transmission de la chaleur à travers les tubes à fumée la quantité de chaleur absorbée par un faisceau tubulaire peut se mettre sous la forme (1).

$$Q = M \Gamma (T_0 - \theta) \left(1 - e^{-\frac{K S}{\Gamma \omega}} \right)$$

formule dans laquelle :

M représente la masse des gaz pénétrant dans l'unité de temps dans le faisceau tubulaire,

Γ la chaleur spécifique de ces gaz,

T_0 leur température de l'entrée du faisceau,

θ la température de l'eau contenue dans la chaudière,

K une constante,

$\frac{s}{\omega}$ le rapport entre la surface de frottement des gaz contre les parois du tube à leur section de passage au corps égal à quatre fois le rapport entre la longueur des tubes et leur diamètre équivalent (2).

e la base des logarithmes népériens.

Si, toutes choses égales d'ailleurs, on ne change que la valeur du rapport $\frac{s}{\omega}$ sans changer ω , les quantités de chaleur absorbées par le nouveau faisceau tubulaire caractérisée par le rapport $\frac{s'}{\omega}$ pourront être déduites de la formule ci-dessus.

Si l'on développe en série les exponentielles, le rapport de ces quantités de chaleur prend la forme :

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{1 - e^{-\frac{K s'}{\Gamma \omega'}}}{1 - e^{-\frac{K s}{\Gamma \omega}}} = \frac{\frac{K}{\Gamma} \frac{s'}{\omega'} + \left(\frac{K}{\Gamma} \frac{s'}{\omega'} \right)^2 \frac{1}{2!} + \dots}{\frac{K}{\Gamma} \frac{s}{\omega} + \left(\frac{K}{\Gamma} \frac{s}{\omega} \right)^2 \frac{1}{2!} + \dots}$$

Si nous supposons $\frac{s'}{\omega'}$ supérieur à $\frac{s}{\omega}$ on voit que les termes de la série constituant le numérateur sont, à partir du second terme, tous respectivement inférieurs à ceux ayant le même exposant situé au dénominateur, ce qui permet d'écrire :

$$\frac{Q'}{Q} > \frac{\frac{K}{\Gamma} \frac{s'}{\omega'}}{\frac{K}{\Gamma} \frac{s}{\omega}}$$

ou

$$\frac{Q'}{Q} > \frac{\frac{s'}{\omega'}}{\frac{s}{\omega}}$$

(1) Voir comptes rendus du Congrès Scientifique International, Liège 1922, 621.131.2.

(2) Le diamètre équivalent des tubes se définit justement par cette égalité : On voit que pour un tube lisse, son diamètre équivalent est son diamètre réel.

Il résulte de cet examen que dans le cas des locomotives 4701 et 4702 - 4712, le faisceau des tubes Serve absorbe, dans le cas des 4702 - 4712, une quantité de chaleur supérieure à celle absorbée dans la 4701, ces quantités de chaleur étant à peu près dans le rapport :

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{557}{553,5} = 1,06$$

soit une différence de 6 % en faveur de la deuxième solution.

On a cherché à améliorer aussi la transmission de la chaleur à travers les gros tubes à fumée dans la partie rétreinte de ces tubes côté foyer en y pratiquant des ondulations qui ont surtout pour but de créer dans cette région où la vitesse des gaz est moins considérable qu'ailleurs, une turbulence capable d'intensifier les phénomènes de transmission.

On verra qu'effectivement le rendement de la chaudière des locomotives 4702 - 4712 a été légèrement accru et que la température de surchauffe obtenue, malgré la présence de 30 gros tubes au lieu de 28, n'a pas été plus grande que celle obtenue dans la disposition primitive de la locomotive 4701 muni du surchauffeur type Houlet seul.

Cette constatation est une preuve que la quantité de vapeur produite par les surfaces de chauffe mouillées a été accrue puisque malgré le plus grand développement du surchauffeur la température finale de la vapeur est restée sensiblement la même.

b) *Résultats des essais.* — 1° *Rendement thermique.* — Avant d'exposer les résultats obtenus, il est nécessaire d'apporter quelques précisions sur la signification du taux de vaporisation et du rendement thermique de la chaudière dans les deux cas où la locomotive fonctionne *avec ou sans réchauffage de l'eau d'alimentation.*

Dans le cas simple où il n'y a pas de réchauffage, on peut déjà se faire une idée du rendement thermique de la chaudière en examinant les taux de vaporisation, c'est-à-dire les poids d'eau vaporisée par kg de charbon, ou, ce qui revient au même dans ce cas particulier, *les poids d'eau prélevée au tender* (pertes par amorçage des injecteurs et par arrosage du combustible déduites) par kg de combustible brûlé pendant l'essai. Il suffit en effet de multiplier le chiffre brut ainsi trouvé par le rapport de la quantité de chaleur fournie à 1 kg d'eau vaporisée au pouvoir calorifique inférieur du charbon pour obtenir la valeur du rendement thermique de la chaudière.

Par contre, lorsque, dans le cas devenu presque général aujourd'hui, l'alimentation est faite par un appareil réchauffeur d'eau d'alimentation (injecteur à vapeur d'échappement ou réchauffeur à pompe), on ne perçoit plus, à priori, le sens exact, du point de vue du rendement thermique de la chaudière, du taux de vaporisation fictif obtenu, en divisant le poids d'eau prélevée au tender au cours de l'essai par le poids de combustible correspondant.

Il est donc nécessaire d'examiner si l'on peut conserver, même dans le cas du réchauffage, la notion simple et habituelle *du taux de vaporisation.*

Or, il se trouve justement que la quantité de chaleur apportée par la vapeur prélevée à l'échappement servant à porter l'eau du tender à la température de réchauffage est compensée presque exactement par la quantité de chaleur supplémentaire que doit fournir le charbon pour échauffer, vaporiser et surchauffer la quantité d'eau provenant de la condensation de cette vapeur,

Cette compensation n'existe toutefois que grâce à l'abaissement de la température de surchauffe qui résulte nécessairement, comme nous avons déjà eu l'occasion de l'expliquer (1) du réchauffage lui-même.

Afin de bien faire comprendre le mécanisme de cette compensation, nous dresserons le bilan suivant :

1° Élévation de température de l'eau d'alimentation due à la condensation de la vapeur d'échappement du moteur actionnant la pompe : 20° (hypothèse à vérifier dans chaque cas particulier).

2° Quantité de chaleur apportée par la vapeur prélevée à l'échappement par kg d'eau prélevée au tender à la température supposée de 15° et pour une température de réchauffage prise égale à 95°.

$$95 - 20 - 15 = 60 \text{ calories.}$$

3° Poids de vapeur prélevée à l'échappement par kg d'eau prise au tender en admettant que la chaleur totale de cette vapeur soit de 655 calories.

$$\frac{60}{655 - 95} = 0,107 \text{ kg}$$

4° Abaissement de la température de surchauffe due au réchauffage de l'eau d'alimentation à 95° :

— Chaleur de surchauffe de 1 kg de vapeur à 20 Hpz et 400° : 118 cal.

— Cette même quantité de chaleur, soit 118 cal. est à incorporer dans le cas du réchauffage (à taux de combustible égal) non plus à 1 kg d'eau mais à 1 kg d'eau prise au tender + à 0,107 kg d'eau prélevée à l'échappement ;

— La chaleur de surchauffe incorporée, dans le cas du réchauffage, à 1 kg de vapeur produite à 20 Hpz, est donc de :

$$110 \times \frac{1}{1,107} = 106,5 \text{ cal.}$$

— Température de surchauffe T_r avec réchauffage de l'eau d'alimentation pour une température de surchauffe de 400° sans réchauffage, la température d'ébullition de l'eau à 20 Hpz étant prise égale à 213° :

$$(400 - 213) \times \frac{106,5}{118} = T_r - 213 = 179$$

d'où

$$T_r = 382^\circ$$

5° Quantité de chaleur à fournir par le charbon pour échauffer, vaporiser et surchauffer, à la température de surchauffe abaissée par le réchauffage, l'eau prélevée à l'échappement :

$$0,107 \times (764 - 95) = 71,5 \text{ calories}$$

6° Quantité de chaleur à fournir en moins par le charbon du fait de l'abaissement de la température de surchauffe due au réchauffage pour vaporiser 1 kg d'eau prise au tender :

$$775 - 764 = 11 \text{ calories}$$

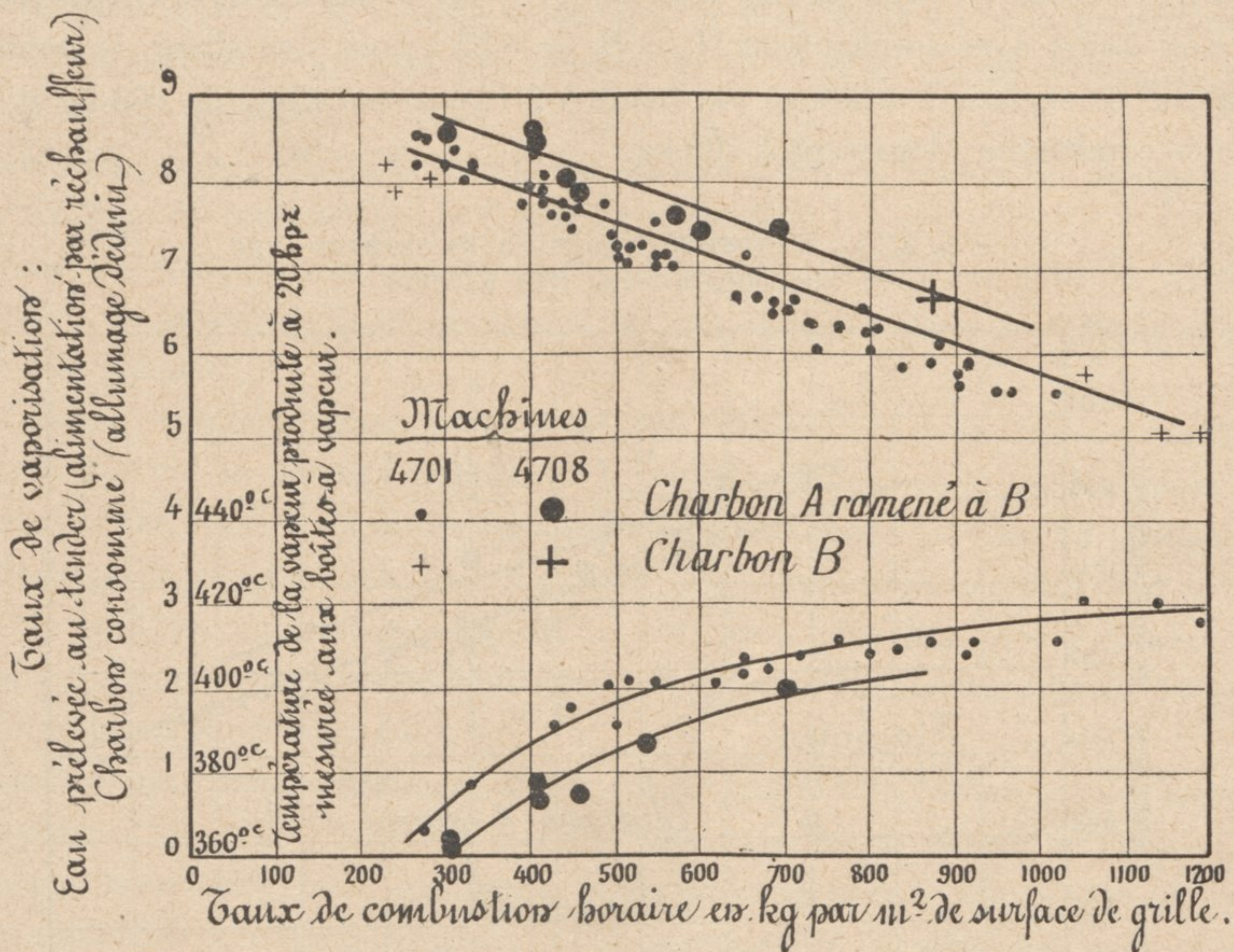
(1) Voir *Revue Générale*, N° de Juillet 1931.

7° Bilan final :

Chaleur apportée par la vapeur prélevée.	Chaleur supplémentaire à fournir par le charbon pour vaporiser l'eau condensée provenant de la vapeur prélevée.	Quantité de chaleur supplémentaire à fournir par le charbon dans le cas du réchauffage de l'eau d'alimentation par kg d'eau prélevée au tender.
60 cal.	— (71,5 — 11) cal.	= 0,5 cal.

En résumé, que la locomotive fonctionne avec ou sans prélèvement de vapeur à l'échappement, le rapport entre le poids d'eau prise au tender et le charbon brûlé, rapport qui répond à la définition du taux de vaporisation dans le cas où la machine marche à l'injecteur ou avec une pompe à eau froide, a pratiquement la même signification.

