

LOCOMOTIVES A GRANDE VITESSE

A BOGIE & 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

(suite et fin)

Par M. André CHAPELON,

INGÉNIEUR DU MATÉRIEL AU P.O.-MIDI

(Pl. VI).

II. — Etude du moteur

1^o PRÉLIMINAIRES. — Indépendamment des mesures de température et de pression qui sont nécessaires à la détermination des états pris successivement par le fluide moteur aux divers stades de son évolution dans la machine, l'étude du moteur proprement dit comporte le relevé de diagrammes à l'aide d'appareils indicateurs pour déterminer le travail produit et pour chercher à connaître comment la vapeur évolue dans les cylindres eux-mêmes.

Pour que les diagrammes relevés répondent pleinement au but poursuivi, il est nécessaire que leur exactitude soit rigoureuse.

Or, l'expérience montre que suivant la façon dont les appareils ont été installés et suivant le mode opératoire, on n'obtient pas toujours, même lorsque la machine fonctionne en régime continu, des diagrammes tous semblables entre eux.

Au cours des essais de la locomotive 4701, nous avons cherché à nous rendre compte de la valeur que l'on peut attribuer aux diagrammes d'indicateurs tant en ce qui concerne le calcul de la puissance développée que les lois d'évolution de la vapeur dans les cylindres.

La conclusion de cette étude est que deux causes d'erreurs principales viennent influencer les résultats obtenus :

a) *Les déformations de l'échelle des volumes*, échelle qui ne reste pas proportionnelle aux déplacements du piston lorsque le dispositif utilisé pour la transmission présente des jeux

ou ne reste pas géométriquement identique à lui-même (flexion des leviers, allongement des liens flexibles), notamment lorsque la vitesse de la machine s'accroît ou dépasse une certaine valeur.

Cette déformation de l'échelle des volumes qui se traduit généralement par un allongement des diagrammes lorsque la vitesse s'élève, conduit à sous-estimer la puissance développée car l'ordonnée moyenne des diagrammes s'obtient, à un coefficient, près, en divisant leur surface par leur longueur. Or, l'accroissement de l'aire des diagrammes dû à l'agrandissement de l'échelle des volumes, agrandissement surtout notable vers les fins de course à cause de l'influence des jeux, se trouve être pratiquement nul. Par conséquent la puissance développée mesurée est réduite sensiblement dans la proportion inverse de l'accroissement de la longueur des diagrammes.

b) *Influence sur la pression enregistrée, et par conséquent sur les lois d'évolution de la vapeur, de la façon plus ou moins parfaite suivant laquelle les purges des appareils indicateurs et des tuyauteries les reliant aux cylindres sont effectuées avant chaque prise de diagrammes.*

L'expérience nous a montré qu'en fait, et sous réserve de l'absence de déformation de l'échelle des volumes, on obtenait des puissances exactes en laissant les purges des appareils constamment ouvertes entre chaque prise de diagrammes.

Lorsque, après avoir opéré dans de telles conditions pendant un temps suffisamment long, on se contente de purger les tuyauteries et les appareils pendant un temps correspondant à un nombre de tours de roues de l'ordre de 10 environ, on obtient également des diagrammes exacts au point de vue de la puissance enregistrée, mais les formes de ces diagrammes ne sont pas toujours identiques à celles obtenues lorsqu'on fait des *purges permanentes*.

Ces faits sont particulièrement sensibles pour les diagrammes relevés sur les cylindres BP des machines compound, notamment lorsque par suite de l'utilisation d'une pression de chaudière élevée (20 hpz par exemple) le degré de surchauffe aux cylindres BP, tout en étant encore important (100° environ) est nécessairement moindre qu'aux cylindres HP (200° pour une température de vapeur de 415°).

Les diagrammes relevés sur les cylindres HP sont toujours beaucoup plus exacts que ceux relevés sur les cylindres BP, quel que soit le mode opératoire utilisé, à condition cependant que les purges soient faites avant chaque prise de diagramme, pendant un nombre de tours de roues suffisant (10 environ), mais sans qu'il soit indispensable que ces purges soient permanentes.

Il faut toutefois que les prises de diagrammes sur chacune des faces du piston *suivent immédiatement l'opération de purge*, car si l'on prenait avant elles la pression de chaudière par exemple, qui nécessite souvent des tuyauteries relativement longues où l'eau peut s'accumuler par suite des condensations on risquerait d'inonder l'appareil indicateur et le diagramme pris aussitôt après présenterait toutes les anomalies d'un diagramme relevé sans purges préalables, c'est-à-dire présentant une courbe de détente relevée et une courbe de compression abaissée ; déformations pouvant entraîner des erreurs en plus sur la puissance calculée de l'ordre de 30 %, aux crans de marche faibles de 20 % par exemple.

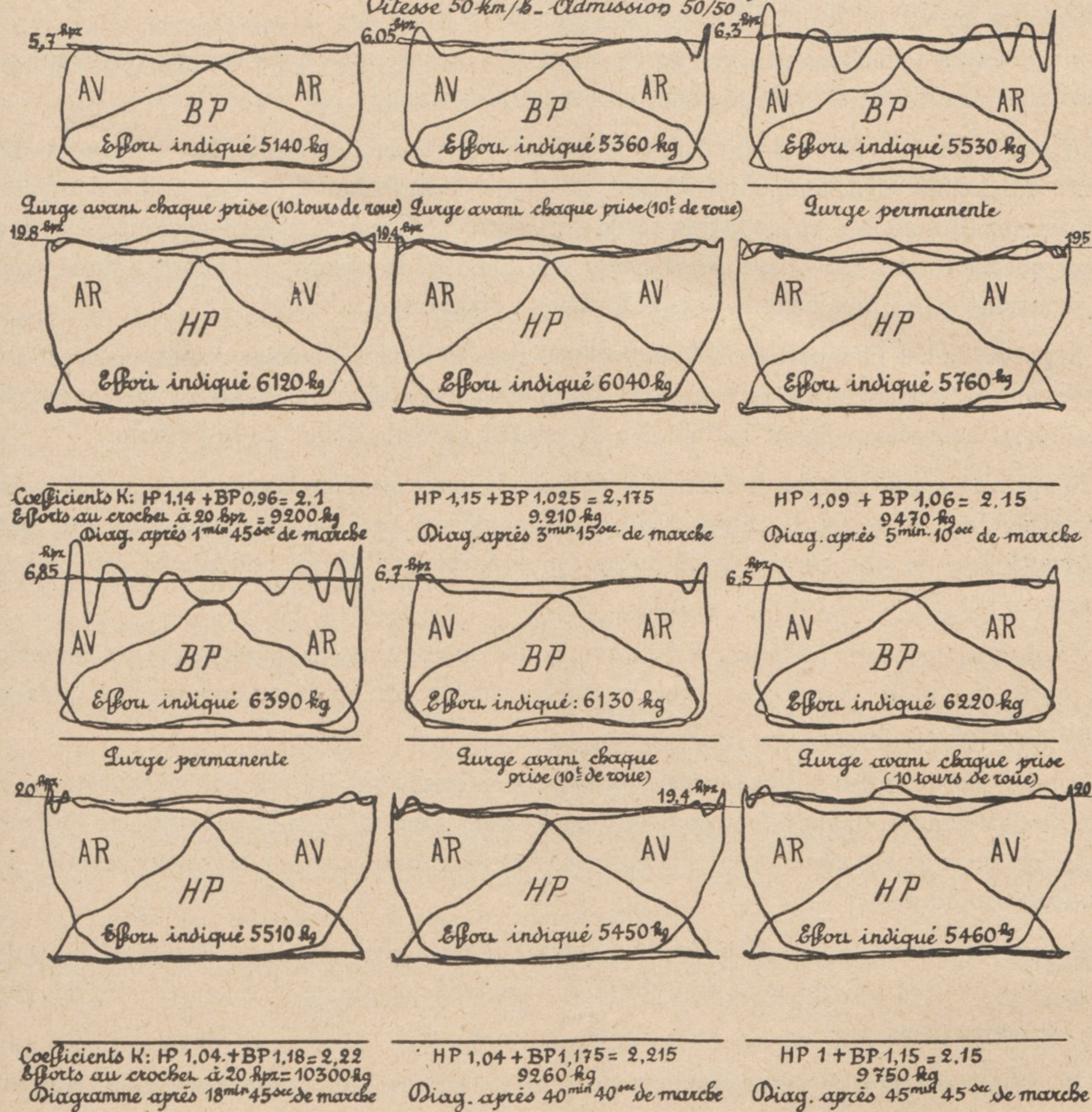
Sous ces réserves les diagrammes relevés sur les cylindres HP permettent en général un calcul exact de la puissance et les courbes représentant l'évolution de la vapeur dans les cylindres semblent également pouvoir être considérées comme exactes.

S'il en est pratiquement de même avec des purges bien faites pour la puissance calculée d'après les diagrammes relevés sur les cylindres BP, on ne peut en dire autant de la forme

Fig. 46.

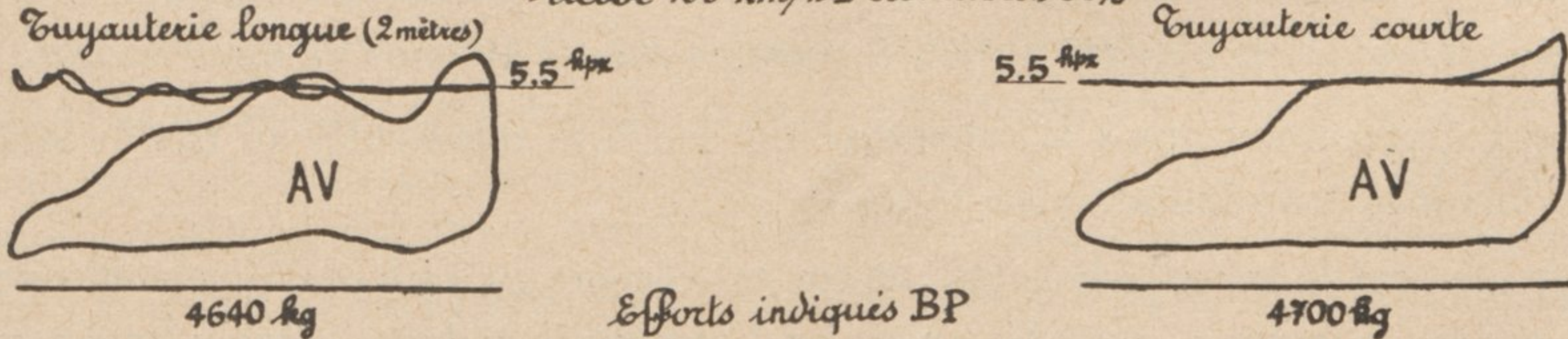
Influence du temps de marche et du temps de purge des tuyauteries reliant les cylindres aux appareils indicateurs sur la forme des diagrammes

Vitesse 50 km/h - Admission 50/50



Influence de la tuyauterie sur la forme des diagrammes d'indicateurs BP

Vitesse 100 km/h - Admission 50%



des courbes de pression en fonction des déplacements du piston qui représentent les lois d'évolution de la vapeur.

Les diagrammes donnés en exemple figure 46 montrent d'une manière très nette ce qui peut se passer à ce point de vue, même à faible vitesse (50 km/h), avec un fort cran de marche (50 %) et une forte surchauffe (400°).

On voit que l'on obtient un diagramme BP ayant des formes normales, c'est-à-dire présentant des lignes de pression régulières, au premier relevé effectué après l'ouverture du régulateur soit 2 mn environ après la mise en marche de la machine.

Le deuxième diagramme pris après 3 mn 15 s accuse une pression au réservoir intermédiaire plus élevée et présente déjà un aspect plus sinueux.

Après 5 mn 10 s et en ayant laissé les purges s'effectuer d'une manière *permanente* dès la prise du premier diagramme, on obtient une ligne d'admission dentelée, qu'il est difficile de considérer comme la représentation réelle des lois d'évolution de la vapeur dans les cylindres mais qui n'entraîne cependant pas d'erreur sensible dans la mesure de l'effort indiqué, comme le montrent les chiffres inscrits à côté de chaque diagramme.

A partir de cet instant tous les diagrammes relevés dans les mêmes conditions, c'est-à-dire avec purges permanentes, présenteront les mêmes caractères, c'est-à-dire des ondulations nettement accusées pendant l'admission et cessant après le début de la détente.

Si après 40 mn de marche on ferme les robinets de purge et qu'on les rouvre quelques instants après pendant 10 tours de roues environ, de manière à prendre un diagramme *avec purges intermittentes*, on obtient un tracé d'apparence normale d'où *les oscillations ont totalement disparu*.

En prenant pendant une dizaine de minutes des diagrammes dans ces nouvelles conditions, on constate qu'ils conservent tous la même forme et qu'ils indiquent une puissance pratiquement exacte.

Comme par suite des nécessités les diagrammes ci-dessus ont été pris en utilisant des tuyauteries relativement longues (2 m environ), nous avons examiné quelle pouvait être l'influence de la longueur de ces tuyauteries sur la forme des diagrammes et sur la valeur calculée de la puissance indiquée.

Nous avons donc pris *simultanément* d'autres diagrammes en plaçant l'appareil indicateur aussi près que possible du fond du cylindre, la longueur totale de la tuyauterie ne dépassant pas 50 cm environ.

On a alors constaté que les oscillations qui se présentent pendant l'admission sur le diagramme pris avec les tuyauteries longues sont complètement supprimées. On obtient un diagramme à peu près identique à celui *relevé avec tuyauteries longues lorsque après avoir fait des purges permanentes pendant une trentaine de minutes on se met à prendre des diagrammes en faisant des purges intermittentes pendant une durée correspondant à 10 tours de roues environ*.

Les deux diagrammes pris à la vitesse de 100 km/h et représentés au bas de la figure 46 donnent une idée des résultats ainsi obtenus.

Au point de vue du travail développé, on constate encore qu'il y a pratiquement concordance entre la puissance mesurée, aussi bien avec les diagrammes ondulés, obtenus avec tuyauteries longues qu'avec les diagrammes d'aspect normal obtenus avec tuyauteries courtes.

Ceci permet de conclure que lorsque par suite de nécessités on est contraint d'utiliser des tuyauteries relativement longues on peut cependant obtenir des diagrammes permettant de calculer exactement la puissance développée, à condition bien entendu que les purges aient été suffisantes ou mieux qu'elles aient été permanentes, bien que dans ce dernier cas on risque d'obtenir un diagramme présentant des ondulations qui lui donnent une apparence à laquelle on n'est pas accoutumé.

Nous comptons poursuivre l'étude de cette question avec des appareils nouveaux, placés en différents points des fonds de cylindres eux-mêmes, afin de déterminer la valeur que l'on peut attribuer à la forme des lignes de pression indiquée par les diagrammes, forme qui présenterait si l'on était sûr de leur exactitude la plus grande importance au point de vue de l'étude des lois qui régissent effectivement l'évolution de la vapeur dans les cylindres des machines.

Jusqu'à plus ample informé nous pensons que l'on doive à ce sujet faire les plus expresses réserves, notamment lorsqu'on ignore le degré de perfection avec lequel les purges ont été faites et lorsque les diagrammes sont pris sur une machine où la vapeur qui y évolue n'a pas un degré de surchauffe extrêmement élevé, capable d'atténuer les condensations dans les tuyauteries et dans les appareils indicateurs.

Seuls les cylindres HP, et encore pour les machines à très haute surchauffe seulement (400° environ), nous semblent être pour le moment dans de telles conditions.

Les diagrammes de la figure 46 nous révèlent encore un fait intéressant.

En effet, l'effort de traction enregistré aux cylindres à partir de l'ouverture du régulateur, croît légèrement pendant une vingtaine de minutes environ, bien que rien ne soit changé dans les conditions de marche.

Ceci tient à la mise en régime du moteur de la locomotive qui s'échauffe progressivement et met un temps appréciable pour atteindre l'état stable dans lequel les condensations dues à l'effet de parois deviennent constantes.

Comme cette variation se retrouve dans l'effort mesuré au crochet de traction, on a ainsi la preuve qu'elle est bien due à la mise en régime du moteur même de la locomotive, indépendamment de la mise en régime des appareils indicateurs.

Seuls les tout-premiers diagrammes semblent donner des puissances nettement déficitaires par rapport à ce qui se passe réellement dans les cylindres de la locomotive et on doit sans aucun doute les éliminer ; mais il suffit d'une ou 2 mn pour que les indications fournies par les diagrammes semblent être en concordance avec ce qui se passe réellement dans la machine lorsque bien entendu ces diagrammes ont été pris en faisant des purges suffisantes ou mieux permanentes.

2° RAPPEL DES CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR DES LOCOMOTIVES 4500 - 3700 et 4700. — Le moteur de la locomotive 4701 est caractérisé par les très grandes sections de passage offertes à la vapeur, sections de passage encore accrues par rapport à ce qui avait été fait sur les locomotives précédentes N° 3701 et 3702 à 3721. Cet accroissement a surtout porté sur le diamètre des soupapes BP, les expériences effectuées sur les locomotives 3700 ayant montré qu'un accroissement de ces dimensions était encore susceptible de procurer une certaine amélioration.

Nous rappelons ci-dessous les caractéristiques principales du circuit de vapeur de ces machines et de celui des anciennes locomotives 4501-4570 à vapeur saturée et 4571-4600 à vapeur surchauffée.

	4501-4570	4571-4600	3701	3702-3721	4701-4712
Diamètre des cylindres..... mm	HP 390	420	420	420	440
	BP 640	640	640	640	640
Course des pistons..... mm	650	650	650	650	650
Diamètre des roues motrices (bandages neufs). m	1,85	1,85	1,95	1,95	1,85
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'introduction.....	HP 5,43	6,6	5,45	5,45	5,12
	BP 11,7	11,7	8,91	7,64	6,13
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'échappement.....	HP 5,43	6,6	4,93	4,93	4,69
	BP 11,7	11,7	7,64	7,64	5,82
Rapport de la section des cylindres à la section du tuyau d'admission.....	HP 12,56	14,57	6,5	6,5	7,29
	BP 20,88	20,88	12	12	10,04

Pour que les rapports géométriques figurant dans ce tableau donnent une idée exacte de ce qui se passe au point de vue de la liberté de circulation de la vapeur dans le circuit qui lui est offert, il est nécessaire de rappeler que ces rapports géométriques ne sont valables que pour des sections de forme identique, pour des pressions de vapeur égales et pour les mêmes degrés de surchauffe.

L'influence du coefficient de forme est en effet décisive, puisque de l'orifice en minces parois à l'orifice sans contraction, le coefficient de débit varie de 0,6 à 1, c'est-à-dire presque du simple au double.

L'expérience a montré que les tiroirs cylindriques, tels qu'on les dessine habituellement et tels qu'ils ont été appliqués aux locomotives 4500 ont par rapport aux tiroirs plans un coefficient de débit égal à $\frac{1}{1,65} = 0,606$ (1). Par conséquent le rapport de 5,43, à première vue excellent, indiqué pour les tiroirs HP des locomotives 4501 à 4570, doit, pour être comparable au rapport correspondant des tiroirs plans appliqués aux cylindres BP, être multiplié par 1,65, c'est-à-dire que ce rapport de 5,43 doit en réalité être considéré comme égal à 9. De même le chiffre 6,6 des locomotives 4571-4600 doit être remplacé par 10.

En ce qui concerne les soupapes des locomotives 3700 et 4700 les diagrammes d'indicateurs ont montré que leur section géométrique était sensiblement équivalente à celle des tiroirs plans tout au moins dans le cas des tracés adoptés sur ces locomotives.

Outre l'influence du coefficient de débit que nous venons d'examiner il y a lieu de tenir compte de l'effet de la pression et du degré de surchauffe sur les pertes de charge.

Le poids de vapeur Q qui passe par seconde à travers une section de lumière ω a comme valeur approximative :

$$Q = \alpha \omega \sqrt{2g \gamma \Delta p}$$

où :

α est le coefficient de débit de l'orifice,

g l'accélération de la pesanteur,

γ le poids spécifique de la vapeur,

et Δp la perte de charge subie par la vapeur en traversant l'orifice.

(1) Voir *American Engineer*, N° de Mai 1907.

La quantité de calories véhiculées à la seconde par le poids de vapeur Q aura donc pour valeur, en appelant λ la chaleur totale de cette vapeur :

$$Q \lambda = \alpha \omega \lambda \sqrt{2g \gamma \Delta p}$$

avec une vapeur dans un autre état on aura de même :

$$Q' \lambda' = \alpha \omega' \lambda' \sqrt{2g \gamma' \Delta p'}$$

et pour un même débit de calories et une même perte de charge $\Delta p = \Delta p'$

$$\frac{\omega'}{\omega} = \frac{\lambda}{\lambda'} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma'}}$$

Si l'on prend pour référence les locomotives 4571 à 4600 utilisant de la vapeur à 16 hpz et 300° les sections de passage équivalentes au point de vue des pertes de charge pour les autres locomotives considérées dans le tableau ci-dessus devraient être multipliées pour chacune d'elles par le rapport correspondant :

$$\frac{\lambda}{\lambda'} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma'}}$$

En tenant compte de cette condition les nouveaux rapports entre la section des cylindres et les sections des lumières d'introduction, d'échappement et du tuyau d'admission prennent les valeurs suivantes :

	MACHINES									
	4501-4570		4571-4600		3701		3702-3721		4701-4712	
	HP	BP	HP	BP	HP	BP	HP	BP	HP	BP
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'introduction...	8,82	11,70	10	11,70	5,42	8,89	5,42	7,61	4,71	5,65
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'échappement...	8,82	11,70	10	11,70	4,91	7,61	4,91	7,61	4,31	5,36
Rapport de la section des cylindres à la section du tuyau d'admission.....	12,30	20,88	14,57	20,88	6,48	11,95	6,48	11,95	6,70	9,55

Ces chiffres montrent que les valeurs relatives des sections de passage ont dans l'ensemble été presque doublées pour les locomotives 3700 par rapport aux locomotives 4500 à surchauffe et qu'elles ont encore été accrues de 15 % à l'admission et à l'échappement HP et de 35 % à l'admission BP et de 25 % à l'échappement BP dans les locomotives 4700.

Enfin, on observera dans le tableau des dimensions principales données dans la partie descriptive de cette étude, que le volume des boîtes à vapeur HP a aussi été accru, de manière à atténuer encore les oscillations de pression dans ces boîtes à vapeur, les rapports entre le volume de ces boîtes et la cylindrée HP étant passés de 1,11 pour les locomotives 3700 à 1,25 pour les locomotives 4700, alors que ce chiffre n'était que de 0,23 dans les locomotives 3500 ou 4500.

Les espaces morts sont restés sensiblement les mêmes sur les locomotives 4700 que sur les locomotives 3700. Ils atteignent 25 % au lieu de 20 % aux cylindres HP et 16 % en moyenne aux cylindres BP.

L'étude théorique de la question et les résultats pratiques montrent que l'influence des

espaces morts est toujours néfaste même lorsque la phase de compression a été réglée à sa valeur idéale (1).

En principe on doit donc s'efforcer de réduire les espaces morts. Mais comme il est nécessaire de réaliser également des sections de passage suffisantes à travers les organes distributeurs et que la réalisation de ces sections a comme contre-partie inévitable un certain accroissement des espaces morts, on est pris entre deux conditions inverses et il y a lieu de choisir le compromis le plus avantageux entre ces deux desiderata.

C'est dans la recherche de ce compromis qu'apparaît l'un des avantages les plus importants du mode compound ; c'est en effet la même vapeur qui remplit successivement les espaces morts HP et BP. Or, comme le cylindre HP est beaucoup plus petit que le cylindre BP, cylindre BP qui est le cylindre même de la locomotive à simple expansion équivalente au point de vue du rapport de détente, on voit que le simple fait d'admettre la vapeur dans le petit cylindre de la machine compound est un moyen extrêmement efficace pour réduire les pertes par espaces morts. On peut donc se permettre avec les machines compound de donner aux sections de passage un très grand développement sans compromettre l'économie de fonctionnement de la machine due à l'importance exagérée des espaces morts.

3° RÉSULTATS DES ESSAIS. — a) *Exemples de diagrammes d'indicateurs.* — 1° **Exemples comparatifs de diagrammes relevés sur les locomotives 4501-4570 à vapeur saturée, 4571-4600 à vapeur surchauffée et sur la locomotive 4701.** — La figure 47 permet de se rendre compte des différences qui existent dans le fonctionnement du moteur de ces trois machines, d'abord à un cran de marche faible de 25 % environ aux cylindres HP, ensuite à un cran de marche moyen de 45 % environ et pour une même vitesse de l'ordre de 90 km/h.

Ces diagrammes ayant été tracés à la même échelle, leur simple examen permet de se rendre compte des améliorations apportées dans le cas de la locomotive 4701.

On voit notamment qu'à la vitesse considérée de 90 km/h, qui est très normale pour une locomotive à roues motrices de 1,85 m de diamètre, l'accroissement des sections de passage offertes à la vapeur a produit des résultats très importants.

On voit de même que l'augmentation de la pression de marche a contribué à l'obtention de puissances beaucoup plus considérables.

Comme on l'avait déjà constaté lors de la transformation des locomotives 3500 (2), le changement le plus caractéristique réside dans l'élévation de pression au réservoir intermédiaire et dans l'accroissement corrélatif très important de la puissance développée par les cylindres BP.

L'augmentation de la contre-pression à l'échappement HP n'a cependant réduit en rien la puissance développée dans ces cylindres, grâce à la diminution des pertes par laminage dont ils ont également bénéficié.

Il n'en aurait pas été de même évidemment si les cylindres BP seuls avaient été modifiés.

Finalement à une vitesse de l'ordre de 90 km/h à des admissions de 25 % HP et 65 % BP pour la locomotive 4528 à vapeur saturée ; 25 % HP et 60 % BP pour la locomotive 4597 à vapeur surchauffée et 25 % HP, 50 % BP pour la locomotive 4701, les puissances développées par les cylindres HP ont été respectivement de 956, 1 168, 1 560 ch et les puissances produites

(1) Voir *Science et Industrie*, N° d'Août, de Septembre, de Novembre, de Décembre 1933 et de Janvier 1934.

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

dans les cylindres BP de 290, 328 et 928 ch pour des puissances totales respectives de : 1 246, 1 496 et 2 488 ch.

Les rapports correspondants entre les puissances HP et BP ont été respectivement de 3,29, 3,56 et 1,68.

Fig. 47. — EXEMPLES COMPARATIFS DE DIAGRAMMES RELEVÉS SUR LES LOCOMOTIVES 4528, 4597 et 4701.

Machine 4528	Machine 4597	Machine 4701
<p>Diagramme N° 41. Essai N° A 57 Cran de marche { HP 25% BP 65% Vitesse : 90,5 kmh Puissance HP : 956 ch. Puissance BP : 290 ch. Puissance totale : 1246 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 3,29.</p>	<p>Diagramme N° 67. Essai N° A 43. Cran de marche { HP : 25% BP : 60% Vitesse : 92 kmh Puissance HP : 1168 ch. Puissance BP : 328 ch. Puissance totale : 1496 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 3,56.</p>	<p>Diagramme N° 5. Essai N° 1344 a. Cran de marche { HP : 25% BP : 50% Vitesse : 93 kmh Puissance HP : 1560 ch. Puissance BP : 928 ch. Puissance totale : 2488 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 1,68.</p>
<p>Diagramme N° 75. Essai N° A 54. Cran de marche { HP : 45% BP : 70% Vitesse : 91,5 kmh Puissance HP : 1150 ch. Puissance BP : 384 ch. Puissance totale : 1534 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 3.</p>	<p>Diagramme N° 51. Essai N° A 48. Cran de marche { HP : 47% BP : 60% Vitesse : 88 kmh Puissance HP : 1320 ch. Puissance BP : 552 ch. Puissance totale : 1872 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 2,39.</p>	<p>Diagramme N° 16. Essai N° 1402. Cran de marche { HP : 48% BP : 53% Vitesse : 90 kmh. Puissance HP : 1740 ch. Puissance BP : 1524 ch. Puissance totale : 3264 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 1,14.</p>
Diamètre des pistons :	Diamètre des pistons :	Diamètre des pistons :
HP : 390 ^{mm} BP : 640 ^{mm}	HP : 420 ^{mm} BP : 640 ^{mm}	HP : 440 ^{mm} BP : 640 ^{mm}
Courbe des pistons :	Courbe des pistons :	Courbe des pistons :
HP : 650 ^{mm} BP : 650 ^{mm}	HP : 650 ^{mm} BP : 650 ^{mm}	HP : 650 ^{mm} BP : 650 ^{mm}

Aux crans de marche plus forts de 45 % HP, 70 % BP pour la locomotive 4528 ; 47 % HP, 60 % BP pour la locomotive 4597 ; 48 % HP, 53 % BP pour la locomotive 4701 on a trouvé

pour une même vitesse d'environ 90 km/h des puissances développées aux cylindres HP respectivement égales à 1 150, 1 320 et 1 740 ch, et dans les cylindres BP de 384, 552 et 1 524 ch pour des puissances totales de 1 534, 1 872 et 3 264 ch ; les rapports entre les puissances développées dans les cylindres HP et celles développées dans les cylindres BP étant respectivement égales à 3, 2,39 et 1,14.

On remarquera, en outre, sur les diagrammes de la figure 47 l'atténuation très importante des oscillations de pression aux boîtes à vapeur HP et la suppression à peu près complète des pertes de charge entre les cylindres HP et les cylindres BP.

En rapprochant la figure 47 de la figure 16 de l'article sur la transformation des locomotives Pacific compound à grande vitesse, série 3501 à 3589 de la Compagnie d'Orléans, parue dans le N° de Juillet 1931 de la *Revue Générale*, on se rendra compte des améliorations nouvelles apportées dans la réduction des laminages aux cylindres BP dans les locomotives 4700 par rapport à la locomotive 3701 (ex 3566).

2° Influence des variations du cran de marche et de la vitesse sur les diagrammes d'indicateurs. — La planche VI permet de se rendre compte du fonctionnement du moteur de la locomotive 4701 suivant les crans de marche utilisés et suivant la vitesse.

Nous avons dû toutefois nous borner à donner dans cette planche uniquement des diagrammes correspondant aux rapports entre les admissions dans les cylindres HP et BP ayant donné au cours des essais une répartition à peu près égale des travaux entre les cylindres HP et les cylindres BP.

Comme dans le cas de la locomotive 3701 nous avons d'ailleurs constaté qu'entre certaines limites (variations de 5 % en plus ou en moins du cran BP) le rendement de la machine restait sensiblement le même que l'on relève ou que l'on allonge la marche BP.

C'est ainsi que les combinaisons de crans suivants peuvent être considérées comme donnant des résultats économiques sensiblement équivalents :

20 / 25	20 / 30	20 / 35
30 / 35	30 / 40	30 / 45
40 / 35	40 / 40	40 / 45
50 / 45	50 / 50	50 / 55
60 / 55	60 / 60	60 / 65

Le fait le plus remarquable mis en évidence par l'examen des diagrammes de la planche VI est la constance de l'effort de traction avec la vitesse, même aux crans de marche les plus réduits ; c'est ainsi que pour des admissions de 20 % HP, 30 % BP on ne trouve pratiquement pas d'écarts entre les efforts développés à 50 et à 110 km/h.

Les chiffres bruts constatés croissent même un peu avec la vitesse, parce qu'il se trouve que les crans réels de marche ont été un peu plus forts aux grandes vitesses qu'aux faibles. On remarque également que les rapports entre les puissances HP et BP restent très voisins de l'unité même à des crans faibles et aux plus grandes vitesses :

$$\left(\frac{\text{Puissance HP}}{\text{Puissance BP}} = 1,19 \text{ à } 110 \text{ km/h aux admissions de } 20 \% \text{ HP} / 30 \% \text{ BP} \right).$$

Cette constance de l'effort est un peu moins bien réalisée au fur et à mesure que le cran de marche s'élève, ce qui est d'ailleurs conforme au principe des pertes de charge, ces pertes

variant comme le carré du débit de vapeur à travers les diverses sections du circuit qui lui est offert.

Néanmoins la décroissance constatée reste faible et elle est due d'ailleurs en partie au travail que nécessite le tirage, lorsqu'on marche aux fortes allures.

Aux admissions d'environ 65 % HP et 65 % BP, on voit que l'effort total de 12,680 t à la vitesse de 50 km/h ne tombe qu'à 9,960 t à la vitesse de 110 km/h.

Le rapport entre les puissances développées dans les cylindres HP et dans les cylindres BP croît légèrement avec la vitesse en passant de 0,865 à 1,28 pour les vitesses de 50 et 110 km/h, la puissance développée dans les cylindres croît presque proportionnellement à la vitesse, puisque l'effort de traction décroît peu avec elle. Cette puissance de l'ordre de 1 000 ch aux admissions de 20 % HP et 30 % BP à 50 km/h atteint 2 256 ch à 110 km/h.

Aux admissions de 45 % HP et 45 % BP elle est égale à 1 814 ch à 50 km/h et atteint 3 580 ch à 110 km/h.

Enfin aux crans de 65 % HP et 65 % BP, elle atteint 2 350 ch à 50 km/h et 4 050 ch à 110 km/h.

Les diagrammes ainsi donnés correspondent à ceux qui sont obtenus lorsque la machine ayant atteint son régime, on passe des purges continues aux purges intermittentes, les oscillations qui se produisent avec purges continues pendant la période d'admission étant supprimées.

3° Diagrammes obtenus aux puissances maxima. — Les figures 48 et 49 donnent quelques exemples de diagrammes pris lorsque la locomotive développe sa puissance maxima.

La figure 48 est relative à ceux relevés entre les vitesses de 25 et de 95 km/h et la figure 49 à ceux relevés entre 100 et 135 km/h.

On voit qu'à la vitesse de 50 km/h (Fig. 48) la puissance atteint en régime continu 2 600 ch avec une admission d'environ 67 % HP, 67 % BP pour un effort de 13,500 t et un rapport entre les puissances HP et BP de 0,885.

A 75 km/h pour un cran de 65 % HP, 65 % BP en régime intermittent la puissance atteint 2 878 ch pour un effort de 10,720 t et un rapport de 1,11 entre la puissance HP et la puissance BP.

A 91 km/h pour un cran de 65 % HP, 65 % BP en régime intermittent la puissance atteint 3 688 ch, pour un effort total de 10,940 t et un rapport de 1,12 entre la puissance HP et la puissance BP.

A 103 km/h (Fig. 49) pour un cran de 58 % HP, 60 % BP en régime continu la puissance atteint 3 780 ch pour un effort de 9,900 t et un rapport de 1,25 entre la puissance HP et la puissance BP.

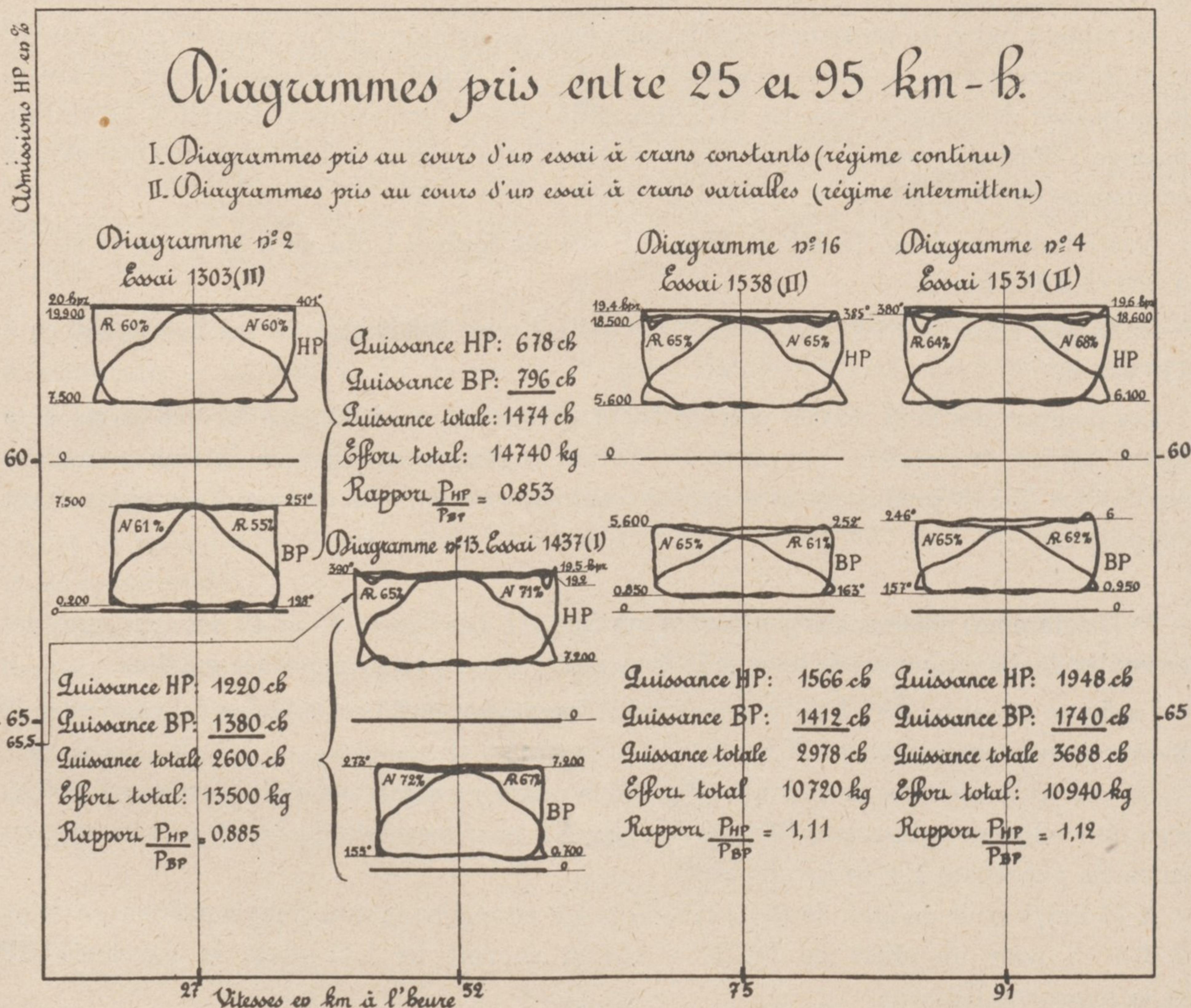
A 111 km/h pour un cran de 61 % HP, 62 % BP en régime continu la puissance atteint 4 050 ch pour un effort de 8,860 t et un rapport entre les puissances HP et BP de 1,29.

A 118 km/h pour un cran de 52 % HP, 57 % BP en régime continu la puissance atteint 3 728 ch pour un effort de 8,538 t et un rapport de 1,32 entre les puissances HP et BP.

Enfin à la vitesse de 134 km/h pour une admission de 37 % HP, 56 % BP en régime intermittent la puissance a atteint 4 172 ch pour un effort de 8,380 t et un rapport de 1,5 entre les puissances HP et BP.

b) *Etude comparée du circuit de vapeur des locomotives 4 500 à vapeur saturée et à vapeur surchauffée et de la locomotive 4 701.* — La figure 50 donne sous forme graphique les résultats de l'étude du circuit de vapeur des locomotives 4528 à vapeur saturée, 4597 à vapeur surchauffée et 4701.

Fig. 48. — DIAGRAMMES RELEVÉS A GRANDE PUISSANCE SUR LA LOCOMOTIVE 4701 ENTRE LES VITESSES DE 25 ET 95 km/h.



Afin de limiter cette étude, nous nous sommes bornés à donner comme exemple ce qui se passe aux crans de marche de 55 % HP et 55 % BP pour la locomotive 4701, et 55 % HP, 70 % BP pour les locomotives 4528 et 4597.

Les résultats obtenus permettent néanmoins de se faire une idée suffisamment exacte de la question.

On voit que les coefficients de laminage ou de pertes de charge, ont été réduits dans des proportions très importantes dans le cas de la locomotive 4701.