Fig. 36. — TAUX DE VAPORISATION OBTENUS AVEC LES LOCOMOTIVES 4701 ET 4708.



Le calcul du rendement thermique de la chaudière pourra donc se faire très facilement en multipliant le taux de vaporisation $\frac{E}{C-a}$ où E est le poids d'eau prélevée au tender (pertes pour amorçage des injecteurs et arrosage du combustible déduites) et (C - a), le poids de charbon, allumage déduit, brûlé pendant l'essai, par le rapport :

$$\frac{\lambda - \theta}{pc}$$

λ étant la chaleur totale de la vapeur produite à la température de surchauffe obtenue sans réchauffage,

θ la température de l'eau prise au tender,

pc le pouvoir calorifique inférieur du combustible utilisé.

Si, dans un but de commodité, on prend dans tous les cas pour λ la chaleur totale de la

vapeur effectivement produite, qu'il y ait ou non réchauffage de l'eau d'alimentation, le rendement thermique calculé ne comportera, dans le cas du réchauffage, qu'une erreur par défaut de l'ordre de : 1 à 2 %.

On rétablira très facilement la vérité en multipliant le rendement obtenu par le rapport :

$$\frac{775 - 11}{775} = \frac{1}{0,985} \text{ pour une surchauffe de } 400^{\circ}$$

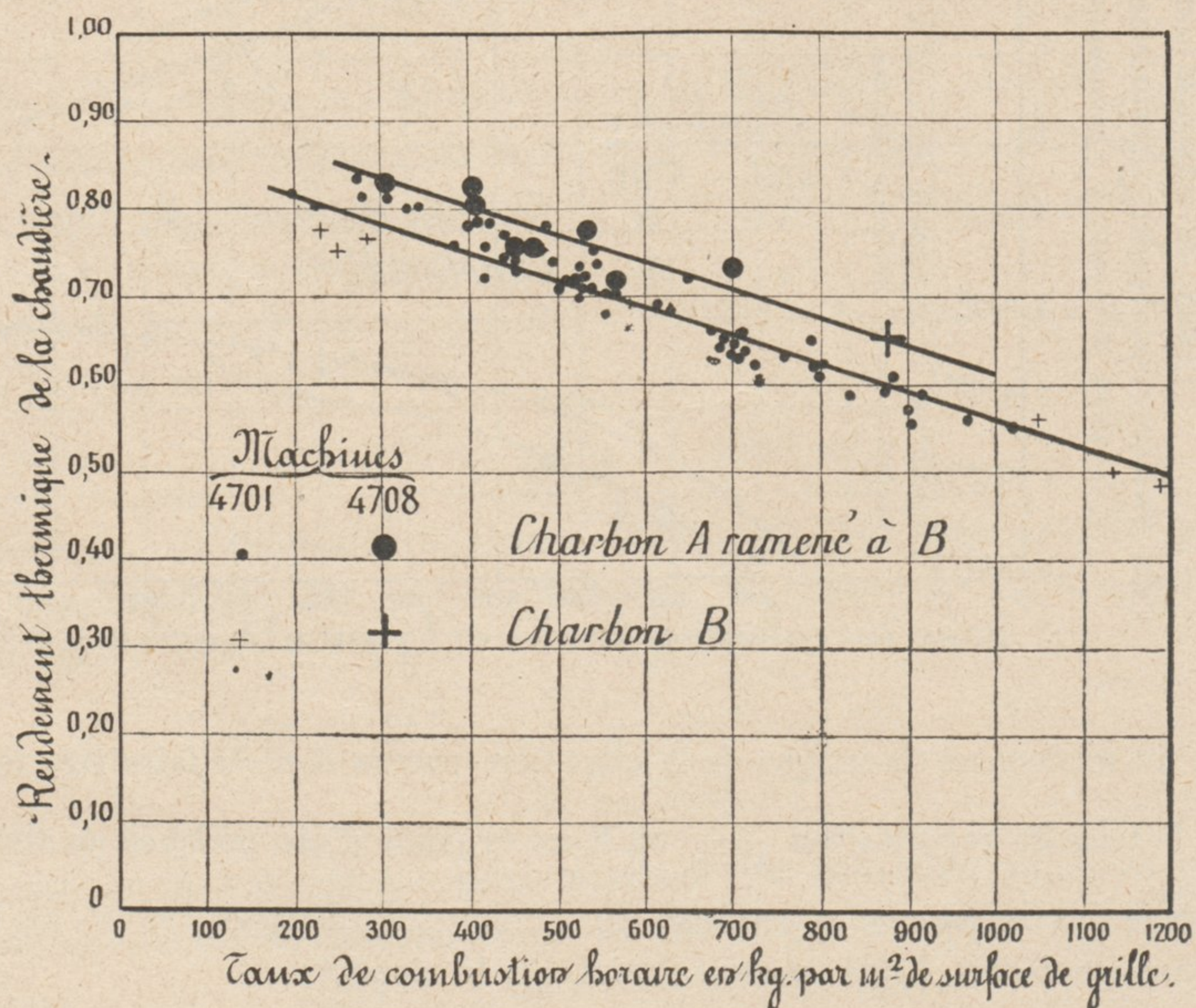
ou par $\frac{1}{0,995}$ pour une surchauffe de 300° .

Ceci posé, nous donnons (Fig. 36) les courbes des taux de vaporisation relatives aux locomotives 4701 et 4708.

Tous les résultats ont bien entendu été ramenés à un même type de charbon, c'est-à-dire au charbon B considéré plus haut.

On voit que le taux de vaporisation brut a varié pour la locomotive 4701 dans son état définitif, c'est-à-dire avec surchauffeur H + E, de 8,25 l pour une allure de combustion de 300 kg par m² de surface de grille et par heure à 6 l pour une allure de 900 kg et à 5 l pour une allure de combustion dépassant 1 100 kg.

Fig. 37. — RENDEMENTS THERMIQUES OBTENUS AVEC LES LOCOMOTIVES 4701 ET 4708.



La ligne droite tracée pour représenter la variation du taux de vaporisation en fonction de l'allure de combustion, tient compte de l'influence de la température de l'eau d'alimentation sur le résultat. Au contraire, en traçant une courbe moyenne passant par les centres du groupement des points expérimentaux reportés sur le graphique sans tenir compte de cette influence, on aurait eu une courbe de forme hyperbolique passant au-dessous de la ligne droite entre 500 et 1 000 kg de taux de combustion horaire et au-dessus, en deçà et au delà.

Avec la locomotive 4708, ce taux de vaporisation est passé de 8,75 l, pour une allure de combustion de 300 kg, à 6,6 l pour une allure de 900 kg.

La même figure 36 indique les températures auxquelles la vapeur a été produite, et l'on voit que l'écart entre les deux machines est de l'ordre de 10 à 13° à peu près à toutes les allures. C'est ainsi que pour un taux de combustion faible de 300 kg par m² de surface de grille et par heure, la température de la vapeur est de 360° avec la locomotive 4708 et de 373° avec la locomotive 4701, et qu'à l'allure de 900 kg, ces températures sont respectivement de 407 et 416°.

La figure 37 est relative aux rendements thermiques de la chaudière de ces deux locomotives. On voit que la locomotive 4708 a bien un rendement un peu supérieur à celui de la locomotive 4701, les valeurs correspondantes de ce rendement étant respectivement de 83 % pour la machine 4708 et de 78 % pour la locomotive 4701 pour un taux de combustion de 300 kg par m² de surface de grille et par heure et de 65 % et 60 % respectivement pour une allure de combustion de 900 kg.

Aux essais très poussés effectués avec la locomotive 4701, ce rendement atteignait encore 50 % pour un taux de combustion de 1 200 kg environ.

L'écart constaté entre les rendements de chaudière des locomotives 4701 et 4708 est de l'ordre de 5,5 % en faveur de la locomotive 4708 aux faibles allures de marche et de 8,5 % aux allures très poussées.

Cet écart peut s'expliquer comme nous l'avons vu plus haut par un meilleur coefficient de transmission à travers le faisceau tubulaire. Il peut s'expliquer aussi par un appel d'air un peu plus régulier sur la grille dû à une résistance plus homogène du faisceau tubulaire, enfin à un calorifugeage un peu meilleur, la locomotive 4708 ayant reçu en plus des enveloppes habituelles de la 4701 un matelas d'amiante. On verra plus loin que l'influence de ce meilleur calorifugeage ne peut cependant être très grande aux fortes allures et qu'elle a pu jouer aux faibles allures pour 1 à 2 %.

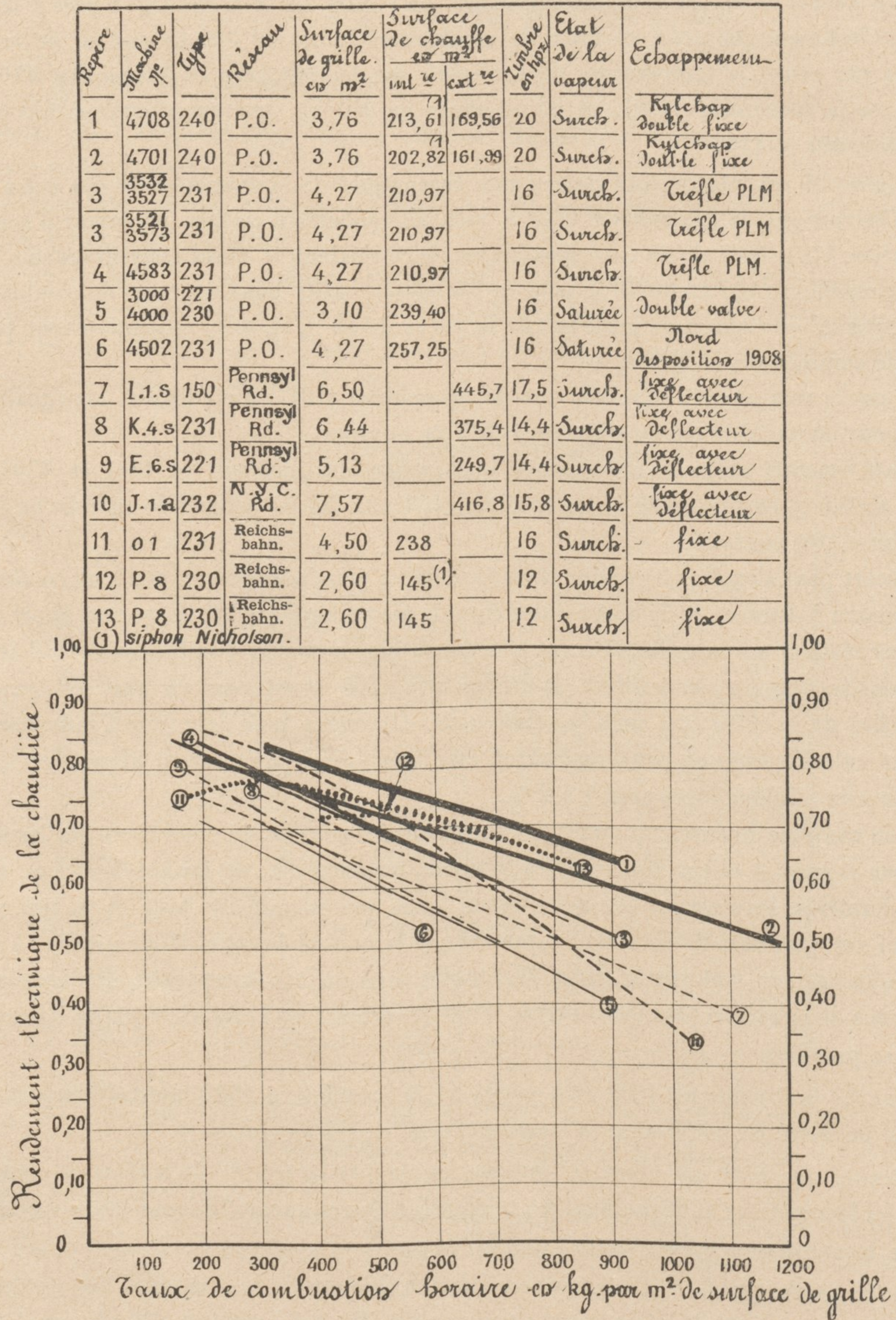
Si l'on examine maintenant comment se situent les courbes de rendement des locomotives 4700 par rapport à celles déjà connues d'autres locomotives, en faisant toutefois, au sujet de ces dernières, les réserves que nous avons faites précédemment, tant en ce qui concerne le calcul des quantités de charbon consommé que la qualité de ces charbons, même à pouvoir calorifique égal, on voit sur la figure 38, établie dans un but comparatif, que les courbes de rendement de chaudière des locomotives 4700 (courbes 1 et 2) figurent parmi les meilleures obtenues jusqu'ici.