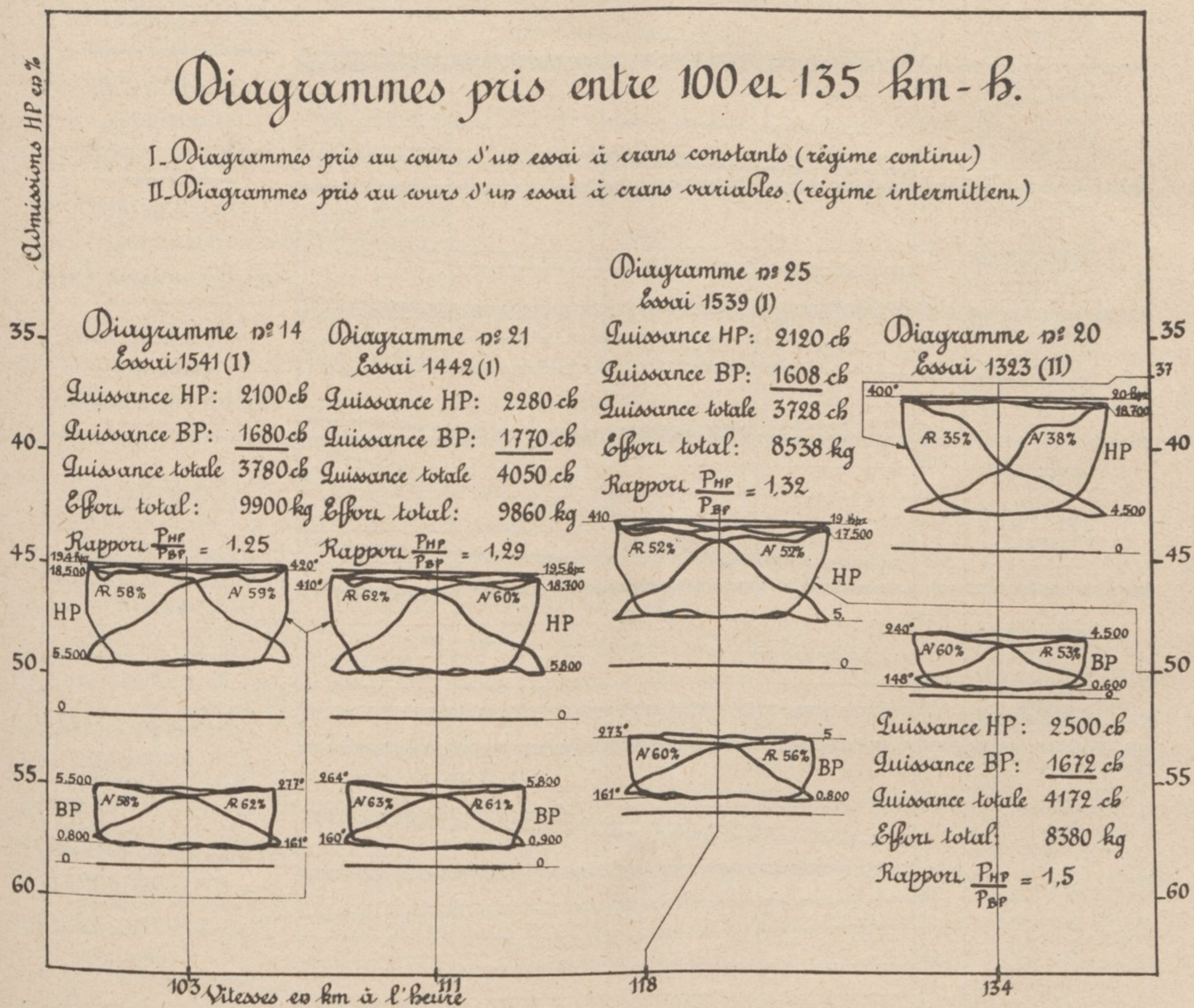
C'est ainsi que le coefficient de perte de charge entre la chaudière et les boîtes à vapeur, coefficient défini, comme les suivants, dans la légende de la figure 50 n'est plus que de l'ordre de 0,025 avec la locomotive 4701 à la vitesse de 80 km/h, tandis qu'il est de l'ordre de 0,085 dans le cas de la locomotive 4597, soit 3,4 fois supérieur. Ce rapport est un peu plus faible dans le cas de la locomotive 4528 grâce à l'absence du surchauffeur, mais il atteint encore 0,065, soit 2,6 fois plus que pour la locomotive 4701.

La perte de charge relative entre les boîtes à vapeur et les cylindres HP est sensiblement nulle dans le cas de la locomotive 4701 même à la vitesse de 80 km ; par contre elle atteint 0,038 pour la locomotive 4597 et 0,065 pour la locomotive 4528 à vapeur saturée.

Le coefficient de laminage pendant l'admission est également beaucoup plus faible dans le cas de la locomotive 4701 que dans le cas de la locomotive 4597 ; de 0,045 pour la première, il est triplé dans la seconde où il atteint 0,14.

Par contre ce coefficient est relativement faible pour la locomotive à vapeur saturée où il n'est que de 0,065 environ.

Fig. 49. — DIAGRAMMES RELEVÉS A GRANDE PUISSANCE SUR LA LOCOMOTIVE 4701 ENTRE LES VITESSES DE 100 ET 135 KM A L'HEURE.

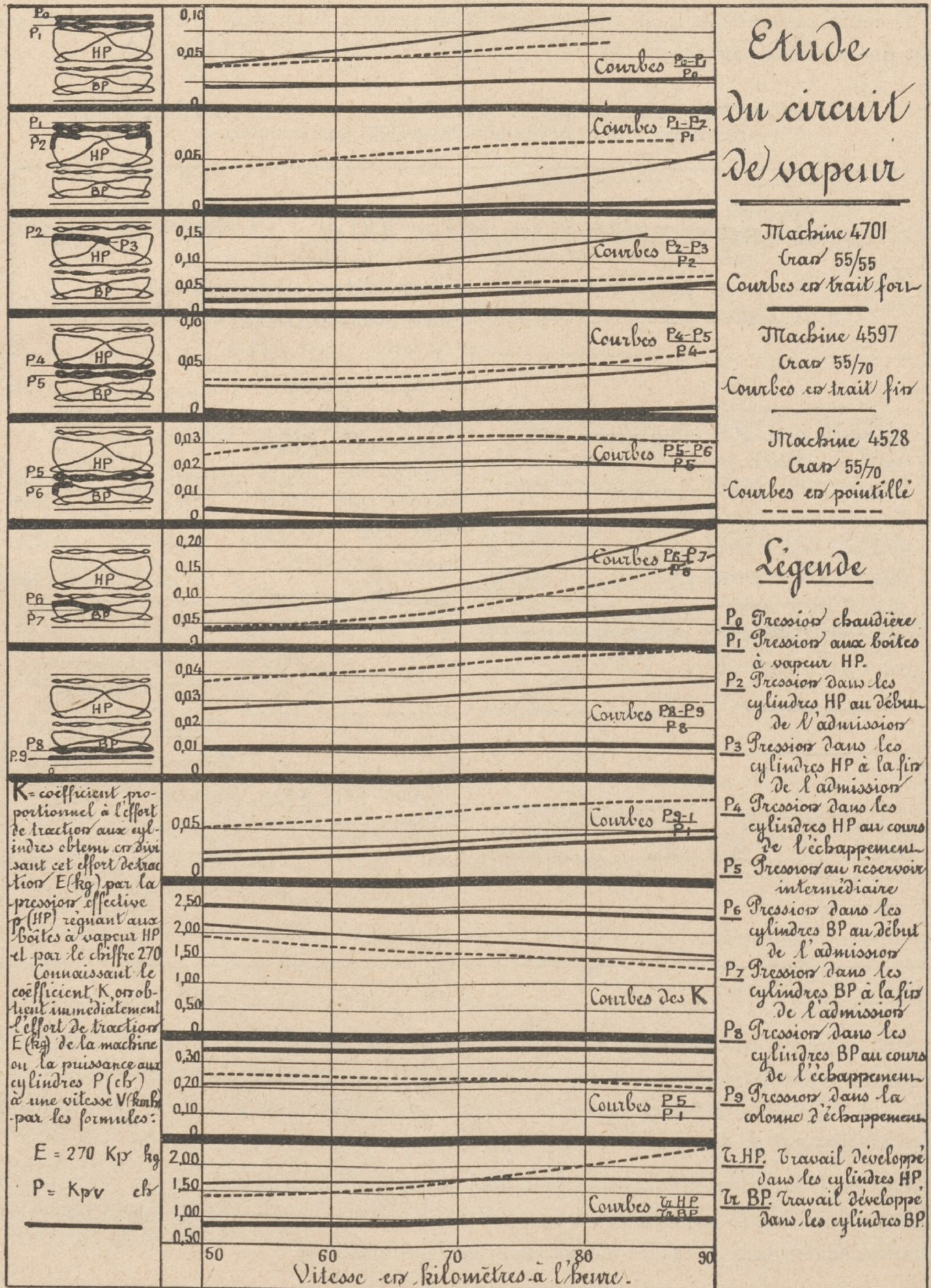


Cette anomalie très remarquable peut s'expliquer par les sections de passage relativement plus grandes de cette machine, qui possède les mêmes distributeurs que la locomotive N° 4597, mais a des cylindres HP plus petits, le diamètre de ces cylindres ayant été porté suivant la règle de Schmidt de 390 à 420 mm par suite de l'application de la surchauffe.

Cette explication cependant n'est peut-être pas la seule à envisager, car on verra plus loin que les cylindres BP donnent lieu à un phénomène analogue, bien que les distributeurs et les cylindres soient dans ce cas les mêmes pour les deux machines.

Le coefficient de pertes de charge entre l'échappement HP et le réservoir intermédiaire pratiquement nul pour la locomotive 4701, même à la vitesse de 80 km/h atteint 0,04 pour la locomotive 4597 et 0,05 pour la locomotive 4528.

Fig. 50. — ÉTUDE DES PERTES DE CHARGE DANS LE CIRCUIT DE VAPEUR DES LOCOMOTIVES 4528, 4597 ET 4701 POUR UNE ADMISSION DE 55 % HP ET DES VITESSES COMPRIS ENTRE 50 ET 90 km/h.



La perte de charge relative entre le réservoir intermédiaire et le début de l'admission BP est également pratiquement nulle pour la locomotive 4701, elle atteint 0,02 pour la locomotive 4597 et 0,03 pour la locomotive 4528, toujours à la vitesse de 80 km/h.

Le coefficient de laminage pendant l'admission BP atteint à la même vitesse 0,175 pour la locomotive 4597, 0,12 pour la locomotive 4528 et 0,06 pour la locomotive 4701.

Comme on l'a déjà constaté pour les cylindres HP ce coefficient de laminage à l'admission BP est donc plus faible dans le cas de la locomotive 4528 à vapeur saturée que dans le cas de la locomotive 4597 à vapeur surchauffée.

Or, comme nous l'avons vu, les cylindres et leurs distributeurs étant ici les mêmes dans les deux machines, une *révaporisation prématurée* en fin d'admission paraît susceptible d'expliquer les faits constatés.

Il est d'ailleurs possible que cette révaporisation contribue elle aussi, indépendamment de l'accroissement relatif des sections de passage, à réduire le laminage aux cylindres HP.

Ces constatations sont d'autant plus intéressantes que les essais effectués au laboratoire d'Altoona sur les locomotives E⁶ et E⁶s du Pennsylvania Railroad (1) ont révélé des faits exactement contraires, ce qui s'explique peut-être simplement par la non comparabilité d'expériences effectuées en ligne et au banc d'essais.

Les phénomènes d'action de parois, qui dépendent du refroidissement des cylindres et qui sont généralement beaucoup plus importants sur les locomotives que sur les machines fixes, peuvent de même être beaucoup plus accentués pour les locomotives *en ligne* qu'au *laboratoire*.

Seules des expériences comparatives méthodiques effectuées en ligne et au banc permettront de déterminer la valeur que l'on peut ainsi attribuer dans les différents cas aux résultats d'essais sur locomotives, effectués en laboratoire.

Enfin, la perte de charge relative pendant l'échappement c'est-à-dire à travers les distributeurs BP sensiblement constante et égale à 0,01 pour la locomotive 4701 atteint à 80km/h, 0,035 pour la locomotive 4597 et 0,049 pour la locomotive 4528.

La contre-pression relative, c'est-à-dire le rapport entre la contre-pression mesurée dans la colonne d'échappement et la pression aux boîtes à vapeur HP n'est pas très différente pour les locomotives 4701 et 4597 ; le travail absorbé pour la création du tirage est donc sensiblement le même pour ces deux machines au même cran de marche. Par contre cette contre-pression est environ deux fois plus forte pour la locomotive 4528 à vapeur saturée. Ces machines étaient toutes les trois munies de l'échappement Kylchap.

La figure 50 donne également les valeurs du coefficient K déjà définies dans la *Revue Générale* de Juillet 1931 et dont la signification est rappelée dans la légende de cette figure.

Les variations de ce coefficient en fonction de la vitesse montrent que l'effort de traction qui lui est proportionnel décroît beaucoup moins vite dans le cas de la locomotive 4701 que dans le cas des deux autres locomotives.

On voit également qu'eu égard à la valeur des crans de marche adoptés pour les trois types de machines le rapport entre la pression au réservoir intermédiaire et la pression dans les boîtes à vapeur varie entre 0,20 et 0,24 pour les locomotives 4597 et 4528 et reste sensiblement égal à 0,34 pour la locomotive 4701.

(1) Voir *Bulletin de l'Association du Congrès International des Chemins de fer*, N° de Janvier 1914.

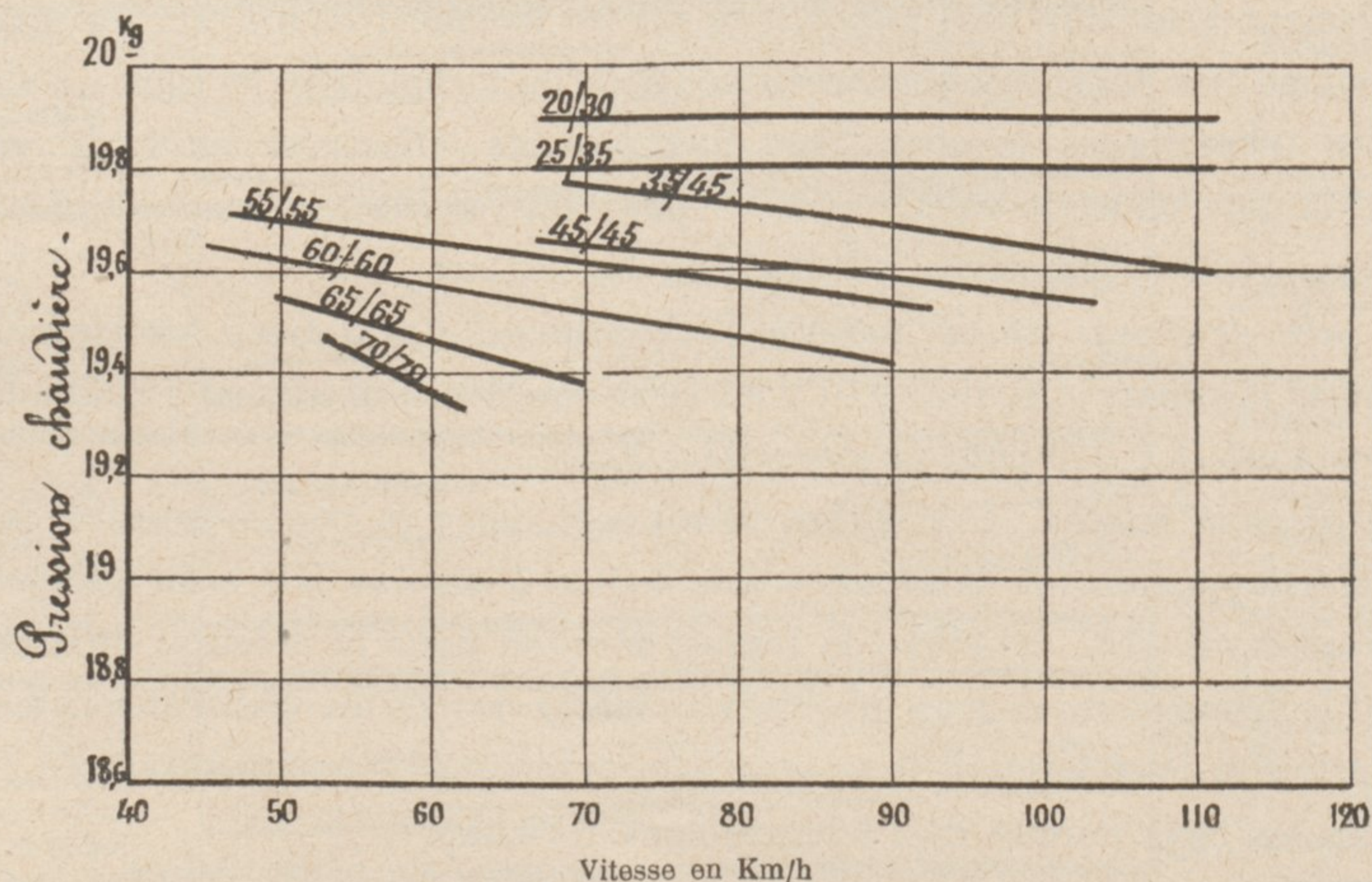
Enfin, la même figure montre comment varie, pour les crans de marche considérés, le rapport entre les travaux développés dans les cylindres HP et dans les cylindres BP. On voit que ces travaux sont sensiblement égaux à toutes les vitesses pour la locomotive 4701, qu'ils varient entre 1,60 et 1,80 pour la locomotive 4597 et entre 1,40 et 2,5 pour la locomotive 4528.

Dans les exemples qui viennent d'être cités, la part du travail effectué dans les cylindres BP des locomotives 4500, est relativement plus grande que celle qui avait été constatée dans le cas des locomotives de la série 3500 ⁽¹⁾ ; ceci tient uniquement au fait que, dans l'exemple cité, il s'agit de forts crans de marche (55 % HP) et de vitesses relativement faibles (50 à 90 km à l'heure) cas habituel des locomotives 4500 affectées à la remorque des trains rapides sur des lignes à rampe de 10 mm par mètre.

c) *Courbes caractéristiques du mécanisme moteur.* — La figure 51 donne en fonction du cran de marche et de la vitesse, la valeur des pertes de charge entre la chaudière et les boîtes à vapeur HP de la locomotive 4701.

Ce n'est qu'aux très fortes admissions et aux grandes vitesses, que ces pertes de charge prennent une certaine importance et atteignent des chiffres de l'ordre de 0,5 hpz.

Fig. 51. — COURBES DE PERTES DE CHARGE DE LA LOCOMOTIVE 4701 ENTRE LA CHAUDIÈRE ET LES BOÎTES À VAPEUR HP POUR DIVERSES VITESSES ET DIFFÉRENTS CRANS DE MARCHE.



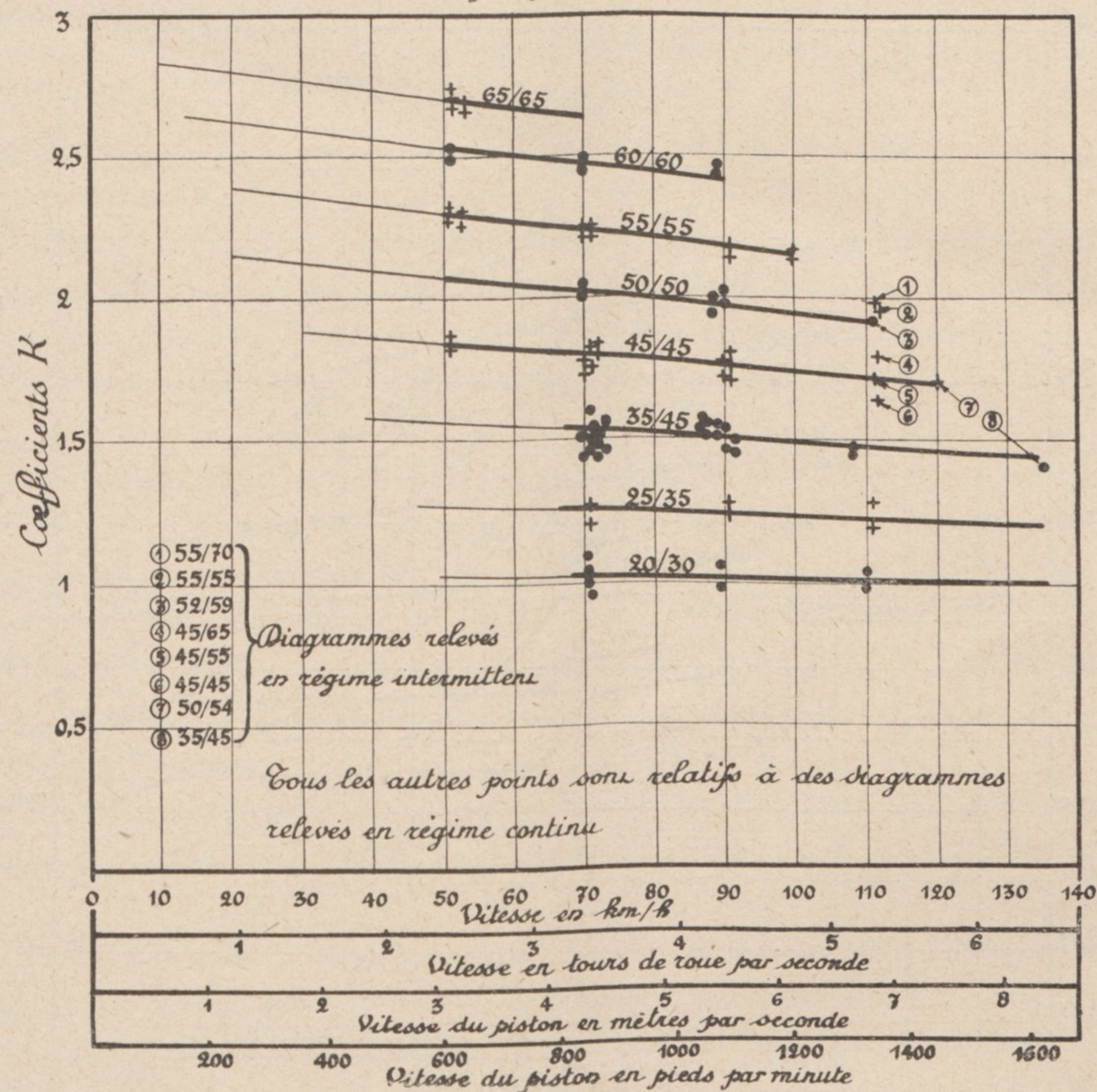
La principale cause de ces pertes de charge réside d'ailleurs dans la présence du surchauffeur, dont les sections de passage offertes à la vapeur ne sont pas arbitraires, puisque cet appareil est étudié en vue de donner par ailleurs un degré de surchauffe déterminé. La section de passage maxima qu'il est possible de donner à la vapeur se trouve ainsi automatiquement limitée.

La figure 52 donne les courbes caractéristiques du moteur. On a reporté, pour chaque essai effectué en régime continu, les points correspondant aux expériences. On a reporté également, à titre de renseignement, quelques points intéressants se rapportant à des diagrammes relevés au cours de trains d'essais, c'est-à-dire en régime intermittent. Les points ainsi reportés

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

tombent d'ailleurs ici sensiblement sur les courbes caractéristiques correspondant aux essais effectués en régime continu (parcours de 100 à 110 km d'une durée de 1 h à 2 h suivant la vitesse considérée), mais c'est une simple coïncidence car souvent les diagrammes pris en régime intermittent accusent une puissance trop faible parce que, soit le moteur, soit les appareils indicateurs n'ont pas le temps d'atteindre leur régime de marche, les effets de condensations momentanément accrus se faisant immédiatement sentir (cas des diagrammes (11) des figures 48 et 49 par exemple).

Fig. 52. — COURBES CARACTÉRISTIQUES DU MÉCANISME MOTEUR DE LA LOCOMOTIVE 4701 SUIVANT LE CRAN DE MARCHÉ ET LA VITESSE.



Ces courbes caractéristiques montrent à leur tour que l'effort de traction de la locomotive 4701 ne décroît que très faiblement en fonction de la vitesse.

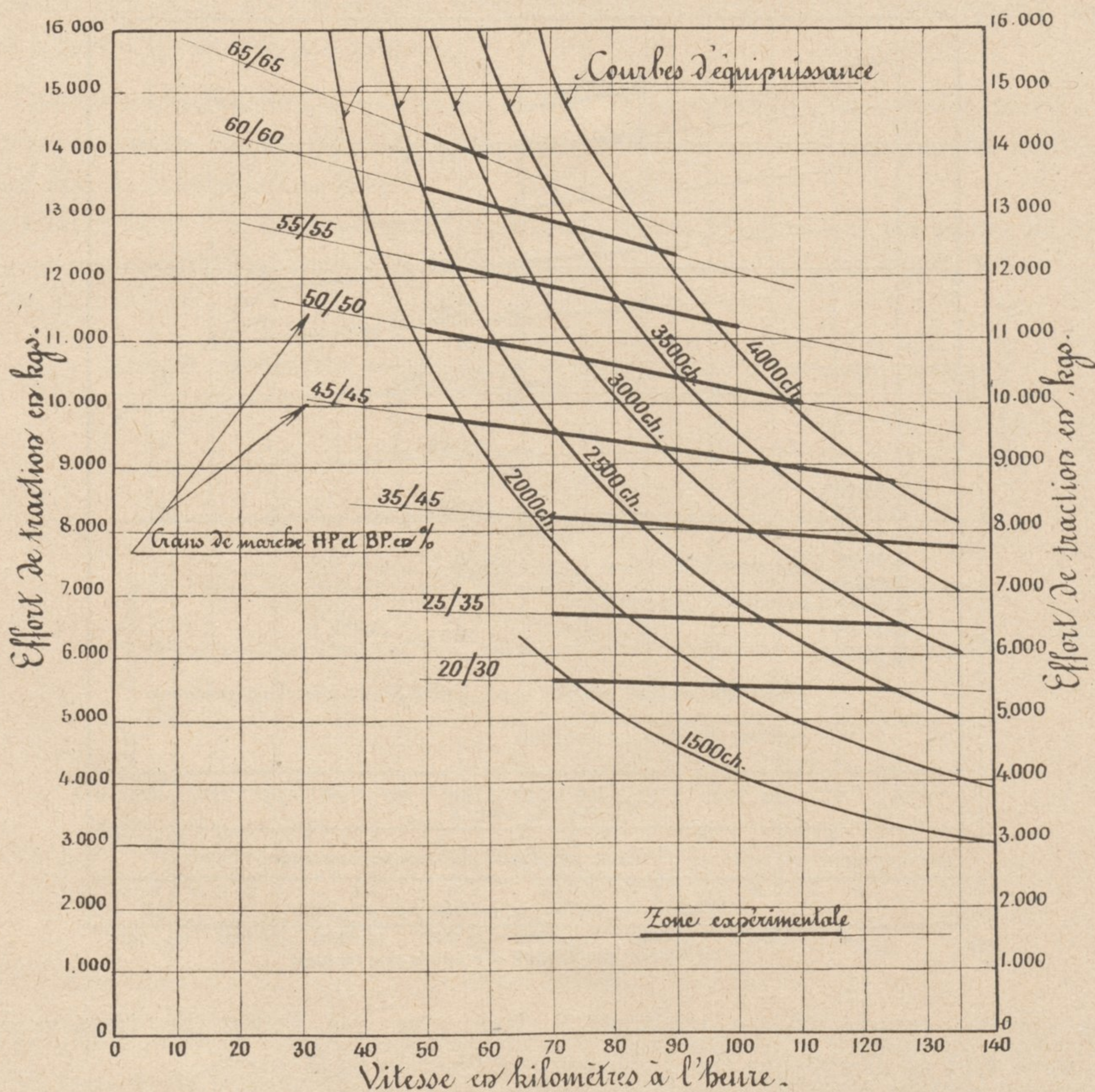
d) *Efforts de traction aux cylindres et puissances correspondantes.* — Ce sont ces efforts et ces puissances que représentent les courbes de la figure 53.

On voit que les efforts aux cylindres ont varié de 14 t environ aux admissions de 65 % HP et 65 % BP, aux vitesses comprises entre 50 et 60 km à 7,700 t à la vitesse de 135 km à l'heure aux admissions d'environ 37 % HP, 47 % BP.

Les courbes de puissance montrent qu'aux crans de 55 % HP, 55 % BP, à la vitesse de 95 km/h, on développe une puissance indiquée de 4 000 ch. Il en est de même à la vitesse de 120 km/h aux crans de marche 47 % HP et 47 % BP.

e) *Étude comparée des locomotives 4700 et de divers types de locomotives françaises et étrangères au point de vue de la décroissance de l'effort de traction aux cylindres en fonction de la vitesse et pour divers crans de marche.* — Afin de mettre en évidence les avantages que présente la locomotive 4701 au point de vue de la constance de son effort de traction avec la vitesse, nous donnons figure 54, pour divers crans de marche, les courbes de variation de l'effort de traction aux cylindres obtenues avec diverses locomotives à *simple expansion* ou *compound*.

Fig. 53. — EFFORTS DE TRACTION ET PUISSANCES AUX CYLINDRES DE LA LOCOMOTIVE 4701 EN FONCTION DU CRAN DE MARCHÉ ET DE LA VITESSE.



Il ressort immédiatement de l'inspection de cette figure que les locomotives à *simple expansion* ne sont pas supérieures aux locomotives *compound*, et l'on peut se convaincre que la locomotive 4701 malgré sa très grande puissance, a pu recevoir un circuit de vapeur très largement conditionné, puisque cette machine se place à part et nettement en tête de toutes les autres.

Si poussant plus avant l'examen on cherche par exemple ce qui se passe dans le cas des locomotives italiennes, qui ont fait l'objet d'une étude très documentée de M. U. Bajocchi sur la détermination de la pression moyenne indiquée dans les locomotives à simple expansion,

étude parue dans la *Rivista Tecnica Delle Ferrovie Italiane* du 15 Juillet 1934, on s'aperçoit que pour la vitesse de quatre tours de roue par seconde par exemple correspondant à une vitesse de piston d'environ 5 m/sec, le coefficient de décroissance de l'effort de traction par rapport à la vitesse de 250 pieds minute (référence de Cole) vitesse voisine de celle d'un tour de roue par seconde est, pour une admission de 30 %, de l'ordre de 0,63 pour les locomotives à tiroirs cylindriques ordinaires et de 0,73 pour les mêmes locomotives munies de tiroirs à canal.

Or, dans les conditions ci-dessus le coefficient de réduction pour la locomotive 4701 n'est que de 0,97 pour l'admission de 30 % HP, 0,93 pour l'admission de 40 % et de 0,87 pour l'admission de 50 %.

On voit de même que ces coefficients de réduction atteignent pour les locomotives 3500 et 4500 non transformées 0,80 pour l'admission de 30 % HP, 0,72 pour l'admission de 40 % et 0,70 pour l'admission de 50 %.

Les résultats obtenus avec ces anciennes compound, bien qu'ils ne puissent être considérés comme très satisfaisants, n'ont donc rien d'anormal au point de vue relatif. Ils sont en tous cas très supérieurs à ceux obtenus notamment avec les locomotives compound mixtes à vapeur saturée à roues motrices de 1,75 m de diamètre, dont le prototype fut étudié en 1893 pour l'Etat Badois par la Société Alsacienne de Constructions Mécaniques, machines qui se répandirent très largement en France de 1897 à 1903 (Réseaux du Midi, du Nord, de l'Etat, de l'Est, du P. O.).

Les expériences effectuées par M. J. NADAL, au Réseau de l'Etat ⁽¹⁾ sur les locomotives de ce type avaient en effet montré que le coefficient de réduction de leur effort de traction était de 0,57 à 40 % d'admission HP et de 0,42 à 30 % toujours pour la même vitesse de quatre tours de roue par seconde.

On remarquera également que suivant les machines considérées, les courbes de décroissance de l'effort se classent soit dans le sens des crans de marche croissants, soit dans le sens des crans de marche décroissants.

La raison de cette différence semble devoir être recherchée dans les valeurs relatives de la résistance au passage de la vapeur à travers les distributeurs et la résistance du reste du circuit.

Si la résistance à travers les lumières de distribution est en effet relativement moins grande que celle opposée par le reste du circuit de vapeur (régulateur, surchauffeur, tuyauteries d'admission, tuyauteries d'échappement), le coefficient de réduction de l'effort de traction avec la vitesse diminuera avec le cran de marche, c'est-à-dire lorsqu'on réduira le débit de vapeur.

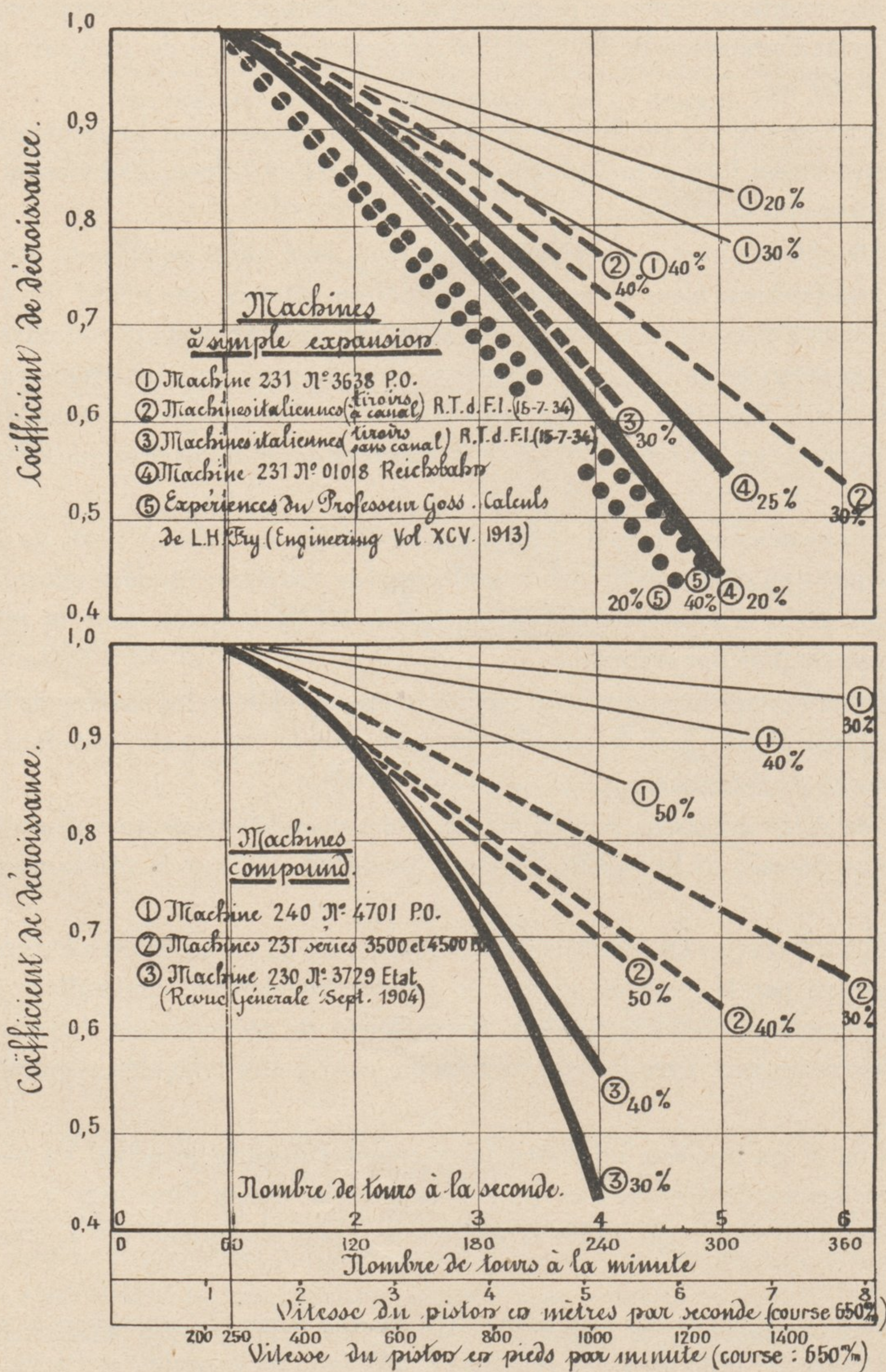
Au contraire, si les lumières de distribution créent l'obstacle principal au passage de la vapeur, le coefficient de décroissance de l'effort avec la vitesse diminuera avec le cran de marche, la résistance causée par les lumières étant d'autant plus grande que le cran de marche est plus petit.

Rentrent dans le premier cas : la locomotive Pacific à simple expansion à surchauffe à tiroirs cylindriques N° 3638 du P. O. (courbes 1, Fig. 54); les locomotives Pacific Compound

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Septembre 1904.

à surchauffe à tiroirs cylindriques aux cylindres HP et tiroirs cylindriques ou plans aux cylindres BP, séries 3500 et 4500 du P. O. (courbes 2) et la locomotive Compound à surchauffe, à distribution par soupapes, type 240 N° 4701 du P. O. (courbes 1).

Fig. 54. — DÉCROISSANCE DE L'EFFORT DE TRACTION EN FONCTION DE LA VITESSE POUR LA LOCOMOTIVE 4701 ET POUR DIVERS TYPES EXISTANTS DE LOCOMOTIVES FRANÇAISES OU ÉTRANGÈRES A SIMPLE EXPANSION OU COMPOUND.



Rentrent dans le second cas, les machines à simple expansion italiennes à surchauffe, à tiroirs à canal (courbes 2), la machine Pacific à simple expansion, à surchauffe, à tiroirs cylindriques de la Reichsbahn 01 ; la machine expérimentale du Professeur Goss ; enfin la

machine Compound à vapeur saturée, à tiroirs plans, type Ten Wheel N° 3729 des Chemins de fer de l'État.

Dans son étude parue dans le V.D.I. du 16 Juin 1934, sous le titre « Résultats de nouveaux essais effectués avec des locomotives à vapeur », M. le Professeur H. NORDMANN, expose les résultats obtenus avec diverses locomotives de la Reichsbahn et notamment, avec les machines suivantes :

1° *Machines à simple expansion :*

- S 10² type 230 à 3 cylindres,
- P 10 type 141 à 3 cylindres,
- 0 1 typ 231 à 2 cylindres (type lourd),
- 0 3 type 231 à 2 cylindres (type léger).

2° *Machines Compound :*

- S 10¹ type 230 à 4 cylindres,
- 0 2 type 231 à 4 cylindres,
- S 3/6 type 231 bavarois, à 4 cylindres,
- 0 4 type 231 à 4 cylindres, à 25 atmosphères.

Il compare ensuite les machines à simple expansion à plusieurs cylindres et les locomotives Compound aux locomotives à simple expansion à deux cylindres jumelés et n'attribuant au compoundage que les bénéfices très faibles présentés par les types Pacific Compound types 0 2 et S 3/6 sur les Pacific à simple expansion à deux cylindres 0 1 et 0 3, il semble conclure à l'inutilité du compoundage et même à l'impossibilité de réaliser une bonne machine Compound de grande puissance, faute de pouvoir établir un moteur ayant des sections de passage suffisantes, cette possibilité se limitant au type Ten Wheel la locomotive ancienne du type S 10¹ ayant seule, en effet, donné des résultats incontestablement supérieurs aux locomotives à simple expansion de dimensions analogues et, en particulier, à la locomotive S 10², à simple expansion à trois cylindres. (1)

(1) » On devra donc peut-être même, non sans regret, conclut-il, convenir que l'ancienne opinion accréditée selon laquelle la machine Compound à quatre cylindres constituerait le type idéal de la locomotive d'express ne saurait en toute justice être conservée.

» Cet engin, avec son moteur auto-équilibré, constitue certainement un véhicule très remarquable, mais au point de vue de l'utilisation de la vapeur, on ne parvient plus aux vitesses élevées, à faire circuler dans d'aussi bonnes conditions, le fluide moteur dans des cylindres placés à la suite les uns des autres en produisant le même travail que s'il s'agissait d'une machine à simple expansion.

» Le nombre plus grand des points d'étranglement nécessite qu'il soit compensé en dimensionnant toutes les canalisations au delà des cotes relatives à une machine à cylindres jumelés, condition difficile à observer dans nos machines à cause du faible espace disponible...

» ...La tenue plus favorable de l'ancienne locomotive S 10¹ est due manifestement au fait que dans l'espace disponible pour les blocs cylindres, il n'y avait qu'à installer de petits cylindres permettant d'établir des canalisations relativement plus grandes et mieux tracées...

» La locomotive 0 4 plus puissante, présente sa vitesse optima à 100 km/h au moins parce que à la pression de 25 atmosphères les cylindres sont aussi relativement plus petits.

» Mais pour un grand nombre de tours, donc, pour les locomotives d'express à venir, on pensera très sérieusement que, en soi, l'utilisation de la vapeur dans les cylindres s'effectuera plus avantageusement dans le cas d'une locomotive à simple expansion...

» Par contre, une Compound de trains de marchandises peut être avantageuse parce qu'elle développe un grand effort de traction à une vitesse modérée, c'est-à-dire une grande puissance, conditions toujours nécessaires pour obtenir une économie de charbon avec la locomotive Compound. Mais, dans la plupart des cas, la simple expansion conduit, non seulement à la machine la plus économique, mais dans tous les cas, à la machine la plus souple ».

Les résultats obtenus par la Compagnie d'Orléans, d'abord avec sa locomotive 3701 (ex 3566) ⁽¹⁾, ensuite avec ses locomotives 3702 à 3721, enfin avec sa locomotive 4701 — résultats confirmés par les applications ultérieures faites des mêmes principes par les autres Réseaux français — ne permettent pas de se rallier à de telles conclusions.

Le simple examen des courbes de la figure 54, montre en effet, que la meilleure des machines considérées est précisément une Compound et de beaucoup la plus puissante : la locomotive 4701 du P. O. dont la puissance indiquée en régime est de 4 000 ch à 110 km/h, dépasse ce chiffre à 135 km/h et dont le coefficient de réduction de l'effort de traction avec la vitesse n'est que de 0,92 à 4 tours de roue par s à 40 % d'admission HP tandis que ce coefficient atteint 0,55 environ à 25 % d'admission avec des machines à simple expansion normales.

Il résulte de notre expérience que le mode Compound répond aux multiples conditions qui contribuent à réaliser une bonne machine ⁽²⁾ :

— *auto équilibrage des masses à mouvement alternatif dû à l'adoption de quatre cylindres, avec manivelles calées à 180° ;*

— *réduction des efforts maxima sur les pièces du mécanisme moteur due à l'étagement des pressions et à la possibilité d'adopter — toutes choses égales d'ailleurs — des crans de marche plus élevés ;*

— *atténuation grâce à la diminution de ces efforts maxima des chocs provoqués par les jeux qui naissent rapidement entre les boîtes d'essieux et les plaques de garde, d'où possibilité d'obtenir une marche tranquille aux plus grandes vitesses, même avec des pressions élevées dans les boîtes à vapeur et avec des crans de marche inutilisables sur les locomotives à simple expansion ;*

— *réduction sensible des fuites grâce encore à l'étagement des pressions ;*

— *atténuation des effets d'action de parois qui persistent même avec des surchauffes de l'ordre de 400°, avec des pressions égales ou supérieures à 20 atmosphères, etc...*

En outre, si l'on veut profiter sans contre-partie, des avantages importants que procure au point de vue de la *puissance*, de la *vitesse* et de l'*économie*, l'adoption de *lumières de distribution de grande section*, il est nécessaire de corriger l'influence néfaste des *espaces morts* qui se trouve alors inévitablement accrue, par l'adoption du mode Compound, qui ramène cet inconvénient à des limites acceptables.

Ainsi, dans l'état présent des conditions d'établissement de la locomotive à vapeur, le système Compound semble être celui qui remplit le mieux les conditions multiples que pose le problème actuel des machines à grande vitesse et que posera, dans un avenir prochain, la réalisation en service courant des vitesses de 150 à 200 km/h.

La figure 54 donne également les courbes relatives aux résultats obtenus par M. le Professeur W. F. M. Goss sur sa machine expérimentale du laboratoire de Purdue ; mais les proportions

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

(2) Voir *Science et Industrie*, N°s d'Août, de Septembre, de Novembre, de Décembre 1933 et de Janvier 1934.

de cette machine déjà ancienne ⁽¹⁾ ne correspondent plus aux normes actuellement admises par les Ingénieurs américains.

Depuis la guerre, des progrès importants ont été réalisés au point de vue de l'accroissement des sections de passage à travers les distributeurs, grâce à l'allongement de la course des tiroirs qui est passée de 150 mm environ autrefois à 200 mm au moins sur les machines modernes.

Avec ces tiroirs à longue course, les consommations se sont trouvées réduites et les courbes de décroissance de l'effort de traction en fonction de la vitesse ont été nettement relevées. C'est ce qu'a montré notamment M. A. I. Lipetz, dans sa remarquable communication de 1932 à « l'American Society of Mechanical Engineers », à laquelle nous nous sommes déjà référés plus haut.

Mais, contrairement à la méthode qui a été généralement suivie en France et qui consiste à étudier pour chaque vitesse l'effort de traction susceptible d'être développé par la machine en traçant successivement les limites imposées à cet effort par *l'adhérence*, par le *moteur* et par la *chaudière* et à prendre ensuite *la courbe enveloppe de ces diverses limites*, les Ingénieurs américains ont au contraire cherché à établir des formules donnant immédiatement, la limite d'adhérence mise à part, cette courbe enveloppe. Ils déterminent alors pour chaque vitesse l'effort indiqué c'est-à-dire l'effort que peut développer dans ses cylindres la locomotive considérée dans les conditions du maximum de puissance pouvant être soutenu eu égard à la capacité de vaporisation de la chaudière.

Il nous a donc paru intéressant de rapprocher les résultats ainsi donnés par les formules américaines de ceux obtenus avec la locomotive 4701 en appliquant à cette locomotive successivement les formules de Cole, de M. A. I. Lipetz et de M. F. K. Vincent.

f) *Efforts et puissances indiqués maxima soutenus en régime continu. Comparaison avec les résultats américains et allemands.* — Nous avons déterminé pour cela les dimensions du moteur à simple expansion à deux cylindres donnant le même effort de traction maximum à 100 % que le moteur compound de la locomotive 4701 et nous avons tracé (Fig. 55) pour la locomotive à simple expansion ainsi définie les courbes correspondant aux trois formules ci-dessus.

Il apparaît immédiatement que, comparés aux résultats donnés par les formules applicables aux locomotives américaines de construction récente, ceux obtenus avec la locomotive 4701 leur sont de très loin supérieurs.

C'est ainsi qu'à la vitesse de 120 km/h la locomotive 4701 développe un effort de 9 tonnes correspondant à une puissance indiquée de 4 000 ch, tandis que cette puissance serait respectivement de 1 700 ch d'après la formule de M. A. I. Lipetz, de 2 100 ch d'après celle de M. F. K. Vincent et de 2 300 ch d'après celle de Cole.

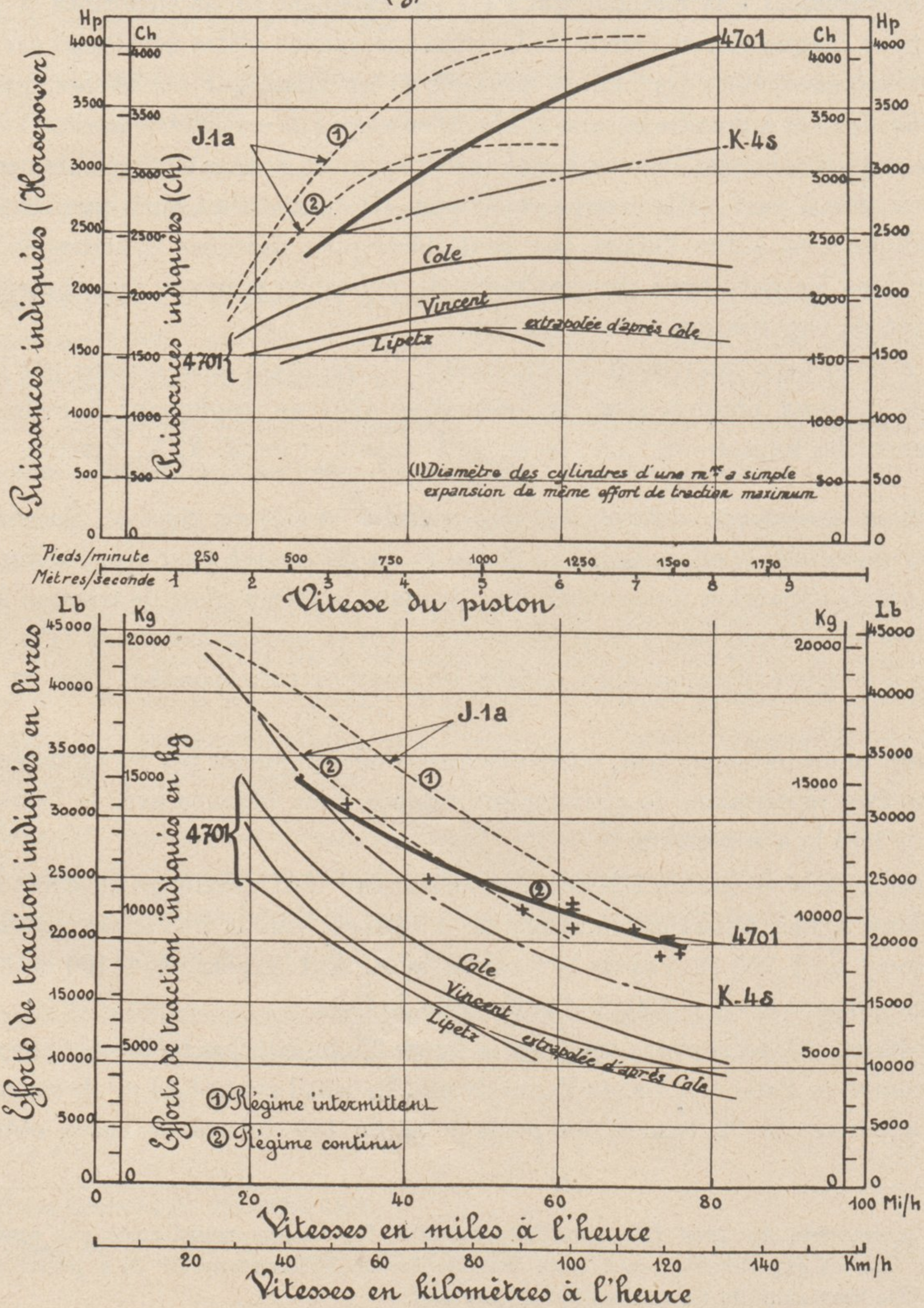
A titre comparatif, nous avons tracé sur la figure 55, les courbes réelles obtenues aux essais avec la locomotive Pacific K.4.s. du Pennsylvania Railroad ayant 6,44 m² de surface de grille, un poids adhérent de 92 tonnes, un poids total de 140 tonnes et celles obtenues avec

⁽¹⁾ Cette locomotive, du type 220, construite en 1891 fut ensuite transformée par application d'un surchauffeur Cole et expérimentée sous cette dernière forme (Schenectady N° 3) à partir de Novembre 1906. La course maximum de ses tiroirs était de 152 mm.

Fig. 55. — EFFORTS DE TRACTION ET PUISSANCES MAXIMA SOUTENUS AUX CYLINDRES PAR LA LOCOMOTIVE 4701 COMPARÉS AUX EFFORTS ET PUISSANCES RÉSULTANT DES MÉTHODES AMÉRICAINES DE CALCUL DE MM. LIPETZ, VINCENT ET COLE.

Comparaison avec les locomotives 2-3-1 K4s du Pennsylvania Railroad et 2-3-2 J1a du New York Central.

		K. 4s Pennsylvania Railroad	J. 1a New York C ^r Railroad	4701 P.O.
Vibre	p (Hpz)	14,40	15,80	20
Surface de grille	G (m ²)	6,44	7,57	3,76
Diamètre des cylindres	d (m)	686	635	HP. 440 BP. 640 } 538 ⁽¹⁾
Course des pistons	l (m)	711	711	650
Diamètre des roues	D (m)	2,019	2,007	1,850
Poids adhérent	w (kg)	92025	82550	76400
Poids total	π (kg)	140220	155670	109040



la locomotive J.1.a, type 232 du New York Central Railroad ayant $7,57 \text{ m}^2$ de surface de grille, un poids adhérent de 82,500 t et un poids total de 155 t.

Bien que les dimensions de ces deux locomotives dépassent très largement celles de la locomotive 4701, avec ses $3,76 \text{ m}^2$ de surface de grille, son poids adhérent de 76 t et son poids total de 109 t, cette machine a permis de développer aux essais en régime continu des puissances égales ou supérieures.

Encore à titre comparatif, nous donnons figure 56, en fonction de la vitesse, les courbes de puissance indiquée et de puissance au crochet de traction obtenues pour une production horaire de vapeur de 57 kg/m^2 de surface de chauffe (côté gaz) avec la locomotive 4701 (tubes Serve), et avec les différentes locomotives de la Reichsbahn qui ont fait l'objet du mémoire précité de M. le Professeur H. Nordmann.

Pour la locomotive 4701 nous avons tracé en outre les courbes correspondant aux productions respectives de 80 et 110 kg de vapeur par m^2 de surface de chauffe et par heure, ce dernier chiffre correspondant sensiblement au maximum susceptible d'être atteint, eu égard aux dimensions de la machine considérée.

Nous avons reporté, en même temps, les points expérimentaux obtenus avec cette machine au cours des essais effectués en régime continu avec locomotives-frein.

Il ressort de l'examen de ces courbes que malgré le diamètre relativement faible de ses roues motrices (1,85 m) et malgré l'accouplement de ses quatre essieux, la locomotive 4701 donne pour une production de vapeur de 57 kg/m^2 de surface de chauffe et par heure, une puissance au crochet de traction sensiblement égale à celle obtenue avec la locomotive Pacific 01093 à roues motrices de 2 m de diamètre et à grande surface de chauffe (247 m^2). Cette puissance est inférieure à celle obtenue avec la Pacific Compound 02 à 50 km/h — également à roues motrices de 2 m de diamètre — elle lui est égale à 80 km/h et lui est nettement supérieure à 100 km/h.

Par rapport à la locomotive Pacific S 3/6 Bavaroise, également compound et à roues motrices de diamètre sensiblement égal (1,87 m) la locomotive 4701 donne aux vitesses comprises entre 50 et 80 km/h, des puissances au crochet supérieures d'environ 300 ch et à la vitesse de 100 km/h supérieures de plus de 500 ch.

Par rapport à la locomotive Pacific légère, à roues motrices de 2 m de diamètre — du type 03, dont la chaudière a des dimensions plus voisines (surface de grille de $4,05 \text{ m}^2$ au lieu de $3,76 \text{ m}^2$), la locomotive 4701 développe une puissance supérieure d'environ 300 ch entre 50 et 80 km/h, de 400 ch à 100 km/h et de plus de 500 ch à 120 km/h.

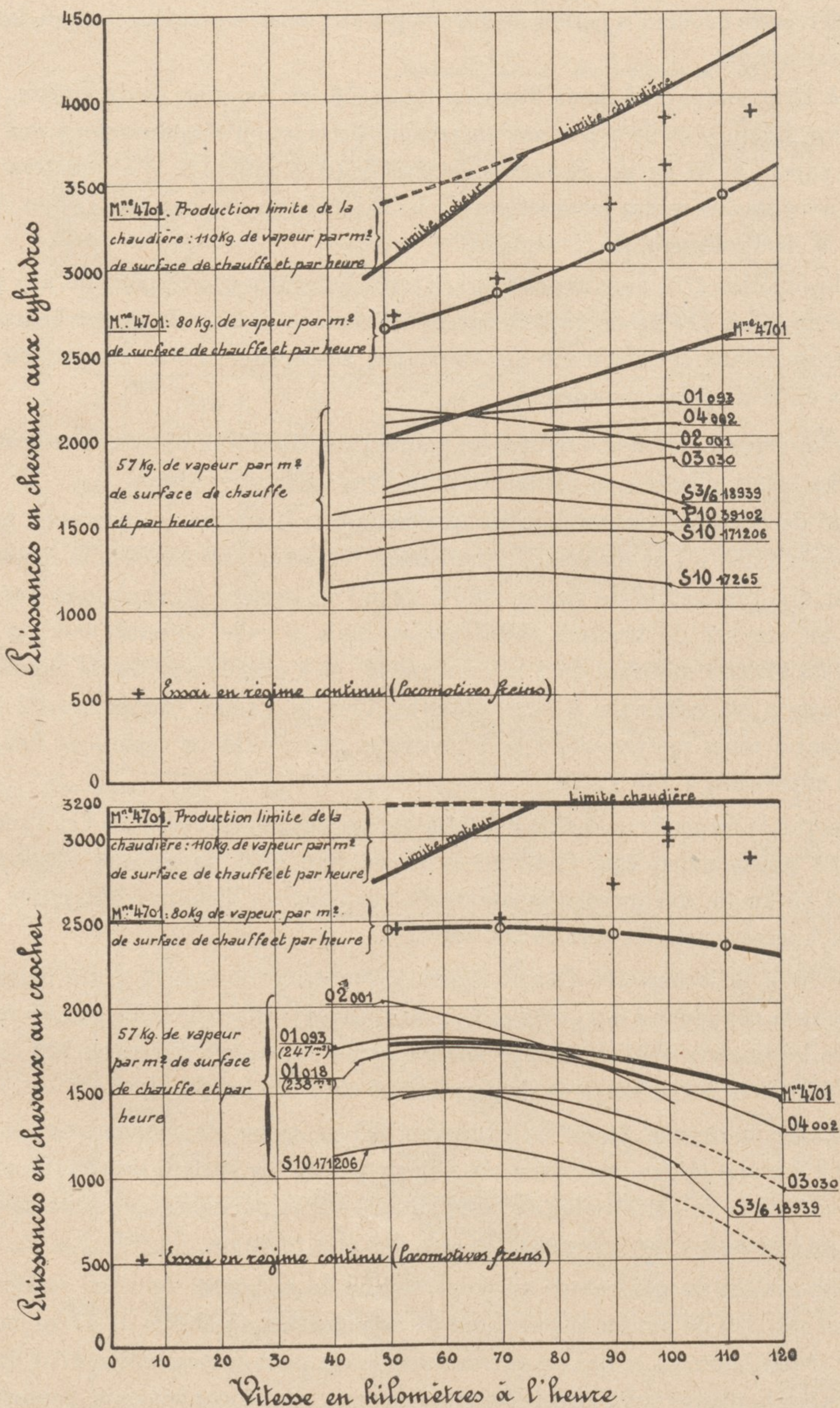
On peut critiquer cette façon de comparer divers types de locomotives en se basant uniquement sur une même production de vapeur par m^2 de surface de chauffe et par heure, car l'influence de la valeur absolue de cette surface sur la puissance que peut développer une chaudière de locomotive est, comme on le sait, des plus relatives.

Si les dispositions du générateur au point de vue de sa bonne tenue en service sont telles qu'il n'y ait pas lieu de limiter la puissance de vaporisation au chiffre de 57 kg/m^2 de surface de chauffe et par heure — ce qui est précisément le cas pour la locomotive 4701 dont les tubes sont soudés sur la plaque tubulaire de foyer — on peut, sans inconvénients, pousser davantage l'allure de vaporisation.

C'est ainsi qu'aux essais de cette locomotive on a pu constater qu'une vaporisation de

80 kg/m² de surface de chauffe et par heure pouvait être considérée *comme normale* et que l'on pouvait même dépasser ce chiffre puisque l'on est allé, sans incident, jusqu'à 110 kg/m²/h.

Fig. 56. — PUISSANCES INDICÉES ET PUISSANCES AU CROCHET COMPARÉES DE LA LOCOMOTIVE 4701 ET DES PRINCIPAUX TYPES DE LA REICHSBAHN.



A ces nouvelles allures la locomotive 4701 peut développer au crochet de traction des puissances continues variant de 2 450 ch à 50 km/h à 2 300 ch à 110 km/h pour une puissance

de vaporisation de 80 kg/m²/h et de 2 800 ch à 50 km/h et 3 200 ch entre 75 et 110 km/h. pour une vaporisation de 110 kg/m²/h.

Les résultats expérimentaux obtenus aux essais en régime continu avec utilisation de locomotives-frein, représentés par des points sur la figure montrent qu'à ces essais les puissances soutenues au crochet de traction ont effectivement été comprises entre les chiffres correspondant aux deux courbes ci-dessus, *une puissance de 3 030 ch ayant notamment été soutenue à la vitesse de 100 kmh pour une puissance moyenne développée aux cylindres de 3 850 ch.*

L'expérience semble bien avoir démontré que moyennant certaines précautions prises dans la construction des chaudières (foyer en acier, siphon Nicholson, tubes soudés sur la plaque tubulaire de foyer) on pouvait, sans inconvénients d'ordre pratique, tirer tout le parti possible de la puissance propre de ces chaudières.

Nous donnons ci-dessous, les caractéristiques principales des diverses locomotives qui viennent d'être considérées.

	S ₁₀ 1	S ₁₀ 2	P ₁₀	S 3/6	O1	O2	O3	O4	4701
Timbre..... hpz	15	14	14	16	16	16	16	25	20
Surface de grille...m ²	3,10	2,86	4,00	4,50	4,50	4,50	4,05	4,05	3,76
Diamètre des cylindres.....mm	400/610	(3) 500	(3) 520	440/650	650	460/720	600	350/520	440/650
Course des pistons. mm	660	630	660	610/670	660	660	660	660	650
Diamètre des roues motrices.....m	1,98	1,98	1,75	1,87	2,00	2,00	2,00	2,00	1,85
Poids adhérent.....t	53	53	76	54	60	60	52	—	76,4
Poids total.....t	83	81	110	96	116	114	98	108,4	109

g) *Puissance volumétrique.* — Les perfectionnements apportés au moteur de la locomotive 4701 se traduisent par une augmentation importante de sa *puissance volumétrique*, c'est-à-dire du nombre de chevaux développés par l de cylindrée BP pour un cran de marche déterminé.

Les courbes de la figure 57 font ressortir nettement cette amélioration. On a reporté en fonction du nombre de tours de roue par seconde et pour divers crans de marche, la puissance volumétrique de la locomotive 4701 et celle des locomotives du type 3500 dont le moteur est d'ailleurs identique à celui des locomotives 4500 à vapeur surchauffée. Afin d'obtenir des chiffres comparables on a tracé pour la locomotive 4701 deux réseaux de courbes : l'un correspondant à la pression de marche de 20 hpz, l'autre à la pression de 16 hpz à laquelle fonctionnent les locomotives non transformées.

A 50 % d'admission HP par exemple, la puissance volumétrique des locomotives non transformées est de 3 ch par l de cylindrée BP à 50 km/h, de 3,75 ch à 70 km/h, de 4,1 ch à 90 km/h, de 4,4 ch à 110 km/h et de 4,45 ch à 120 km/h.

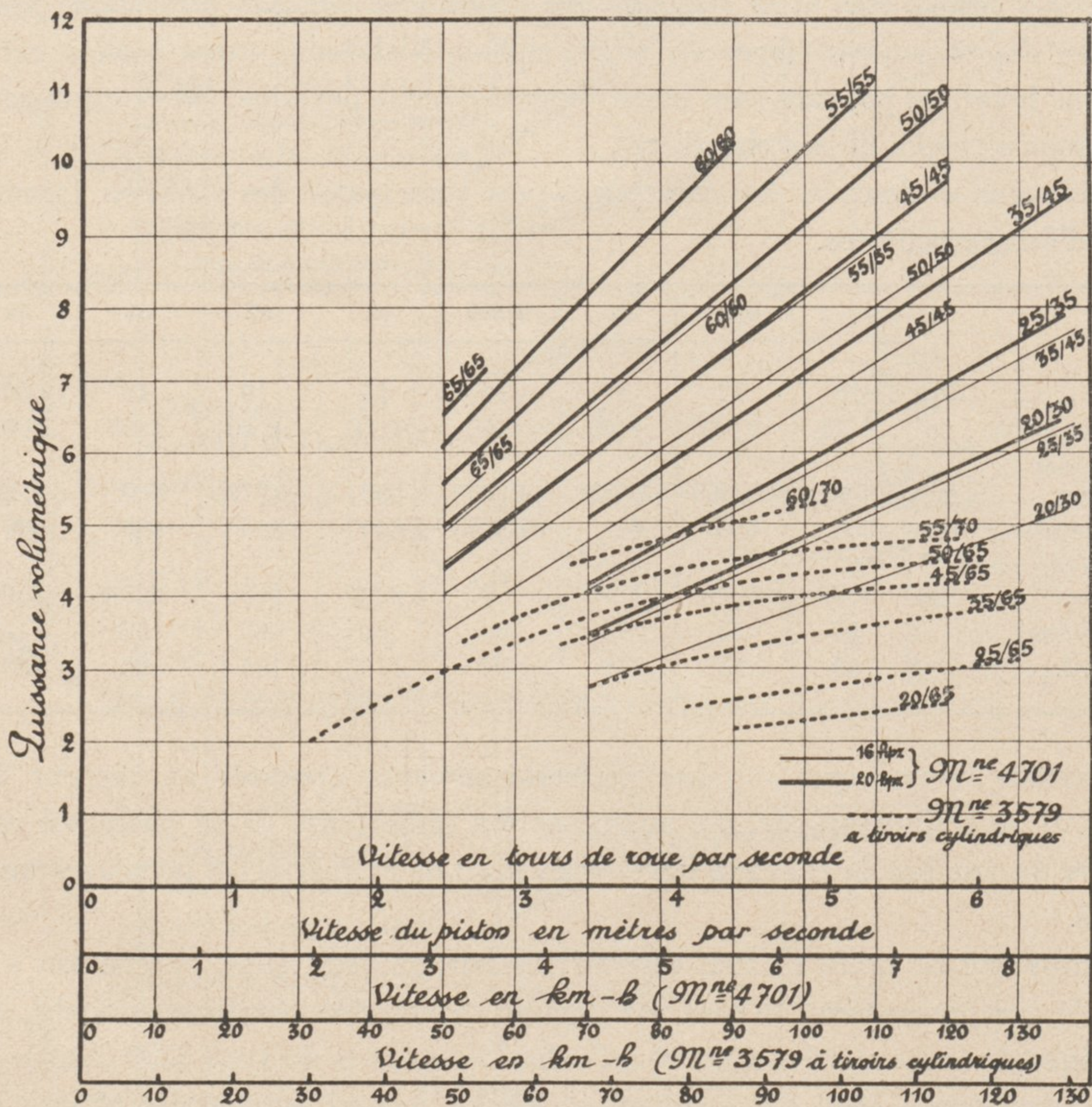
Pour la locomotive 4701 les chiffres correspondants sont respectivement de : 4 ch, 5,4 ch, 6,75 ch, 8 ch, 8,7 ch, à la pression de 16 Hpz et de 5 ch, 6,70 ch, 8,35 ch, 10 ch et 10,85 ch à la pression de 20 hpz.

L'accroissement de puissance volumétrique obtenu est considérable puisqu'il dépasse 85 % à 120 km/h, c'est la raison pour laquelle *on a pu développer des puissances indiquées atteignant 4 000 ch dans des cylindres BP d'un volume total ne dépassant pas 418 l.*

h) Consommation d'eau prise au tender, de vapeur délivrée aux cylindres et de combustible par ch.h indiqué, en fonction de la puissance développée, de la vitesse et du cran de marche. — Les courbes des figures 58 et 59 donnent les résultats obtenus au cours des essais pour les vitesses de régime de 50, 70, 90 et 110 km/h.

Chaque point expérimental reporté sur ces figures correspond, suivant la vitesse considérée, à un essai d'une durée d'une à deux heures, ayant eu lieu sur un parcours de 100 à 110 km.

Fig. 57. — PUISSANCE VOLUMÉTRIQUE.



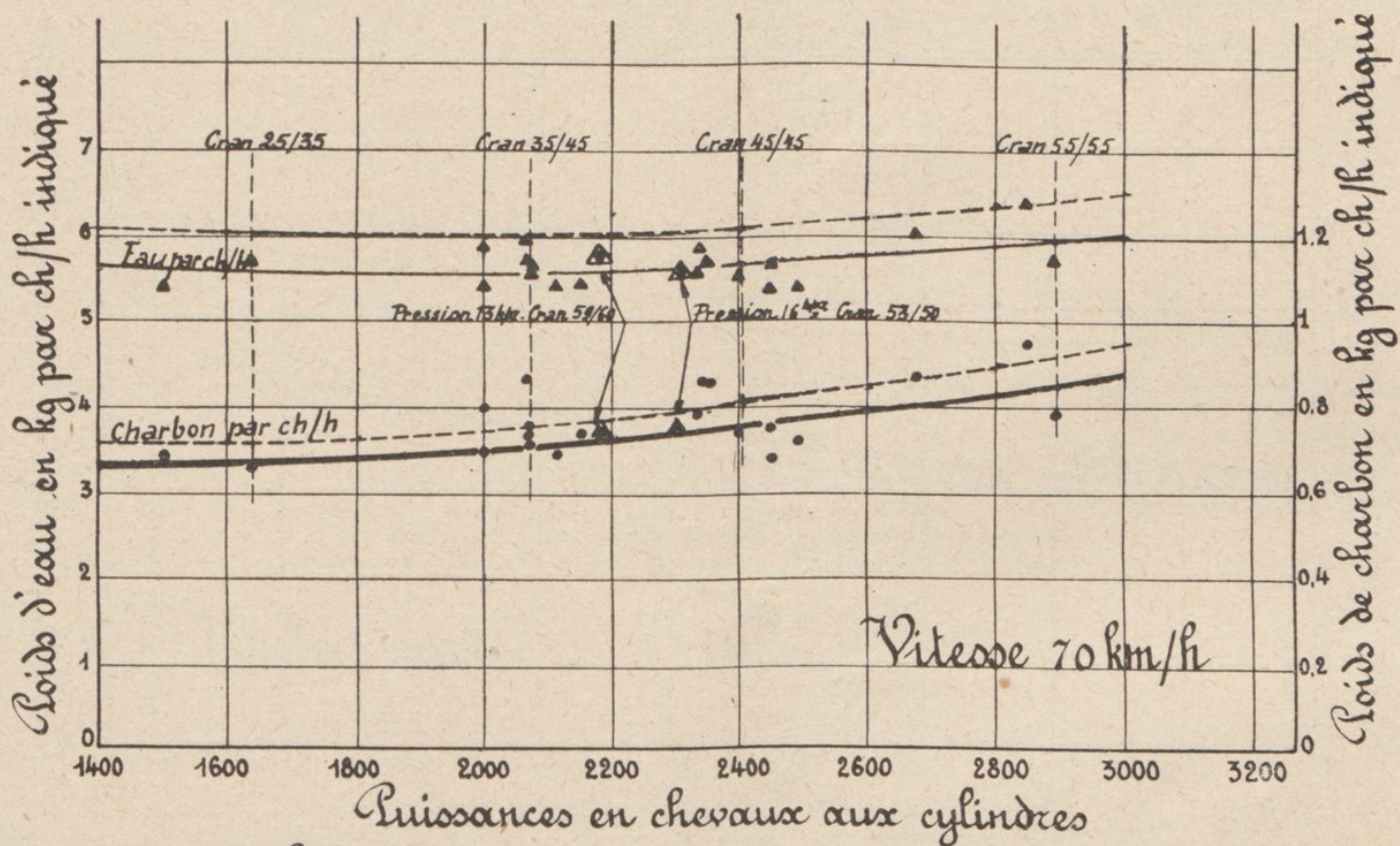
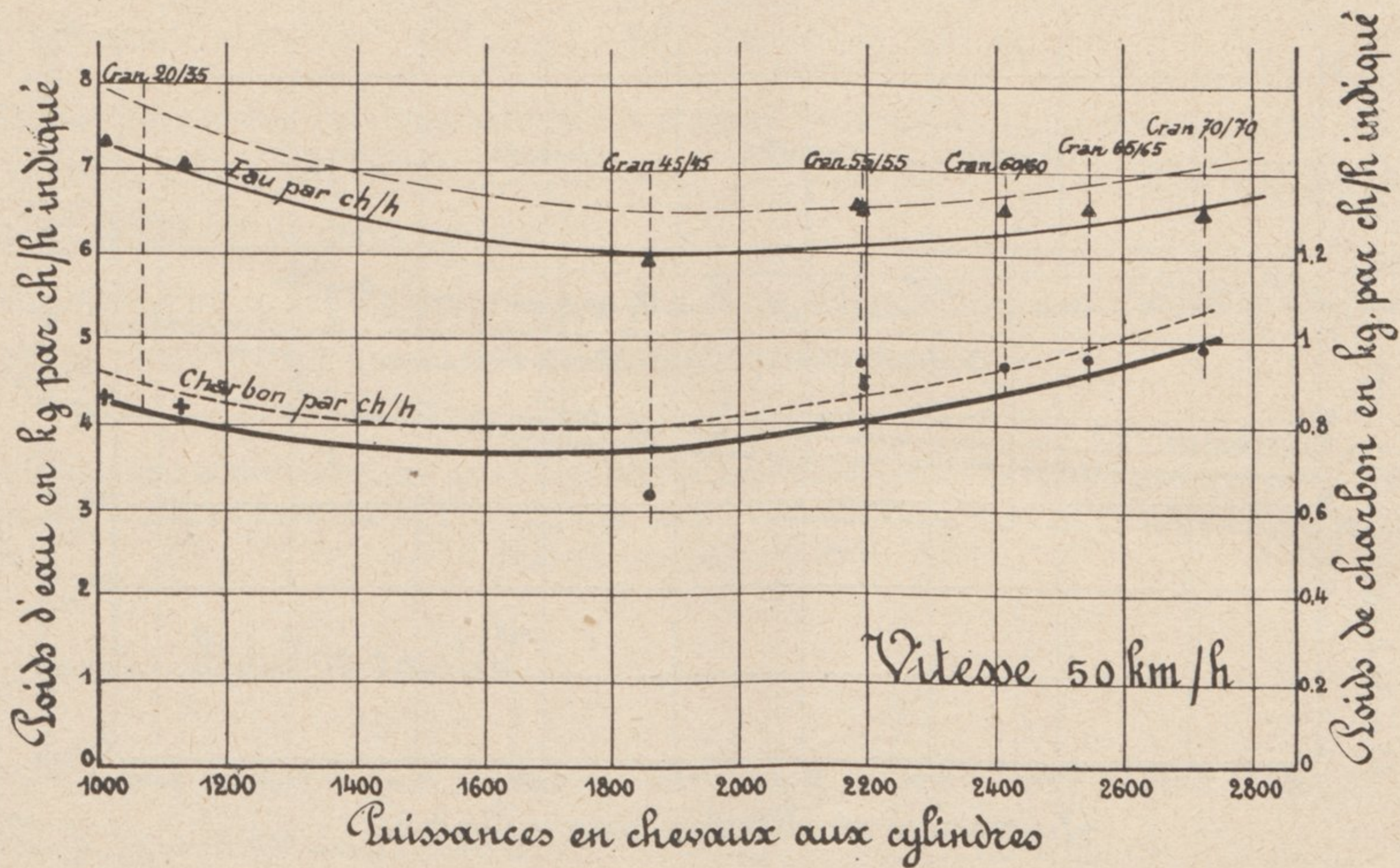
Sur la figure 60 on a tracé les courbes récapitulatives exprimant la loi de variation de ces consommations en fonction des puissances moyennes développées en régime continu et pour chaque vitesse de marche. On a tracé, de plus, les courbes d'égal degré d'admission qui permettent de se rendre compte de la façon dont varient les consommations en fonction du degré de détente.

D'une manière générale, les consommations d'eau et de charbon par ch.h indiqué varient peu en fonction de la puissance. Par contre elles diminuent assez sensiblement lorsque la vitesse augmente.

C'est ainsi que pour une puissance développée de 2 600 ch la consommation d'eau prise au tender qui est de 6,4 l à 50 km/h s'abaisse à 5,85 l à 70 km/h, à 5,15 l à 90 km/h et à 4,7 l à 110 km/h. Les consommations correspondantes de vapeur délivrée aux cylindres étant respectivement de 6,9 l, 6,2 l, 5,6 l et 5, l.

Les consommations de combustible sont dans les mêmes conditions de : 0,95 kg à 50 km/h, 0,80 kg à 70 km/h, 0,70 kg à 90 km/h, 0,60 kg à 110 km/h avec alimentation par réchauffeur

Fig. 58. — COURBES DE CONSOMMATION DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES D'EAU PRISE AU TENDER ET DE COMBUSTIBLE PAR CH. HEURE INDIQUÉ, OBTENUES AUX VITESSES DE 50 ET 70 KM. A L'HEURE AVEC LA LOCOMOTIVE 4701.

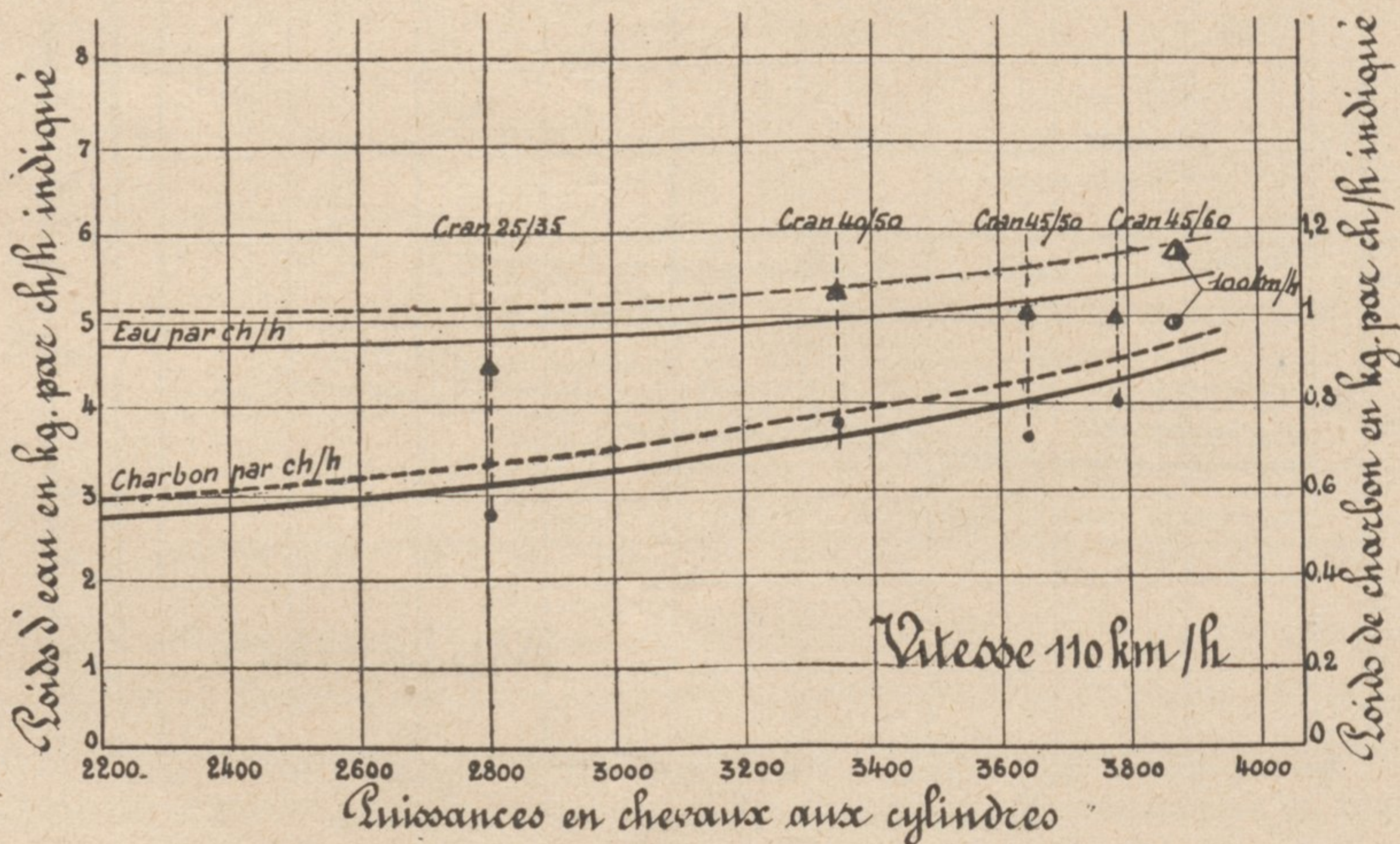
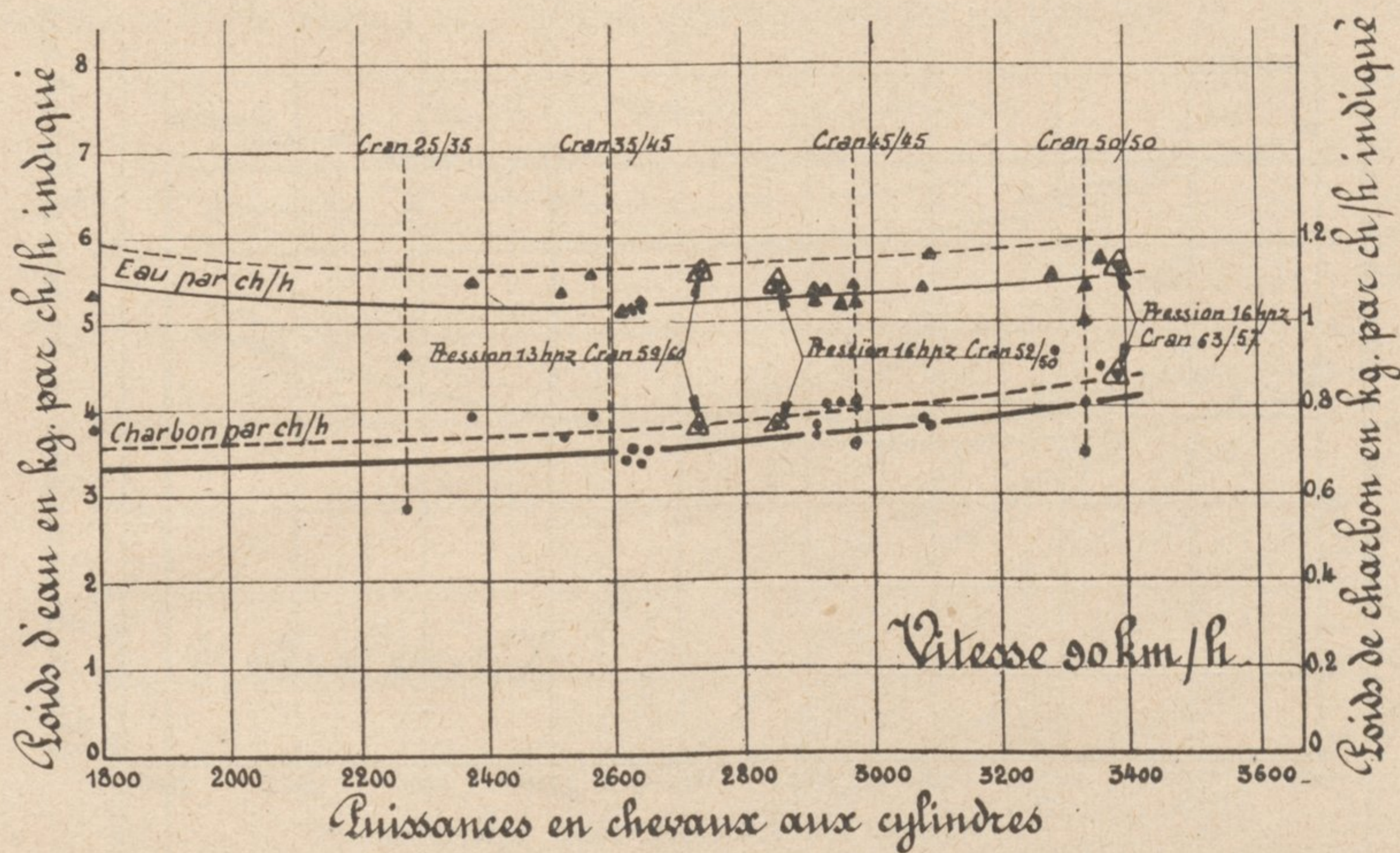


- | | | | |
|---------|-------------------------------|-------------|---|
| — Eau — | | — Charbon — | |
| — | Eau prélevée au tender | — | Charbon B correspondant à l'alimentation avec réchauffeur |
| - - - | Vapeur délivrée aux cylindres | - - - | Charbon B correspondant à l'alimentation avec injecteur |
| ▲ | Alimentation avec réchauffeur | • | Charbon A ramené au charbon B |
| | | + | Charbon B |

et de 1,10 kg à 50 km/h, 0,86 kg à 70 km/h, 0,75 kg à 90 km/h et 0,63 kg à 110 km/h avec alimentation à l'injecteur.