La courbe 6 obtenue en 1908 aux essais de la locomotive 4502 montre l'importance du progrès qui a été accompli dans la transformation de ces machines.

C'est ainsi que pour une allure de combustion de 500 kg par m² de surface de grille et par heure, les locomotives 4700 donnent un rendement thermique de 72,5 et 77 % respectivement là où la locomotive 4502 ne donnait que 57 %.

Dans ce résultat, il faut d'ailleurs voir surtout l'influence, non pas des dispositions de la chaudière, mais plutôt de l'échappement. Les essais de la locomotive 4502 furent faits après avoir remplacé l'échappement à double valve, qui ne donnait pas satisfaction, par un échappement à cône Nord, dont le plan de sortie de la tuyère était voisin du niveau supérieur de la dernière rangée des tubes. Cette disposition adoptée en 1908 fut d'ailleurs remplacée par

Fig. 38. — COURBES COMPARATIVES DE RENDEMENT THERMIQUE OBTENUES AVEC LES LOCOMOTIVES 3000, 4000, 4500, 3500, 4701, 4708 ET DIVERS TYPES DE LOCOMOTIVES AMÉRICAINES ET ALLEMANDES.



la suite par une autre dans laquelle le niveau de sortie de la tuyère fut sensiblement abaissé. Cet échappement fut lui-même remplacé plus tard par l'échappement à Trèfle P.-L.-M. dont la locomotive 4583 à surchauffe était munie lorsque nous l'avons essayée.

Le rendement thermique de la chaudière obtenu avec ce dernier échappement, nettement supérieur à celui obtenu sur la 4502, fut de 69 % au lieu de 57 % pour la même allure de 500 kg par m² de surface de grille et par heure. Cet échappement toutefois ne nous permit pas de dépasser une allure de combustion de 600 kg par suite de son degré de serrage maximum insuffisant.

Les locomotives de la série 3500, munies d'une chaudière identique, ont donné le rendement de la courbe 3. L'allure de combustion put être poussée jusqu'à 850 kg par m² de surface de grille et par heure, grâce à l'emploi d'un échappement à Trèfle de plus petite section (diamètre de la tuyère 205 mm au lieu de 211).

Nous avons reporté sur la même figure les courbes 8 et 9, relatives aux essais effectués sur les locomotives Atlantic E_{6s} et Pacific K_{4s} du Pennsylvania Railroad, au banc d'essai d'Atoona (1).

La courbe 7 est également relative à une locomotive du Pennsylvania RR^d type Decapod de la classe I_{4s} (2).

Enfin, la courbe 10 est relative à la locomotive à grande vitesse J_{1a} du New-York Central (3).

Les courbes ainsi données pour les machines américaines correspondent à des rendements sensiblement inférieurs à ceux qui ont été obtenus avec nos machines 3500 et surtout avec nos machines 4700.

La courbe 10, relative à la machine J_{1a} du New-York Central RR^d attire l'attention, parce qu'elle accuse une baisse rapide de rendement en fonction de l'allure de combustion, peut-être par suite d'un défaut dans le fonctionnement du chargeur mécanique.

La courbe 9 présente un intérêt particulier parce qu'elle est relative à une locomotive du type Atlantic, ayant un faisceau tubulaire relativement court (4,18 m) comme les locomotives du type 4700 (4,25 m), mais possède des tubes lisses de 46 × 51 mm au lieu de tubes « Serve » de 65 × 70 mm pour la 4701 et de 60 × 65 mm pour la 4708.

Les résultats donnés par cette machine sont nettement inférieurs à ceux obtenus avec les locomotives 4700.

Les courbes 11, 12 et 13 sont relatives aux locomotives O 1 et P₈ de la Reichsbahn (4).

La courbe 11, relative à la locomotive Pacific normalisée, du type lourd O 1, de 4,50 m² de surface de grille, ne s'étend que dans une zone d'allure de combustion relativement faible (160 à 400 kg par m² de surface de grille et par heure). Le rendement obtenu, de l'ordre de 76 %, à l'allure de 200 kg, est égal à 78 % à l'allure de 300 kg et reprend la valeur de 76 % environ pour l'allure de 400 kg.

La courbe 12 est relative à une locomotive P₈ munie d'un siphon Nicholson, elle est au-dessus de la courbe précédente et comprise entre les courbes des locomotives 4701 et 4708.

(1) Voir Bulletin 22 (1915) du Pennsylvania Railroad.

(2) Voir Bulletins 31 et 32 du Pennsylvania Railroad.

(3) Voir remarques de M. H. S. Vincent, parues dans le *Railway Mechanical Engineers* à la suite de la discussion du Mémoire, intitulé « Puissance et force de Traction des locomotives à vapeur (calcul des rapports de construction) », présenté par M. A. I. Lipetz à l'Assemblée annuelle de 1932 de l'American Society of Mechanical Engineers à New-York.

(4) Voir *Organ* du 15 Mai 1930.

La courbe 13 est relative à une locomotive P₈ ordinaire. Elle s'étend jusqu'à une allure de 840 kg par m² de surface de grille et par heure; le rendement constaté, inférieur aux faibles allures à celui de la locomotive 4701, lui est légèrement supérieur au delà de 600 kg.

Enfin, la courbe 5 donne le rendement thermique de la chaudière obtenu en 1904 avec les locomotives P.O. 3000 et 4000. On voit que pour une allure de combustion de 900 kg par m² de surface de grille et par heure, le rendement obtenu n'était, bien que ces machines fussent à vapeur saturée, que de 40 o/o, tandis qu'à la même allure, le rendement obtenu avec les locomotives 3500 est de 52 o/o; avec la locomotive 4701, de 60 o/o et avec la locomotive 4708, de 65 o/o.

Les rendements des locomotives américaines considérées sont compris pour la même allure entre celui de nos machines 3000 ou 4000 et celui de nos machines 3500.

Ces derniers rendements ont été rapportés aux pouvoirs calorifiques inférieurs du combustible, comme ceux des autres locomotives considérées, en multipliant par 1,045 les chiffres publiés par les Laboratoires Américains qui sont calculés d'après les pouvoirs calorifiques supérieurs.

2° *Puissance de production.* — Les courbes de la figure 39 indiquent, en fonction du poids de charbon brûlé à l'heure les puissances de vaporisation horaires des locomotives 4701 et 4708, On a figuré en même temps les températures de surchauffe obtenues avec la locomotive 4701, d'une part, avec le surchauffeur type H seul, d'autre part, avec les éléments supplémentaires du type E.

On constate que la puissance brute de production de la locomotive 4701 comptée en eau prise au tender (alimentation par réchauffeur) a pu s'élever jusqu'à 23,500 t à l'heure pour un poids total de charbon brûlé dans le même temps de 4 600 kg, soit 1 200 kg par m² de surface de grille.

Le vide dans la boîte à fumée atteignait 550 mm d'eau pour une contrepression à l'échappement de 750 gr. par cm².

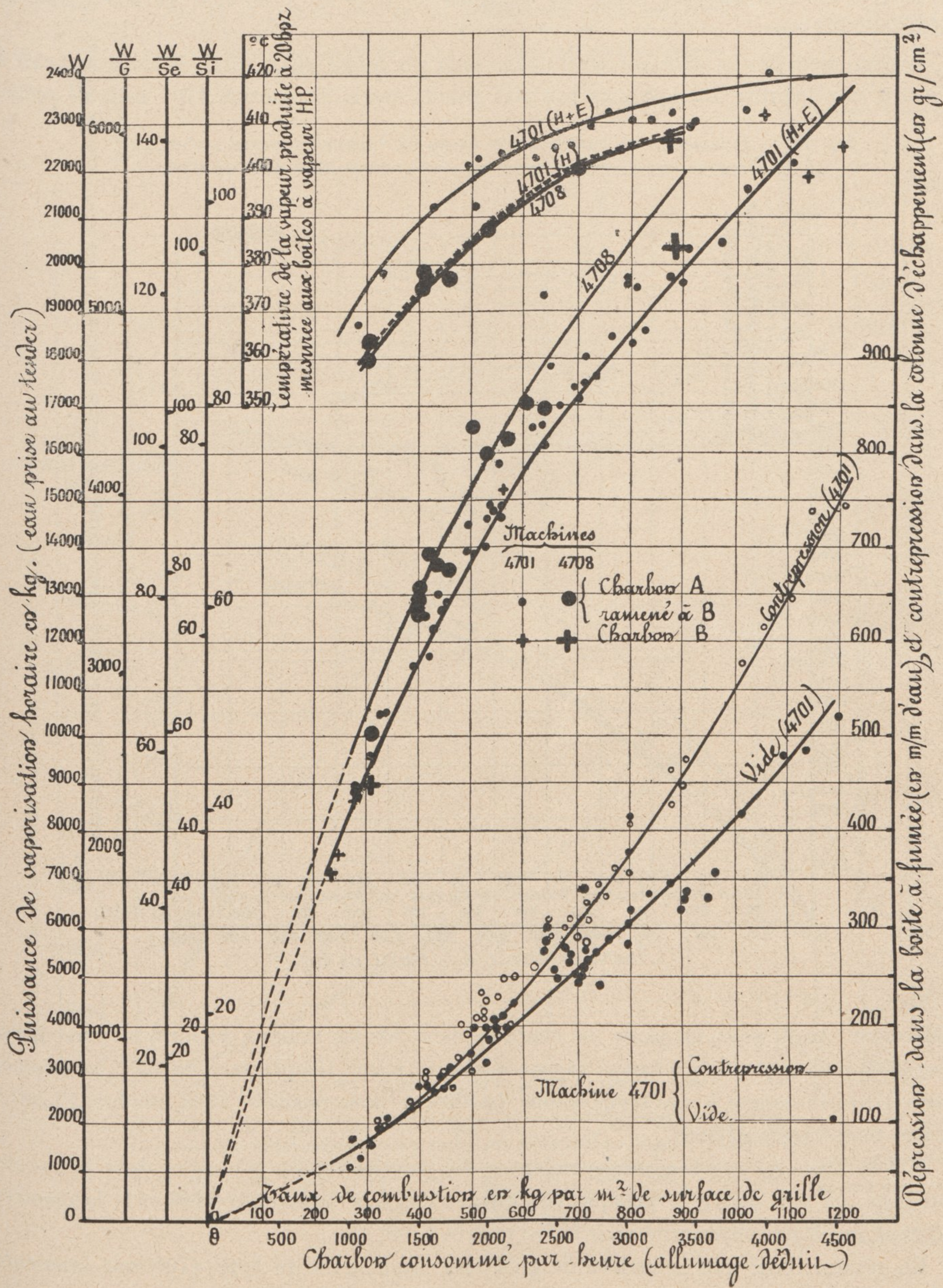
A cette allure, on a vaporisé à l'heure plus de 6 000 kg par m² de surface de grille, près de 120 kg par m² de surface de chauffe intérieure mesurée côté gaz (tubes Serve) et 145 kg par m² de surface de chauffe extérieure mesurée côté eau.

Si l'on compare les résultats obtenus avec les locomotives 4701 et 4708, on voit que, grâce à son rendement thermique plus élevé, la locomotive 4708 a pu vaporiser 10 500 kg à l'heure au lieu de 9 250 pour un taux de combustion de 300 kg et 22 000 au lieu de 20 000 pour un taux de 900 kg.

L'écart ainsi trouvé en faveur de la locomotive 4708 a été un peu supérieur à celui résultant de l'accroissement du rendement thermique de la chaudière, par suite du degré de surchauffe obtenu un peu plus faible qu'avec la locomotive 4701.

La figure 39 montre encore, pour la locomotive 4701 par exemple, qu'à un vide de 100 mm d'eau dans la boîte à fumée, correspond une production horaire de vapeur de 10,300 t à la température de 385°, qu'à un vide de 250 mm, correspond une production horaire de 17,200 t à la température de 410° et qu'à un vide de 400 mm correspond une production de 21 t à la température de 418°, les taux de combustion horaire correspondants étant respectivement de 350 kg, 680 kg et 980 kg.