Les consommations d'eau passent par un minimum vers 1 900 ch à 50 km/h, 1 700 ch à 70 km/h, 2 400 ch à 90 km/h et 2 600 ch à 110 km/h.

Fig. 59. — COURBES DE CONSOMMATION DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES, D'EAU PRISE AU TENDER ET DE COMBUSTIBLE PAR CH. HEURE INDICUÉ, OBTENUES AUX VITESSES DE 90 ET 110 KM. A L'HEURE AVEC LA LOCOMOTIVE 4701.



- | | | | |
|---------|-------------------------------|-------------|---|
| — Eau — | | — Charbon — | |
| — | Eau prélevée au tender | — | Charbon B correspondant à l'alimentation avec réchauffeur |
| --- | Vapeur délivrée aux cylindres | --- | Charbon B correspondant à l'alimentation avec injecteur |
| ▲ | Alimentation avec réchauffeur | ● | Charbon A ramené au charbon B |

Pour le charbon, ces minima ont lieu pour des puissances inférieures aux précédentes d'environ 100 à 200 ch.

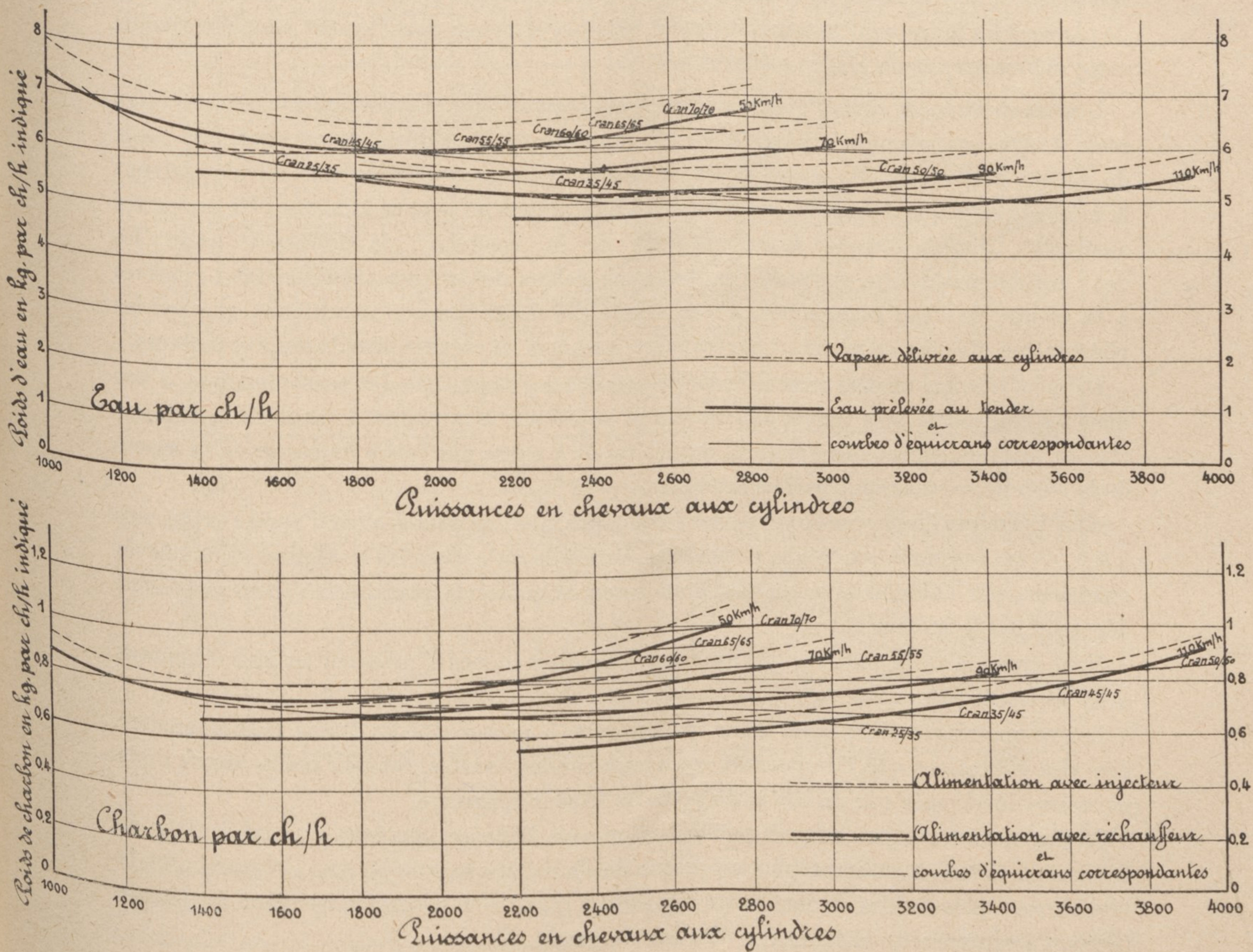
Aux grandes puissances les consommations d'eau prélevée au tender et les consommations de combustible sont avec alimentation par réchauffeur respectivement égales aux chiffres suivants :

à 50 km à l'heure	6,5 l	1,04 kg pour 2 800 ch
à 70 km »	6,1 l	0,85 kg » 2 900 ch.
à 90 km »	5,5 l	0,81 kg » 3 400 ch.
à 110 km »	5,3 l	0,83 kg » 3 800 ch.

Aux faibles puissances les consommations restent voisines de leurs minima sauf à 50 km à l'heure, où elles atteignent, pour une puissance moyenne de 1 000 ch, 7,40 l d'eau prélevée au tender et 0,850 kg de combustible.

Si on examine l'influence du cran de marche sur la dépense, on voit que les consommations s'échelonnent dans le sens des degrés d'introduction croissants.

Fig. 60. — COURBES RÉCAPITULATIVES AVEC COURBES D'ÉQUI-CRANS POUR LA CONSOMMATION D'EAU PRÉLEVÉE AU TENDER, DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES ET DE COMBUSTIBLE PAR CH. HEURE INDICÉ, OBTENUE AVEC LA LOCOMOTIVE 4701.



Dès lors, la décroissance de la consommation en fonction de la vitesse s'explique, au moins en partie, par le fait que les grandes vitesses sont justement obtenues avec des crans de marche faibles. Toutefois l'allure des courbes d'équi-crans montre qu'il reste dans ce résultat une part non négligeable à l'influence de la vitesse elle-même. *Le facteur vitesse, au moins dans le cas de la locomotive 4701, apparaît ainsi comme incontestablement favorable.*

Il ne semble pas douteux que ce résultat soit la conséquence de l'accroissement des sections de passage offertes à la vapeur ce qui ramène à des limites acceptables l'influence néfaste des pertes de charge qui croissent comme le carré de la vitesse.

Ces pertes de charge étant pratiquement éliminées, les consommations de vapeur par cheval indiqué restent influencées à peu près uniquement *par le degré de détente, par les phénomènes d'action de parois et par les fuites.* Or, il n'est pas douteux, nous y reviendrons plus loin, que le facteur vitesse soit un des facteurs les plus importants de la réduction des pertes dues aux actions de parois et des pertes dues aux fuites. *Il est donc naturel que les consommations par cheval-heure indiqué décroissent lorsque la vitesse augmente.*

Ceci nous amène à conclure que dans l'étude d'une machine à grande vitesse, le facteur dominant du succès est la réduction des pertes de charge à travers le circuit de vapeur, car du fait même de cette vitesse, les deux autres causes principales de perte, les phénomènes d'action de parois et les fuites, sont automatiquement réduites et même sensiblement annulées lorsque cette vitesse atteint un chiffre suffisant.

i) *Consommation de vapeur apparente par cheval-heure indiqué. Rapport entre la consommation réelle et cette consommation apparente.* — En rapprochant les chiffres de *consommation réelle* de vapeur déterminés aux essais et les chiffres de *consommation apparente* calculés suivant la méthode classique d'après les diagrammes d'indicateurs, on peut se faire une idée des pertes auxquelles donne lieu le fonctionnement de la machine ; la différence entre les deux consommations ne pouvant s'expliquer en dehors des erreurs expérimentales relatives à la mesure de l'eau consommée, ou au relevé des diagrammes d'indicateurs, que par les phénomènes d'action de parois et par les fuites à travers les organes distributeurs et moteurs.

Or nous n'avons aucune raison de mettre en doute l'exactitude des consommations d'eau dont les chiffres trouvés sont d'ailleurs plutôt supérieurs à la réalité, à cause de la dépense due au fonctionnement des appareils auxiliaires et à cause des levées de soupapes de sûreté de la chaudière qui se sont parfois produites.

Afin d'éliminer l'influence de ces pertes secondaires, que l'on peut évaluer d'après l'expérience à 3 % de la consommation totale, nous avons corrigé de cette quantité les chiffres bruts relevés aux essais, afin d'obtenir avec une plus grande approximation la quantité de vapeur réellement dépensée par le moteur.

Nous avons, d'autre part, vérifié l'exactitude des diagrammes d'indicateur en les confrontant avec les tracés théoriques.

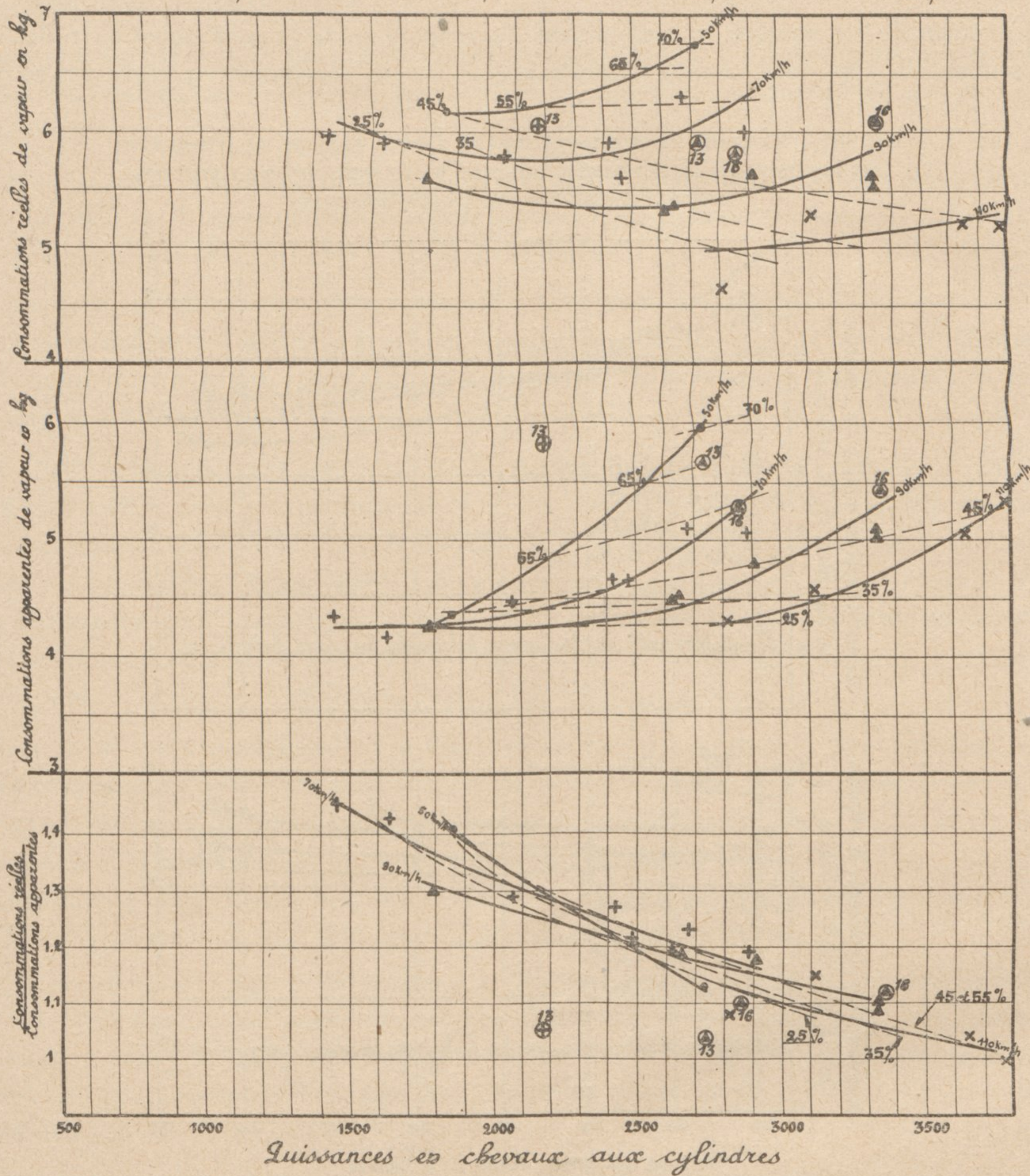
Les comparaisons ainsi faites nous ont conduits à penser que les tracés réels donnaient bien des indications que l'on pouvait considérer comme exactes, tant du point de vue de la puissance développée que du calcul du poids de vapeur apparente.

Ce jugement n'est pas infirmé par le fait, mis en évidence plus loin, que les courbes de détente se tiennent d'autant plus au-dessus de l'adiabatique que le cran de marche et la vitesse sont plus faibles, indice assez significatif d'une révaporisation pendant la détente révélant l'existence de phénomènes d'action de parois.

Si, comme on le constate, ce relèvement des courbes de détente accroît la surface des diagrammes, on ne peut en déduire qu'il y a surestimation de la puissance, mais, au contraire, que le travail plus élevé ainsi trouvé est la conséquence normale de la récupération de travail due à la révaporisation partielle en fin de détente de la vapeur condensée pendant l'admission.

Fig. 61. — CONSOMMATIONS DE VAPEUR RÉELLES ET CONSOMMATIONS DE VAPEUR APPARENTES EN FONCTION DU CRAN DE MARCHÉ ET DE LA VITESSE.

Les points entourés \circ proviennent de trains effectués à des pressions inférieures au timbre de 20 hpx. Le chiffre accolé indique la pression moyenne à laquelle le train a été fait.
 \bullet Points à 50 km/h. $+$ Points à 70 km/h. \blacktriangle Points à 90 km/h. \times Points à 110 km/h.



Au surplus, la concordance presque absolue des courbes de compression réelles et de l'adiabatique constatée à tous les crans de marche et à toutes les vitesses donne une valeur particulière aux phénomènes de détente révélés par les mêmes diagrammes.

Finalement la différence entre la consommation de vapeur apparente et la consommation

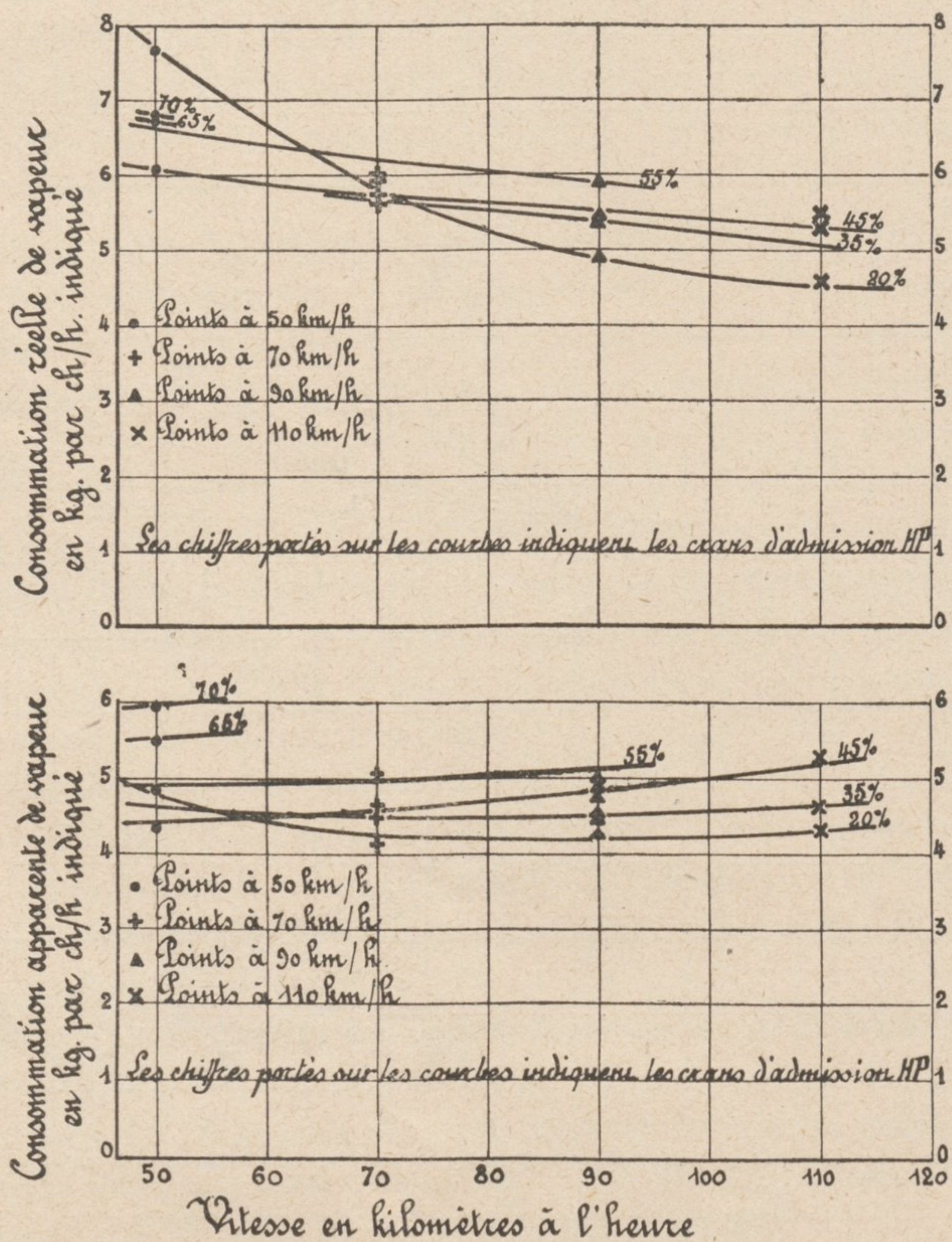
de vapeur réelle ne semble pouvoir s'expliquer que par les *phénomènes d'action de parois et par les fuites*.

Les courbes de la figure 61 donnent, en fonction de la puissance développée et pour des vitesses de 50, 70, 90 et 110 km/h :

- 1° Les courbes de consommation de vapeur réelle déduites des courbes de consommation brute diminuées de 3 % ;
- 2° Les courbes de consommation apparente calculées d'après les diagrammes d'indicateurs ;
- 3° Le rapport entre la consommation réelle et la consommation apparente.

L'examen de ces courbes, et notamment du rapport entre la consommation réelle et la consommation apparente, montre immédiatement que la consommation réelle est toujours

Fig. 62. — COURBES DE CONSOMMATIONS DE VAPEUR RÉELLES ET APPARENTES EN FONCTION DE LA PUISSANCE, DU CRAN DE MARCHE ET DE LA VITESSE-RAPPORT ENTRE CES DEUX CONSOMMATIONS.



supérieure à la consommation apparente et ce d'autant plus, que la puissance développée est plus faible, c'est-à-dire que la détente est plus longue et que la vitesse est moins grande.

Le rapport trouvé entre ces consommations, qui semble atteindre un maximum de 1,4 pour

une puissance moyenne indiquée de l'ordre de 1 800 ch et une vitesse de 50 km/h, n'est que de 1,10 pour une puissance de 3 000 ch et une vitesse de l'ordre de 90 km/h ; il tend vers l'unité pour une puissance de 3 800 ch à la vitesse de 110 km/h.

Si l'on trace sur les mêmes figures, les courbes d'équi-crans : on voit que si les consommations de vapeur apparente décroissent à peu près régulièrement lorsque la détente augmente, il n'en est pas exactement de même pour les consommations de vapeur réelles et c'est ainsi, par exemple, qu'aux faibles vitesses on ne trouve presque pas d'écart entre les admissions de 50 et 70 %. Ces résultats apparaissent encore plus nettement sur les courbes de consommation en fonction de la vitesse (Fig. 62.)

C'est aux environs de 70 km/h que les phénomènes tendent à s'inverser, les faibles crans de marche semblant au-dessous de cette vitesse devenir plus désavantageux que les crans plus élevés.

Les faibles crans de marche sont ceux qui conduisent aux plus grands excès de la consommation de vapeur réelle sur la consommation de vapeur apparente. Toutefois, cette influence qui diminue avec la vitesse, semble disparaître à partir de 90 km/h.

Il y a dans ces résultats toutes les apparences bien connues — fort atténuées il est vrai — du fonctionnement des machines à vapeur saturée, fonctionnement dont la théorie générique a été impuissante à rendre compte et qui a fait l'objet de la théorie expérimentale de Hirn, Leloutre et Dwelshauvers-Dery.

On avait cru à un moment donné que la surchauffe supprimant les effets de parois permettait de se passer de la théorie expérimentale et de revenir à la simplicité de la théorie générique mais l'expérience nous conduit loin de ce point de vue et même avec les degrés de surchauffe très élevés aujourd'hui utilisés (400°), nous pensons qu'il faut compter, plus qu'on ne le croit, avec les phénomènes d'action de parois dont l'effet semble très loin d'être négligeable notamment aux faibles crans de marche que l'on s'évertue partout à utiliser et qui sont la conséquence théoriquement logique de l'utilisation de pressions de plus en plus élevées.

Ce point de vue est confirmé par la décroissance du rapport entre la consommation réelle et la consommation apparente avec la pression de marche. Ainsi pour la pression de 20 hpz ce rapport qui est d'environ 1,3 à 70 km/h pour une puissance de l'ordre de 2 120 ch, n'est plus que de 1,05 pour la même puissance lorsqu'on marche à la pression de 13 hpz. De même à 90 km/h pour une puissance moyenne de 2 800 ch ce rapport n'est que de 1,04 pour la pression de 13 hpz, alors qu'il est de l'ordre de 1,17 pour la pression de 20 hpz.

A la pression de 16 hpz cette tendance à l'abaissement du rapport de la consommation réelle à la consommation apparente est toutefois moins nette. Ainsi, pour une puissance d'environ 2 850 ch le rapport en question est de 1,10 à la pression de 16 hpz, alors qu'il atteint 1,17 pour la pression de 20 hpz. Enfin pour une puissance de 3 000 ch l'écart semble disparaître.

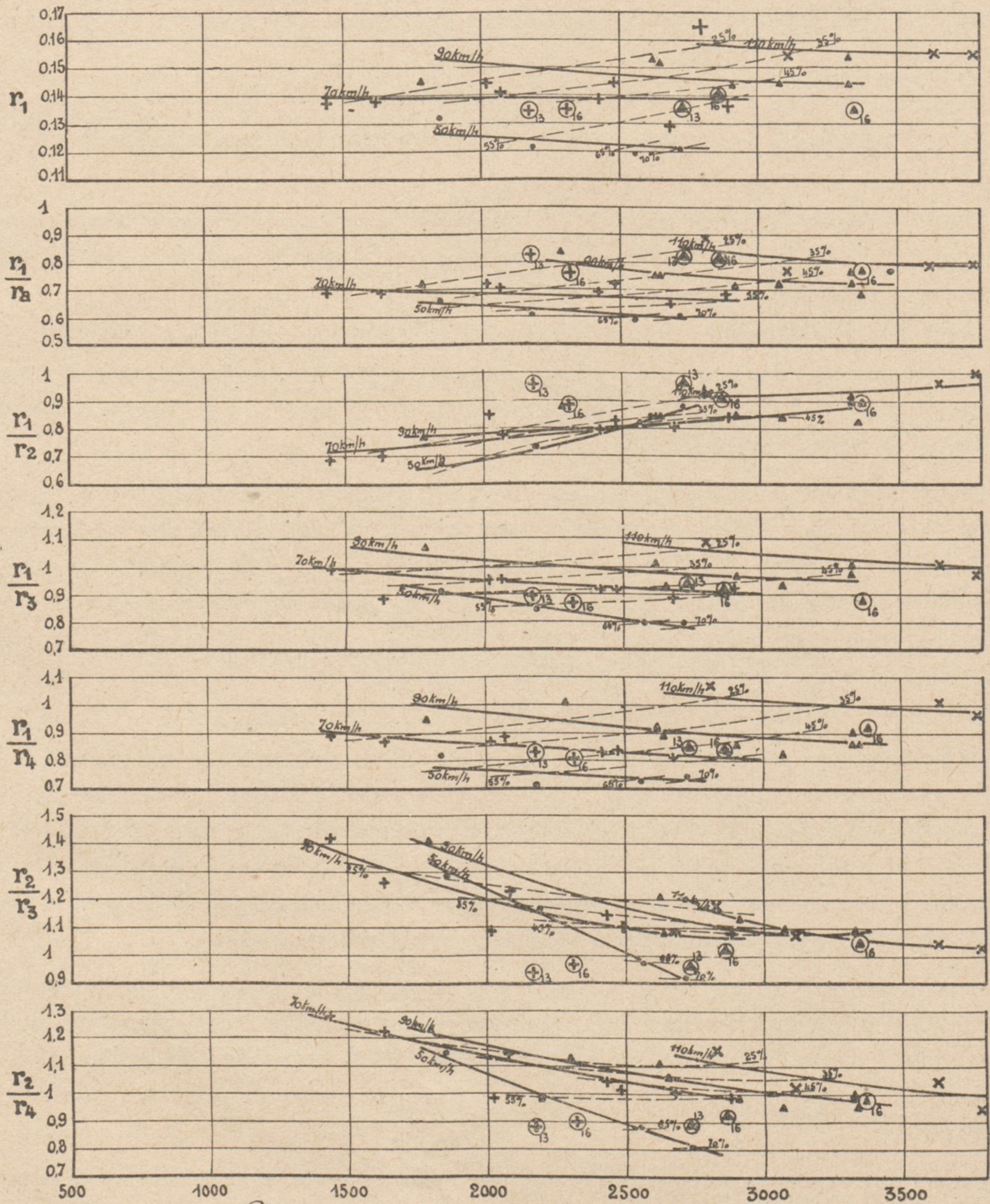
Ces faits ne tendent pas moins à prouver que l'effet de paroi est d'autant moins important que l'on marche à plus faible pression à degré de surchauffe égal bien entendu, avantage susceptible de compenser partiellement la diminution de rendement thermique résultant de l'utilisation d'une pression inférieure.

j) Etude du rendement thermique du moteur. Rendement réel d'après la consommation de vapeur. Rendements apparents d'après les diagrammes d'indicateur et d'après la chute de chaleur. Signification de la température mesurée à l'échappement. — Avant de conclure positivement

Fig. 63. — ÉTUDE DU RENDEMENT THERMIQUE DU MOTEUR.

Les points entourés O proviennent de trains effectués à des pressions inférieures au limite de 20hpz. Le chiffre accolé indique la pression moyenne à laquelle le train a été fait.

• Points à 50 km/h + Points à 70 km/h ▲ Points à 90 km/h x Points à 110 km/h



Puissances en chevaux aux cylindres

quant à l'explication à donner des écarts entre la consommation de vapeur réelle et la consommation apparente, il est nécessaire d'approfondir la question en étudiant d'aussi

près que possible les valeurs prises par le rendement thermique calculé non seulement au moyen des quantités réelles trouvées pour les consommations ou au moyen des consommations apparentes résultant de l'étude des diagrammes d'indicateur, mais aussi, calculée d'après la chute de chaleur correspondant aux états de la vapeur à l'admission et à l'échappement, états déterminés par les pressions correspondantes enregistrées ainsi que par les températures relevées sur la machine.

Soient :

- r_1 le rendement thermique calculé d'après les consommations réellement obtenues rapportées à la puissance indiquée ;
- r_2 le rendement thermique résultant du calcul de la consommation de vapeur apparente d'après les diagrammes d'indicateur rapporté également à la puissance indiquée ;
- r_3 le rendement thermique calculé d'après l'état de la vapeur à l'admission et à l'échappement, la température considérée à l'échappement étant celle indiquée par le pyromètre installé à cet effet.
- r_4 le même rendement thermique mais calculé en déterminant la température théorique de la vapeur à l'échappement des cylindres BP de telle sorte que la chute de chaleur de la vapeur dans ces cylindres produise par calorie le même nombre de kgm que la chute de chaleur dans les cylindres HP.
- r_a le rendement thermique du cycle de Rankine correspondant à chacun des essais.

Afin de simplifier l'exposé nous prendrons comme référence le rendement thermique r_1 réellement obtenu d'après les consommations relevées et nous étudierons successivement comment varient les rapports :

$$\frac{r_1}{r_a} \quad \frac{r_1}{r_2} \quad \frac{r_1}{r_3} \quad \frac{r_1}{r_4} \quad \frac{r_2}{r_3} \quad \frac{r_2}{r_4}$$

en faisant remarquer que le second d'entre eux est indépendant de la puissance indiquée par les diagrammes.

Les résultats de cette étude font l'objet de la figure 63 où ces divers rapports ont été reportés en fonction de la puissance moyenne développée dans les cylindres et en fonction de la vitesse et du cran de marche.

1° **Rendement thermique réel r_1 .** — On voit que ce rendement croît avec la vitesse et décroît très peu, quoique légèrement, en fonction de la puissance développée.

C'est ainsi qu'à la vitesse de 50 km/h ce rendement varie de 13 à 12 % pour des puissances comprises entre 1 850 et 2 700 ch.

A la vitesse de 70 km/h il reste sensiblement constant et égal à 14 % pour des puissances comprises entre 1 450 ch et 2 900 ch.

A la vitesse de 90 km/h il varie de 15,4 % environ pour 1 800 ch à 14,5 % pour 3 300 ch.

Enfin ce rendement varie de 16,5 % environ pour 2 800 ch à 15,5 % pour 3 800 ch à 110 km/h.

L'influence de la pression de marche apparaît assez nettement le rendement ayant été de 13,5 % pour 13 et 16 hpz au lieu de 14 % pour 20 hpz à 70 km/h et de 13 % environ à 13 et 16 hpz au lieu de 14,8 % à 20 hpz à 90 km/h.

2° **Rapport $\frac{r_1}{r_a}$ du rendement thermique réel au rendement thermique du cycle de Rankine.** — Dans l'ensemble, ce rapport paraît être à peu près constant avec la puissance bien qu'il tende à décroître légèrement avec elle, il semble influencé surtout par la vitesse de marche, c'est ainsi qu'il prend les valeurs suivantes :

- a) à 50 km/h, 0,65 pour 1 850 ch et 0,60 pour 2 700 ch.
- b) à 70 » 0,70 » 1 450 » 0,68 » 2 900 ch.
- c) à 90 » 0,80 » 1 800 » 0,74 » 3 350 ch.
- d) à 110 » 0,85 » 2 800 » 0,80 » 3 800 ch.

L'influence de la pression de marche apparaît encore nettement, ce rapport étant meilleur pour les faibles pressions que pour les fortes pressions, c'est ainsi, qu'à la vitesse de 70 km/h ce rapport est de 0,82 pour 2 180 ch à 13 hpz et de 0,76 pour 2 320 ch à 16 hpz ; à 90 km/h il est de 0,81 à 13 hpz pour 2 700 ch et de 0,80 environ à 16 hpz pour 2 900 ch.

Ceci tend à prouver, comme nous l'avons déjà signalé, que les pertes sur le cycle théorique tendent à diminuer lorsque la pression baisse, ce qui compense, partiellement, l'accroissement de rendement théorique dû aux hautes pressions.

3° **Rapport $\frac{r_1}{r_2}$ du rendement thermique réel au rendement thermique déduit de la consommation de vapeur apparente.** — Dans l'ensemble, ce rapport reproduit en sens inverse les variations du rapport entre la consommation de vapeur réelle et la consommation de vapeur apparente étudiée ci-dessus (Fig. 61). Il croît avec la puissance développée et surtout avec la vitesse. C'est ainsi qu'à 50 km/h égal à 0,67 pour une puissance de 1 850 ch il s'élève à peu près régulièrement jusqu'à 0,88 pour une puissance de 2 700 ch. A 70 km/h il s'élève de 0,70 pour 1 450 ch à 0,85 pour 2 900 ch. A 90 km/h, égal à 0,77 pour 1 800 ch il atteint 0,90 à 3 350 ch. A 110 km/h ce rapport égal à 0,93 pour 2 800 ch tend vers 1,00 pour 3 800 ch.

L'influence de la *pression de marche sur le fonctionnement* de la machine apparaît toujours nettement, les points à basse pression étant tous au-dessus de ceux à 20 hpz. Ces constatations ne font que confirmer celles que nous avons déjà faites lorsque nous avons étudié le rapport entre les consommations de vapeur réelles et les consommations de vapeur apparentes, le rapport $\frac{r_1}{r_2}$ étant déduit du précédent mais ayant une signification plus précise puisqu'il tient compte non seulement des poids de vapeur mais également de la qualité de cette vapeur.

4° **Rapport $\frac{r_1}{r_3}$ du rendement thermique réel au rendement thermique déduit de la chute de chaleur brute constatée dans la machine.** — L'allure des variations de ce rapport se rapproche de celle du rapport $\frac{r_1}{r_a}$ c'est-à-dire que ses points représentatifs s'échelonnent vers le haut dans le sens des vitesses croissantes et se placent très légèrement plus bas lorsque la puissance augmente. Un fait singulier se révèle : les rapports correspondant *aux essais avec pression réduite* tombent au-dessous de ceux correspondant à la pression de 20 hpz ceci contrairement à ce qui se produit pour les rapports $\frac{r_1}{r_a}$. Ce fait ne semble pouvoir être

expliqué que par la valeur toute relative des températures mesurées à l'échappement, question sur laquelle nous reviendrons plus loin.

Pour le reste, le rapport $\frac{r_1}{r_3}$ égal à 0,92 pour 2 800 ch à 50 km/h tombe à 0,80 pour 2 700 ch. Sensiblement égal à 1 pour la vitesse de 70 km/h et 1 450 ch il est de l'ordre de 0,92 pour 2 900 ch. Egal à 1,07 à 90 km/h pour 1 800 ch il est de l'ordre de 0,97 pour 3 300 ch. Enfin à 110 km/h, égal 1,06 pour 2 800 ch il tend vers 1,00 pour 3 800 ch.

En principe, ce rapport ne devrait pas être supérieur à l'unité. Si donc l'on admet que les rendements r_1 sont exacts, ce qu'il y a tout lieu de croire comme il résulte des considérations déjà faites, il faut attribuer l'anomalie constatée aux valeurs erronées du rendement r_3 . Or ce rendement étant calculé d'après les quantités de chaleur contenues dans la vapeur à l'amont et à l'aval du moteur, les sources d'erreurs ne peuvent provenir que de relevés inexacts, soit de la pression, soit de la température.

L'examen du diagramme entropique montre immédiatement que la précision dans la détermination des températures présente la plus grande importance.

Si on analyse les conditions dans lesquelles sont relevées ces températures on acquiert la conviction que l'on ne fait pas d'erreur sensible dans la mesure de la température à l'admission ni dans celle de la température au réservoir intermédiaire parce que le fluide s'y trouve dans des états relativement bien stabilisés.

On ne saurait en dire autant des températures relevées à l'échappement.

Nous avons déjà eu l'occasion d'attirer l'attention sur ce point particulier dans le N° de Septembre 1933 de « Science et Industrie ».

Les phénomènes qui se passent pendant l'échappement sont essentiellement variés, la vitesse et la température de la vapeur évacuée à l'atmosphère étant très différentes, soit que l'on considère le début ou la fin de cette phase.

Lorsque les lumières s'ouvrent au moment de l'avance à l'échappement, la pression et la température sont relativement élevées dans le cylindre. Une bouffée de vapeur chaude et animée d'une grande vitesse se produit tout d'abord, puis la pression baisse et la vapeur restant finalement dans le cylindre, qui est évacuée pendant le retour du piston, se détend adiabatiquement jusqu'à la pression la plus basse atteinte pendant l'échappement et en prenant une température égale ou de peu supérieure à 100°, suivant que cette vapeur est devenue saturée ou a conservé un certain degré de surchauffe.

Comme les échanges de chaleur sont d'autant plus actifs que la vitesse relative est plus grande, c'est justement au moment où la vapeur est la plus chaude qu'elle communique le mieux sa chaleur à la canne pyrométrique, si bien que la température indiquée en définitive par le pyromètre, loin de correspondre à la température moyenne de la vapeur à l'échappement au sens thermo-dynamique du mot, doit être au contraire assez voisine de la température maximum de la vapeur au début de l'échappement.

C'est précisément ce que confirment les courbes de la figure 64 qui montrent que la température de la vapeur dans les cylindres BP, au début de l'échappement anticipé sont très voisines des températures mesurées par le pyromètre.

On doit donc conclure que la méthode qui consiste à calculer le rendement thermique d'une locomotive à l'aide de la chute de chaleur déduite des températures brutes relevées à l'admission

et à l'échappement, constitue une méthode erronée conduisant à l'évaluation d'un rendement thermique approché par défaut et sans que l'on puisse savoir quel est le rapport entre le rendement ainsi déterminé et le rendement réel de la machine.

Par contre, les indications, sur la locomotive, des températures mesurées à l'échappement afin d'en tirer le meilleur parti pour la conduite des machines à vapeur surchauffée (1) conservent toute leur valeur, car en prescrivant au personnel d'utiliser les combinaisons de pression aux boîtes à vapeur et de crans de marche, conduisant, pour une puissance et une vitesse données, à la température minimum indiquée par le pyromètre, on reste bien dans les conditions voulues pour obtenir le rendement optimum de la machine.

Enfin, remarquons que cette circonstance explique pourquoi l'on trouve dans certains cas des valeurs supérieures à l'unité pour le rapport entre le rendement thermique réel et le rendement thermique calculé d'après la chute de chaleur brute résultant des indications des pyromètres.

5° Rapport $\frac{r_1}{r_4}$ du rendement thermique réel au rendement thermique déduit de la chute de chaleur corrigée. — C'est en partant de cette idée que nous avons étudié les valeurs prises par le rendement r_4 obtenu en rectifiant la température mesurée à l'échappement et en lui assignant une valeur résultant du travail effectué dans les cylindres BP en admettant l'hypothèse plausible que la température de la vapeur au réservoir intermédiaire peut être exactement mesurée grâce à l'état relativement stable dans lequel se trouve cette vapeur.

Une seconde hypothèse introduite dans le calcul est celle qui consiste à admettre que le rendement par rapport à l'évolution adiabatique est le même dans le cylindre BP que dans le cylindre HP, hypothèse probablement trop favorable qui nous conduira encore à sous-estimer un peu la valeur du rendement thermique résultant de la chute de chaleur même ainsi rectifiée.

La figure 63 montre comment varie le rapport $\frac{r_1}{r_4}$. Dans leur ensemble ces variations ont la même allure que celle du rapport $\frac{r_1}{r_3}$ mais les valeurs trouvées sont toutes plus faibles, leur maximum ne dépassant généralement pas l'unité. Ainsi, à la vitesse de 50 km/h ce rapport varie de 0,80 pour 1 800 ch à 0,75 pour 2 700 ch ; à 70 km/h il varie de 0,90 pour 1 450 ch à 0,82 pour 2 900 ch ; à 90 km/h de 1,00 pour 1 800 ch à 0,88 pour 3 350 ch ; à 110 km/h de 1,04 pour 2 800 ch à 1,00 environ pour 3 800 ch.

6° Rapport $\frac{r_2}{r_3}$ du rendement thermique calculé par les consommations de vapeur apparentes et le rendement thermique calculé d'après la chute de chaleur brute. — Il est utile, pour serrer de plus près la vérité, de confronter les résultats obtenus en calculant les rendements à l'aide des chutes de chaleur soit brutes, soit rectifiées et les résultats obtenus en calculant les rendements d'après les consommations de vapeur apparentes.

C'est ce que permettent de faire les courbes relatives au rapport $\frac{r_2}{r_3}$ de la figure 63.

(1) Voir compte rendu du 2^e Congrès du Chauffage Industriel, Paris 1928.

Il n'y a en général pas concordance absolue entre les deux méthodes de calcul et la différence est d'autant plus grande que l'on marche à plus faible puissance et à plus faible vitesse. De même on voit que tous les points relatifs aux essais avec pression réduite (13 et 16 hpz) correspondent à des rapports $\frac{r_2}{r_3}$ plus faibles que ceux obtenus aux essais effectués à 20 hpz ; seuls les chiffres correspondant aux essais effectués à 90 km/h à la pression de 16 hpz, semblent ne pas différer beaucoup de ceux obtenus à 20 hpz.

L'ensemble de ces résultats tend encore à prouver que l'explication de la discordance ainsi constatée doit être recherchée, comme nous l'expliquerons tout à l'heure, dans les phénomènes d'action de parois et dans les fuites à travers les organes distributeurs et moteurs.

7^o Rapport $\frac{r_2}{r_4}$ du rendement thermique calculé par les consommations de vapeur apparentes et le rendement thermique calculé d'après la chute de chaleur corrigée. — Le rapport $\frac{r_2}{r_4}$ suit les mêmes lois que le rapport $\frac{r_2}{r_3}$ mais grâce à la correction effectuée sur les chutes de chaleur, les valeurs moyennes trouvées pour ce rapport — qui étaient de l'ordre de 1,10 pour $\frac{r_2}{r_3}$ se rapprochent de 1,00 pour $\frac{r_2}{r_4}$; ceci tend à prouver que la correction faite sur les chutes de chaleur est bien légitime.

On constate toutefois que l'amélioration de ce rapport pour l'ensemble des résultats accroît les différences en ce qui concerne les essais effectués à basse pression ; c'est ainsi que le rapport $\frac{r_2}{r_4}$ atteint une valeur moyenne de l'ordre de 0,88 pour les essais à 13 et 16 hpz à 70 km/h, tandis que cette valeur est de l'ordre de 0,95 pour $\frac{r_2}{r_3}$.

C'est dans les erreurs dues à la mesure des températures du flux de vapeur à l'échappement que l'on trouvera, pensons-nous, une explication à cette anomalie.

Le fait de marcher à plus faible pression modifie, en effet, les facteurs qui influent sur la température enregistrée par le thermomètre, c'est-à-dire la température de la vapeur et sa vitesse au moment de l'ouverture des lumières.

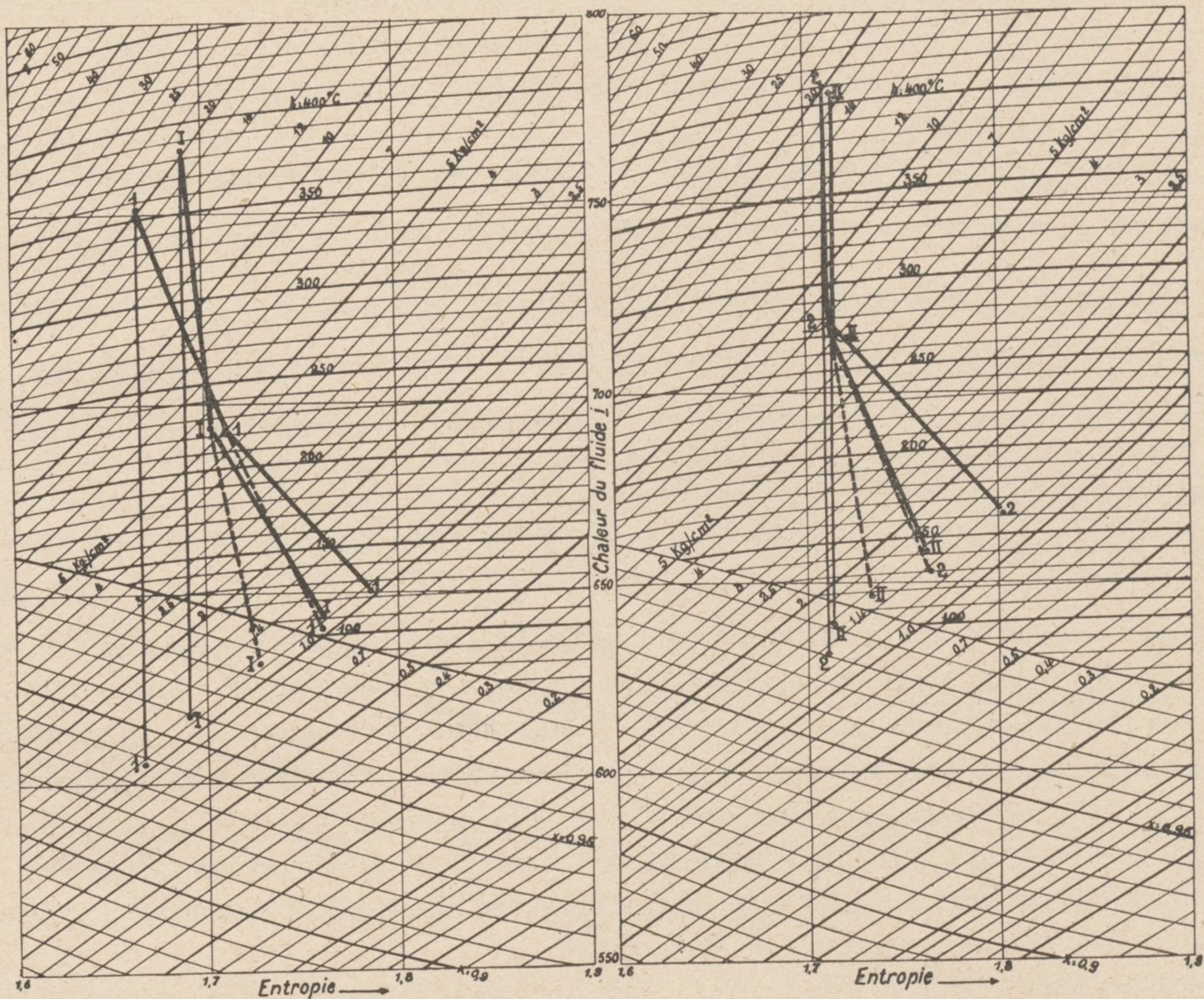
Les explications données ici ne sont d'ailleurs que provisoires ; elles sont toutefois suffisamment graves de conséquences pour être signalées dès maintenant car elles montrent que la méthode très généralement suivie, que nous avons appliquée nous-mêmes ⁽¹⁾, qui consiste à reporter sur le diagramme entropique l'état de la vapeur à l'admission et l'état de la vapeur à l'échappement et à en déduire la chute de chaleur réelle obtenue dans la machine est généralement illusoire et conduit à sous-estimer le rendement.

Ceci explique également pourquoi cette méthode conduit à assigner aux locomotives compound des rendements généralement supérieurs à ceux des locomotives à simple expansion même quand les dites locomotives compound, à cause de leurs mauvaises proportions, ne font pas preuve des mêmes avantages lorsqu'on se réfère à leurs consommations. Cette méthode de calcul du rendement thermique doit donc être révisée et ne peut permettre en tout cas de comparer d'une manière certaine les degrés de perfection de diverses réalisations. Une méthode

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

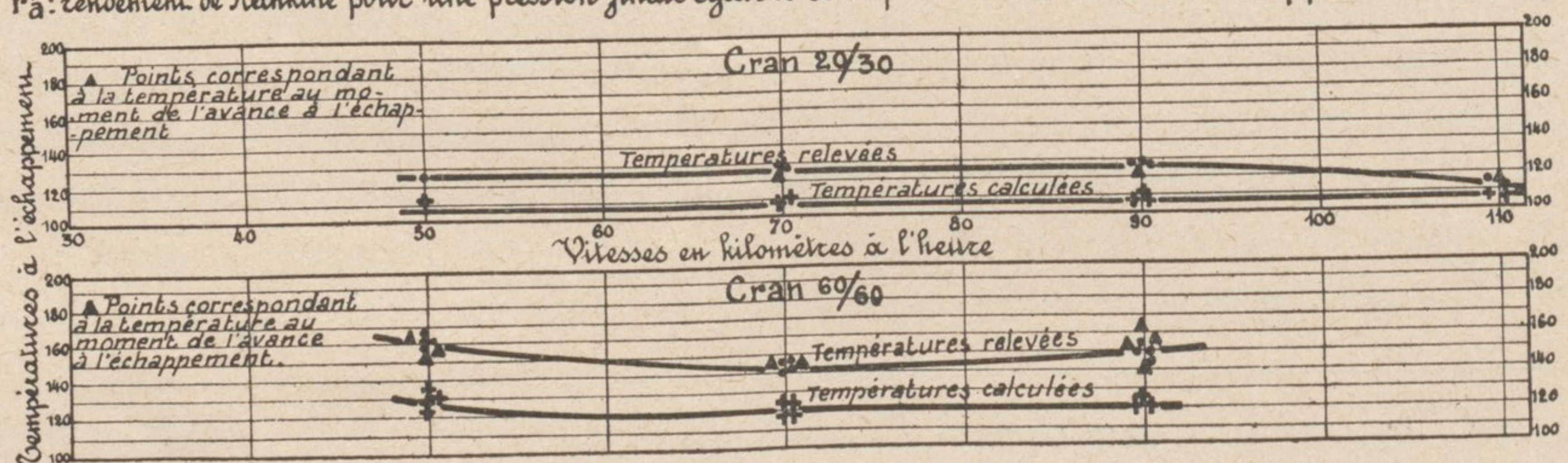
que nous croyons plus exacte mais qui est encore probablement approchée par défaut, est celle utilisée plus haut, qui consiste à *calculer* la chute de chaleur aux cylindres BP d'après le travail effectivement produit dans ces cylindres et en leur assignant provisoirement le même rendement que celui trouvé pour les cylindres HP.

Fig. 64. — FIGURATION POUR DIFFÉRENTES VITESSES ET DIFFÉRENTS CRANS DE MARCHE DU CYCLE DE LA MACHINE 4701. COURBES DES TEMPÉRATURES A L'ÉCHAPPEMENT.



Cycle	Introduction	Vitesse	r'_a	r'_3	r'_4	$\frac{r'_b}{r'_a}$	$\frac{r'_4}{r'_a}$
I	20/30	110	0,1935	0,161	0,1775	0,831	0,917
1	20/30	50	0,197	0,133	0,146	0,695	0,761
II	60/60	90	0,18	0,155	0,17	0,862	0,945
2	60/60	50	0,1905	0,143	0,1635	0,75	0,86

r'_a : rendement de Rankine pour une pression finale égale à celle prise dans la colonne d'échappement.



La figure 64 donne à titre d'exemple et pour quelques essais effectués sur la locomotive 4701 la figuration sur le diagramme entropique des chutes de chaleur obtenues, en reportant sur ce diagramme soit les états de la vapeur résultant des indications brutes des pyromètres, soit ceux résultant de la méthode de calcul qui vient d'être indiquée.

L'examen de cette figure montre notamment que pour les faibles crans de marche et les faibles puissances correspondant à des degrés de surchauffe relativement faibles, l'inclinaison de la courbe de détente réelle par rapport à l'adiabatique est très importante, ce qui conduit à admettre l'existence d'une faible chute de chaleur dans la machine ; mais il n'y a là qu'une apparence car la température mesurée à l'échappement ne pouvant pratiquement pas être inférieure à 100°, il se trouve que malgré le titre inférieur à l'unité de la vapeur qui s'échappe, on mesure encore une température correspondant à de la vapeur sèche ou même légèrement surchauffée et le rendement qui en résulte est sous-estimé, *c'est ce qui explique en partie pourquoi les rapports $\frac{r_2}{r_3}$ ou $\frac{r_2}{r_4}$ croissent lorsque la puissance diminue, c'est-à-dire lorsque le degré de détente s'accroît.*

Le rendement calculé à l'aide des chutes de chaleur brutes *de détente* est sujet à une autre source d'erreurs car l'influence perturbatrice des phénomènes d'action de parois et des fuites qui théoriquement devrait être éliminée, ne l'est pas en fait *toujours à cause de l'inexactitude des températures mesurées à l'échappement.*

En effet l'état initial de la vapeur à l'admission HP est mesuré sans ambiguïté et indépendamment de tout phénomène ultérieur pouvant se passer dans la machine. Il peut donc être considéré comme réellement connu. Quant à l'état final moyen de la vapeur à l'échappement nous avons vu qu'il était pratiquement impossible de le déterminer expérimentalement, la température correspondant à l'état thermo-dynamique moyen de la vapeur à l'aval de la machine échappant aux mesures. Dès lors, si des phénomènes d'action de parois se produisent, il y a tendance à une diminution de la température enregistrée à l'échappement, la vapeur évacuée étant un mélange de vapeur sèche et de vapeur humide résultant de la révaporisation de l'eau condensée sur les parois, le rendement de la machine semble donc accru.

L'erreur entraînée par ce phénomène peut dans certains cas être importante, puisqu'elle tend à rapprocher de 100° la température à l'échappement. *Les phénomènes d'action de parois ont donc tendance à majorer le rendement thermique calculé par la chute de chaleur déterminée à l'aide des pyromètres placés dans le flux d'échappement.* Ils viennent ainsi atténuer la sous-estimation de ce rendement due aux températures trop élevées enregistrées par ces pyromètres.

Les phénomènes d'action de parois conduisent par ailleurs à surestimer la valeur r_2 du rendement thermique déduit du poids de vapeur apparente consommée par ch.h. indiqué surtout aux faibles puissances, comme le montrent les courbes $\frac{r_2}{r_3}$ ou $\frac{r_2}{r_4}$ de la figure 63 ; la revaporisation pendant la détente de l'eau condensée, non accusée par les diagrammes, relève en effet la courbe de détente par rapport à l'adiabatique, accroît par conséquent la surface du diagramme et la valeur du rendement r_2 qui en est déduite.

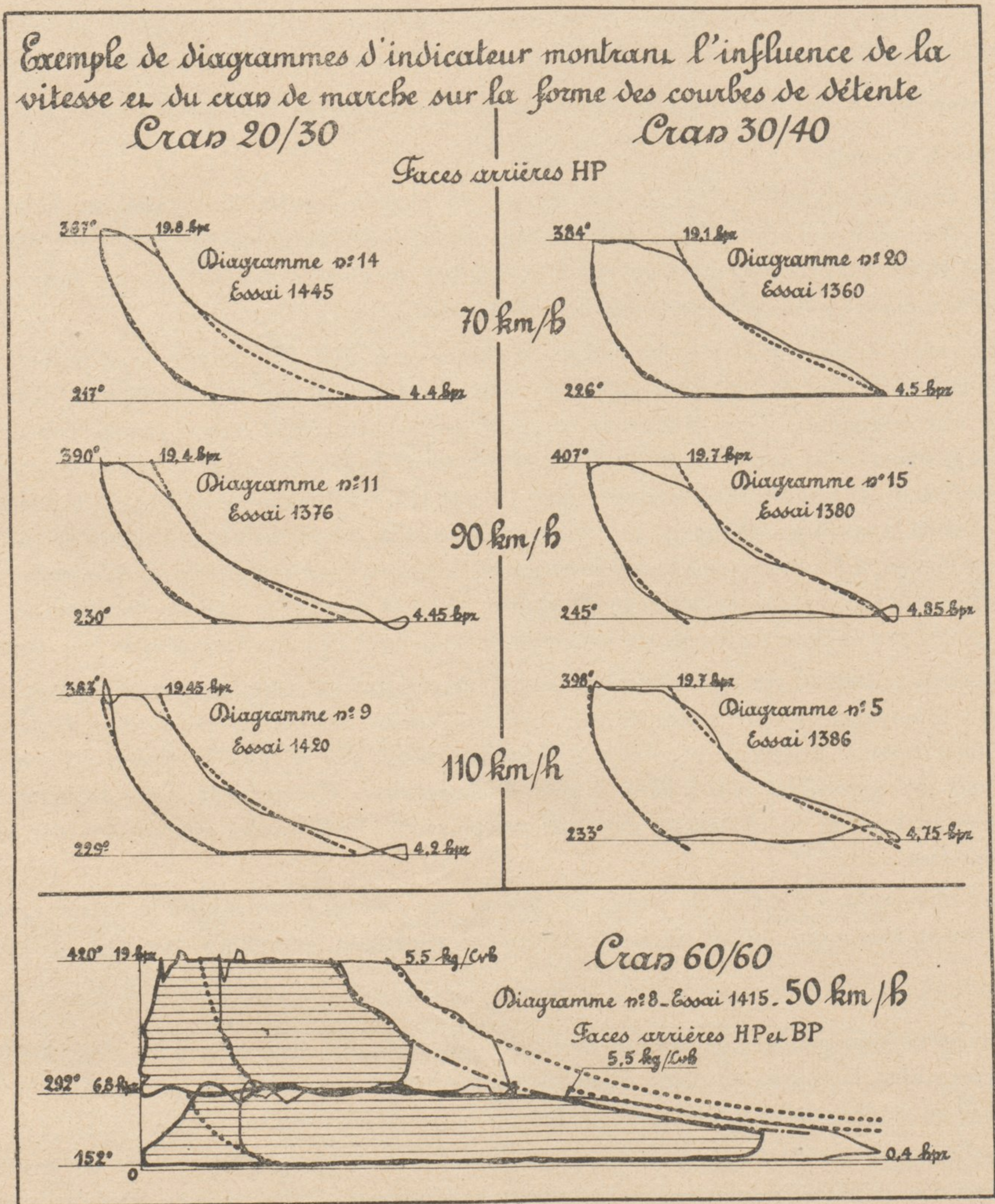
Ces diverses considérations montrent qu'aucune des méthodes expérimentales envisagées ci-dessus ne permet de déterminer exactement le rendement d'une machine mais que c'est

en rapprochant les chiffres obtenus avec ces différentes méthodes que l'on peut espérer trouver dans les discordances mêmes constatées les indices capables de conduire à une explication exacte des phénomènes réels dont les machines à vapeur, fussent-elles à haute surchauffe, sont le siège.

k) *Influence des phénomènes d'action de parois et des fuites.* — Les diagrammes d'indicateur montrent qu'une revaporisation pendant la détente se produit avec une certaine intensité aux faibles crans de marche même dans les cylindres HP.

La figure 65 permet de se rendre compte de ce phénomène, la courbe réelle de détente se

Fig. 65.



trouvant au-dessus de l'adiabatique théorique. On peut voir que l'écart entre ces deux courbes est d'autant plus grand que la détente est plus forte et que la vitesse est plus faible. Cet écart devient négligeable à la vitesse de 110 km à l'heure.

Par contre, les courbes de compression sont dans tous les cas pratiquement confondues avec l'adiabatique, circonstance qui donne aux phénomènes constatés pendant la détente une valeur particulière point sur lequel nous avons déjà attiré l'attention.

Bien que les degrés de surchauffe utilisés soient relativement élevés, ils ne suffisent donc pas à supprimer les effets de parois, lorsque le degré de détente est élevé et la vitesse faible.

Lorsque le cran de marche augmente, les phénomènes de revaporisation décelés par les diagrammes tendent à s'atténuer.

Aux très fortes admissions et même aux faibles vitesses, ces phénomènes ne sont accusés ni par les diagrammes HP, ni par les diagrammes BP. C'est ce que montre le diagramme totalisé transformé par la méthode de O. Reynolds, placé au bas de la figure 65. On voit, en effet, dans ce cas particulier, que la courbe de détente réelle est pratiquement confondue avec l'adiabatique. On ne saurait en déduire toutefois que les phénomènes d'action de parois sont dans ce cas entièrement éliminés. Si la revaporisation se trouve pratiquement supprimée, pendant la détente, elle peut néanmoins subsister pendant les périodes d'avance à l'échappement et d'échappement, ce que ne révèlent pas les diagrammes.

L'écart que l'on constate encore dans ce dernier cas, entre la consommation de vapeur réelle et la consommation de vapeur apparente, paraît toutefois beaucoup trop important pour être expliqué par l'effet ainsi atténué des phénomènes d'action de parois. Il semble évident que d'autres causes interviennent pour majorer la consommation de vapeur. Nous avons pensé que, parmi ces causes, *l'une des plus importantes devait être les fuites de vapeur à travers les organes distributeurs et moteurs de la machine.*

Afin de rechercher le rôle que peuvent ainsi jouer les fuites de vapeur dans la consommation des machines, nous avons essayé de déterminer sur la locomotive 4701 la valeur des « *coefficients de débit* » relatifs aux fuites pouvant se produire, soit à travers les soupapes de distribution, soit à travers les segments de pistons. Comme les chiffres de Reynolds, relatifs à la vapeur saturée utilisée pendant l'essai au point fixe et ceux relatifs à la vapeur surchauffée utilisée dans la marche normale de la locomotive ont, les uns et les autres, *des valeurs suffisamment grandes pour que le coefficient de débit soit indépendant de ces chiffres de Reynolds, on se trouve dans les deux cas de l'essai au point fixe à vapeur saturée et du fonctionnement réel à vapeur surchauffée, dans le domaine dit « invariable » où le coefficient de débit devient indépendant de la viscosité, de la densité et de la vitesse du fluide.*

Les coefficients de débit, relatifs aux fuites ayant été ainsi déterminés, nous avons calculé à l'aide de la formule des pertes de charge, pertes qui sont proportionnelles à la racine carrée des chutes de chaleur, les quantités de vapeur perdues par fuites à travers chaque organe distributeur et moteur pour chaque cran de marche et pour chaque vitesse. On a tenu compte en même temps du fait que la vapeur ayant fuit à travers les organes distributeurs ou moteurs n'est pas toujours entièrement perdue, soit qu'elle travaille pendant la détente ou qu'elle travaille dans les cylindres BP.

Finalement, en rapportant la quantité de vapeur ainsi perdue par fuites au travail développé exprimé en ch.h indiqués, nous avons pu dresser le tableau suivant que nous donnons à simple

titre d'indication, la méthode expérimentale utilisée et la méthode de calcul employée ne pouvant, pour le moment, être considérées comme exactes qu'en première approximation.

VITESSE.....km/h	50			70			90			110		
Crans de marche {	HP...%	20	45	65	20	45	55	20	45	50	20	40
	BP...%	35	45	65	30	45	55	30	45	50	30	50
Perte totale par fuite par ch.h indiqué.....kg	1,54	1,04	0,87	1,03	0,769	0,644	0,85	0,594	0,568	0,64	0,537	
Rapport de la perte HP à la perte totale.....	0,68	0,615	0,60	0,58	0,59	0,585	0,56	0,60	0,635	0,645	0,71	
Rapport de la perte BP à la perte totale.....	0,32	0,385	0,40	0,42	0,41	0,415	0,44	0,40	0,365	0,355	0,29	
Moyenne de la consommation réelle par ch.h indiqué.....kg	7,70	6,10	6,75	5,80	5,80	6,20	4,90	5,50	5,65	4,60	5,25	
Consommation par ch.h indiqué fuites déduites..kg	6,16	5,06	5,88	4,77	5,031	5,556	4,05	4,906	5,082	3,96	4,713	
Moyenne des consommations de vapeur apparentes par ch.h indiqué.....kg	4,80	4,30	5,50	4,15	4,55	5,00	4,20	4,80	4,95	4,30	4,90	
Différence entre la consommation de vapeur apparente et la consommation de vapeur réelle, fuites déduites attribuables aux pertes par effets de parois.....kg	1,36	0,76	0,38	0,62	0,481	0,556	-0,15	0,106	0,032	-0,340	-0,213	

Ce tableau présente un certain intérêt, car il montre que les fuites ainsi calculées expliquent, *au moins en partie*, les différences constatées entre les consommations de vapeur réelles et les consommations de vapeur apparentes.

Les chiffres de la dernière ligne expriment la différence existant entre la consommation de vapeur réelle et la consommation apparente, *différence imputable aux phénomènes d'action de parois et l'on voit apparaître, d'une manière particulièrement nette, comment ces différences varient à la fois en fonction de la vitesse et du cran de marche*. C'est ainsi qu'à 50 km/h, c'est-à-dire à faible vitesse, les phénomènes d'action de parois sont très sensibles aux crans de marche faibles de 20 % HP, 35 % BP où la consommation de vapeur totale par ch.h indiqué atteint 7,70 kg, dont 1,54 kg, sont attribuables aux fuites et 1,36 kg aux phénomènes d'action de parois. A la même vitesse de 50 km à l'heure et aux crans de marche plus forts 45 % HP, 45 % BP, la consommation totale atteint 6,1 kg par ch.h indiqué, dont 1,04 kg dus aux fuites et 0,76 kg dus aux phénomènes d'action de parois. Enfin, à 65 % d'admission HP et 65 % d'admission BP, les phénomènes d'action de parois subsistent encore, la consommation totale par ch.h indiqué atteignant 6,75 l dont 0,87 kg attribuable aux fuites et 0,38 kg aux phénomènes d'action de parois.

A la vitesse plus élevée de 70 km/h, l'influence des phénomènes d'action de parois tend à diminuer. C'est ainsi qu'aux admissions de 20 % HP, 30 % BP, pour une consommation totale par ch.h indiqué de 5,8 kg, 1,03 kg proviennent des fuites et 0,62 kg des phénomènes d'action de parois.

Aux admissions 45 % HP, 45 % BP, pour une même consommation totale de 5,8 kg par ch.h indiqué, la perte attribuable aux fuites est de 0,769 kg et celle attribuable aux phénomènes

d'action de parois 0,48 kg. Aux admissions plus fortes de 55 % HP et 55 % BP, pour une consommation totale de 6,2 kg par ch.h indiqué, la perte par action de parois s'élèverait à 0,556 kg pour une perte par fuites de 0,644 kg.

A la vitesse de 90 km à l'heure, les pertes par action de parois deviennent relativement faibles, elles ne sont plus que de 0,15 kg par ch.h indiqué aux admissions 20 % HP, 30 % BP, 0,106 kg aux admissions 45 % HP, 45 % BP, et 0,032 kg aux admissions 50 % HP, 50 % BP les pertes correspondantes dues aux fuites atteignant respectivement : 0,85 kg, 0,594 kg, 0,568 kg par ch.h indiqué.

Enfin, à la vitesse de 110 km à l'heure, les pertes par action de parois résultant des calculs ci-dessus deviennent négatives, soit de — 0,340 kg par ch.h indiqué aux admissions 20 % HP, 30 % BP et — 0,213 kg par ch.h indiqué aux admissions de 40 % HP / 50 % BP, les pertes par fuites correspondantes étant respectivement de 0,64 kg et 0,537 kg. Ces chiffres négatifs montrent que l'importance attribuée aux fuites est sans doute un peu exagérée, les pertes dues aux phénomènes d'action de parois pouvant évidemment tout au plus être nulles. Les valeurs précédentes, trouvées pour les pertes dues aux phénomènes d'action de parois seraient donc approchées par excès de l'ordre de 0,25 kg à 0,30 kg par ch.h indiqué.

De toutes façons, il résulte de ce premier examen que les fuites et les phénomènes d'action de parois — même dans le cas des locomotives à très haute surchauffe (400°) — restent probablement les causes principales de l'écart constaté entre les consommations de vapeur réelle et les consommations théoriques.

Pour résumer, nous donnons figure 66, en fonction de la vitesse et des crans de marche, des courbes qui permettent de se rendre compte des valeurs relatives prises par les fuites et les condensations telles qu'elles résultent de l'étude sommaire que nous venons d'exposer. Ces courbes mettent en évidence d'une façon particulièrement nette les lois générales auxquelles obéissent les condensations et les fuites : *le facteur vitesse apparaît comme éminemment favorable, il en est de même, quoique à un degré moindre, de la durée de l'admission.*

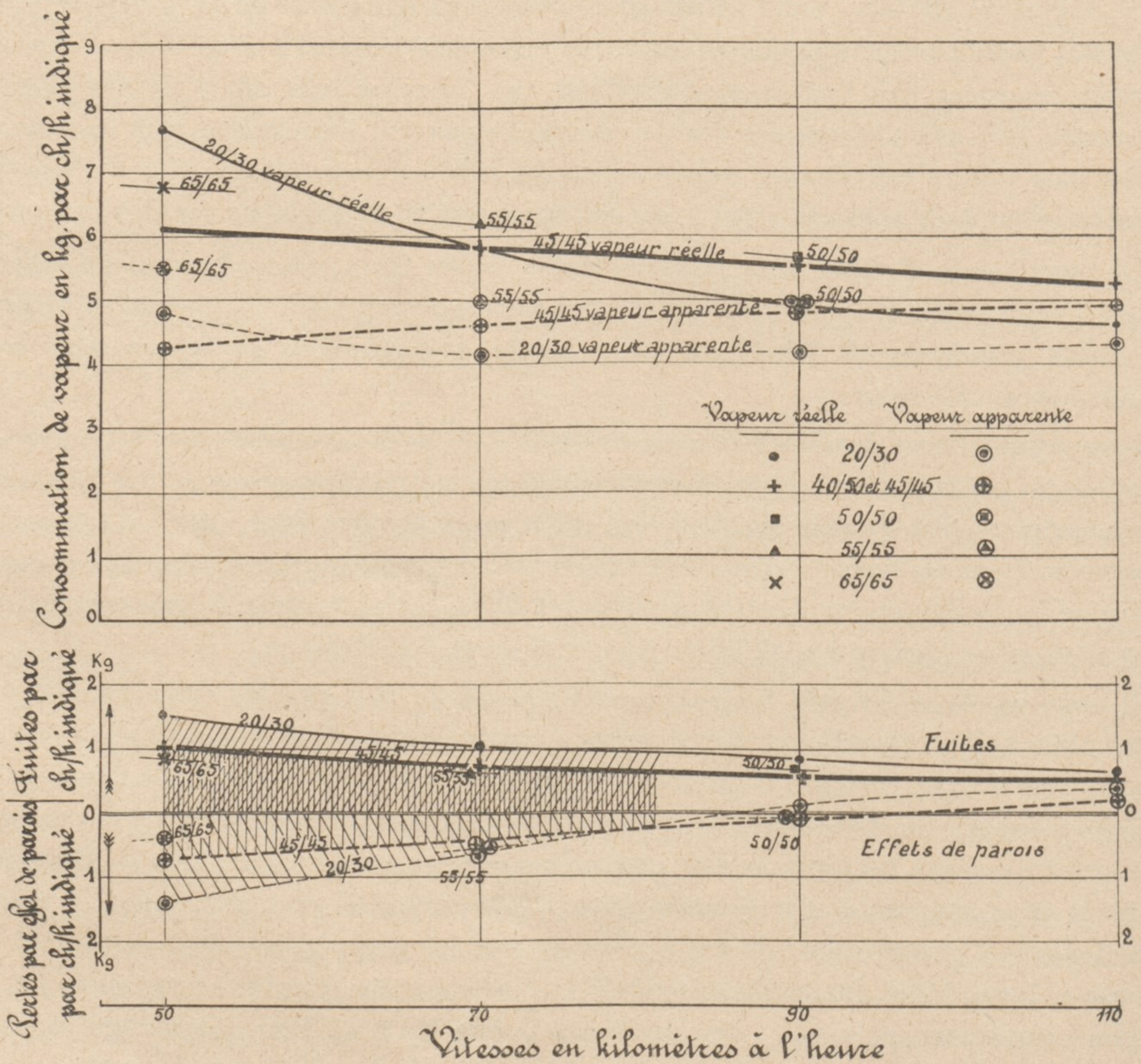
Il nous paraît intéressant d'attirer l'attention sur le fait que les cylindres BP de la locomotive 4701 ont fonctionné, dans un grand nombre de cas, dans les conditions mêmes des essais effectués par Hirn sur la machine expérimentale du Logelbach. Dans l'analyse qu'a faite ce savant du fonctionnement de cette machine dans sa théorie mécanique de la chaleur ⁽¹⁾, il conclut que dans les conditions de marche considérées et après avoir pris les dispositions voulues pour supprimer momentanément toute perturbation due aux fuites, la machine fonctionnant à une pression de 4 hpz environ avec une température de la vapeur de 331° correspondant à 87° de surchauffe effective, il se condensait une quantité de vapeur de 6 1/2 % environ correspondant à une perte relative à l'ordre de 8 %. Hirn pensait que la vapeur surchauffée venant au contact des parois froides du cylindre dont la température mesurée expérimentalement n'était, malgré la surchauffe, que de l'ordre de 145°, c'est-à-dire sensiblement égale à celle de la vapeur saturée à la pression de 4 hpz, se condensait partiellement au contact de ces parois tandis que la vapeur située au centre du cylindre restait à l'état surchauffé. L'exactitude de cette explication semble en effet être des plus probables et les

(1) Exposition analytique expérimentale « La Théorie mécanique de la chaleur », par G. A. Hirn, 3^e édition, Tome second. Paris 1876.

faits constatés sur la locomotive 4701 nous permettent même de penser que ces phénomènes trouvés par Hirn, pour un degré de surchauffe de 87°, subsistent encore aux faibles vitesses et aux grandes détente, même aux cylindres HP des locomotives compound avec des degrés de surchauffe effectifs de 185° soit deux fois plus élevés.

La machine du Logelbach fonctionnait à une admission de 25 % et à une vitesse d'environ 40 tours par minute, c'est-à-dire à un cran de marche analogue à celui pour lequel les phénomènes de révaporisation, pendant la détente, ont été constatés sur les cylindres HP de la

Fig. 66. — ÉTUDE DE L'INFLUENCE DES FUITES DE VAPEUR ET DES PHÉNOMÈNES D'ACTION DE PAROIS EN FONCTION DE LA VITESSE ET DU CRAN DE MARCHÉ DANS L'ACCROISSEMENT DES CONSOMMATIONS DE VAPEUR PAR CH. HEURE INDIQUÉ.



locomotive 4701 (20 % HP). Toutefois la machine du Logelbach fonctionnait à une vitesse beaucoup plus faible que la locomotive 4701 dont le moteur tournait à 140 tours/mn environ à 50 km/h. Comme l'intensité des phénomènes d'action de parois croît lorsque le nombre de tours diminue, la machine 4701 se trouvait donc à ce point de vue dans des conditions plus favorables que la machine du Logelbach.

Par contre le refroidissement extérieur des cylindres de cette dernière machine qui fonctionnait au point fixe n'avait rien de comparable à celui qui se produit sur une locomotive en ligne et

comme l'a montré M. J. Nadal dans l'étude magistrale qu'il a faite de l'influence des phénomènes d'action de parois sur la consommation des machines à vapeur ⁽¹⁾, *cette différence dans les conditions de marche vient modifier profondément le fonctionnement des machines en intensifiant l'effet néfaste des parois dans le cas des locomotives.*

Ce n'est qu'au banc d'essais que l'on pourrait en toute certitude comparer à ce point de vue les résultats obtenus avec les locomotives et les machines fixes mais on se placerait alors pour les locomotives dans des conditions toutes différentes de celles pour lesquelles elles ont été établies.

1) *Rendement organique du moteur de la locomotive.* — Les essais effectués avec la locomotive 4701 nous ont permis de déterminer avec une certaine approximation le rendement organique du moteur de cette locomotive c'est-à-dire la valeur du rapport entre la puissance développée à la jante des roues motrices et la puissance développée dans les cylindres.

A cet effet, nous avons déterminé la résistance à l'avancement de la machine en la remorquant à vitesse constante, by-pass ouvert, de manière à supprimer l'effort de retenue dû à l'effet de dash-pot produit par le mouvement des pistons dans les cylindres.

Des prises de diagrammes effectuées simultanément ont d'ailleurs permis de constater que dans ces conditions aucun travail négatif ne s'était produit dans les cylindres. On peut donc admettre que l'on mesurait ainsi, aux frottements près du mécanisme tournant à vide, la résistance au roulement de la locomotive considérée comme véhicule.

Si l'on appelle :

E_u l'effort de traction développé au crochet du tender,

E_r l'effort nécessaire pour remorquer la locomotive roulant ainsi comme véhicule,

E_i l'effort développé dans les cylindres de la locomotive, le rapport $\frac{E_u + E_r}{E_i}$

est égal au *rendement organique* cherché.

La figure 67 donne pour différents crans de marche et pour différentes vitesses les valeurs de ce rendement en fonction de l'effort développé dans les cylindres.

On voit que le facteur dominant qui influe sur la valeur de ce rendement est l'effort développé c'est-à-dire le degré d'utilisation de la puissance de la machine.

Le rendement organique croît ainsi au fur et à mesure que l'effort développé augmente et il tend vers zéro lorsque l'on se rapproche de la marche à vide, cas général de toutes les machines.

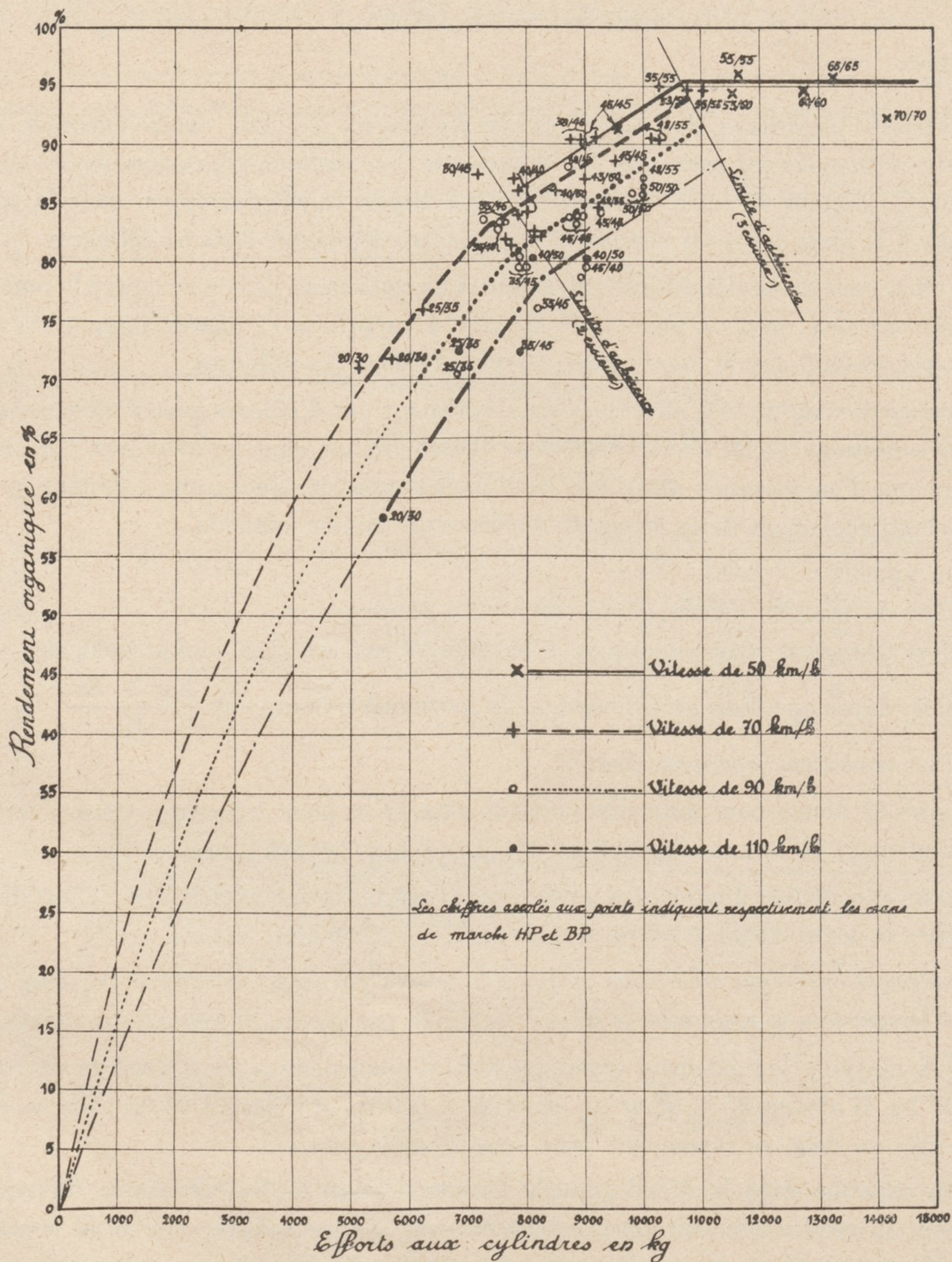
Ainsi en moyenne le rendement organique atteint une valeur de 70 % pour un effort indiqué de 6 000 kg. Il atteint 85 % pour un effort de 8 500 kg et s'élève à 95 % pour un effort de 11 000 kg ; au delà, ce rendement reste sensiblement constant.

Si l'on examine dans le détail à quelle loi semblent obéir les variations du rendement organique, on croit apercevoir deux influences : *une influence défavorable de la vitesse et une certaine discontinuité pour une vitesse donnée dans la croissance de ce rendement avec l'effort, discontinuité vraisemblablement due à l'intervention d'une partie ou de la totalité des essieux moteurs dans la transmission de l'effort de traction au rail.*

(1) Voir N^{os} de Mai-Juin 1899 et Février-Mars 1900 de la *Revue de Mécanique.*

En ce qui concerne l'influence de la vitesse on voit que le rendement organique est plus faible à 110 km/h qu'à 90 km/h et qu'à 70 km/h ; ainsi pour un effort indiqué de 6 000 kg ce rendement semble être de 62 % à 110 km/h, 68 % à 90 km/h et 75 % à 70 km/h. Pour un effort de 9 t il semble être de 81 % à 110 km/h, 85 % à 90 km/h, 88, % à 70 km/h et 90 % à 50 km/h.