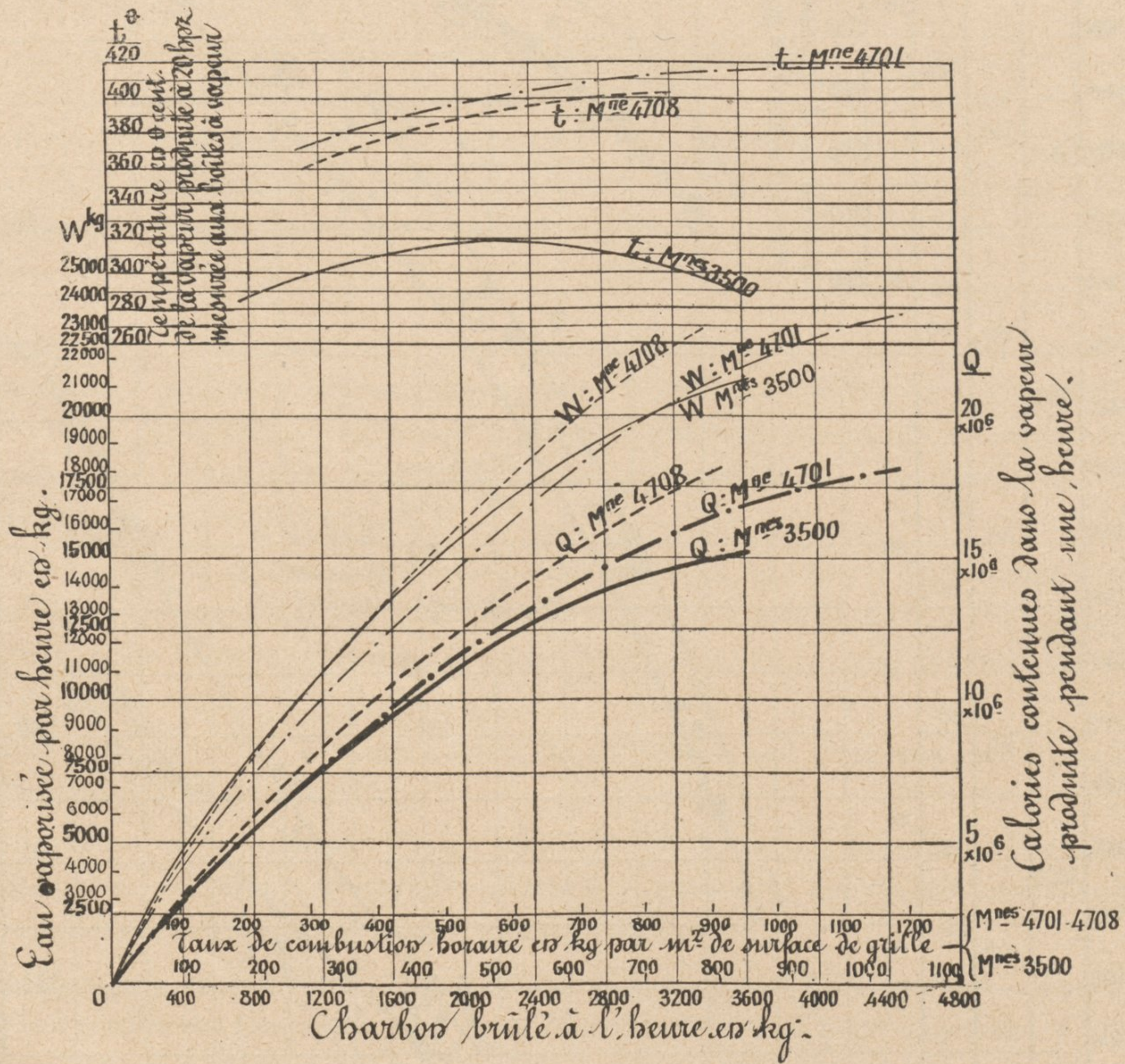
Fig. 39. — PUISSANCES DE VAPORISATION OBTENUES AVEC LES LOCOMOTIVES 4701 ET 4708 AVEC VIDE ET CONTREPRESSION CORRESPONDANTS EN FONCTION DE L'ALLURE DE COMBUSTION.



Comparons, pour un même poids total de charbon brûlé à l'heure, la quantité de vapeur produite dans la chaudière du type 4700 et dans la chaudière du type 3500. Les courbes W de la figure 40 donnent le poids brut de vapeur produite à l'heure, cette vapeur étant à 16 Hpz et 300° environ dans les locomotives 3500 et à 20 Hpz et 400° dans les locomotives 4700.

La chaudière des locomotives 3500 donne pour un même poids total de charbon brûlé à l'heure, une quantité de vapeur un peu plus grande que la locomotive 4701 mais de qualité

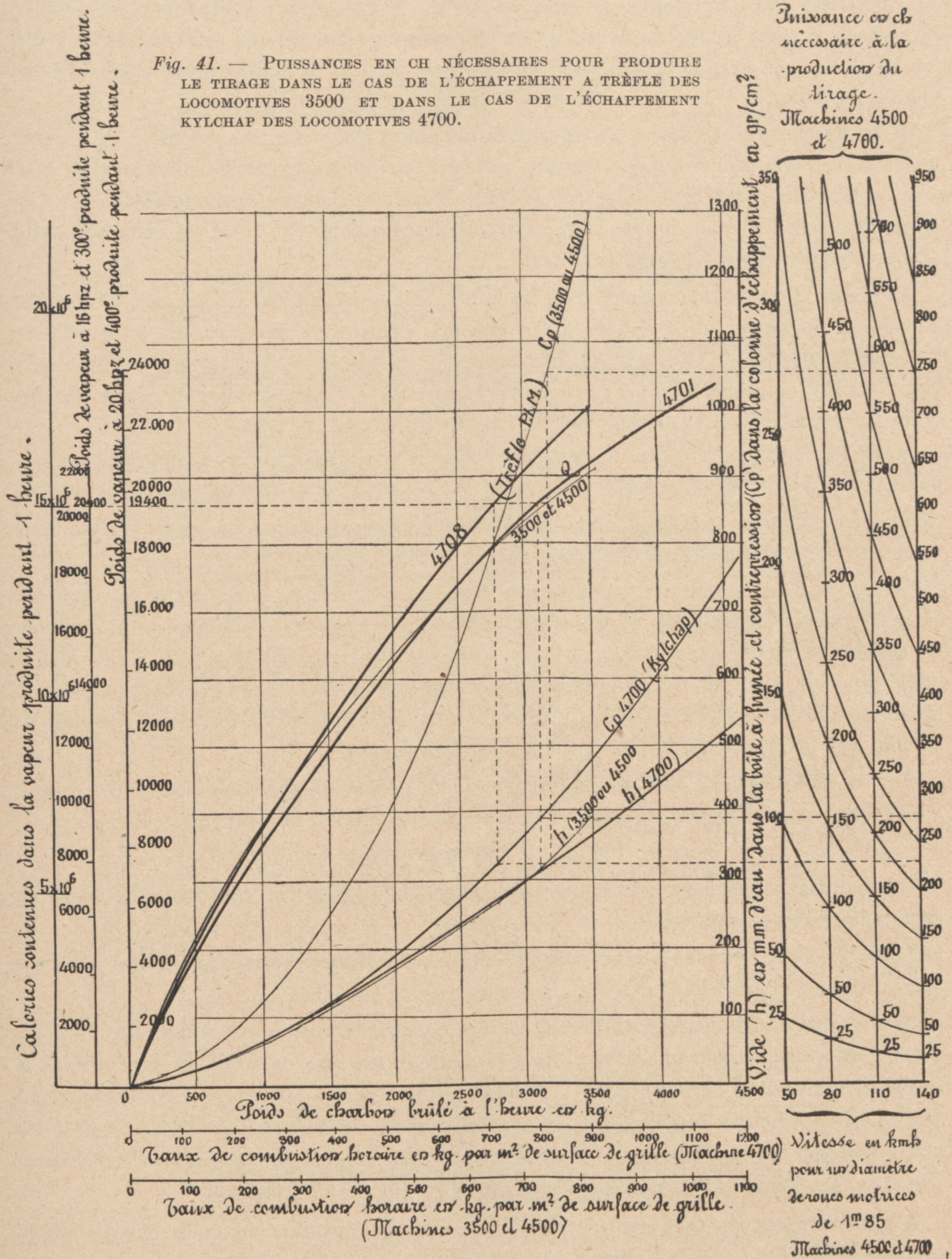
Fig. 40. — PUISSANCES DE VAPORISATION EN KG DE VAPEUR PRODUITE A L'HEURE ET EN CALORIES ÉQUIVALENTES AVEC LES LOCOMOTIVES 3500, 4701 ET 4708.



inférieure. Ainsi, pour un poids de charbon de 2 600 kg brûlé à l'heure, les chaudières des 3500 produisent 18 500 kg de vapeur à l'heure à une température de 315°, la locomotive 4701, 18 tonnes à une température de 408° et la locomotive 4708, produit 19,500 t à une température de 398°.

Si l'on trace les courbes correspondantes des calories totales contenues dans la vapeur produite, on voit qu'il y a presque équivalence entre la locomotive 4701 et la locomotive 3500 et une légère supériorité pour la locomotive 4708.

En résumé, bien que la surface de grille des locomotives du type 4700 soit inférieure (3,76 m²) à celle du type 3500 (4,27 m²) et par conséquent bien que, pour un même poids



total de charbon brûlé à l'heure, le taux de combustion soit plus élevé d'environ 10 % dans les locomotives 4700 que dans les locomotives 3500, il se trouve que la chaudière des locomotives 4700, et notamment celle des 4702 à 4712, est un peu supérieure au point de vue absolu, à celle des locomotives 3500, ce qui veut dire qu'il est plus avantageux de brûler un kg de charbon dans la chaudière d'une 4700 que dans la chaudière d'une 3500 au point de vue des calories utiles disponibles dans la vapeur envoyée aux cylindres.

Il est également intéressant d'examiner ce que coûte, pour un même nombre de calories fournies aux cylindres, le tirage nécessaire pour faire fonctionner une chaudière du type 4700 ou une chaudière des types 3500 ou 4500, le tirage étant obtenu dans les 4700 à l'aide de l'échappement Kylchap double tandis que ce tirage est obtenu avec un échappement à Trèfle dans les locomotives 4500 ou 3500.

La figure 41 montre que pour produire par exemple 15 millions de calories, c'est-à-dire 20 400 kg de vapeur à 16 Hpz et 300° pour des locomotives 3500 ou 4500 et 19 400 kg pour les locomotives 4700, l'eau d'alimentation étant supposée prise à 10°, le vide nécessaire dans la boîte à fumée des locomotives 3500 ou 4500 est de 330 mm d'eau et de 320 mm pour la locomotive 4701 par exemple, chiffres peu différents.

Mais, par suite de l'emploi de l'échappement à Trèfle sur les 3500 ou 4500, la création de cette dépression nécessite une contrepression dans la colonne d'échappement de 1 050 g par cm², tandis qu'avec l'échappement Kylchap des locomotives 4700, ce vide est obtenu avec une contrepression d'environ 390 g par cm².

Si nous examinons ce que coûte à 110 km/h cette contrepression en chevaux pris sur la puissance développée par le moteur, on trouve que pour cette production de 15 millions de calories à l'heure, correspondant à un chiffre de l'ordre de 20 tonnes de vapeur disponible pour les cylindres, la locomotive 4701 devra consacrer 220 chevaux environ pour la production du tirage tandis qu'une locomotive 4500 (même diamètre des roues motrices de 1,85 m que les machines 4700) devra dépenser 585 chevaux.

Toutes choses égales d'ailleurs, la puissance que pourra développer la locomotive munie de l'échappement Kylchap, soit aux cylindres, soit au crochet, sera supérieure de :

$$585 \text{ ch} - 220 \text{ ch} = 365 \text{ ch.}$$

Grâce à son rendement thermique plus élevé, la locomotive 4708 aurait donné un avantage encore supérieur.