Fig. 67. — RENDEMENT ORGANIQUE DU MOTEUR DE LA LOCOMOTIVE 4701.



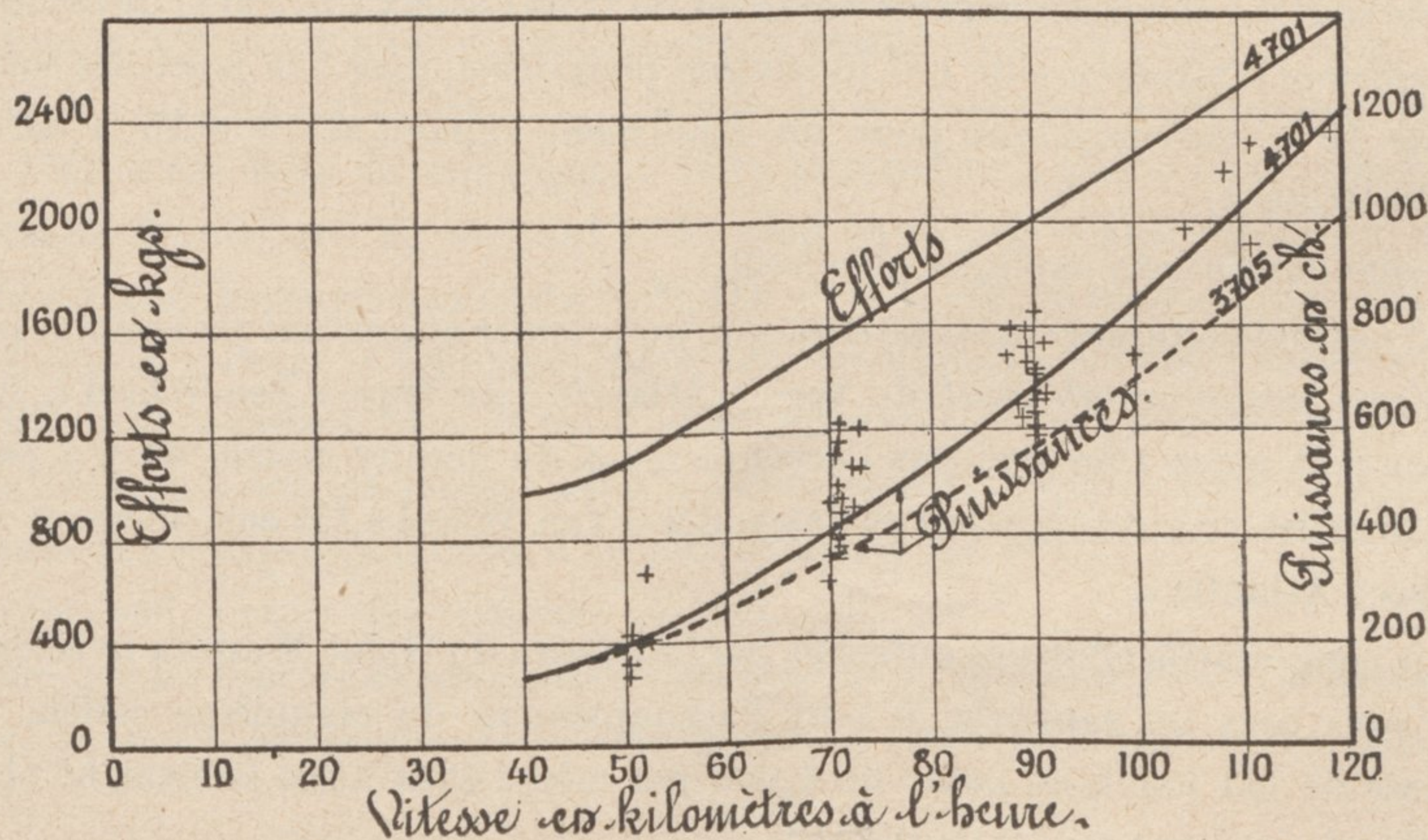
Si l'on trace, comme l'indique la figure, les courbes moyennes de rendement pour chacune des vitesses considérées, il semble que l'on obtienne non pas des lignes continues mais des lignes polygonales présentant deux sommets : le premier sommet correspond pour la vitesse de 50 km/h par exemple à un effort aux cylindres de l'ordre de 7,8 t. et le second à un effort de l'ordre de 10,5 t.

Rapporté aux efforts de traction à la jante des roues motrices, le rendement moyen étant de l'ordre de 85 % pour l'effort de 7,8 t et de 95 % pour l'effort de 10,5 t correspond à des valeurs de l'ordre de 6,6 t pour le premier sommet et de 10,0 t pour le second. Or, l'effort de 6,600 t correspond, pour un coefficient d'adhérence très admissible de $\frac{1}{5,75}$ à un poids adhérent de 38,0 t sensiblement égal au poids adhérent total des essieux HP et BP de la locomotive. Quant à l'effort de 10,5 t, il correspond, pour le même coefficient d'adhérence, de $\frac{1}{5,75}$ à un poids sur les essieux moteurs de 57,4 t correspondant sensiblement aussi au poids adhérent des trois premiers essieux couplés de la locomotive. Cette coïncidence nous conduit à penser que les deux discontinuités trouvées dans la courbe du rendement organique concordent avec les interventions successives des troisième et quatrième essieux couplés dans la transmission de l'effort de la locomotive au rail. Le fait ainsi constaté, moins net pour l'intervention du troisième essieu semble, au contraire, l'être tout à fait pour l'intervention du quatrième, la courbe du rendement organique restant à peu près constante et correspondant à un chiffre de 95 % au-delà d'un effort aux cylindres de 11,0 t nécessitant l'adhérence des quatre essieux couplés.

III. — Etude de l'ensemble de la locomotive.

1^o RÉSISTANCE A L'AVANCEMENT DE LA LOCOMOTIVE A RÉGULATEUR OUVERT. — En faisant la différence entre la puissance développée dans les cylindres et la puissance correspondante développée en palier et à vitesse constante au crochet du tender, on déduit la puissance absorbée par la locomotive pour sa propre remorque.

Fig. 68. — RÉSISTANCE A L'AVANCEMENT A RÉGULATEUR OUVERT.



Les courbes de la figure 68 rendent compte des résultats obtenus. On voit qu'en moyenne la puissance absorbée par la locomotive est de l'ordre de 200 ch à 50 km/h, de 400 ch à 70 km/h, de 700 ch à 90 km/h, de 1 000 à 110 km/h et de 1 200 à 120 km/h, les efforts résistants correspondants étant respectivement de 1 100, 1 550, 2 000, 2 500 et 2 800 kg.

Bien qu'une certaine dispersion ait été constatée dans la répartition des points expérimentaux, nous n'avons pas pu en déduire de loi nette au point de vue de l'influence que pouvait avoir sur la résistance à l'avancement de la locomotive, le cran de marche ou l'effort développé.

Si l'on compare ces résultats à ceux obtenus avec les locomotives Pacific du type 3 700, on voit que ces locomotives présentent une résistance égale à celle des 4 700 à 50 km/h, inférieure d'environ 100 ch à 90 km/h et de 200 ch à 120 km/h. On sera tenté de trouver une explication à ces différences dans l'accouplement d'un quatrième essieu. Mais nous pensons plutôt qu'elles proviennent surtout du diamètre des roues motrices plus faible sur les 4 700 (1,85 m) que pour les 3 700 (1,95 m).

Les conséquences de l'accouplement d'un quatrième essieu ne sont en effet pas évidentes et l'on verra plus loin, *qu'à régulateur fermé*, la locomotive 4 700 n'a pas présenté de résistance plus grande à l'avancement que la locomotive 4 500 montée sur des roues motrices de même diamètre. On en déduira logiquement que lorsque le train de bielles ne transmet pas d'effort moteur — cas de la marche à régulateur fermé — il ne crée pas de résistance supplémentaire à l'avancement de la locomotive. Dès lors, si le coefficient d'adhérence est suffisant et si l'effort de traction développé par la locomotive ne nécessite pas l'intervention de tous les essieux accouplés, on peut penser que ceux de ces essieux auxquels il n'est pas transmis d'effort *tournent à vide*, et par conséquent ne provoquent pas de résistance supplémentaire. Dans cette hypothèse, la résistance à l'avancement devrait croître d'une manière discontinue au fur et à mesure que l'effort de traction développé nécessite l'intervention de deux, trois ou quatre essieux moteurs.

Comme aux vitesses de 70, 90 et 110 km à l'heure, l'adhérence de quatre essieux est rarement nécessaire, c'est à la vitesse de 50 km/h, lorsqu'on développe de très grands efforts de traction, que ce phénomène peut apparaître avec le plus de netteté.

Aussi verra-t-on une confirmation de cette hypothèse dans les résultats obtenus à 50 km/h aux crans de marche élevés où le poids adhérent de trois essieux (57,300 t) devenait insuffisant avec un coefficient d'adhérence de 1/5,75 environ pour développer à la jante des roues motrices un effort de 10 t correspondant pour un rendement organique de 0,95 à un effort aux cylindres de 10,500 t.

C'est ce que nous avons expliqué plus haut.

Ceci rend naturel certaines constatations, qui, au premier abord, ont pu sembler paradoxales. C'est ainsi que lorsqu'on est passé du type « Atlantic » au type « Ten-Wheel », machines ne différant souvent entre elles que par l'accouplement du dernier essieu, on n'a pas constaté, même aux grandes vitesses, que la résistance des « Ten Wheel » fût sensiblement plus grande que celle des « Atlantic ».

Des essais comparatifs effectués autrefois par le Réseau du Great Western avec des machines identiques sous tous les rapports, à part l'accouplement du cinquième essieu, montrèrent que la vitesse de 144 km/h en pente de 4 mm par mètre était aussi facilement obtenue avec les « Ten Wheel » qu'avec les « Atlantic » (1).

D'autres essais effectués par certains réseaux en découplant le dernier essieu des « Ten Wheel » permirent de faire les mêmes constatations.

(1) Voir Demoulin : La locomotive actuelle, Paris 1906.

Une étude au Laboratoire permettrait sans doute d'aboutir à des conclusions plus précises en cherchant à mesurer la puissance effectivement transmise à chacun des essieux couplés.

Un examen plus approfondi de la question serait toutefois nécessaire car il n'est pas évident, à priori, que l'accouplement doive se comporter, sans précautions spéciales prises à cet effet, de la même façon au banc d'essais qu'en ligne. En effet, en ligne, la locomotive se déplace sur des rails rigides dans le sens longitudinal et si un essieu accouplé ne transmet pas d'effort parce que l'adhérence des essieux qui le précèdent n'a pas été dépassée, il roule à peu près comme le ferait un essieu porteur, en supposant, bien entendu, que les bielles aient été correctement montées.

Au banc d'essais, au contraire, chaque roue motrice prend appui sur un rouleau solidaire d'un frein. Comme la résistance opposée à la rotation du frein est une fonction de la vitesse, il suffit qu'un essieu en connexion avec lui se mette à tourner pour qu'un couple résistant vienne s'opposer à sa rotation ; dès lors, les bielles d'accouplement entrent en jeu pour vaincre cet effort. C'est précisément ce qui n'a pas lieu en ligne où un essieu peut, tout en roulant à une vitesse déterminée, ne transmettre aucun effort tangentiel aux rails si l'adhérence des essieux qui le précèdent n'a pas été dépassée.

Au banc d'essais, on oblige donc l'accouplement à travailler dans tous les cas, ce qui détruit la similitude entre les phénomènes réels de la ligne et les phénomènes qui se passent au banc.

Pour opérer dans des conditions identiques, il serait nécessaire de disposer de freins permettant, à toutes les vitesses, de faire travailler à un taux voisin de celui permis par la limite d'adhérence, d'abord les essieux moteurs, ensuite et successivement chacun des essieux accouplés.

Ces considérations montrent la difficulté du problème qui se pose, mais c'est en cherchant à le résoudre, et en multipliant les expériences, qu'on arrivera peut-être à découvrir les lois qui régissent le fonctionnement des bielles d'accouplement des locomotives.

2^o RÉSISTANCE A L'AVANCEMENT A RÉGULATEUR FERMÉ AVEC ET SANS BY-PASS. — COMPARAISON AVEC LA LOCOMOTIVE 4583. — L'étude de la résistance à régulateur fermé de la locomotive 4701 a été faite en remorquant cette locomotive à des vitesses comprises entre 60 et 125 km/h, d'une part, en mettant le by-pass en action, d'autre part, en mettant les marches près du fond de course aux crans 65 % HP et 65 % BP, en ouvrant en grand l'injection de vapeur dans la colonne d'échappement et en décoiçant, suivant l'usage au P.-O., le démarreur BP, sans toutefois créer de pression sensible au réservoir intermédiaire.

Des essais analogues ont été répétés avec la locomotive 4583 qui ne possède pas de by-pass mais est munie de soupapes de rentrée d'air aux cylindres HP et BP.

La figure 69 rend compte des résultats obtenus.

Elle montre que les courbes de résistance à l'avancement à régulateur fermé des locomotives 4701 et 4583 ont été presque rigoureusement les mêmes pour les marches en compound aux crans 65 % HP et 65 % BP.

C'est ainsi que la résistance à l'avancement, sans by-pass, de ces deux machines, a été trouvée égale à 300 ch à 60 km/h, à 470 ch à 80 km/h, à 670 ch à 100 km/h et à 890 ch à 120 km/h. Avec by-pass, la résistance à l'avancement de la 4701 n'était plus que de 100 ch à 60 km/h, 190 ch à 80 km/h, 310 ch à 100 km/h et 460 ch à 120 km/h.

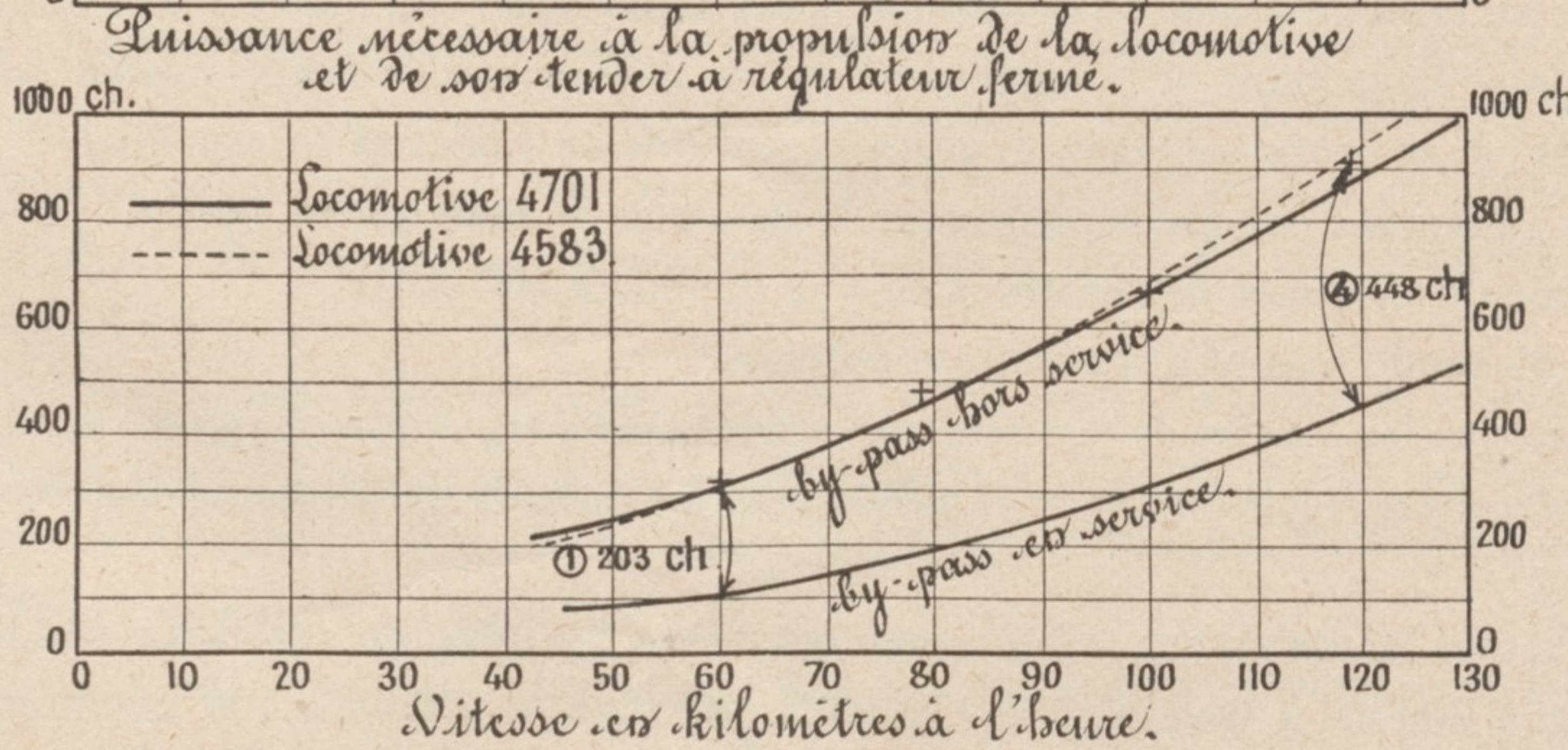
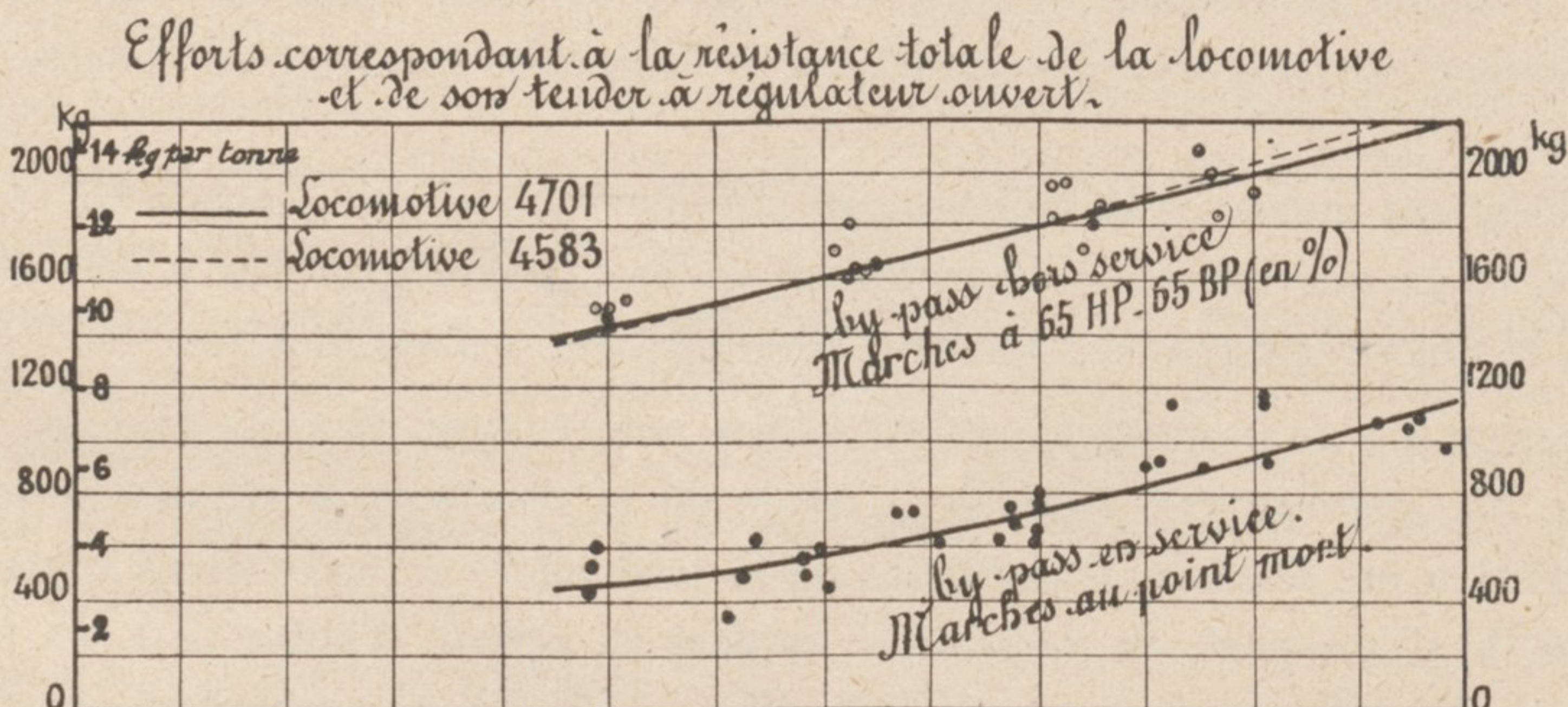
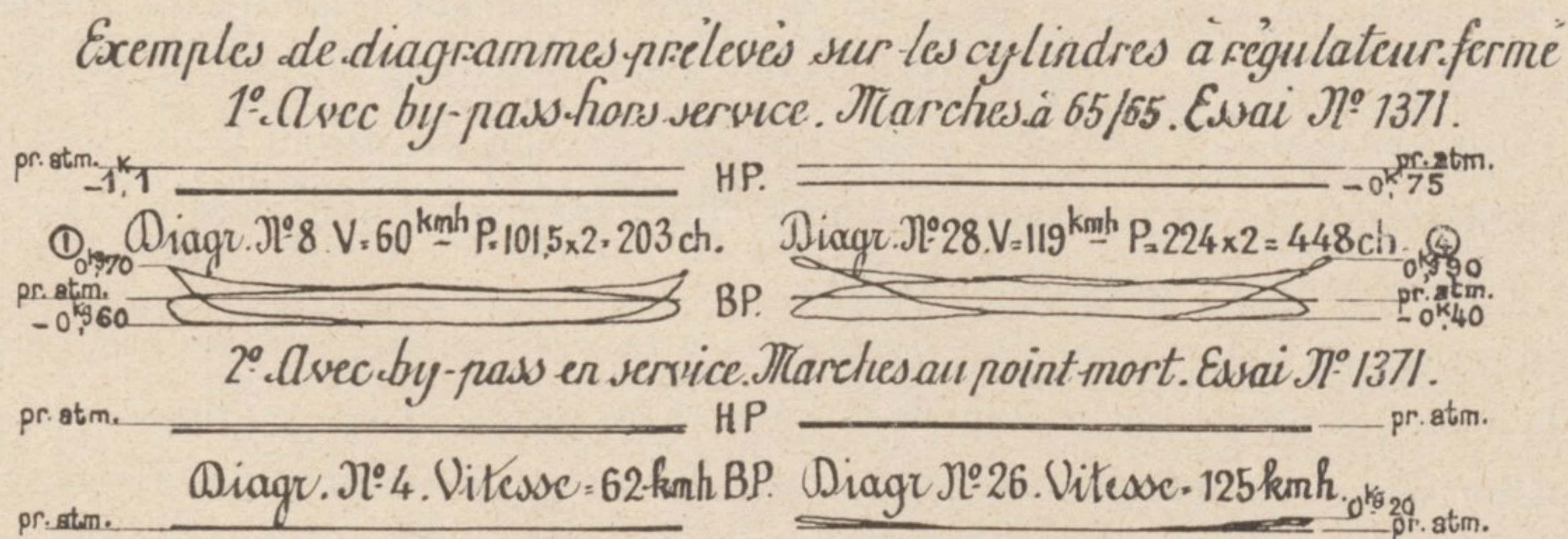
La différence trouvée entre la marche avec by-pass et la marche sans by-pass est donc considérable, ce qui prouve que la résistance à l'avancement d'une locomotive à vapeur

à régulateur fermé n'est due, pour la plus grande part, qu'aux effets de dash-pot qui résultent du mouvement des pistons dans les cylindres.

Les prises de diagrammes d'indicateur effectuées au cours de ces essais confirment précisément cette hypothèse.

La figure 69 donne ces diagrammes en exemple et l'on peut vérifier que la différence entre la résistance à l'avancement de la locomotive avec by-pass et sa résistance sans by-pass, est justement égale au travail négatif produit dans les cylindres par le mouvement des pistons, travail qui devient nul comme le montre également la figure lorsque le by-pass est en action.

Fig. 69. — RÉSISTANCE A L'AVANCEMENT A RÉGULATEUR FERMÉ AVEC OU SANS BY-PASS
COMPARAISON AVEC LA LOCOMOTIVE 4583



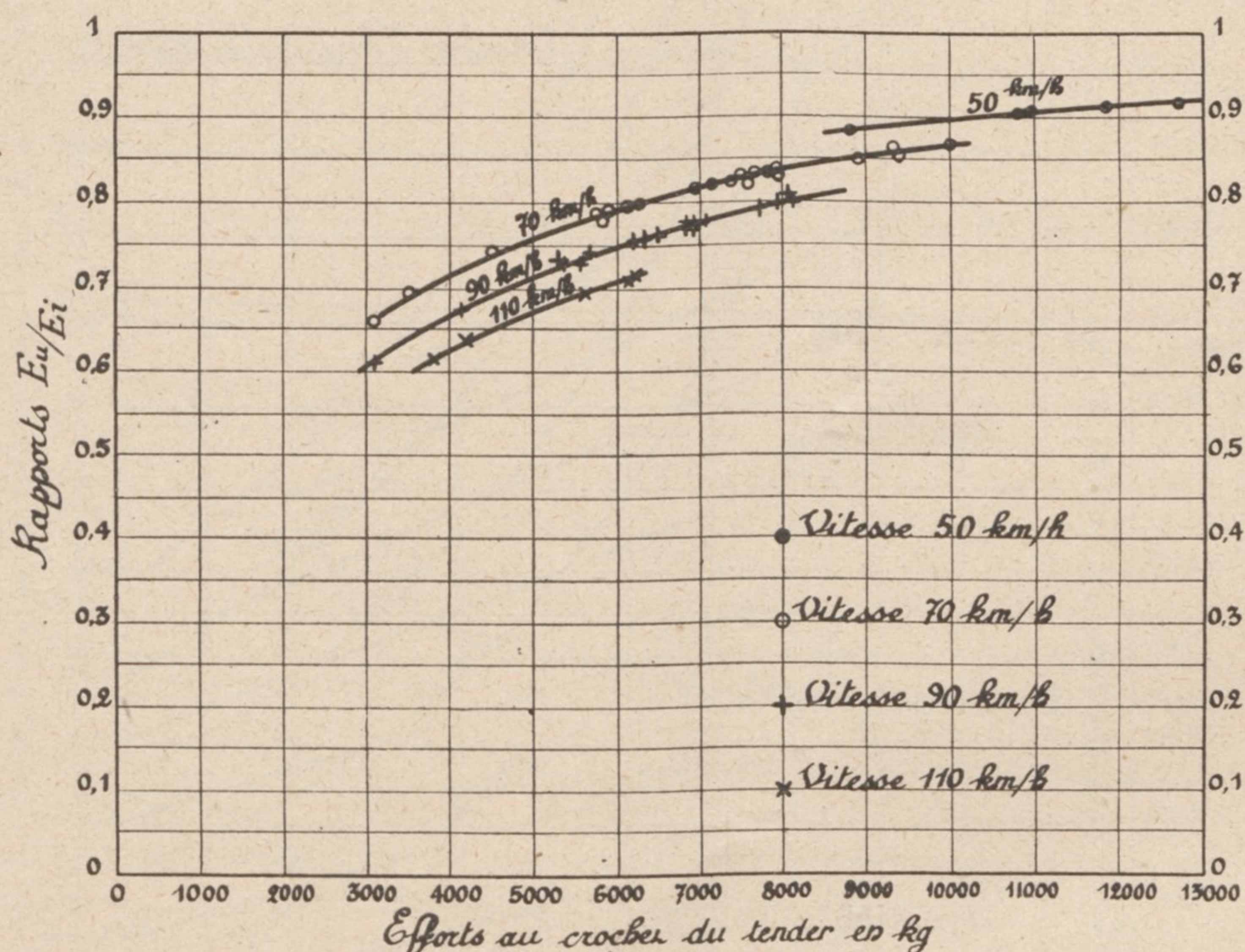
Ces diagrammes mettent aussi en évidence un fait curieux ; c'est que la locomotive fonctionnant en compound à régulateur fermé, seul, le cylindre BP donne lieu à un travail résistant, la pression dans le cylindre HP, bien que constamment négative, conservant une

valeur à peu près constante, aussi bien dans la course aller que dans la course retour du piston — phénomène qui semble devoir s'expliquer par la façon dont le transvasement s'effectue entre les cylindres HP et les cylindres BP.

Finalement, si l'on rapporte la résistance à l'avancement de la locomotive à régulateur fermé à son poids, on voit que cette résistance exprimée en kg par tonne égale sans by-pass à 9 kg environ à 60 km/h, à 11 kg à 80 km/h, à 11,5 kg à 100 km/h et à 13 kg à 120 km/h, n'est plus que de 3 kg à 60 km/h, 4 kg à 80 km/h, 5 kg à 100 km/h et 6,5 kg à 120 km/h, chiffres qui se rapprochent sensiblement de ceux trouvés pour les voitures et wagons. Par conséquent, la résistance à l'avancement d'une locomotive — son tender y compris — malgré la présence de son mécanisme et de ses bielles d'accouplement — tournant à vide il est vrai — à une résistance à l'avancement tout à fait normale et comparable à celle d'un véhicule ordinaire.

3^o ETUDE DU RAPPORT DE L'EFFORT DE TRACTION AU CROCHET DU TENDER A L'EFFORT INDIQUÉ. — Les courbes de la figure 70 indiquent comment varie le rapport entre l'effort E_u développé au crochet du tender et l'effort E_i développé dans les cylindres en fonction de l'effort E_u développé au crochet du tender pour chacune des vitesses de régime : 50, 70, 90 et

Fig. 70. — RAPPORT ENTRE L'EFFORT AU CROCHET ET L'EFFORT INDIQUÉ.



110 km à l'heure. Ce rapport décroît nécessairement lorsque l'effort au crochet diminue puisqu'il dépend directement du rendement organique du moteur de la locomotive étudié précédemment; il diminue également lorsque la vitesse croît puisque la résistance opposée à l'avancement de la locomotive augmente avec sa vitesse.

La figure 70 montre ainsi que le rapport entre l'effort au crochet et l'effort indiqué varie de 0,89 à 0,92 à la vitesse de 50 km/h pour des efforts au crochet de 9 000 à 13 000 kg.

A 70 km/h, ce rapport varie de 0,65 à 0,87 pour des efforts au crochet de 3 000 à 10 000 kg.

A 90 km/h, il varie de 0,6 à 0,8 pour des efforts au crochet de 3 000 à 8 000 kg et à 110 km/h, de 0,62 à 0,72 pour des efforts au crochet compris entre 3 800 et 6 200 kg.

Ces chiffres sont valables, bien entendu, uniquement lorsque la locomotive circule en palier et à vitesse uniforme ; ils seraient profondément modifiés à des trains du service suivant le profil de la ligne et suivant la valeur des accélérations au démarrage.

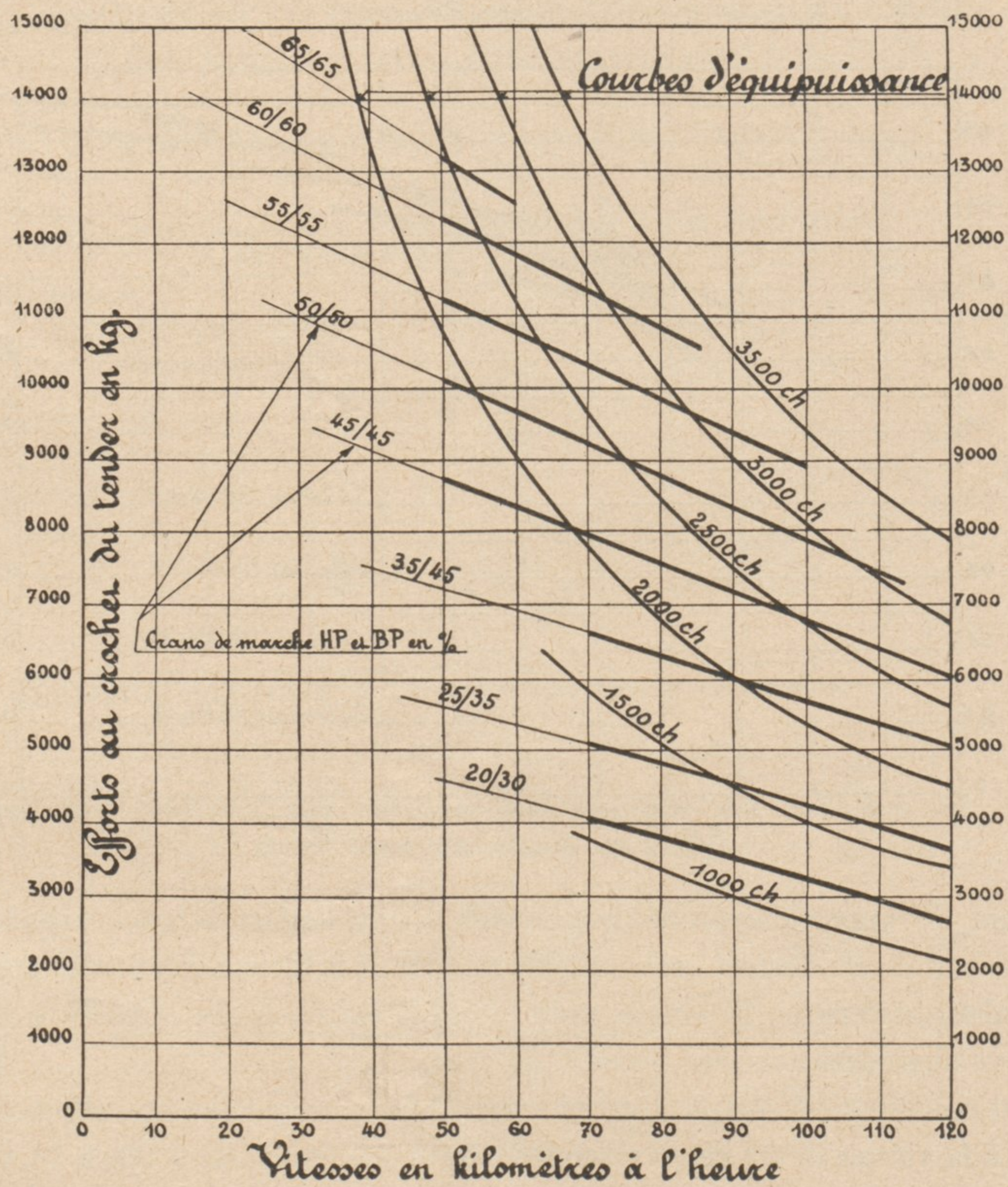
On remarquera, non sans intérêt, que les influences qui viennent ainsi modifier dans la remorque pratique des trains le rapport entre les puissances au crochet et les puissances aux cylindres ne dépendent que des masses respectives de la locomotive et du train.

L'expérience montre que ces influences peuvent modifier sensiblement les valeurs du rapport $\frac{E_u}{E_i}$.

C'est ce qui explique que les consommations par ch.h au crochet de traction relevées au cours de trains d'essais diffèrent souvent des consommations correspondantes trouvées aux essais à vitesse constante avec locomotives-frein.

4° EFFORTS ET PUISSANCES DÉVELOPPÉS AU CROCHET DU TENDER EN FONCTION DE LA VITESSE. — La connaissance des efforts de traction et des puissances développés aux cylindres

Fig. 71. — COURBES DES EFFORTS DE TRACTION ET DES PUISSANCES AU CROCHET EN FONCTION DE LA VITESSE POUR LA LOCOMOTIVE 4701.

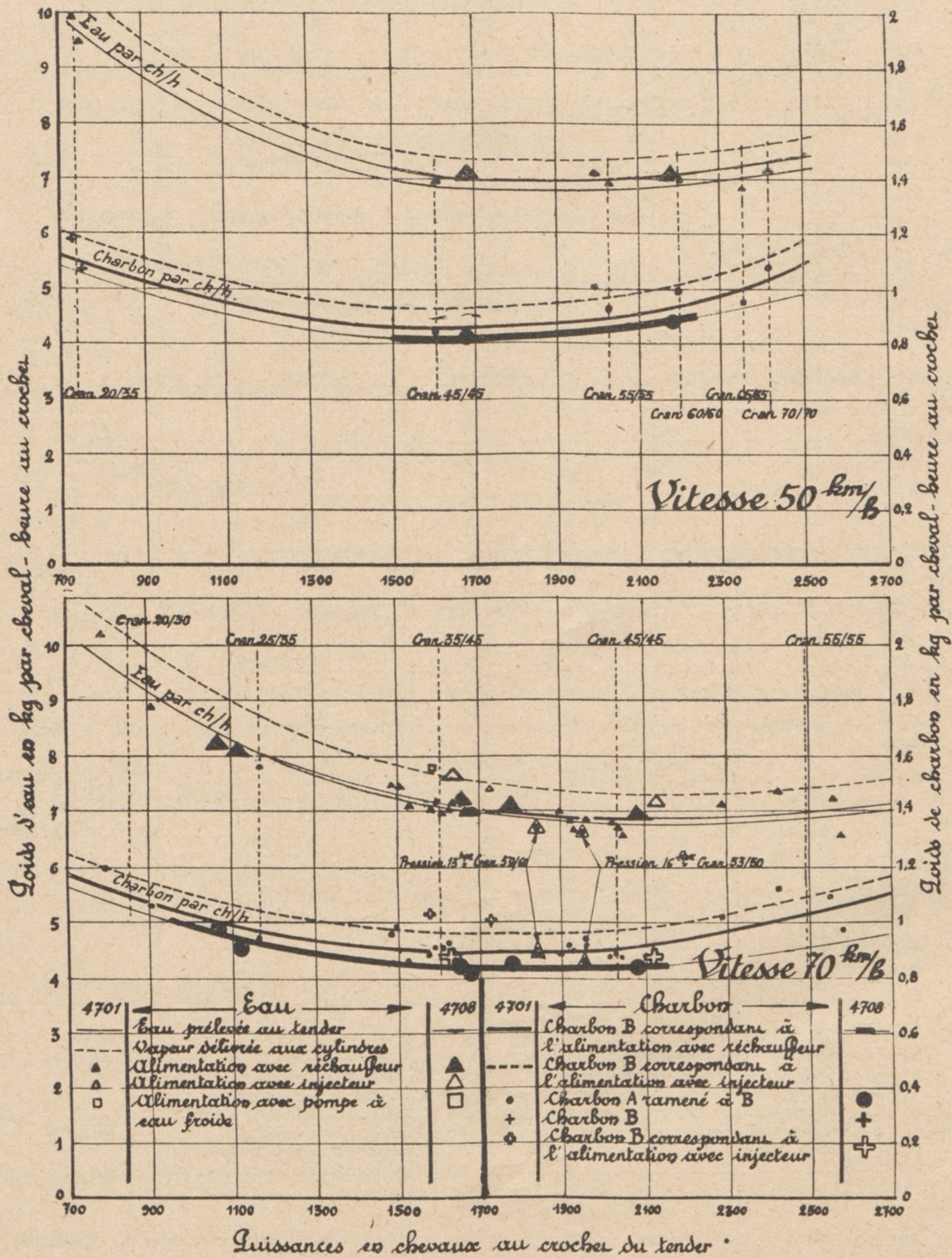


en fonction du cran de marche et de la vitesse ayant fait l'objet de la figure 53 permet en tenant compte des valeurs trouvées pour le rapport $\frac{E_u}{E_i}$ d'établir les courbes d'efforts de traction

et de puissances développés au crochet du tender en fonction du cran de marche et de la vitesse.