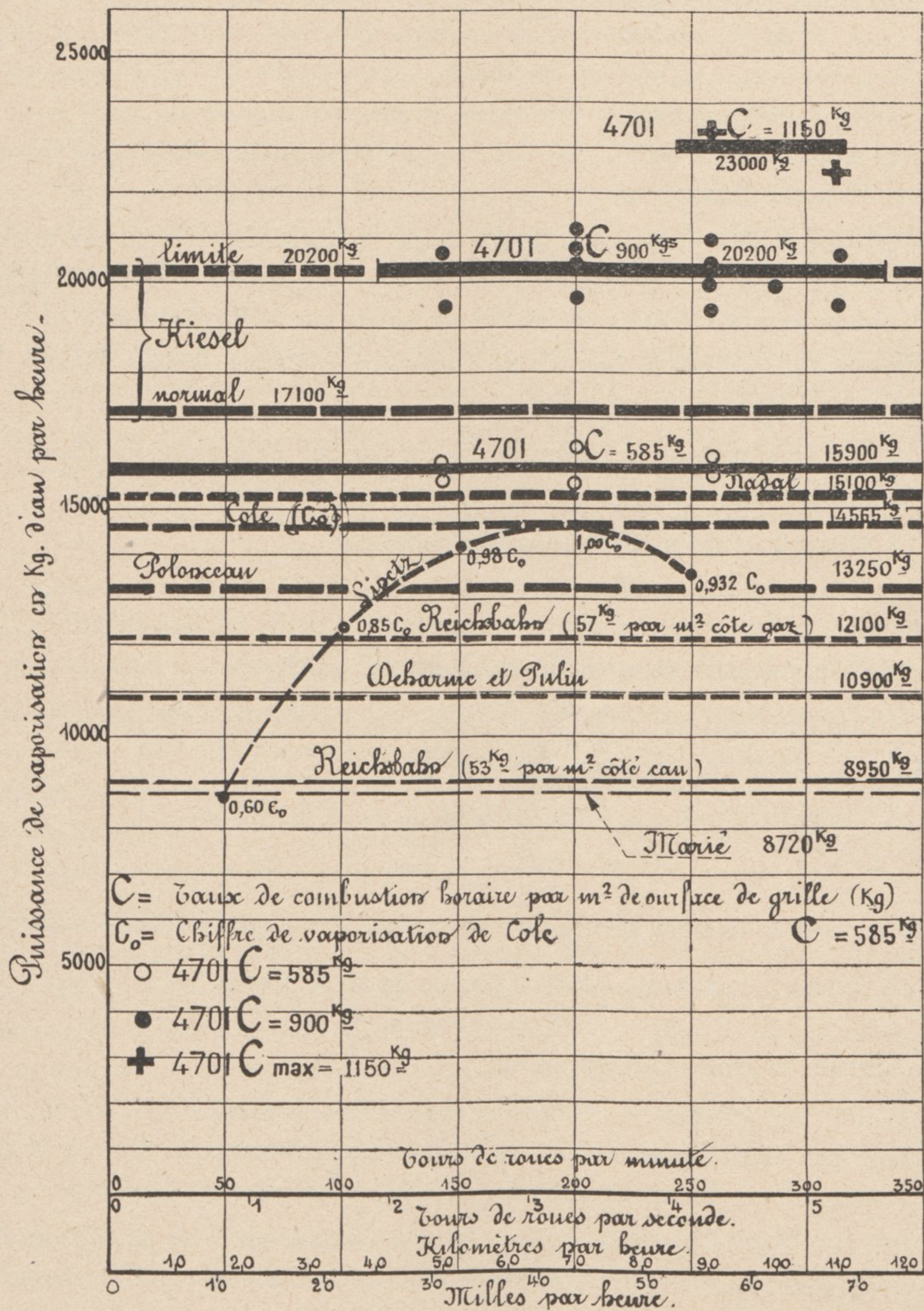
L'abaque de la figure 41 permet ainsi d'étudier dans tous les cas la puissance absorbée par le tirage de l'un et de l'autre de ces deux types de machines.

Si nous nous référons aux chiffres ci-dessus, qui sont relatifs à une vitesse de 110 km à l'heure, on voit que pour une puissance au crochet de traction de 2 000 ch obtenue avec la locomotive munie de l'échappement Kylchap, le simple remplacement de cet échappement par un échappement à Trèfle, réduirait cette puissance à 1 635 ch, soit de 18 %. Ce résultat attire une fois de plus l'attention sur l'importance considérable que présentent les échappements sur les résultats obtenus avec les locomotives aux grandes vitesses.

A titre comparatif, nous avons reporté figure 42 les résultats auxquels on aboutit en appliquant à la chaudière de la locomotive 4701 les diverses formules en usage, pour calculer, d'après leurs dimensions, la puissance de vaporisation des chaudières de locomotives.

Sur la même figure, sont reportés les points expérimentaux en kg de vapeur brute produite à l'heure (d'après le poids d'eau prélevé au tender) obtenus avec la locomotive 4701, d'abord avec un taux de combustion de 585 kg correspondant au chiffre admis par Cole (1),

Fig. 42. — PUISSANCE DE PRODUCTION CORRESPONDANT AUX DIMENSIONS DE LA LOCOMOTIVE 4701, SUIVANT LES FORMULES DES DIVERS EXPÉRIMENTATEURS ET PUISSANCES DE PRODUCTION RÉELLEMENT OBTENUES AVEC CETTE LOCOMOTIVE



ensuite, pour un taux de combustion de 900 kg, et enfin pour le taux de 1 150 kg voisin du maximum soutenu en régime continu aux essais.

(1) Voir *Locomotive Hand Book* de l'American Locomotive Company, 1917.

Nous avons également tracé sur cette figure la courbe de vaporisation en fonction de la vitesse donnée par M. A. I. Lipetz dans son mémoire sur « la puissance et l'effort de traction des locomotives à vapeur » présenté à l'assemblée annuelle de 1932 de l'« American Society of Mechanical Engineers ».

Les chiffres W de vaporisation obtenus se classent par ordre croissant de la manière suivante :

1° — 8 720 kg/h d'après la formule de MARIÉ,

$$\text{où } W = 368 \sqrt{cg} \text{ kg/h,}$$

c = surface de chauffe,

et g = surface de grille, toutes les deux en m^2 ,

chiffre correspondant à celui de M. A. I. LIPETZ, pour une vitesse de 50 tours de roue à la minute ou de 18 km à l'heure.

2° — 8 950 kg/h d'après le chiffre de 53 kg par m^2 de surface de chauffe mouillée (côté eau) correspondant, pour une machine à tubes lisses, à une production de 57 kg par m^2 de surface de chauffe mouillée (côté gaz), maximum admis par la Reichsbahn.

3° — 10 900 kg/h d'après la formule de DEHARME et PULIN, dérivée de celle de MARIÉ, en remplaçant le coefficient 368 par 460.

4° — 12 100 kg/h d'après le chiffre de 57 kg par m^2 de surface de chauffe côté gaz, admis par la Reichsbahn.

5° — 13 250 kg/h d'après la formule de POLONCEAU,

$$W = 560 \sqrt{cg} \text{ kg/h.}$$

établie pour calculer les charges maxima des machines à petite surface de grille ($1,75 \text{ m}^2$) et à tubes longs (5,00 m) utilisées autrefois sur le réseau d'Orléans.

6° — 14 565 kg/h d'après le chiffre de COLE (C_0) calculé pour une allure de combustion de 585 kg par m^2 de surface de grille et par heure.

7° — 15 100 kg/h, d'après la première formule de M. J. NADAL :

$$W = 1\,000 \sqrt{g(c_d + \frac{c_i}{6})} \text{ (}^1\text{)}$$

où c_d est la surface de chauffe directe et c_i la surface de chauffe indirecte exprimée en m^2 .

8° — 15 200 kg/h d'après la seconde formule de M. J. NADAL :

$$W = 4\,000 g \text{ (}^1\text{)}$$

où g est la surface de grille exprimée en m^2 .

9° — 17 100 kg/h d'après le chiffre de *vaporisation normale* de M. W. F. KIESEL ⁽²⁾, en multipliant par 48,82 kg la surface de chauffe équivalente prise égale à la somme des surfaces du surchauffeur et des tubes, et de 6 fois la surface de chauffe directe.

10° — 20 200 kg/h d'après le chiffre de *vaporisation limite* de M. W. F. KIESEL ⁽²⁾ calculé en multipliant par 56,14 la surface de chauffe équivalente définie comme ci-dessus.

On voit que les chiffres de M. W. F. KIESEL sont ceux qui cadrent le mieux avec les

(1) Voir *Revue Générale* N° de Mai 1903, Mars et Septembre 1904.

(2) Voir discussion de la communication de M. A. I. LIPETZ à l'« American Society of Mechanical Engineers ».

résultats des essais de la locomotive 4701. Les points expérimentaux reportés sur la figure, pour une allure de combustion de $900 \text{ kg par m}^2 \text{ de surface de grille et par heure}$, concordent exactement avec le *chiffre limite de Kiesel*, chiffre supérieur de 38 % à celui de COLE.

On a pu pousser la locomotive 4701 encore davantage et l'on a obtenu par exemple en *régime continu*, pour une allure de combustion de $1\ 150 \text{ kg}$, une puissance de vaporisation de $23\ 000 \text{ kg}$, valeur exceptionnelle qui dépasse de 58 % le chiffre de COLE.

Il ne semble pas que les essais de la locomotive 4701 aient permis de vérifier l'influence de la vitesse sur la puissance de vaporisation comme le prévoit la courbe de M. A. I. LIPETZ.

C'est ainsi que les points expérimentaux reportés sur la figure, relatifs à des vitesses comprises entre 50 et 110 km à l'heure, ne semblent pas accuser une telle dépendance, entre la puissance de production et la vitesse.

On a pu, comme le montre la ligne droite correspondant à l'allure de combustion de $900 \text{ kg par m}^2 \text{ de surface de grille et par heure}$, obtenir *exactement et aussi facilement* la même puissance de production de la chaudière, qu'il s'agisse des vitesses de 50, 70, 90 ou 110 km à l'heure.

Nous ne pensons pas, d'après notre expérience, *tout au moins avec des échappements au point*, que la puissance de production de la chaudière puisse varier beaucoup avec la vitesse.

Elle ne dépend en effet que du tirage et si l'on observe que ce tirage est précisément proportionnel au poids de vapeur produite, que cette vapeur soit dépensée sous forme d'un grand nombre de petites cylindrées ou sous forme d'un nombre plus réduit de cylindrées plus grandes, il n'y a aucune raison, en dehors du tirage soufflé dans le cendrier par la vitesse de translation de la machine, pour que l'allure de combustion soit nettement fonction de la vitesse.

Or, le tirage soufflé par la vitesse est toujours relativement faible parce que l'air est entraîné dans le voisinage immédiat de la locomotive et souvent aussi parce que les prises d'air du cendrier ne sont pas disposées pour enregistrer la pression dynamique due à cette vitesse de translation.

Nous pensons aussi avec M. W. F. KIESEL que toute locomotive doit permettre d'atteindre au moins le *chiffre de vaporisation normale* tel qu'il l'a défini, faute de quoi l'échappement utilisé révèle son insuffisance.

Si l'on systématise par la méthode de M. LAW FORD FRY ⁽¹⁾ les résultats obtenus avec nos locomotives 4700 et 3500 on trouve pour équation de la ligne droite représentant la valeur en % du rendement thermique de la chaudière, en fonction du taux de combustion $C \text{ en kg/m}^2 \text{ de surface de grille et par heure}$, les expressions suivantes :

- 1° Locomotive 4701 — $r = 87,5 - 0,032 C$.
- 2° Locomotive 4708 — $r = 93,5 - 0,032 C$.
- 3° Locomotive 3500 — $r = 93 - 0,047 C$.

Les courbes de la figure 43 expriment ces résultats. On y a fait figurer en outre, à titre comparatif, ceux correspondant d'abord à la formule donnée par M. LAW FORD FRY pour interpréter les résultats d'essais de la locomotive Mikado L.1.s. du Pennsylvania Railroad :

$$r = 84 - 0,0468 C,$$

(1) Voir *Engineering* N° du 4 Février 1921.

formule que nous avons remplacée par la suivante :

$$r = 1,045 \times (84 - 0,0468 C,)$$

pour tenir compte de ce que les chiffres donnés par M. LAW FORD FRY ont été rapportés au pouvoir calorifique supérieur du combustible tandis que ceux que nous considérons ici sont toujours rapportés au pouvoir calorifique inférieur, puis à celle donnée par M. H. GILLIOT dans sa communication au 3^e Congrès du Chauffage Industriel (1) :

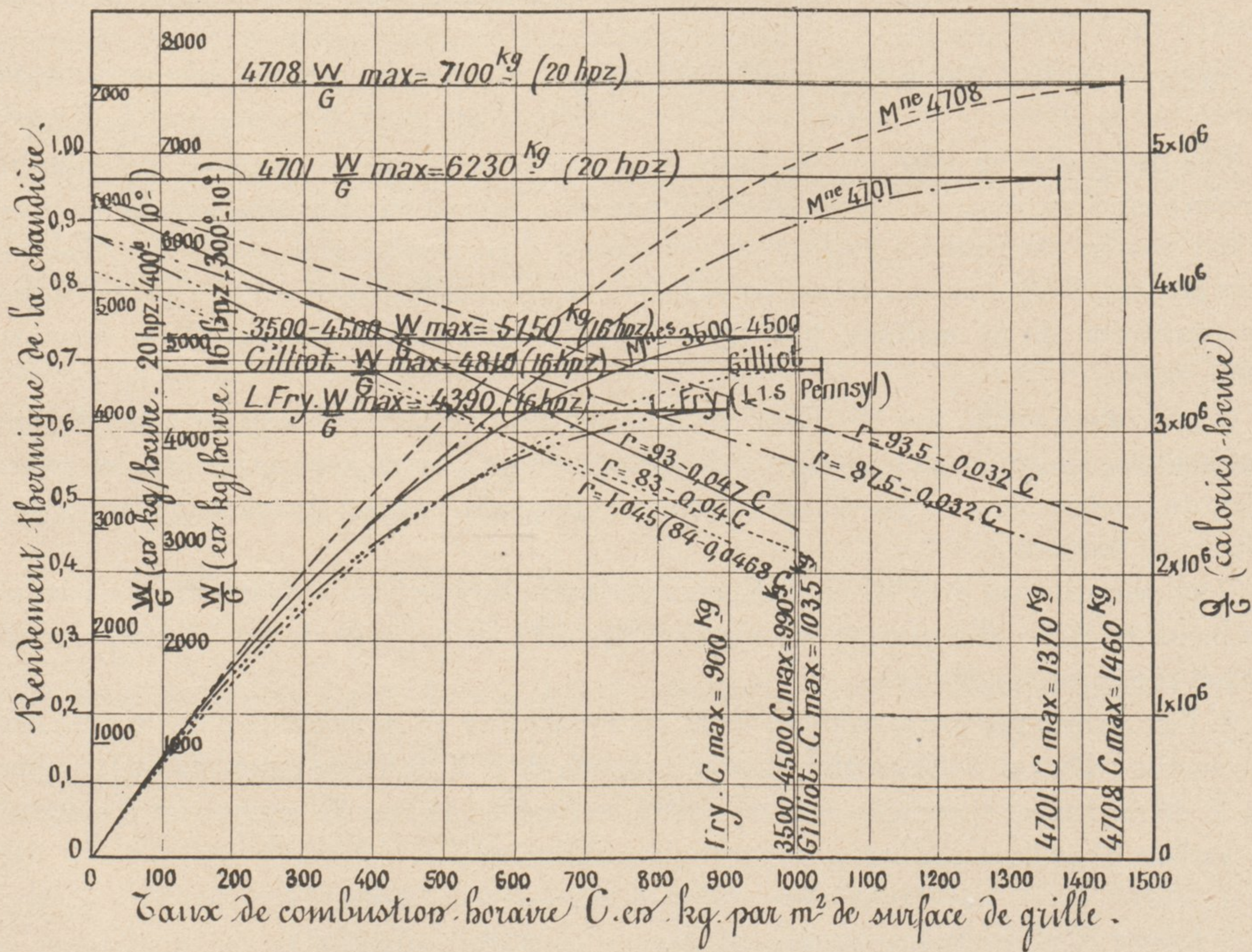
$$r = 0,83 - 0,06 A$$

A exprimant en millions de calories la quantité de chaleur correspondant au poids de charbon introduit dans le foyer par m² de surface de grille et par heure, formule qui peut se mettre sous la forme :

$$r = 83 - 0,04 C.$$

Les puissances de production correspondantes en millions de calories à l'heure se déduisent

Fig. 43. — COURBES DE RENDEMENT ET DE PRODUCTION DE VAPEUR DES LOCOMOTIVES 3500-4700 COMPARÉES A CELLES CORRESPONDANT AUX FORMULES DE M. L. FRY ET DE M. H. GILLOT.



des formules précédentes et s'expriment dans les différents cas par la formule suivante :

$$Q = pc \times G \times C \times r$$

où pc est le pouvoir calorifique inférieur du combustible utilisé,

G la surface de grille en m² de la locomotive considérée,

C le taux de combustion en kg/m² de surface de grille et par heure,

r le rendement thermique dont les expressions ont été données ci-dessus.

(1) Voir *Chaleur et Industrie*, N^o d'Avril 1934.

Le maximum de la puissance de production de la chaudière est donné par la condition :

$$\frac{d Q}{d C} = 0$$

d'où l'on déduit pour chacun des cas envisagés que ce maximum de puissance de production aura lieu pour les allures de combustion suivantes :

1° Locomotive 4701

$$C = \frac{87,5}{2 \times 0,032} = 1\,370 \text{ kg/m}^2/\text{heure}$$

2° Locomotive 4708

$$C = \frac{93,5}{2 \times 0,032} = 1\,460 \text{ kg/m}^2/\text{heure}$$

3° Locomotive 3500

$$C = \frac{93}{2 \times 0,047} = 990 \text{ kg/m}^2/\text{heure}$$

4° Formule de M. L. Fry (Locomotive L.1.s du Pennsylvania Railroad)

$$C = \frac{84}{2 \times 0,0468} = 900 \text{ kg/m}^2/\text{heure}$$

5° Formule de M. H. Gilliot

$$C = \frac{83}{2 \times 0,04} = 1\,040 \text{ kg/m}^2/\text{heure}$$

ce qui donne finalement les résultats suivants :

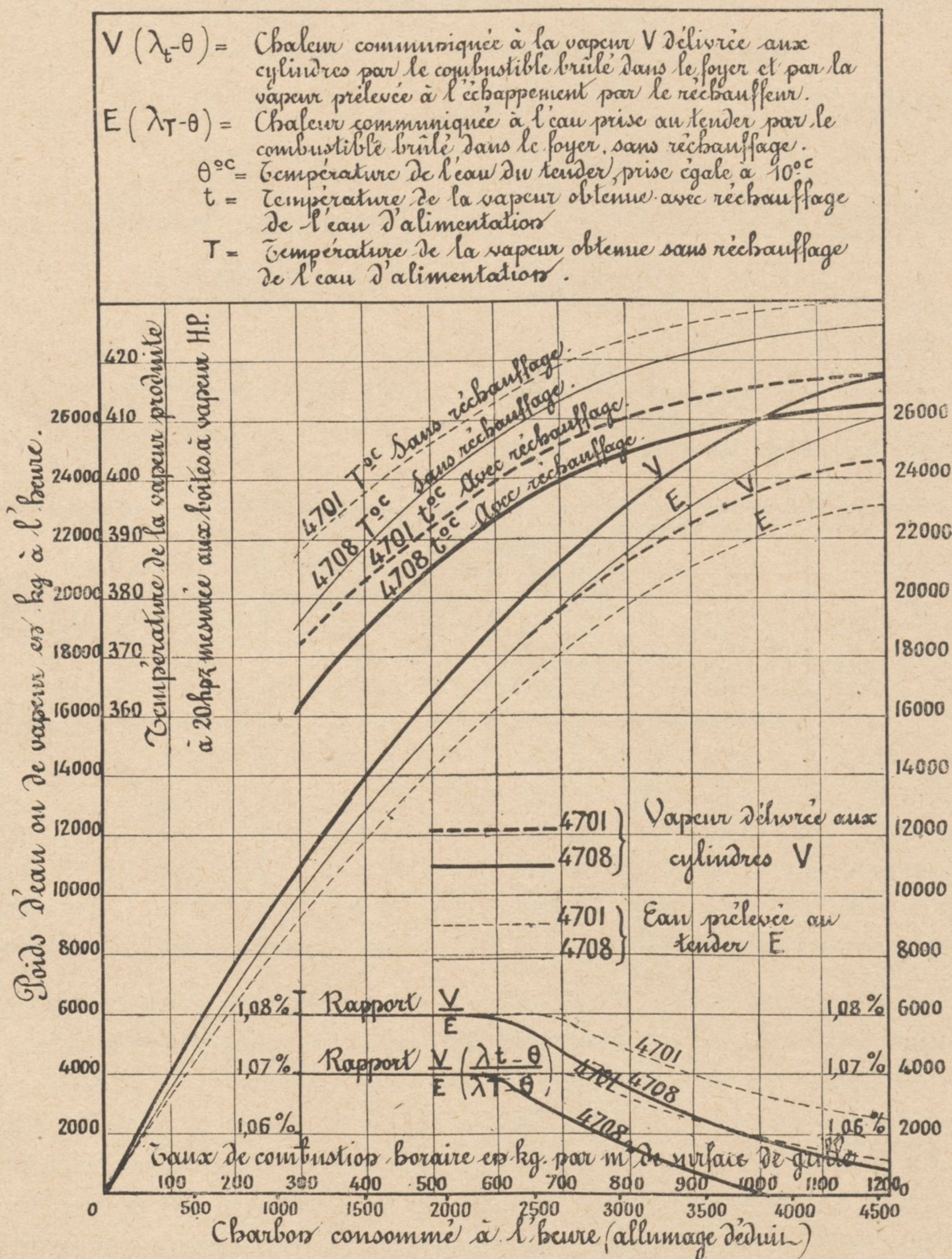
	MAXIMUM DE PUISSANCE DE PRODUCTION DE LA CHAUDIÈRE			TAUX de combustion correspondant par m ² de surface de grille et par heure	RENDEMENT thermique correspondant en %
	Millions de calories à l'heure par m ² de surface de grille	Poids de vapeur produite à l'heure par m ² de surface de grille			
		à 16 Hpz 300° eau d'alimentation à 10°	à 20 Hpz 400° eau d'alimentation à 10°		
Locomotive 4701.....	4,76	6 680	6 230	1 370 kg	43,75 %
Locomotive 4708.....	5,41	7 590	7 100	1 460 »	46,75 %
Locomotive 3500.....	3,65	4 780	5 120	990 »	46,50 %
Formule de L.Fry(L.1s)	3,14	4 390	4 100	900 »	43,90 %
Formule de H. Gilliot .	3,43	4 800	4 480	1 040 »	41,50 %

On voit que les locomotives 4700 et 3500 ont été poussées au cours de leurs essais en régime continu à peu près à leur maximum de production puisque l'on a atteint avec la locomotive 4701 une allure de combustion de 1 200 kg/m² de surface de grille et par heure avec une production de vapeur de 6 200 fois la surface de grille et avec les locomotives 3 500 un taux de combustion de 850 kg et une puissance de vaporisation de 5 100 fois la surface de grille. On remarque que la formule de M. LAW FORD FRY donne des chiffres voisins de ceux de M. J. NADAL puisque la production maxima donnée par cette formule correspond à peu près à 4 000 fois la surface de grille et que la formule de M. H. GILLIOT donne des résultats plus élevés, la puissance de production qu'elle indique atteignant 4 800 fois la surface de grille pour une surchauffe de 300° et 4 480 fois cette surface pour une surchauffe de 400°.

Jusqu'ici les puissances de production envisagées ont été celles qui auraient été effectivement obtenues si la chaudière avait été alimentée en eau froide, c'est-à-dire sans appareil réchauffeur.

Avec l'alimentation par réchauffeur, pour une même quantité de calories fournies par

Fig. 44. — COURBES DONNANT LA PUISSANCE DE PRODUCTION DE LA CHAUDIÈRE DANS LE CAS DU FONCTIONNEMENT AVEC RÉCHAUFFEUR, D'UNE PART, EN POIDS D'EAU PRÉLEVÉE AU TENDER, D'AUTRE PART, EN POIDS DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES.



le combustible brûlé sur la grille, une quantité supplémentaire d'eau est vaporisée grâce à la chaleur apportée par la vapeur prélevée à l'échappement.

Il résulte des expériences faites sur la locomotive 4701 en alimentant cette machine avec

la pompe fonctionnant soit à eau chaude, c'est-à-dire avec prélèvement de vapeur dans la colonne d'échappement, soit à eau froide, c'est-à-dire sans prélèvement, que la quantité d'eau économisée, toutes choses égales d'ailleurs avec réchauffage, a été d'environ 8 % jusqu'au moment où cette pompe fonctionnait près de son maximum de débit (18 m³/heure d'eau prise au tender environ). Au delà, ce pourcentage a diminué dans la proportion où il fallait compléter l'alimentation en ayant recours à l'injecteur.

La courbe $\frac{V}{E}$ de la figure 44 donne les variations du rapport du poids (V) de vapeur ainsi délivrée aux cylindres au poids (E) d'eau prélevée au tender. La différence (V—E) entre ces deux poids correspond à la quantité de vapeur réellement prélevée dans la colonne d'échappement.

Pour calculer la *quantité de chaleur* effectivement récupérée grâce au réchauffage, il faut tenir compte en outre de l'abaissement de la température de surchauffe qui résulte du réchauffage (courbes T et t de la figure 44).

La courbe $\frac{V}{E} \frac{(\lambda_t - \theta)}{(\lambda_T - \theta)}$ de la même figure tient compte de cette influence.

Les courbes (V) donnent pour chaque valeur du poids d'eau (E) prélevée au tender le poids réel de vapeur à la température t délivrée aux cylindres.

Elles nous permettront ultérieurement de calculer le poids de vapeur consommée par le moteur, connaissant le poids d'eau prélevée au tender par ch. h développé aux cylindres ou au crochet de traction.

Les valeurs ainsi trouvées pour le rapport $\frac{V}{E}$ correspondent sensiblement à celle de 1,07 donnée par M. A.I. LIPETZ dans sa communication à l'American Society of Mechanical Engineers.