Les résultats font l'objet de la figure 71. On voit que l'effort au crochet atteint 13,300 t à 50 km à l'heure pour des admissions de 65 % HP, 65 % BP, 11,600 t à 70 km/h pour des admissions de 60 % HP et 60 % BP, 9,300 t à 90 km/h aux admissions de 55 % HP et 55 % BP

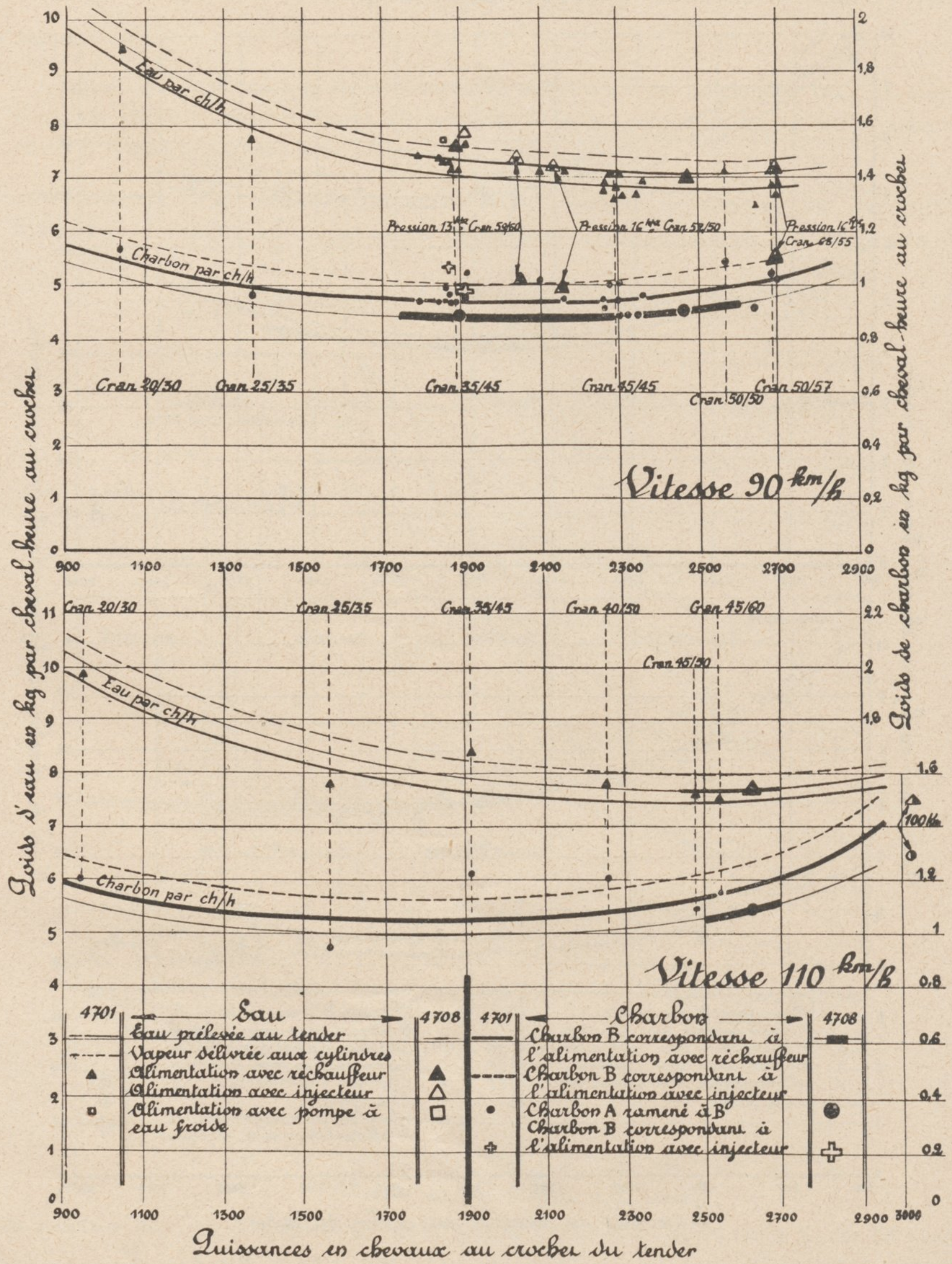
Fig. 72. — COURBES DE CONSOMMATION D'EAU PRÉLEVÉE AU TENDER, DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES ET DE CHARBON CONSOMMÉ PAR CH. HEURE AU CROCHET POUR LES VITESSES DE 50 ET DE 70 KM. A L'HEURE



et 7,400 t à 110 km/h pour des admissions de 50 % HP et 50 % BP. Les puissances correspondantes développées au crochet de traction atteignent respectivement 2 500 ch à 50 km/h, 2 950 à 70 km/h, 3 100 ch à 90 km/h, 3 050 ch à 110 km/h.

5° CONSOMMATIONS D'EAU PRISE AU TENDER, DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES ET DE CHARBON PAR CH.H DÉVELOPPÉ AU CROCHET DE TRACTION. — La figure 72 donne les courbes de consommations au crochet de traction à 50 et 70 km/h pour les locomotives 4701 et 4708.

Fig. 73. — COURBES DE CONSOMMATION D'EAU PRÉLEVÉE AU TENDER, DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES ET DE CHARBON CONSOMMÉ PAR CH. HEURE AU CROCHET POUR LES VITESSES DE 90 ET DE 110 KM. A L'HEURE.



La figure 73 donne les résultats correspondants pour les vitesses de 90 et 110 km/h.

Si l'on se borne à considérer les consommations *avec alimentation par réchauffeur* on trouve que la locomotive 4701 a consommé à 50 km/h :

8,40	l d'eau et	1,00	kg de charbon pour	1 000	ch.
7,00	»	0,86	»	1 500	ch.
6,80	»	0,89	»	2 000	ch.
7,25	»	1,09	»	2 500	ch.

Avec la locomotive 4708, dont le degré de surchauffe est légèrement plus faible, les consommations d'eau sont plus fortes en moyenne de 2 à 3 %. Par contre, le rendement de la chaudière étant meilleur, les consommations de combustible sont plus faibles.

C'est ainsi qu'à 50 km/h la locomotive 4708 a consommé, d'après les courbes de la fig. 72 :

8,60	l d'eau et	0,94	kg de charbon pour	1 000	ch.
7,20	»	0,81	»	1 500	ch.
7,00	»	0,85	»	2 000	ch.
7,40	»	0,98	»	2 500	ch.

Aux vitesses plus élevées, les consommations des locomotives 4701 et 4708, résultant des courbes des figures 72 et 73, ont été respectivement les suivantes :

1° A 70 km/h. — a) Locomotive 4701				b) Locomotive 4708							
8,70	l d'eau et	1,03	kg de charbon pour	1 000	ch.	8,70	l d'eau et	0,98	kg de charbon pour	1 000	ch.
7,25	»	0,91	»	1 500	ch.	7,25	»	0,86	»	1 500	ch.
6,80	»	0,90	»	2 000	ch.	6,90	»	0,83	»	2 000	ch.
6,90	»	1,03	»	2 500	ch.	6,90	»	0,91	»	2 500	ch.
2° A 90 km/h. — a) Locomotive 4701				b) Locomotive 4708							
9,40	l d'eau et	1,11	kg de charbon pour	1 000	ch.	9,75	l d'eau et	1,05	kg de charbon pour	1 000	ch.
7,65	»	0,97	»	1 500	ch.	7,95	»	0,91	»	1 500	ch.
6,95	»	0,93	»	2 000	ch.	7,30	»	0,87	»	2 000	ch.
6,80	»	0,98	»	2 500	ch.	7,05	»	0,91	»	2 500	ch.
3° A 110 km/h. — a) Locomotive 4701				b) Locomotive 4708							
9,50	l d'eau et	1,16	kg de charbon pour	1 000	ch.	9,80	l d'eau et	1,09	kg de charbon pour	1 000	ch.
8,20	»	1,06	»	1 500	ch.	8,50	»	1,01	»	1 500	ch.
7,60	»	1,07	»	2 000	ch.	7,85	»	1,00	»	2 000	ch.
7,50	»	1,13	»	2 500	ch.	7,70	»	1,06	»	2 500	ch.

Aux puissances encore plus fortes qui peuvent être soutenues en régime continu, les chiffres de consommations résultant toujours des courbes des figures 72 et 73 deviennent les suivantes :

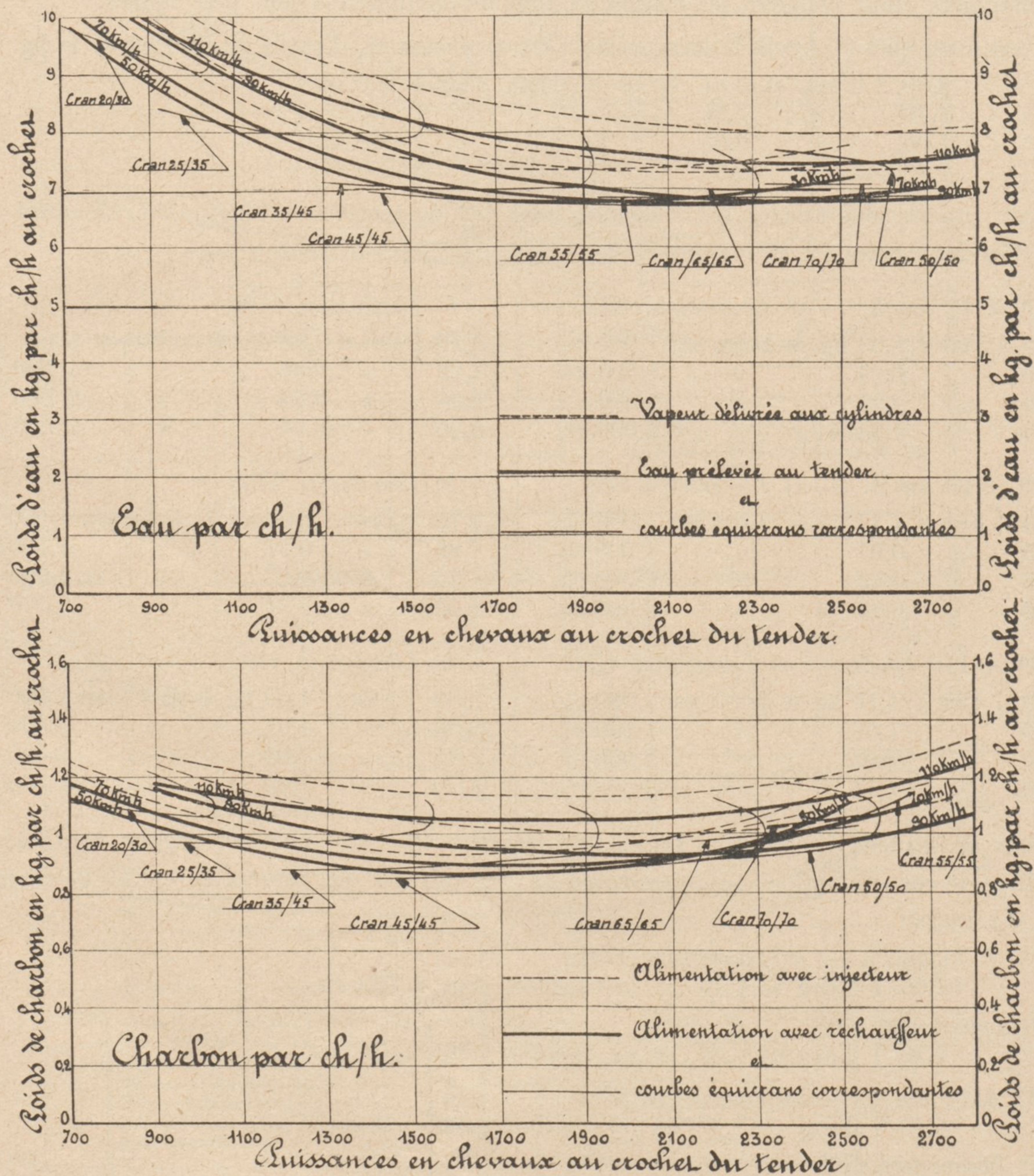
1° A 70 km/h. — a) Locomotive 4701	
7,00	l d'eau et 1,10 kg de charbon pour 2 700 ch.
b) Locomotive 4708	
7,10	l d'eau et 0,96 kg de charbon pour 2 700 ch.
2° A 90 km/h. — a) Locomotive 4701	
6,90	l d'eau et 1,07 kg de charbon pour 2 800 ch.
b) Locomotive 4708	
7,10	l d'eau et 1,00 kg de charbon pour 2 800 ch.
3° A 110 km/h. — a) Locomotive 4701	
7,70	l d'eau et 1,35 kg de charbon pour 2 900 ch.
b) Locomotive 4708	
7,90	l d'eau et 1,22 kg de charbon pour 2 900 ch.

En fin, à la vitesse de 100 km/h pour une puissance moyenne soutenue de 3 030 ch. au crochet de traction, la consommation a atteint pour la locomotive 4701 :

7,50 l d'eau et 1,29 kg de charbon.

La fig. 74 donne les courbes récapitulatives de consommation et d'équi-crans pour la locomotive 4701.

Fig. 74. — COURBES RÉCAPITULATIVES DES CONSOMMATIONS PAR CH. HEURE AU CROCHET DE TRACTION AVEC COURBES D'ÉQUIVITESSES ET D'ÉQUI-CRANS.

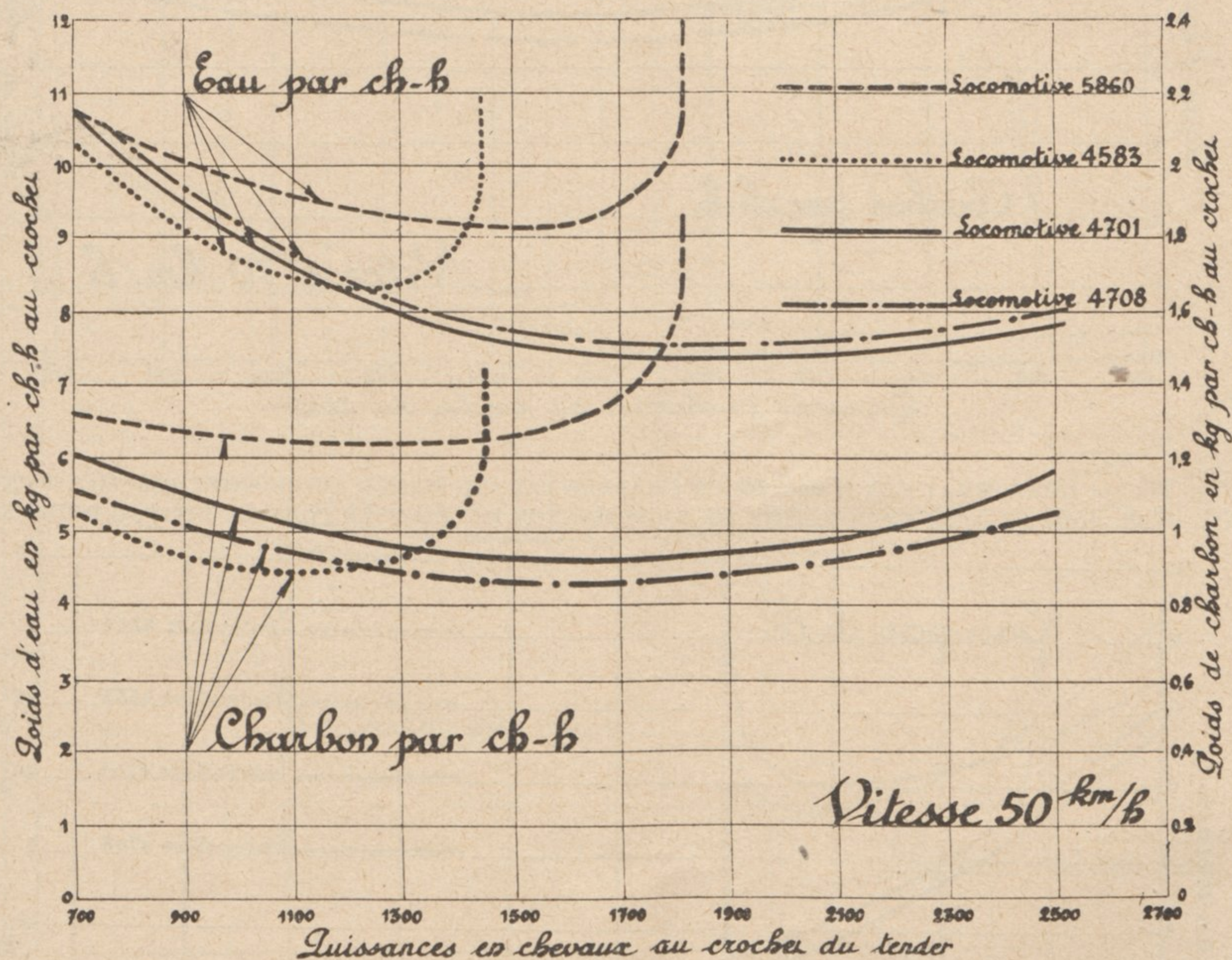


6° CONSOMMATIONS COMPARÉES DE VAPEUR ET DE COMBUSTIBLE DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860. INFLUENCE DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE ET INFLUENCE DE LA VITESSE. — a) Influence de la puissance développée. — Les courbes des figures 75, 76, 77 et 78, donnent les variations de la consommation de vapeur ou d'eau prise au tender avec

alimentation par injecteur ordinaire et de charbon au crochet de traction pour les locomotives 4701, 4708, 4583 et 5860. qui ont toutes été essayées avec locomotives-frein.

Il résulte de l'examen de ces courbes que la locomotive 4701 donne des résultats relativement d'autant plus avantageux que la puissance développée est plus grande et que la vitesse est plus élevée. On voit notamment que les puissances des locomotives 4583 et 5860 dimensionnées au point de vue des sections de passage de vapeur suivant les normes classiques ont toutes les deux, qu'elles soient compound ou à simple expansion et pour chaque vitesse, un plafond de puissance qu'il leur est interdit de dépasser. Si l'on cherche en effet à accroître de plus en plus, en allongeant le cran de marche, la consommation d'eau en valeur absolue, de la locomotive, on s'aperçoit que l'on atteint bientôt une puissance limite qu'un accroissement supplémentaire de la consommation de vapeur est impuissant à faire franchir. On constate même qu'en poussant l'admission

Fig. 75. — CONSOMMATIONS D'EAU ET DE CHARBON PAR CH. HEURE
AU CROCHET DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 et 5860 EN FONCTION DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE
POUR LA VITESSE DE 50 KM/H.



au delà de celle qui correspond à ce plafond de puissance bien que la consommation par ch.h continue à s'élever indéfiniment, la puissance développée au lieu de rester constante tend à diminuer.

Le moteur est en quelque sorte saturé, toute quantité de vapeur introduite en supplément ne donne plus lieu à un accroissement effectif de puissance. Si le diagramme continue à s'enfler par le haut par suite de l'allongement de l'admission, bien que la pression tende également à diminuer pendant cette admission par suite des pertes de charge accrues entre le régulateur et le cylindre, ce diagramme s'use par le bas dans des proportions équivalentes et mêmes supérieures par suite de la contrepression croissante qui s'exerce à l'échappement.

Fig. 76. — CONSOMMATIONS D'EAU ET DE CHARBON PAR CH. HEURE AU CROCHET DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860 EN FONCTION DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE POUR LA VITESSE DE 70 KM/H

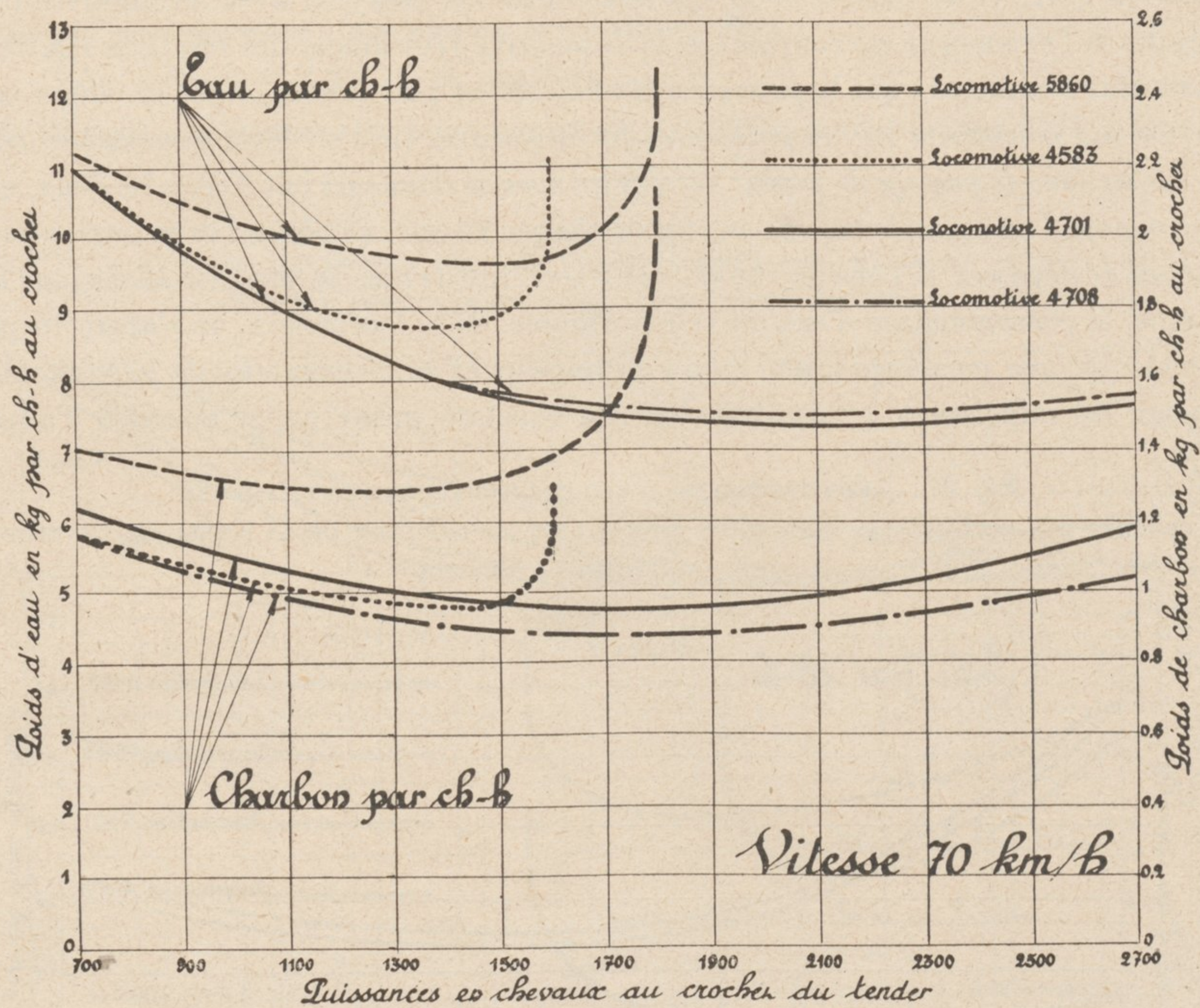
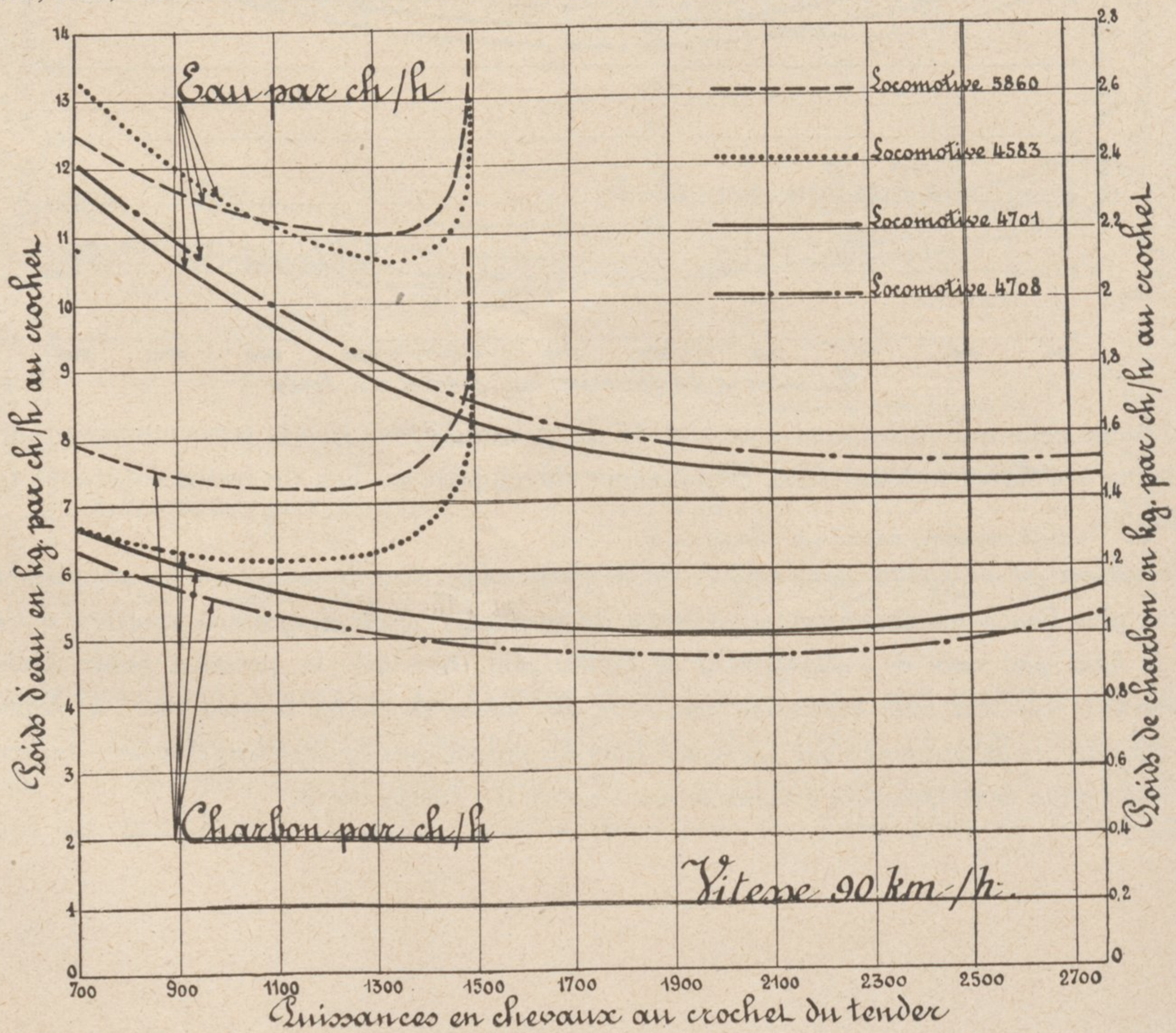
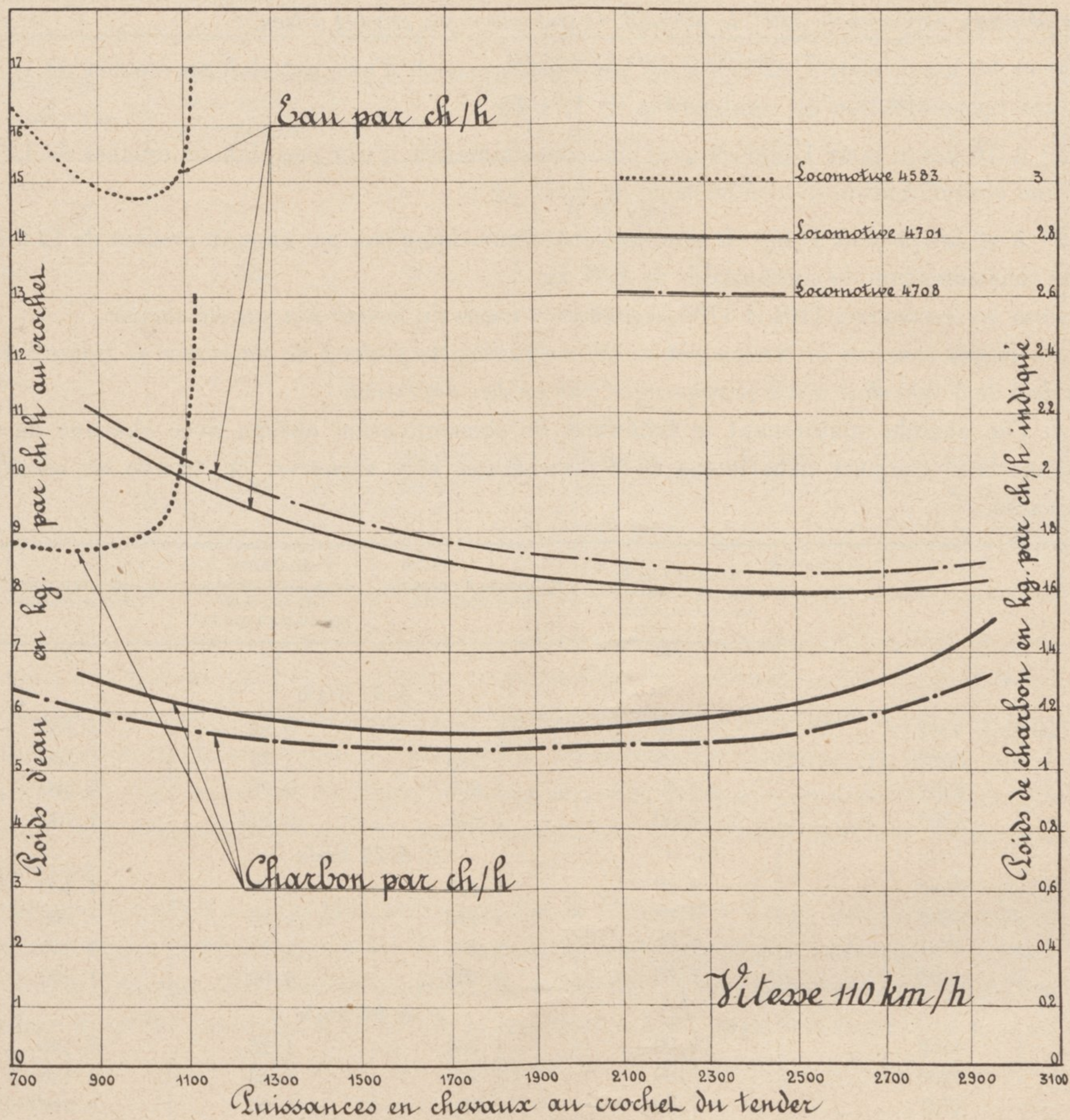


Fig. 77. — CONSOMMATIONS D'EAU ET DE CHARBON PAR CH. HEURE AU CROCHET DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860 EN FONCTION DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE POUR LA VITESSE DE 90 KM/H.



La machine présente donc pour chaque vitesse un maximum absolu de puissance qui dépend des caractéristiques de son moteur au point de vue des sections de passage et des caractéristiques de son échappement.

Fig. 78. — CONSOMMATIONS D'EAU ET DE CHARBON PAR CH. HEURE AU CROCHET DES LOCOMOTIVES 4701, 4708 ET 4583 EN FONCTION DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE POUR LA VITESSE DE 110 KM./H.



Pour la locomotive 4583 du type Pacific compound à roues motrices de 1,85 m de diamètre, munie de l'échappement à trèfle, timbrée à 16 hpz et utilisant de la vapeur à une température moyenne de 310° le plafond de puissance au crochet a lieu :

- 1° A 50 km/h pour 1 450 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 10,2 l et une consommation de combustible de 1,21 kg.
- 2° A 70 km/h pour 1 580 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 10 l et une consommation de combustible de 1,15 kg.

3° A 90 km/h pour 1 500 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 11,55 l et une consommation de combustible de 1,66 kg.

4° A 110 km/h pour 1 120 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 16,5 l et une consommation de combustible de 2,35 kg.

Avec la locomotive 5860 du type Mikado à simple expansion, à roues motrices de 1,65 m de diamètre, munie de l'échappement Kylchap, timbrée à 12 hpz, utilisant de la vapeur à une température moyenne de 310°, le plafond de puissance au crochet a lieu :

1° A 50 km/h pour 1 820 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 10,7 l et une consommation de combustible de 1,71 kg ;

2° A 70 km/h pour 1 800 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 11,8 l et une consommation de combustible de 2,175 kg ;

3° A 90 km/h pour 1 480 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 12,2 l et une consommation de combustible de 1,87 kg.

Pour les locomotives 4701 et 4708 la puissance limite du moteur n'a pas été atteinte.

En ce qui concerne la consommation de combustible le plafond de puissance se trouve reculé au delà de 3 000 ch et il n'a pratiquement pas pu être déterminé.

Si l'on cherche maintenant le minimum de consommation obtenu avec chacune de ces locomotives, toujours dans le cas de l'alimentation avec injecteur, on trouve les résultats suivants.

	Minimum de la consommation d'eau par ch.h au crochet	Puissance au crochet correspondante	Minimum de la consommation de charbon par ch.h au crochet	Puissance au crochet correspondante
	litres	ch	kg	ch
1° A 50 km/h				
Machines 4583	8,40	1 150	0,89	1 100
» 5860	9,00	1 550	1,22	1 350
» 4701	7,30	1 800	0,92	1 600
» 4708	7,50	1 800	0,875	1 700
2° A 70 km/h				
» 4583	8,80	1 400	0,97	1 400
» 5860	9,75	1 450	1,28	1 300
» 4701	7,35	2 200	0,97	1 800
» 4708	7,40	2 100	0,90	1 800
3° A 90 km/h				
» 4583	10,60	1 350	1,25	1 100
» 5860	11,00	1 300	1,45	1 150
» 4701	7,30	2 700	1,00	2 000
» 4708	7,55	2 700	0,96	2 000
4° A 110 km/h				
» 4583	14,70	1 000	1,74	850
» 4701	8,00	2 600	1,15	1 900
» 4708	8,30	2 600	1,09	1 900

On voit que les transformations apportées aux locomotives 4700 ont accru dans des proportions considérables leurs possibilités de traction et ont amélioré dans les plus larges limites leurs consommations ; par contre, aux faibles puissances de l'ordre de 700 à 1 200 ch

et à la vitesse de 50 km/h la consommation des locomotives 4700 est devenue supérieure à celle de la locomotive compound ordinaire ; ceci s'explique par l'agrandissement des espaces morts résultant pour les machines modifiées de l'accroissement des sections de passage offertes à la vapeur. Au delà de 1 300 ch et pour tous les autres cas, les locomotives modifiées sont très supérieures aux locomotives anciennes et si l'on veut exprimer les économies d'eau et de combustible qu'elles procurent par rapport à ces machines à *leur puissances limites respectives avec alimentation par injecteur*, on trouve les chiffres suivants :

MACHINE de comparaison	Puissance limite de la machine de comparaison	ECONOMIES DES MACHINES 4700 EN %			
		4701		4708	
		eau	charbon	eau	charbon
1° A 50 km/h					
4583.....	1 450	23,5	22,0	22,0	28,0
5860.....	1 820	32,0	44,0	29,0	48,0
2° A 70 km/h					
4583.....	1 580	23,0	20,0	23,0	26,0
5860.....	1 800	36,5	56,0	36,5	58,5
3° A 90 km/h					
4583.....	1 500	29,0	35,0	26,5	41,5
5860.....	1 490	33,0	42,0	30,5	47,0
4° A 110 km/h					
4583.....	1 120	40,0	48,0	38,0	52,0

Etant donné la forme des courbes de consommation relatives aux locomotives 5860 et 4583, on remarquera que les chiffres d'économie indiqués dans les tableaux ci-dessus, chiffres qui sont relatifs pour toutes les machines considérées, à la marche avec alimentation par injecteurs ordinaires, *sont des minima pour les puissances envisagées*. On suppose, en effet, que le mécanicien ait réglé son degré d'admission juste à la valeur nécessaire — il suffirait que cette admission soit dépassée pour que la consommation par ch.h croisse dans des proportions considérables.

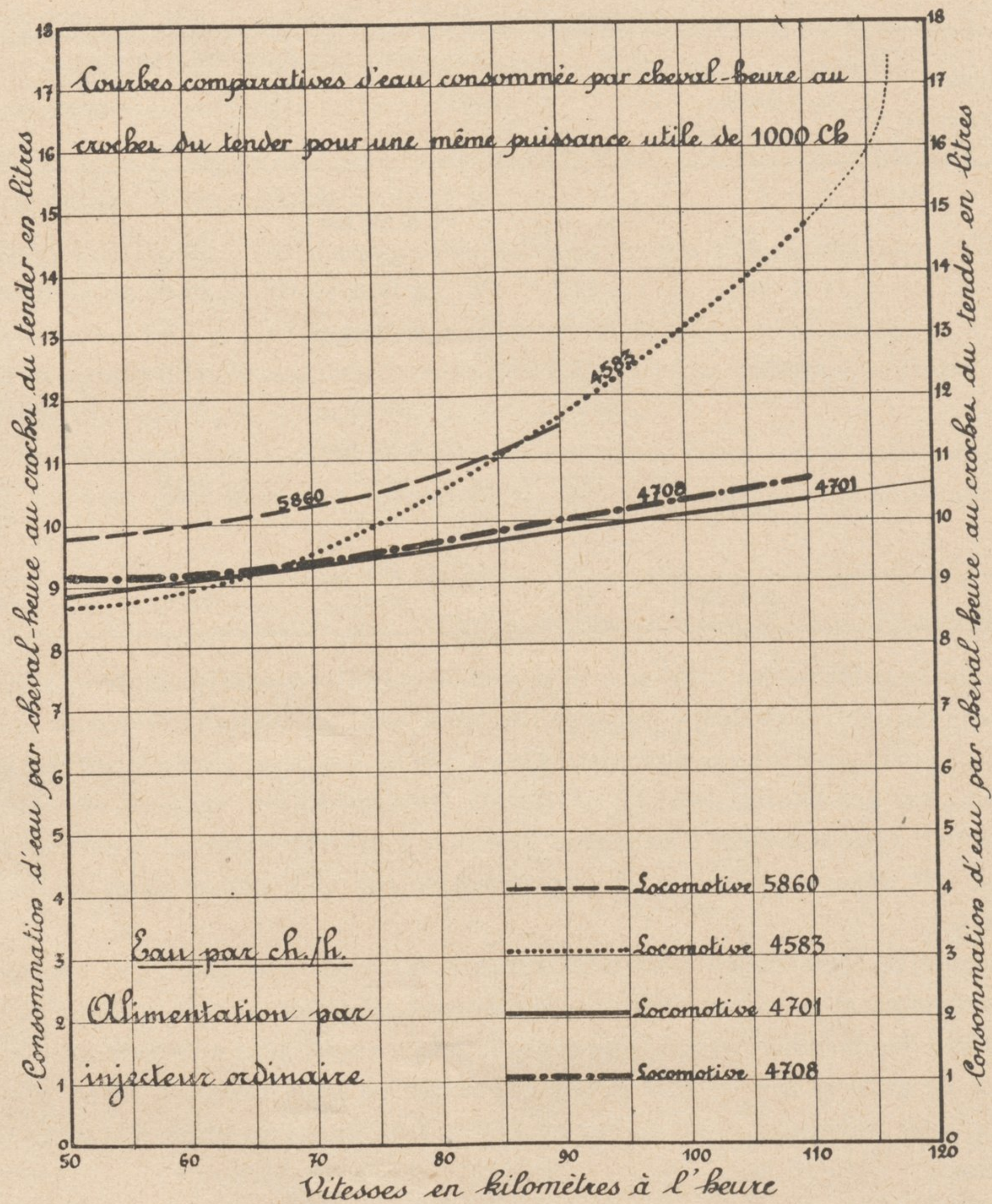
La locomotive 5860 s'avère plus puissante que la locomotive 4583 ; par contre, elle est moins économique et sa consommation de charbon est relativement plus forte que sa consommation d'eau. Sa chaudière semble pourtant, de prime abord, plus puissante avec ses 4,70 m² de surface de grille contre les 4,27 m² de la locomotive 4583, mais son foyer, *peu profond*, et de plus faible volume (6,10 m³ au lieu de 6,90 m³) est moins favorable à la perfection de la combustion.

La 5860 possède, en outre, un moteur à simple expansion qui donne lieu à un flux d'échappement beaucoup plus discontinu que le moteur Compound de la locomotive 4583 dont le type de régulation par ailleurs est analogue. La bouffée à laquelle donne lieu l'échappement anticipé est plus violente, elle se répercute sur le tirage en produisant une pointe qui tend à arracher le feu et accroît la proportion des imbrûlés solides ou gazeux.

En fait, pour des allures de vaporisation égales, des chaudières de mêmes dimensions donnent lieu à des entraînements d'escarbilles toujours plus abondants sur les locomotives à simple expansion que sur les locomotives Compound.

L'atténuation de ces effets n'est pas l'un des moindres avantages du mode Compound et cette cause n'a probablement pas été toujours étrangère aux fortes économies de combustible

Fig. 79. — COURBES COMPARATIVES DES CONSOMMATIONS D'EAU PAR CH. HEURE
 AU CROCHET EN FONCTION DE LA VITESSE
 POUR LES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 et 5860 POUR UNE PUISSANCE DE 1000 CH.



souvent constatées avec lui malgré la faiblesse relative des économies d'eau parfois obtenues (1).

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Septembre 1897.