3^e *Bilan thermique.* — Pour dresser le bilan thermique du fonctionnement des chaudières étudiées, il aurait été nécessaire que nous connaissions exactement comment se répartissaient les diverses pertes c'est-à-dire :

1^o Les pertes relatives à la combustion :

- a) pertes par les cendres tombées dans le cendrier ;
- b) pertes par les escarbilles recueillies dans la boîte à fumée ;
- c) pertes par les escarbilles rejetées par la cheminée ;
- d) pertes par chaleur latente des fumées.

2^o Les pertes relatives à la transmission de chaleur :

- a) pertes par chaleur sensible des fumées,
- b) pertes par rayonnement extérieur.

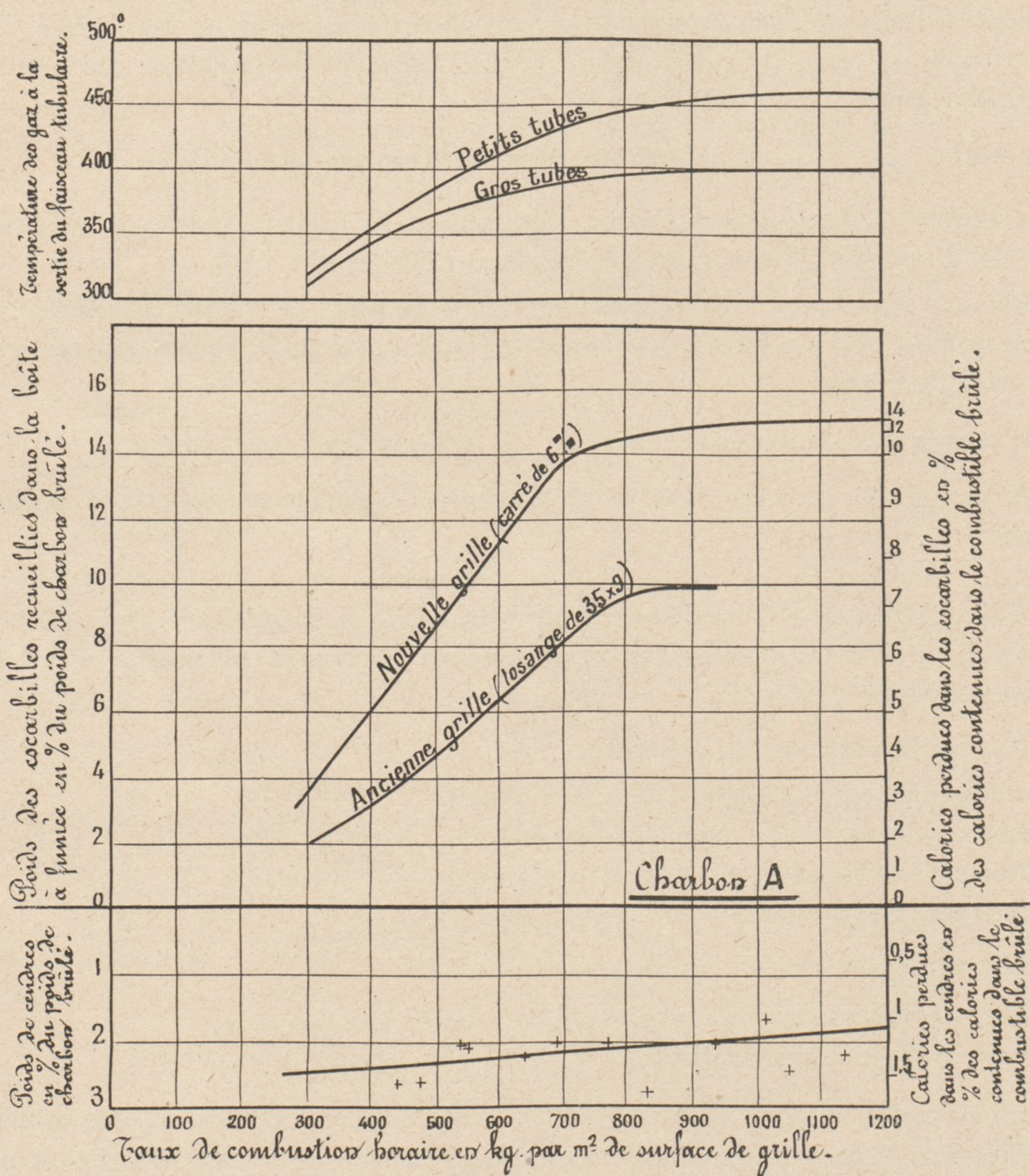
Parmi les pertes relatives à la combustion celles dues aux cendres et aux escarbilles recueillies dans la boîte à fumée sont relativement faciles à déterminer. Il n'en est pas de même des pertes par combustion incomplète, qui nécessitent des analyses de gaz que l'expérience révèlent comme étant des plus délicates, ni des pertes relatives aux escarbilles rejetées par la cheminée qui échappent aux mesures.

Les courbes de la figure 45 donnent une idée des pertes ainsi trouvées dans le cas de la locomotive 4701 en fonction du taux de combustion par mètre carré de surface de grille et par heure.

Les pertes par les cendres sont relativement faibles, oscillant entre 1 ½ et 2 ½ % en poids ou entre 1 et 1 ½ % en calories.

Il n'en est pas de même des pertes par escarbilles recueillies dans la boîte à fumée qui

Fig. 45. — COURBES RELATIVES AUX TEMPÉRATURES DANS LA BOITE A FUMÉE RELEVÉES SUR LA LOCOMOTIVE 4701, AUX PERTES PAR ESCARBILLES ENTRAÎNÉES DANS LA BOITE A FUMÉE SUIVANT LES DIMENSIONS DES GRILLES A FLAMMÈCHES UTILISÉES ET AUX PERTES PAR CENDRES RECUEILLIES DANS LE CENDRIER.



croissent assez rapidement avec l'allure de combustion et diffèrent notablement suivant les dispositions de la boîte à fumée et suivant la grandeur des mailles des grilles à flammèches.

Les pertes ainsi trouvées varient du simple au double suivant que l'on utilise une grille à mailles serrées présentant des orifices carrés de 6 mm de côté ou une grille en métal déployé présentant des orifices en forme de losange ayant 35 mm de longueur sur 9 mm de largeur.

Pour une allure de combustion de 500 kg/m² de surface de grille et par heure ces pertes atteignent respectivement : 5 % et 9 % en poids et 4 % et 6 ½ % en calories.

A l'allure de 700 kg/m²/h elles s'élèvent respectivement à 8 % et 14 % en poids et à 6,5 % et 10 % en calories.

Les courbes de la figure 45 révèlent, en outre, un fait important : au delà d'un taux de combustion de 700 kg pour la grille à flammèches à mailles serrées et de 850 kg pour la grille à flammèches à mailles larges, le % des escarbilles entraînées reste pratiquement constant, quelle que soit l'allure de combustion. Ceci tend à prouver qu'à partir de ces allures respectives la quantité absolue d'escarbilles rejetées par la cheminée à l'extérieur croît proportionnellement à l'allure de la combustion, ce qui a pour conséquence de maintenir constante la perte apparente, soit en poids, soit en calories, due aux escarbilles entraînées.

Cette particularité peut s'expliquer par le fait que lorsque la boîte à fumée est remplie d'une certaine quantité de fraïsil la plus grande partie des escarbilles entraînées est évacuée par la cheminée.

Ceci démontre l'impossibilité d'établir un bilan thermique exact lorsqu'on n'a pas pris les dispositions voulues pour recueillir les escarbilles qui s'échappent par la cheminée ; il est donc impossible de faire un bilan thermique exact du fonctionnement de la chaudière d'une locomotive lorsqu'on opère en ligne ou si, au laboratoire, on n'a pas pris les dispositions voulues pour recueillir les escarbilles qui sortent par la cheminée.

La réalité nous échappe encore en ce qui concerne les pertes par chaleur latente des fumées parce que leur détermination nécessite des analyses dont il est difficile, nous l'avons vu, d'accepter les résultats sans réserve.

Il en est exactement de même des pertes par chaleur sensible.

On peut bien chercher à mesurer la température des gaz à la sortie des tubes dans la boîte à fumée et la figure 45 donne les courbes ainsi relevées sur la locomotive 4701, mais on ne peut pas se servir des chiffres trouvés pour parfaire le bilan thermique si l'on ne connaît pas la masse des gaz de la combustion produits à chaque instant. Or, la détermination de cette masse exige à la fois des analyses chimiques et des mesures de vitesse dont on comprendra toute la difficulté et l'imprécision puisque la combustion est un phénomène essentiellement *dépendant de l'espace et du temps*.

Reste la quantité de chaleur perdue par rayonnement extérieur dont la détermination présente également certaines difficultés mais ce qui heureusement est sans conséquence, étant donné la faiblesse relative de la perte cherchée.

La chaudière de la locomotive 4701 était revêtue d'une simple enveloppe en tôle d'acier. Par contre la locomotive 4708 avait les parois extérieures de sa chaudière peintes à la poudre d'aluminium et la face intérieure des enveloppes était calorifugée à l'aide d'une couche d'amiante rendue adhérente à ces tôles par un procédé spécial.

En étudiant l'efficacité de ces deux modes de calorifugeage par mesure de la vitesse de refroidissement de la chaudière, après avoir jeté le feu, nous avons constaté que le coefficient

de déperdition de chaleur de la locomotive 4701 était 1,78 fois plus grand que celui de la locomotive 4708.

L'influence sur le rendement thermique de la différence importante constatée a cependant été faible, car pour une durée de fonctionnement de 2 heures par exemple, la perte totale de calories a été d'environ 3,5 % dans le cas de la locomotive 4701 et de 1,95 % dans le cas de la locomotive 4708 pour une production horaire de vapeur de 10 000 kg.

A pleine puissance, pour une production de 20 000 kg/h, ces chiffres seraient divisés par deux.

Par conséquent, l'économie à attendre du meilleur calorifugeage de la locomotive 4708 se réduirait à environ 1,5 % aux puissances moyennes de production et à 0,75 % à pleine puissance.

Ceci suppose, il est vrai, que les déperditions de chaleur sont les mêmes en marche qu'en stationnement; en supposant même qu'elles soient deux fois plus fortes dans le premier cas, les économies à attendre d'un bon calorifugeage ne seraient encore que de 1,5 à 3 %.

Etant donné l'importance relativement minime des pertes par rayonnement extérieur, surtout aux fortes allures de production, il semble qu'il y ait peu à attendre d'un perfectionnement, même très grand, apporté au calorifugeage des chaudières.

4° *Influence de la pression de régime sur le fonctionnement de la chaudière.* — La locomotive 4701 ayant été timbrée à la pression de 20 Hpz pour des raisons de volume de cylindres et d'effort de traction, il nous a paru intéressant de rechercher quelle pouvait être l'influence de la pression de régime, non seulement sur le fonctionnement du moteur, mais également sur celui de la chaudière. On a donc fait fonctionner cette locomotive successivement aux pressions de 20,16 et 13 Hpz.

Nous avons constaté que l'abaissement de la pression facilitait la conduite de la chaudière.

C'est ainsi qu'aux allures les plus poussées il était plus facile de marcher en régime continu à la pression constante de 16 Hpz qu'à celle de 20 Hpz et à la pression de 13 Hpz qu'à la pression de 16 Hpz, même pour un nombre égal de calories produites à l'heure.

Ce fait n'est pas particulier à la locomotive que nous avons étudiée; la pratique courante montre en effet journallement qu'une locomotive avec laquelle il est impossible de marcher d'une façon continue à la pression du timbre par suite, soit de la mauvaise qualité du combustible, soit d'une déféctuosité quelconque, en arrive à maintenir la pression constante lorsqu'on se résigne à laisser tomber l'aiguille du manomètre.

Il ne semble donc pas douteux que le fait d'accroître la pression de marche rende plus difficile la tenue de cette pression et qu'au contraire un abaissement de cette pression facilite son maintien.

Nous avons essayé de trouver l'explication de ce phénomène, mais voici tout d'abord ce que nous avons constaté :

1° Aux puissances de production moyenne (12,500 t de vapeur produite à l'heure, taux de combustion 500 kg/m²/h) le rendement thermique de la chaudière, aussi bien pour la pression de 13 Hpz que pour celle de 16 Hpz, a été sensiblement le même quoique plutôt inférieur à celui obtenu à 20 Hpz.

Pour une production de 16,500 t/h et un taux de combustion de 650 kg les points correspondant aux rendements trouvés se placent sensiblement sur la courbe des rendements à 20 Hpz, aussi bien pour la pression de 13 Hpz que pour celle de 16 Hpz.

Par contre, pour une production de l'ordre de 19 t/h correspondant à un taux de combustion d'environ 850 kg/m²/h le rendement thermique trouvé à la pression de 16 Hpz a été supérieur de 5 à 6 % au rendement moyen constaté à la pression de 20 Hpz.