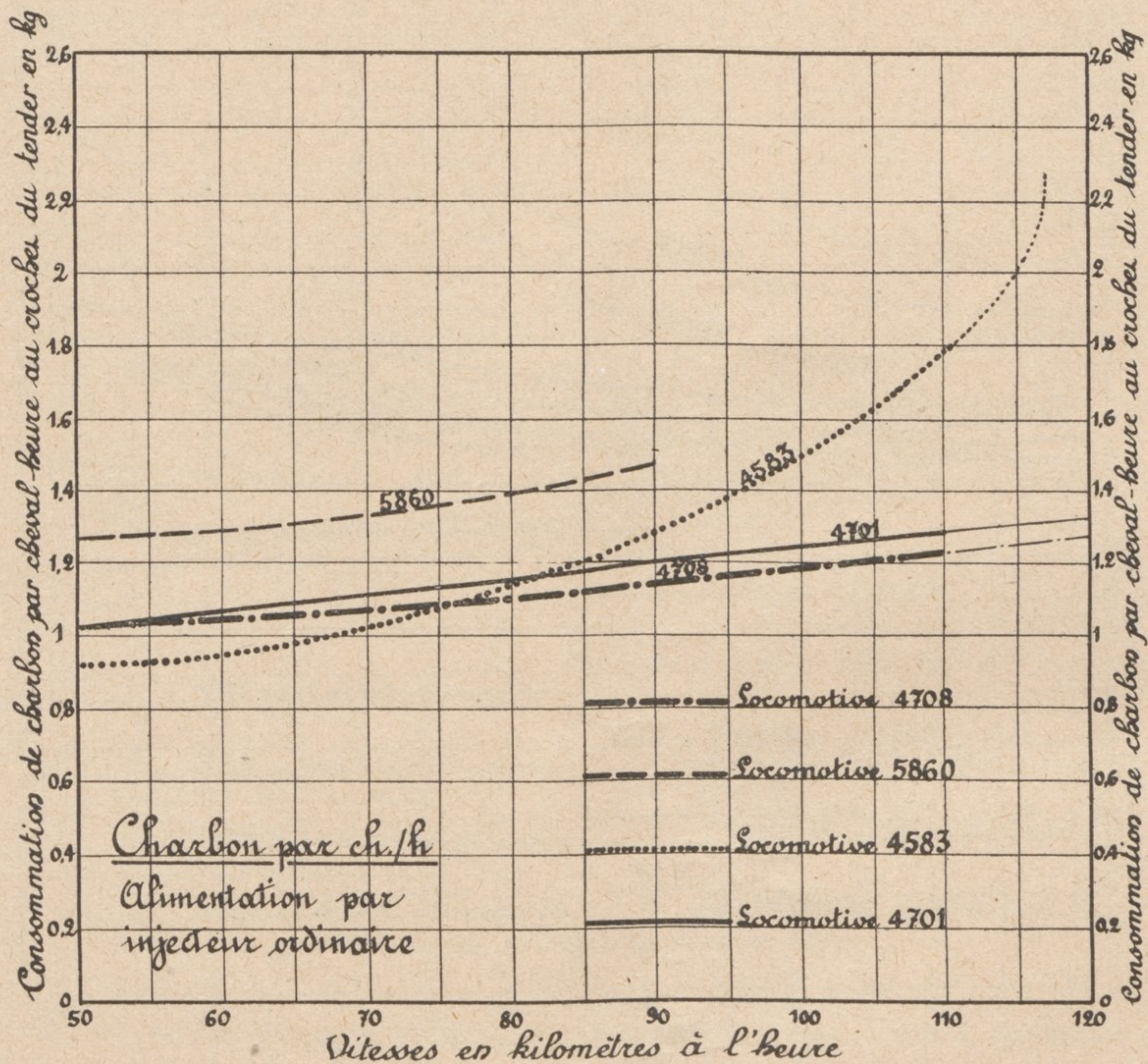
Les courbes ci-dessus montrent enfin toute l'ampleur du domaine d'utilisation nouveau qu'offrent, par rapport aux locomotives qu'elles remplacent, les machines du type 4700, et ce domaine est tellement différent qu'au delà des puissances limites de :

1 450 ch à 50 km à l'heure,
 1 580 ch à 70 km à l'heure,
 1 500 ch à 90 km à l'heure,
 1 120 ch à 110 km à l'heure,
 pour les locomotives 4500,

et 1 820 ch à 50 km à l'heure,
 1 800 ch à 70 km à l'heure,
 1 480 ch à 90 km à l'heure,
 pour les locomotives 5800,

aucune comparaison n'est plus possible entre elles et les 4700 qui permettent de soutenir des puissances au crochet allant jusqu'à 3 000 ch.

Fig. 80. — COURBES COMPARATIVES DE CONSOMMATION DE CHARBON PAR CH. HEURE AU CROCHET EN FONCTION DE LA VITESSE POUR LES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860 POUR UNE PUISSANCE DE 1000 CH.



b) Influence de la vitesse. — Les courbes des figures 79, 80, 81, 82, donnent, en fonction de la vitesse, les consommations d'eau et de charbon par ch.h au crochet d'une part, pour une puissance au crochet de 1 000 ch (Fig. 79 et 80), d'autre part, pour des puissances au crochet de 1 400 ch et au-dessus (Fig. 81 et 82).

Si l'on s'en tient, par exemple, à la consommation de combustible, on voit que pour une puissance de 1 000 ch au crochet du tender, les 4 700 ont une consommation moindre que la locomotive 4583, à partir de 75 à 80 km à l'heure, l'économie atteignant, ces locomotives étant supposées toutes alimentées *avec injecteur ordinaire* :

28 % à 110 km à l'heure pour la locomotive 4701,

32 % à 110 km à l'heure pour la locomotive 4708

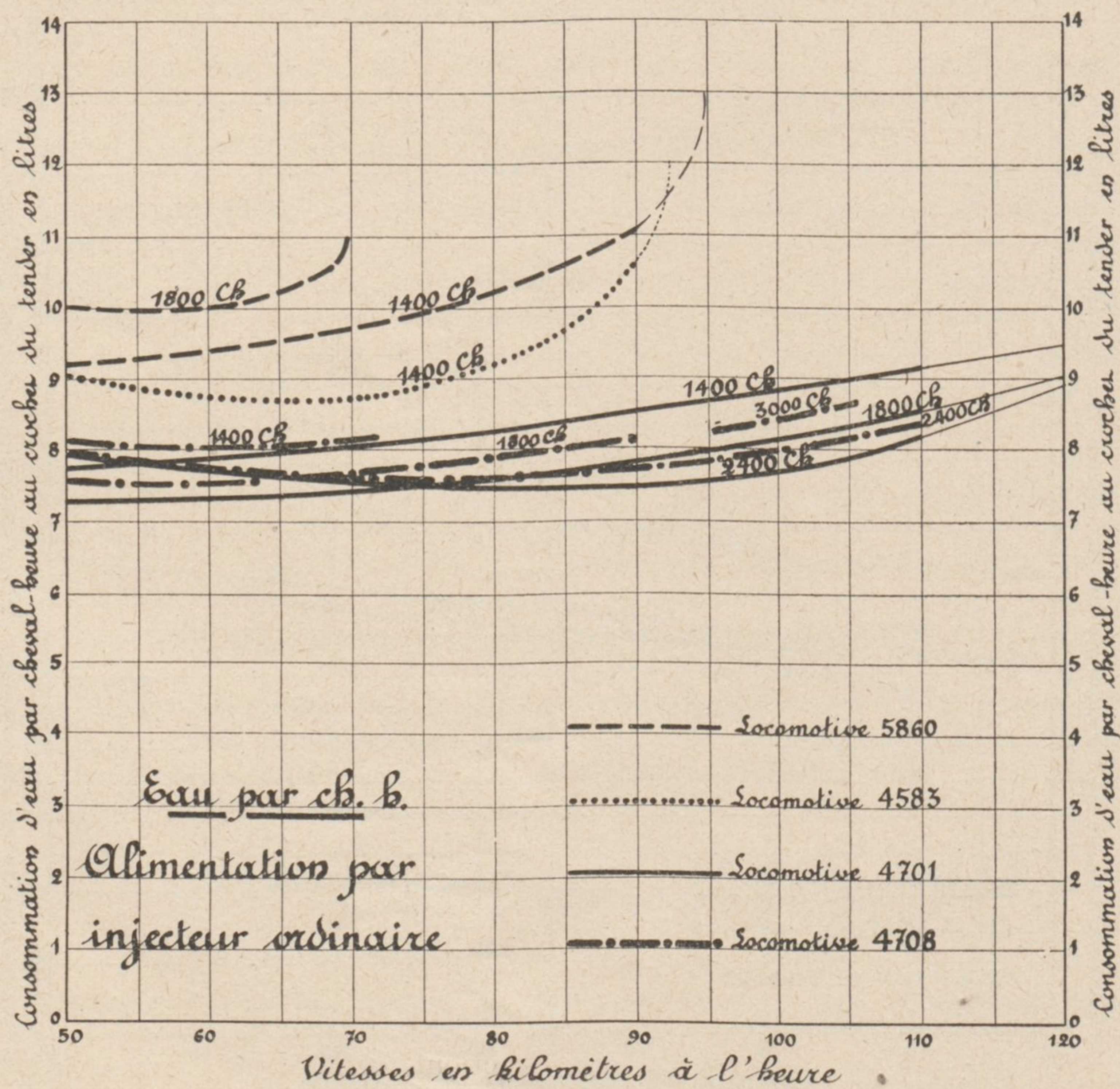
et à la vitesse limite de 117 km à l'heure pour la 4583 à cette puissance de 1000 ch au crochet

43 % pour la locomotive 4701 et 45 % pour la locomotive 4708.

Par rapport à la 5860, l'économie de combustible des 4700 varie de 15 à 20 % entre 50 et 90 km à l'heure pour la puissance de 1 000 chevaux.

Pour une puissance de 1 400 ch (Fig. 81 et 82), la locomotive 4583 ne permet pas de dépasser la vitesse de 92 km à l'heure et la locomotive 5860, la vitesse de 95 km à l'heure.

Fig. 81. — COURBES COMPARATIVES DE CONSOMMATION D'EAU AU CROCHET EN FONCTION DE LA VITESSE POUR LES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860, POUR LES PUISSANCES DE 1400 CH. ET AU-DESSUS



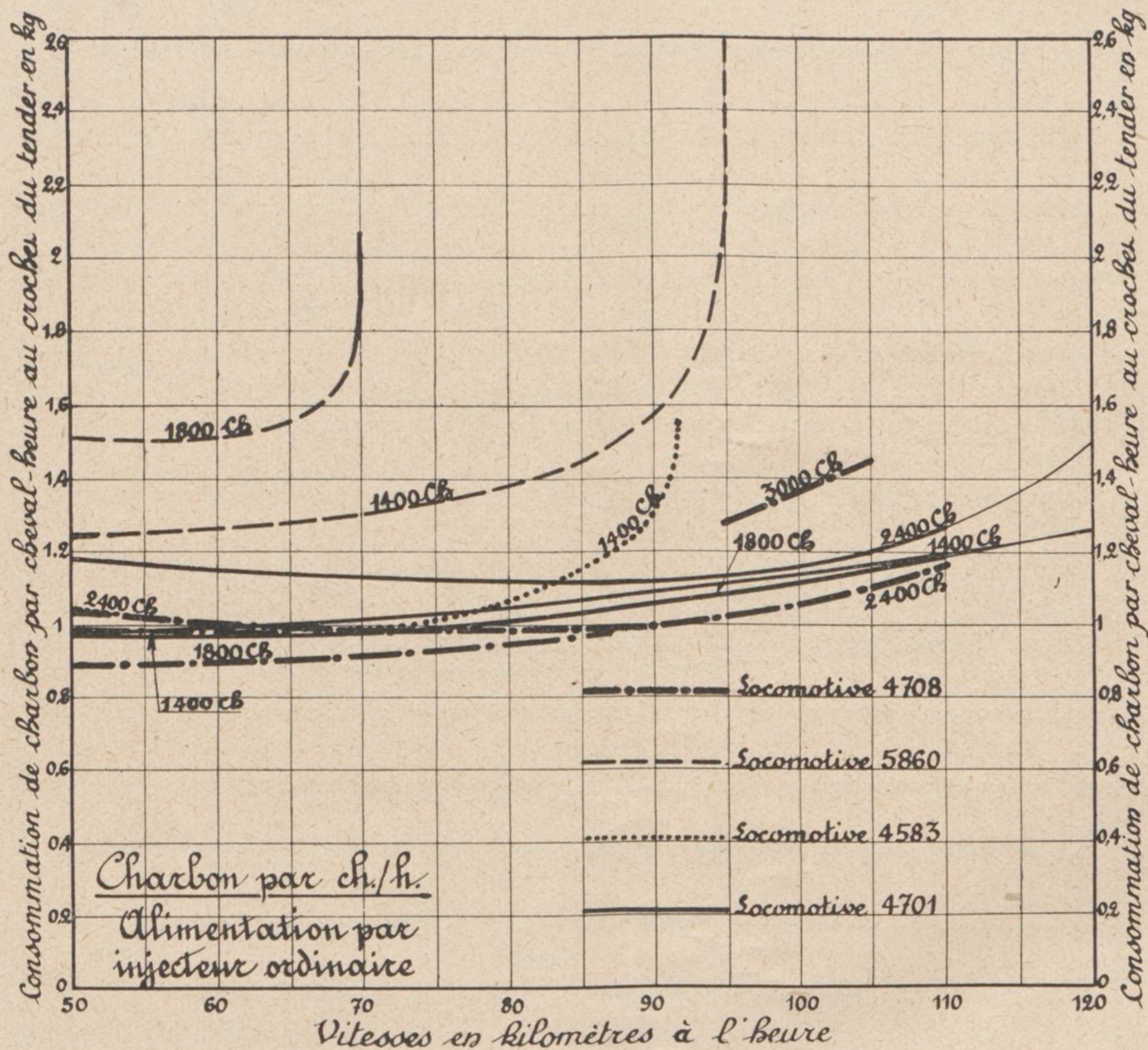
Pour cette puissance de 1 400 ch, les locomotives 4701 et 4708 donnent une économie de combustible, par rapport à la locomotive 4583, à partir de la vitesse de 70 km à l'heure.

A 92 km à l'heure, vitesse limite de la locomotive 4583 l'économie atteint, pour la 4701, 29 %, et pour la 4708, 35 % ; par rapport à la locomotive 5860, dont la vitesse limite est pour cette puissance de 95 km/h, la locomotive 4701 économise 50 % et la locomotive 4708, 54 %.

Pour une puissance de 1 800 ch, qui ne peut pas être atteinte avec la locomotive 4583, la locomotive 4701 donne, par rapport à la locomotive 5860, pour la vitesse de 70 km à l'heure, qui est la vitesse limite de cette machine pour la puissance considérée : 48,5 %, et la locomotive 4708 : 53 %.

Enfin, les courbes des figures 83 et 84 donnent, à titre indicatif, les consommations d'eau et de combustible avec ou sans réchauffage de l'eau d'alimentation pour les différentes loco-

Fig. 82. — COURBES COMPARATIVES DE CONSOMMATION DE CHARBON AU CROCHET EN FONCTION DE LA VITESSE POUR LES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860, POUR LES PUISSANCES DE 1400 CH. ET AU-DESSUS.



motives essayées dans le cas où chacune d'elles fonctionne à la puissance maximum dont elle est capable à chaque vitesse ; la valeur de cette puissance maximum étant, dans le cas des locomotives 4700 qui ne sont jamais limitées par la puissance de leur moteur, celle qui peut être atteinte avec la 4701, sa chaudière étant alimentée par injecteur ordinaire.

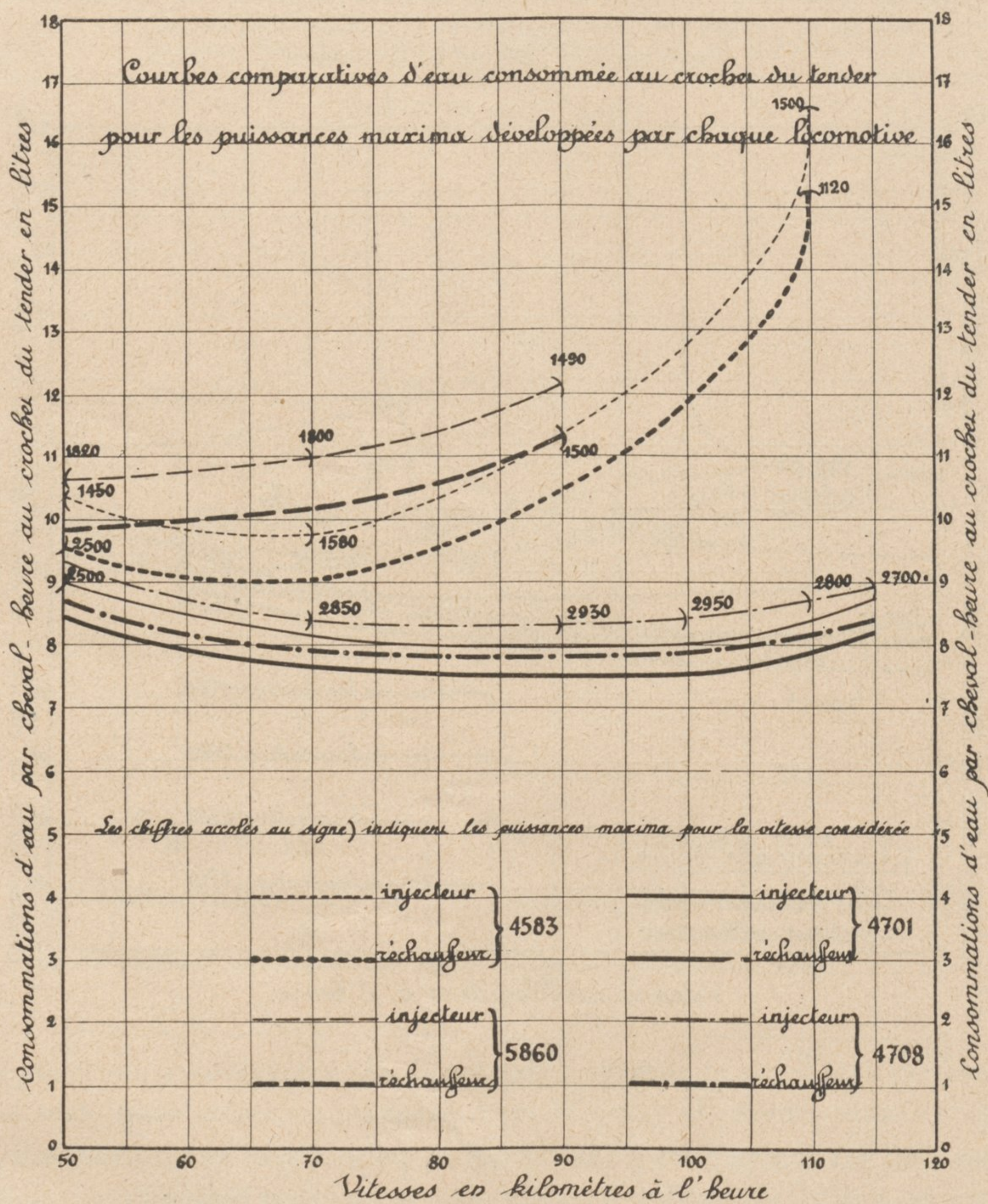
Si l'on joint ainsi les points de tangence verticaux correspondant, pour chaque vitesse, à la puissance limite de la machine, on obtient les courbes cherchées.

On constate, alors, que, même pour la puissance limite avec *alimentation par injecteur* de la locomotive 4701, c'est-à-dire pour des puissances de :

- 2 500 ch à 50 km à l'heure.
- 2 850 ch à 70 km à l'heure.
- 2 930 ch à 90 km à l'heure.
- 2 950 ch à 100 km à l'heure.
- 2 800 ch à 110 km à l'heure.
- 2 700 ch à 115 km à l'heure.

la consommation d'eau est toujours nettement inférieure, même avec *alimentation par injecteur*, aux consommations correspondantes, avec *réchauffeurs*, des locomotives 5800 et 4500, dont

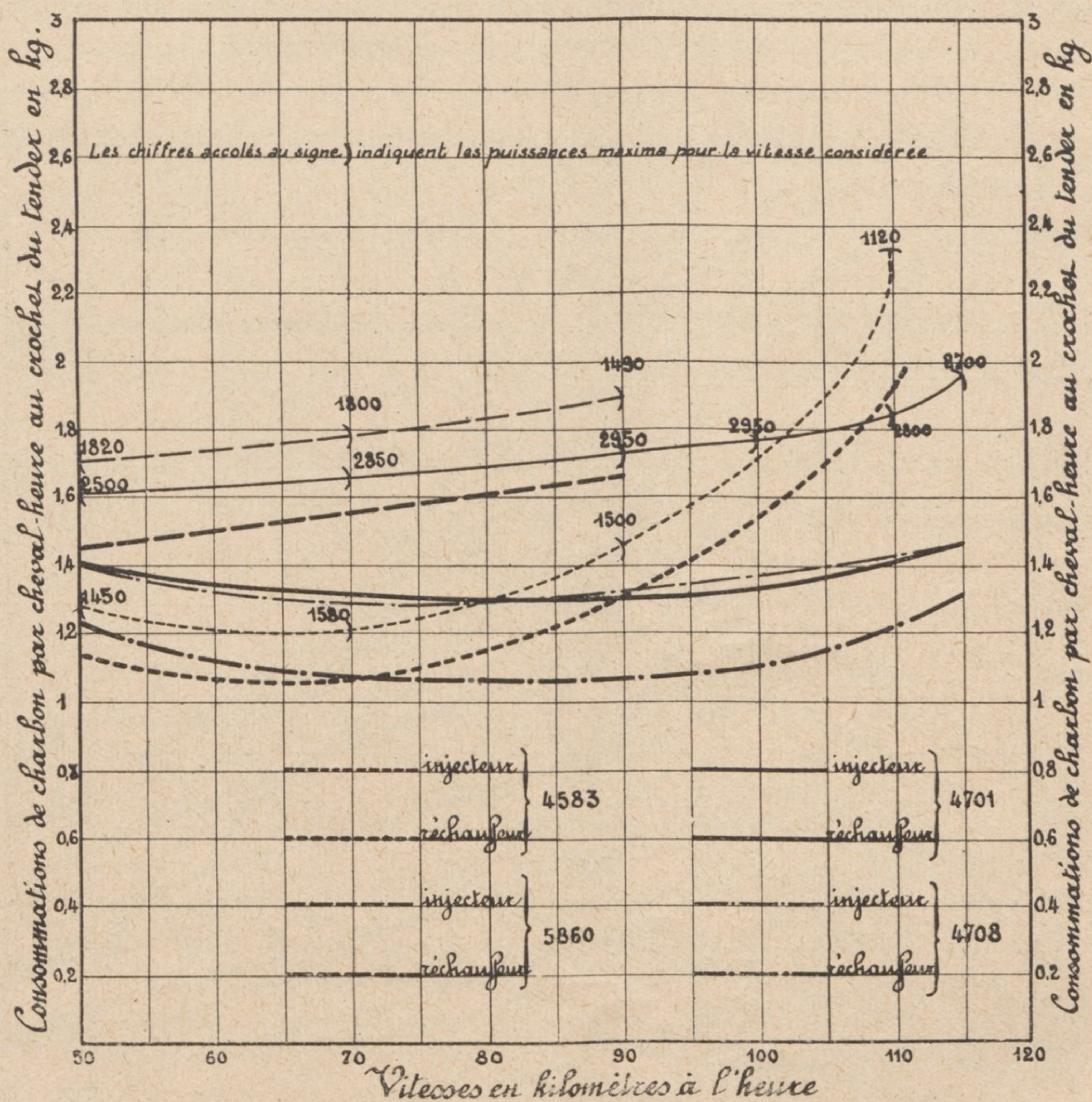
Fig. 83. — COURBES DE CONSOMMATION D'EAU PAR CHEVAL-HEURE AU CROCHET AVEC ALIMENTATION PAR INJECTEUR ET ALIMENTATION PAR RÉCHAUFFEUR, DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860, POUR LES PUISSANCES AU CROCHET MAXIMA POUVANT ÊTRE OBTENUES AVEC CHAQUE MACHINE DANS LE CAS DE L'ALIMENTATION PAR INJECTEUR.



les puissances limites sont cependant très inférieures et bien que les dimensions de leur mécanisme moteur diffèrent peu de celles des locomotives 4700, les cylindres BP des 4500 et ceux des 4700 étant identiques comme le diamètre de leurs roues motrices.

Ainsi, à 90 km à l'heure, la locomotive 4701 consomme 8,3 l d'eau pour 2 930 ch au crochet avec alimentation par injecteur, 7,85 l avec alimentation par réchauffeur, tandis que, à la même vitesse, pour une puissance limite de 1 500 ch la locomotive 4583 consomme, avec injecteur, 11,3 l et avec réchauffeur 10,45 l et tandis que la locomotive 5860, pour une puissance limite de 1 490 ch, consomme 12,15 l sans réchauffeur et 11,3 l avec réchauffeur.

Fig. 84. — COURBES DE CONSOMMATION DE CHARBON PAR CHEVAL-HEURE AU CROCHET AVEC ALIMENTATION PAR INJECTEUR ET ALIMENTATION PAR RÉCHAUFFEUR DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860, POUR LES PUISSANCES AU CROCHET MAXIMA POUVANT ÊTRE OBTENUES AVEC CHAQUE MACHINE DANS LE CAS DE L'ALIMENTATION PAR INJECTEUR.



A 110 km à l'heure, pour une puissance au crochet de 2 800 ch, la locomotive 4701 consomme 8,75 l d'eau avec injecteur et 8,15 l avec réchauffeur, tandis que la locomotive 4583, pour une puissance de 1 120 ch seulement, dépense 16,5 l par ch.h avec injecteur et 15,20 l avec réchauffeur.

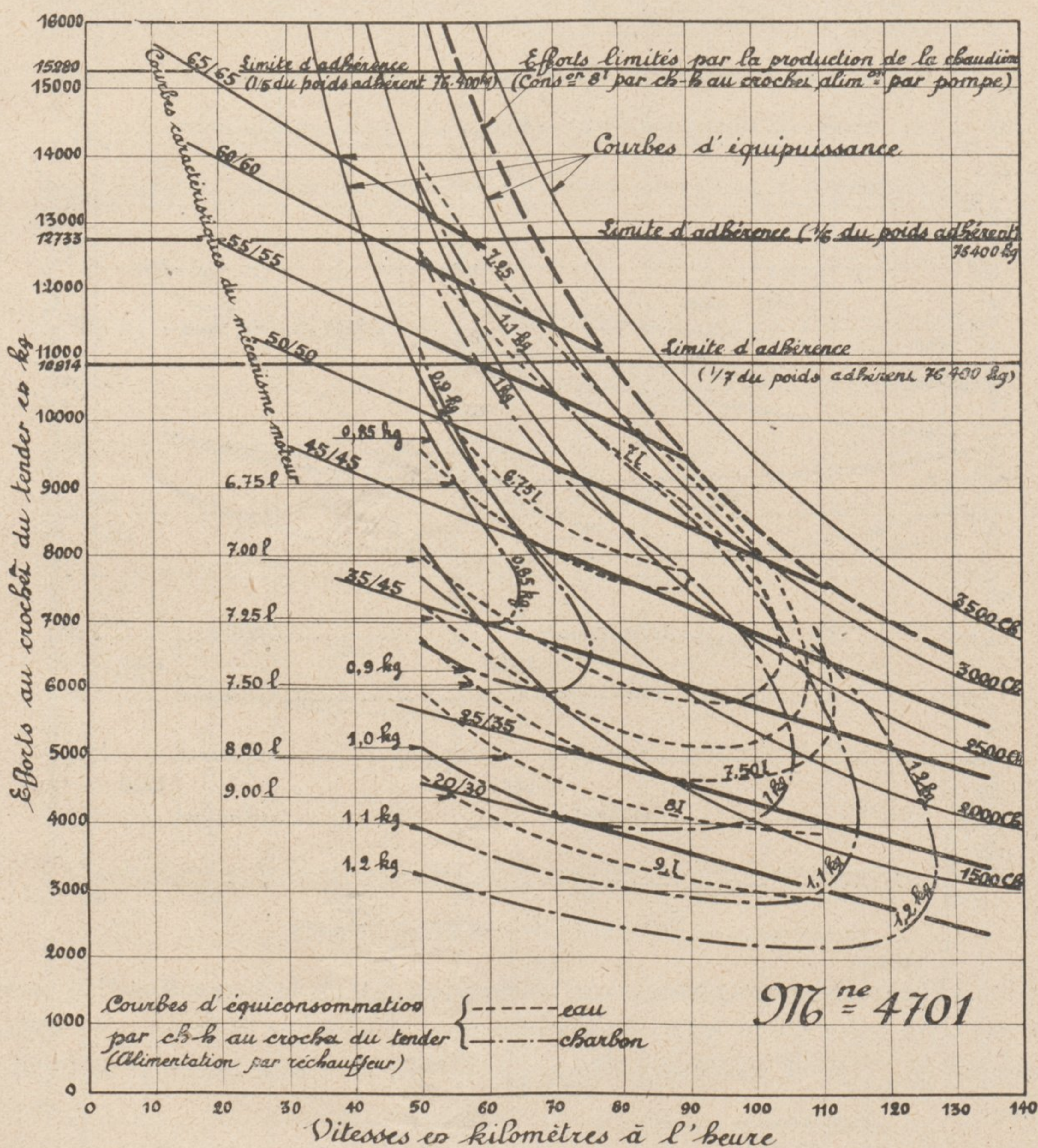
Si l'on examine ce qui se passe, au point de vue des consommations de combustible, on constate que l'influence du réchauffeur d'eau d'alimentation ne modifie pas sensiblement l'allure des courbes de consommation pour les locomotives 4583 et 5860, parce que, pour les puissances considérées, ces machines n'épuisent pas la puissance de leur chaudière.

Il en est à peu près de même pour la locomotive 4708.

Par contre, pour la locomotive 4701, dont les puissances maxima considérées correspondent justement à la limite de production de sa chaudière, dans le cas de l'alimentation avec injecteur, il suffit d'une économie de chaleur minime pour entraîner une modification profonde de la courbe des consommations.

Ainsi, par exemple, à la vitesse de 110 km/h, la consommation de la locomotive 4701, pour une puissance de 2 800 ch au crochet, est de 1,825 kg, tandis qu'avec alimentation avec réchauffeur, cette consommation tombe à 1,405 kg, d'où une économie de 21,5 %.

Fig. 85. — COURBES RÉCAPITULATIVES EN FONCTION DE LA VITESSE, DES EFFORTS DES PUISSANCES ET DES CONSOMMATIONS D'EAU ET DE COMBUSTIBLE RAPPORTÉS AU CROCHET DE TRACTION AVEC ALIMENTATION PAR RÉCHAUFFEUR DE LA LOCOMOTIVE 4701.



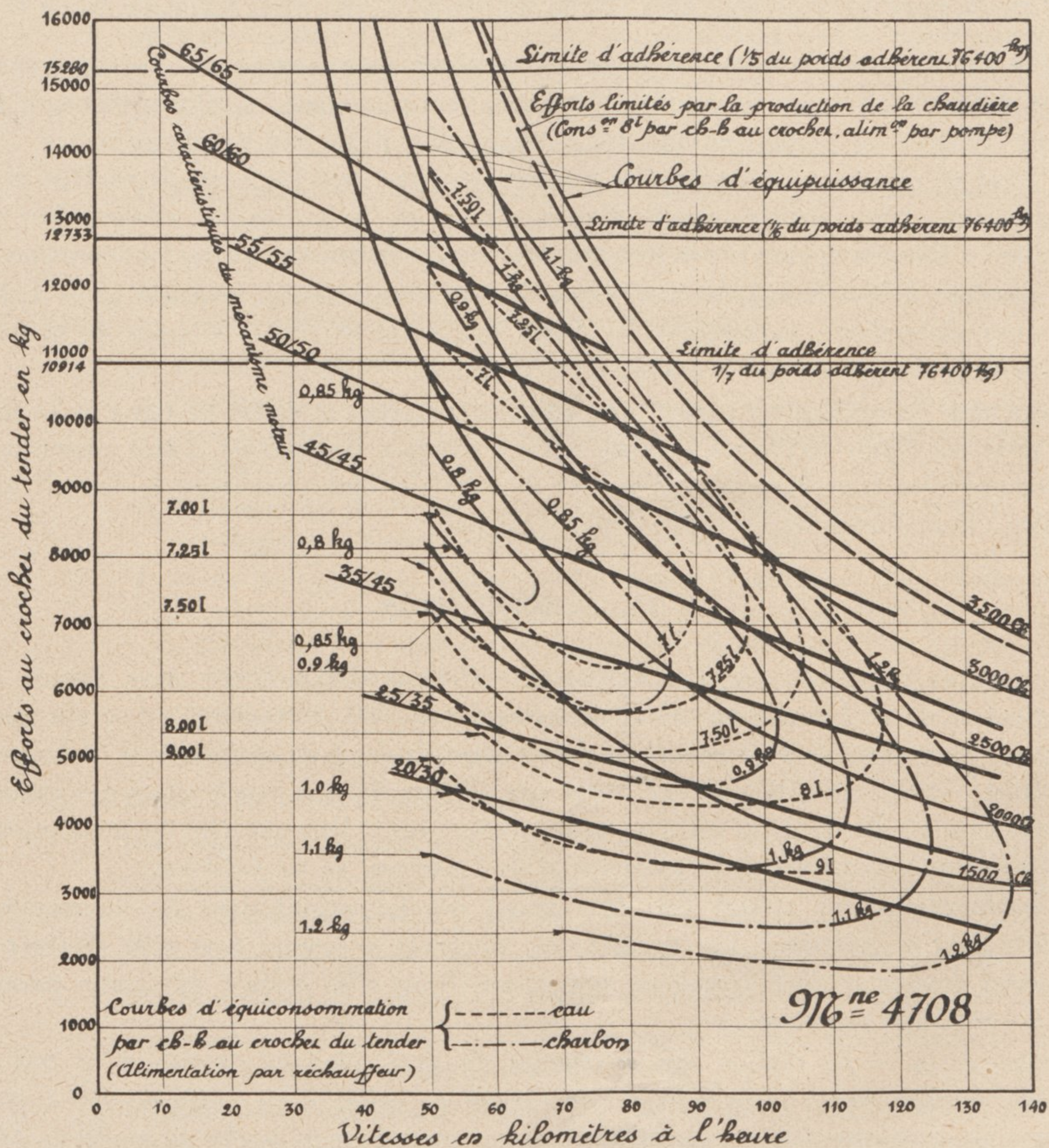
La locomotive 4708, grâce au meilleur rendement de sa chaudière donne sensiblement — avec injecteur — les mêmes résultats que la locomotive 4701 avec réchauffeur, sa consommation étant d'environ 1,41 kg par ch/h. Par contre, le réchauffeur procure ici une amélioration moindre puisque la chaudière est moins poussée et la consommation est, dans

ce dernier cas, de 1,20 kg entraînant une économie de 14,5 % sur l'alimentation par injecteur.

Si l'on examine le cas dans lequel toutes les locomotives comparées sont alimentées par réchauffeur, on constate que pour une puissance limite presque du double ou du triple, la locomotive 4701 donne au delà de la vitesse de 90 km/h une économie notable par ch.h au crochet.

C'est ainsi qu'à 110 km/h par exemple, l'économie de la 4701 par rapport à la 4583 atteint 26,5 % malgré l'énorme puissance développée (2 800 ch au lieu de 1 120 ch) dans des cylindres BP de même volume.

Fig. 86. — COURBES RÉCAPITULATIVES EN FONCTION DE LA VITESSE, DES EFFORTS, DES PUISSANCES ET DES CONSOMMATIONS D'EAU ET DE COMBUSTIBLE RAPPORTÉS AU CROCHET DE TRACTION AVEC ALIMENTATION PAR RÉCHAUFFEUR DE LA LOCOMOTIVE 4708.



La locomotive 4708 devient plus économique que la locomotive 4583 à partir de 70 km/h bien que cette machine développe alors 2 850 ch au crochet de traction au lieu de 1 580, puissance limite de la 4583.

Ainsi, la machine 4708 donne, par rapport à la locomotive 4583, une économie de 18,5 % à 90 km/h, pour une puissance au crochet de 2 930 ch au lieu de 1 500 et à 110 km/h une économie de 37,5 % pour une puissance de 2 800 ch au lieu de 1 120.

Par rapport à la locomotive 5 860 supposée toujours *alimentée par le réchauffeur*, la locomotive 4701 lui est nettement supérieure à toutes les vitesses considérées.

Il en est à fortiori de même pour la locomotive 4708.

C'est ainsi qu'à 70 km/h, la locomotive 4701 pour une puissance de 2 850 ch donne, par rapport à la locomotive 5860, développant à cette vitesse sa puissance limite de 1 800 ch, une économie de 17 % par ch.h et à 90 km/h pour une puissance de 2 930 ch au lieu de 1 490, une économie de 22 %.

Les économies correspondantes de la locomotive 4708 atteignent 31,5 % à 70 km/h et 36,5 % à 90 km/h.

A 50 km/h, pour une puissance de 2 500 ch, au lieu de 1 820, cette économie est de 17 %.

7° EFFORTS ET PUISSANCES UTILISABLES AU CROCHET DE TRACTION DES LOCOMOTIVES 4701 ET 4708 SUIVANT LE CRAN DE MARCHÉ ET SUIVANT LA VITESSE. — CONSOMMATION D'EAU PRISE DU TENDER ET CONSOMMATION DE COMBUSTIBLE DANS CES DIFFÉRENTS CAS. — Les figures 85 et 86 résument l'ensemble des résultats obtenus avec les locomotives 4701 et 4708. Elles donnent, pour chaque degré d'introduction et pour chaque vitesse, les efforts susceptibles d'être développés par la locomotive ainsi que les puissances qui leur correspondent.

Les courbes d'équiconsommations d'eau et de combustible, tracées pour l'alimentation avec réchauffeur, permettent en même temps de se rendre compte de la dépense entraînée dans chaque cas par le travail de la machine.

Les données de ces figures permettent ainsi, connaissant le profil de ligne et la marche tracée pour les trains envisagés, de calculer les charges susceptibles d'être remorquées et de déterminer les consommations d'eau et de combustibles auxquelles le travail moteur nécessaire à la remorque de ces trains doit donner lieu.

IV. — CONCLUSION

Les principes appliqués par la Compagnie d'Orléans depuis 1926 dans l'étude de la transformation de ses locomotives compound (machines 3700, 3800, 4700) en ce qui concerne notamment *les sections de passage offertes à la vapeur, le degré de surchauffe et l'échappement*, ont conduit — grâce aux dispositions prises par ailleurs dans la construction des chaudières pour permettre à celles-ci de développer sans incident toute leur capacité de production — à *un accroissement considérable de la puissance et du rendement de ses machines*.

Ces améliorations ont atteint leur plus grand développement dans les locomotives du type 4700 dont la puissance par rapport aux machines anciennes dont elles dérivent a été sensiblement doublée et dont l'économie de combustible est allée jusqu'à 45 % aux puissances limites des machines primitives.

Enfin, on a pu réaliser une locomotive du type « 2-4-0 » compound, à très haute surchauffe, à foyer étroit ayant 3,76 m² de surface de grille, d'un poids de 109 t pouvant développer une puissance indiquée de 4 000 ch, et une puissance au crochet du tender de 3 000 ch entre 90 et 120 km/h.

Cette locomotive s'est révélée apte aux plus grandes vitesses et elle a pu remorquer dans les meilleures conditions, des trains de fort tonnage (650 t) à la vitesse soutenue de 140 km/h en palier.

TABLE DES MATIÈRES

DEUXIÈME PARTIE

	Pages
II. — Etude du moteur	259
1° Préliminaires	259
2° Rappel des caractéristiques du moteur des locomotives 4500, 3700 et 4700	263
3° Résultats des essais :	
a) Exemples de diagrammes d'indicateurs	266
b) Étude comparée du circuit de vapeur des locomotives 4500 à vapeur saturée et à vapeur surchauffée et de la locomotive 4701	270
c) Courbes caractéristiques du mécanisme moteur	274
d) Efforts de traction aux cylindres et puissances correspondantes	275
e) Étude comparée des locomotives 4700 et de divers types de locomotives françaises et étrangères au point de vue de la décroissance de l'effort de traction aux cylindres en fonction de la vitesse et pour divers crans de marche	276
f) Efforts et puissances indiqués maxima soutenus en régime continu. Comparaison avec les résultats américains et allemands	281
g) Puissance volumétrique	285
h) Consommation d'eau prise au tender de vapeur délivrée aux cylindres et de combustible par ch.h indiqué en fonction de la puissance développée, de la vitesse et du cran de marche	286
i) Consommation de vapeur apparente par ch.h indiqué. Rapport entre la consommation réelle et cette consommation apparente	290
j) Étude du rendement thermique du moteur. Rendement réel d'après la consommation de vapeur. Rendements apparents d'après les diagrammes d'indicateur et d'après la chute de chaleur. Signification de la température mesurée à l'échappement	294
k) Influence des phénomènes d'action de parois et des fuites	302
l) Rendement organique du moteur de la locomotive	307
III. — Étude de l'ensemble de la locomotive	309
1° Résistance à l'avancement de la locomotive à régulateur ouvert	309
2° Résistance à l'avancement de la locomotive à régulateur fermé avec et sans by-pass. Comparaison avec la locomotive 4583	311
3° Étude du rapport de l'effort de traction au crochet de tender à l'effort indiqué	313
4° Efforts et puissances développés au crochet du tender en fonction de la vitesse	314
5° Consommations d'eau prise au tender, de vapeur délivrée aux cylindres et de charbon par ch.h développé au crochet du tender	316
6° Consommations comparées de vapeur et de combustible des locomotives 4701-4708-4583 et 5860. Influence de la puissance développée et influence de la vitesse	318
7° Efforts et puissances utilisables au crochet de traction des locomotives 4701 et 4708 suivant le cran de marche et suivant la vitesse. Consommations d'eau prise au tender et de combustible pour ces différents cas	332
IV. — Conclusion	332