Si l'on se réfère au rendement thermique on ne trouve donc pas, sauf pour les allures très poussées, d'avantages bien nets en faveur des pressions de 13 ou 16 Hpz par rapport à celle de 20 Hpz.

Les températures relevées dans la boîte à fumée ont, par contre, été toujours plus basses aux pressions de 13 ou de 16 Hpz qu'à la pression de 20 Hpz. Les différences constatées sont de 10 à 15°.

Toutefois pour l'essai à forte allure (19 t d'eau à l'heure) effectué à 16 Hpz, la température à la sortie des gros tubes était sensiblement la même qu'à 20 Hpz, seule la température à la sortie des petits tubes était inférieure d'environ 10° à la moyenne correspondant à 20 Hpz.

Les rendements thermiques ayant été pratiquement les mêmes à 13 Hpz et à 16 Hpz aux allures faibles ou moyennes et un peu supérieurs à 16 Hpz à très forte allure, les abaissements de température constatés dans la boîte à fumée ne peuvent donner non plus l'explication de la plus grande facilité de conduite de la chaudière dans le cas des basses pressions.

Les températures de surchauffe obtenues ont été également toujours plus basses d'environ 10° en moyenne aux pressions de 13 et 16 Hpz qu'à la pression de 20 Hpz. Cet abaissement correspond sensiblement à la différence entre les températures de la vapeur saturée à 13 Hpz (197°), 16 Hpz (203°) et 20 Hpz (213°) et peut donc s'expliquer de ce fait.

Par contre, le *vide et la contrepression* qui ont varié exactement dans le même sens et dans les mêmes proportions ont été toujours *plus forts pour les pressions de 13 et 16 Hpz* que pour la pression de 20 Hpz. Ainsi le décalage des courbes des vides ou des contrepressions, *en fonction du poids d'eau vaporisée par seconde*, a été de l'ordre de 40 mm d'eau ou de 40 g par cm² pour une dépression de l'ordre de 300 à 350 mm d'eau.

Or cette dépression et cette contrepression plus fortes ont correspondu au même taux de combustion horaire par m² de surface de grille.

Bien que le poids *d'eau vaporisé par seconde ait été le même* ainsi que le *poids de charbon brûlé sur la grille dans le même temps*, le vide et la contrepression ont ainsi été plus forts d'environ 10 % lorsque la machine fonctionnait à basse pression.

Tout s'est donc passé comme si pour un même poids de vapeur débitée dans un temps donné par les tuyères d'échappement, le vide obtenu ait été plus grand lorsque la pression dans la chaudière était de 13 ou de 16 Hpz au lieu d'être de 20 Hpz.

Cet accroissement de tirage est suffisant pour expliquer à lui seul la facilité plus grande de conduite de la chaudière lorsqu'on marche à faible pression.

Si l'on veut bien analyser en effet d'une façon précise ce que l'on entend par *facilité de conduite de la chaudière*, on se rend compte que le critère de cette facilité n'est autre que *l'accroissement net et immédiat* de pression accusé par l'aiguille du manomètre de chaudière à chaque charge de combustible effectuée sur la grille.

Cette spontanéité dans la *variation* de pression est toujours, entre certaines limites, d'autant plus grande que le tirage est plus fort, même lorsque par suite d'un excès de ce tirage le rendement thermique se trouve abaissé, soit par refroidissement du foyer, soit par entraînement des escarbilles.

Il se peut donc que le fait constaté de la plus grande facilité à tenir la pression constante à un chiffre inférieur au timbre qu'au timbre lui-même, lorsqu'on a à faire à une locomotive qui présente un défaut ou lorsqu'on utilise un charbon de mauvaise qualité, ne soit dû qu'à l'accroissement du tirage qui accompagnerait *pour un même poids de vapeur produite à la seconde* l'abaissement de pression dans la chaudière.

Comment un tel accroissement du tirage accompagnant une telle baisse de pression peut-il être expliqué ?

Cet accroissement de tirage étant accompagné d'un accroissement correspondant de la contrepression, il est probable qu'il en est la conséquence et toute la question réside dans l'explication à trouver d'un tel accroissement de contrepression.

Comme cet accroissement de contrepression se produit avec une tuyère fixe et pour un même poids de vapeur produite par seconde dans la chaudière ou évacuée à l'échappement, il ne semble possible de trouver une raison à cet accroissement que dans une différence de volume spécifique de la vapeur à l'échappement, suivant que le moteur utilise de la vapeur à haute ou à basse pression.

C'est donc dans le fonctionnement du moteur lui-même que nous allons rechercher une explication.

Si l'on suppose que la vapeur utilisée présente un degré de surchauffe initial sensiblement le même dans tous les cas, son état final, pour un même travail produit, est différent suivant que l'on part d'une vapeur à 20 Hpz ou d'une vapeur à 16 ou 13 Hpz. Dans cet état final la vapeur utilisée à haute pression présente un degré de surchauffe plus faible que la vapeur utilisée à basse pression et par suite son volume spécifique doit être également plus faible.

En utilisant de la vapeur à 20 Hpz et 400° et en la détendant jusqu'à la pression absolue de 1 Hpz 200 avec un rendement thermique de 80 % par exemple, on rejette à l'échappement de la vapeur à 128°; si l'on utilise de la vapeur à 16 Hpz, dont la température de surchauffe sera, comme nous l'avons vu précédemment, inférieure de 5° à la température de 400°, la température à l'échappement est de 145°.

Dans le cas de la pression de 13 Hpz l'abaissement de température de surchauffe est d'environ 10° et la température à l'échappement de 161°.

Les volumes spécifiques correspondants sont respectivement dans ces trois cas de 0,1559 m³, 0,1624 m³ et 0,1682 m³ par kg.

Si l'on prend comme unité le premier chiffre les deux suivants sont respectivement égaux à 1,044 et 1,08.

Comme pour de faibles écarts de pression, les contrepressions varient pour *un même débit poids à travers la tuyère d'échappement* en raison directe des volumes spécifiques de la vapeur, on voit que pour un même poids de vapeur débitée à la seconde, la contrepression à l'échappement doit croître lorsque, toutes choses égales d'ailleurs, la pression à l'admission baisse.

D'après l'exemple ci-dessus, en passant de la pression de 20 Hpz à celle de 16 Hpz, cet accroissement de contrepression serait théoriquement de l'ordre de 4,5 ‰, et en passant de 20 à 13 Hpz, de 8 ‰.

Comme les contrepressions et les vides ont effectivement augmenté d'environ 10 ‰ en passant de 20 Hpz aux pressions de 16 ou 13 Hpz, on voit que cette explication mérite d'être envisagée ; elle concorde d'ailleurs avec l'abaissement constaté des températures dans la boîte à fumée et des températures de surchauffe résultant probablement de l'abaissement de la température du foyer dû à un accroissement exagéré de l'excès d'air.

Reste à expliquer l'amélioration de rendement thermique constatée aux très fortes allures à la pression de 16 Hpz.

Si l'on examine la façon dont la vaporisation s'effectue dans la chaudière, suivant que la pression y est plus ou moins grande, on s'aperçoit qu'à basse pression, le volume spécifique de la vapeur est nettement plus grand qu'à haute pression (volume spécifique 0,096 m³/kg, à 20 Hpz au lieu de 0,1185 à 16 Hpz). C'est ainsi que ce volume s'accroît de 23,5 ‰ quand on passe de la pression de 20 à celle de 16 Hpz. Les bulles de vapeur qui se dégagent sont donc plus volumineuses à 16 qu'à 20 Hpz ; cette circonstance est de nature à rendre plus difficile le dégagement de vapeur et à faciliter le primage.

On a constaté, en effet, une tendance au primage nettement plus marquée à 13 et 16 Hpz qu'à 20 Hpz. C'est ainsi qu'aux grandes puissances développées, on pouvait marcher avec un niveau d'eau s'élevant à 3/4 de hauteur de tube dans le cas de la pression de 20 Hpz sans aucun primage, mais qu'il ne fallait pas dépasser ce niveau à 16 Hpz et à la même allure, sous peine de provoquer immédiatement des entraînements d'eau.

Le dégagement plus facile des bulles de vapeur dans le cas des hautes pressions est bien de nature, comme on l'a souvent indiqué, à faciliter la circulation de l'eau dans la chaudière et par suite à améliorer la vaporisation, mais il nous semble que cet avantage doit être largement contrebalancé par le freinage qu'oppose à cette circulation l'accroissement de pression dans la chaudière.

Il est en effet évident que les effets de thermo-siphon qui créent les courants de circulation en ne mettant en jeu que des forces relativement faibles, peuvent parfaitement être contrariés lorsque par suite d'une pression plus élevée dans la chaudière, les filets fluides sont plus fortement pressés les uns contre les autres ou contre les parois de la chaudière.

Il y a donc des raisons pour que l'accroissement de pression dans les chaudières n'ait pas qu'un effet favorable sur la circulation et jusqu'à plus amples informés, nous attribuerons précisément à cet accroissement de la difficulté de circulation le léger abaissement de rendement constaté aux très fortes allures de production lorsqu'on marche à la pression de 20 Hpz au lieu de celle de 16 Hpz.

On peut enfin mettre à l'actif des avantages des basses pressions la température plus faible des parois de la chaudière, puisque cette température, de 213° environ à 20 Hpz, tombe à 203° pour la pression de 16 Hpz et 194° pour la pression de 13 Hpz. Cette différence de température, de l'ordre de 10° dans le cas de 16 Hpz, et de 19° dans celui de 13 Hpz, peut également expliquer, en dehors de la question de tirage, l'abaissement de température dans la boîte à fumée, constaté dans le cas du fonctionnement à 13 et 16 Hpz.

En résumé, l'accroissement des pressions dans la chaudière n'est pas sans entraîner quelques inconvénients. Il ne peut donc se justifier que si l'accroissement du rendement du moteur et de la puissance massique de la locomotive le rendent nécessaire.

5° *Remarques sur la turbulence dans les tubes à fumée.* — Avant de clore l'étude sur la chaudière, il nous paraît intéressant de compléter les renseignements donnés par les résultats d'une expérience qui a été tentée sur la locomotive 4701 pour examiner si les phénomènes de turbulence que l'on considère généralement comme atteignant leur plénitude dans les tubes à fumée de locomotives ne pouvaient cependant pas être intensifiés comme on l'a proposé quelquefois en plaçant à l'entrée de ces tubes des spirales de forme convenablement étudiée.

Cet essai a échoué par suite de la résistance excessive opposée au passage des gaz par les spirales elles-mêmes, bien que leur tracé ait été spécialement étudié pour réduire au minimum cet inconvénient.

Le vide dans la boîte à fumée s'en trouvait accru d'environ 25 % pour une même contrepression dans la colonne d'échappement.

Comme cet accroissement de résistance n'était pas accompagné d'un accroissement corrélatif des effets de transmission de chaleur dans les tubes, le résultat final fut négatif et on constata :

1° une limitation du maximum de puissance de la machine à 60 % environ de sa puissance maxima sans spirales,

2° un accroissement de la consommation de combustible par ch/h au crochet d'environ 10 % à la limite de puissance avec spirales, accroissement dû en l'espèce à une insuffisance du tirage.

On constata, en outre, un birdnesting accentué sur les spirales elles-mêmes qui aboutit au bouchage rapide des gros tubes eux-mêmes.

Nous pensons devoir conclure de cet essai infructueux qu'il n'y a pas lieu de chercher à accroître la turbulence dans les tubes à fumée, tout au moins lorsque ces tubes présentent — ce qui est le cas des locomotives — sauf pour la partie rétreinte côté foyer des gros tubes à surchauffe —, un diamètre suffisamment faible par rapport à leur longueur.

(A suivre).

TABLE DES MATIÈRES

	Pages
Introduction.....	110
Principes observés dans l'étude de la nouvelle locomotive.....	117
Description de la machine transformée.....	120
Transformation des nouvelles locomotives aux Ateliers.....	146
Essais	147
1° But des essais.....	147
2° Résultats obtenus.....	147
A. — Essais de traction en ligne.....	147
I. — Lignes plates.....	148
II. — Lignes de rampes.....	149
III. — Efforts de traction et puissances maxima.....	154
IV. — Accélérations.....	156
V. — Résumé.....	157
B. — Essais avec locomotives-frein.....	159
I. — Etude de la chaudière.....	159
1° Préliminaires.....	159
a) Données expérimentales.....	159
b) Qualité du combustible utilisé.....	162
2° Essai des locomotives 4701 et 4708.....	166
a) Rappel des données relatives à leur chaudière.....	166
b) Résultats des essais.....	169
1° Rendement thermique.....	169
2° Puissance de production.....	176
3° Bilan thermique.....	187
4° Influence de la pression de régime sur le fonctionnement de la chaudière.....	190
5° Remarques sur la turbulence dans les tubes à fumée.....	194
