

# LA CONTRE-VAPEUR

## SA PUISSANCE — SON EMPLOI ACTUEL

NOTE PAR M. A. HERDNER (1).

La *contre-vapeur* — ou plus exactement l'artifice ingénieux qui a rendu possible son fonctionnement prolongé sur les locomotives — date, comme chacun sait, de 1866, époque à laquelle son emploi régulier comme modérateur de la vitesse des trains fut inauguré par la Compagnie du Nord de l'Espagne, sur les pentes du Guadarrama.

Sa découverte fut l'occasion de publications très remarquées et d'une polémique retentissante dont tous les contemporains ont conservé le souvenir. Depuis lors, le silence s'est fait autour d'elle, et c'est en vain que, dans les Revues techniques parues depuis quarante ou quarante-cinq ans, on chercherait un article consacré à la contre-vapeur, rendant compte de nouvelles recherches sur son fonctionnement ou annonçant quelque important progrès réalisé dans son emploi.

A vrai dire elle ne mettait en jeu aucun organe nouveau ; elle n'était qu'un mode particulier d'utilisation d'organes déjà existants et les appareils d'injection qui permettent, d'une part, d'entretenir dans l'échappement le matelas de vapeur destiné à empêcher l'air d'affluer dans les cylindres, d'autre part, d'introduire dans ceux-ci et de doser comme il convient la petite quantité d'eau destinée à prévenir par sa vaporisation toute élévation fâcheuse de la température, n'étaient pas de nature à retenir longtemps l'attention des inventeurs.

Mais il faut bien reconnaître aussi que la contre-vapeur est loin d'avoir eu dans le monde le succès que sa simplicité, son efficacité, sa modérabilité et son bon marché semblaient *a priori* devoir lui assurer.

En dehors de l'Espagne dont deux des plus importants réseaux se sont longtemps disputé sa paternité, elle ne s'est guère répandue qu'en France et sur les lignes les plus déclives de quelques réseaux subalpins. Ailleurs, elle n'a rencontré que peu ou point de partisans, et depuis l'apparition des freins continus qui lui fut manifestement fatale, son domaine, loin de s'accroître, s'est visiblement rétréci. C'est ainsi que sur les lignes helvétiques son abandon est complet depuis 1912, et il est à prévoir qu'il en sera de même, dans un avenir peu éloigné,

---

(1) Cette Note est extraite d'un mémoire paru sous le même titre et la même signature dans le Bulletin de Juin-Septembre 1917 de la *Société des Ingénieurs civils de France* (109 pages, 67 figures et 10 tableaux).

tant sur les lignes autrichiennes que sur celles de l'État italien. Le Nord de l'Espagne lui-même ne s'en sert plus que comme d'un frein de secours, en cas d'avarie ou d'insuffisance des freins à sabots, et le remarquable parti qu'ont su en tirer d'autres réseaux, français pour la plupart, n'a pas suffi à dissiper les préventions ou à vaincre l'indifférence, sinon l'hostilité, de la majorité des exploitants.

Les critiques dans lesquelles un certain nombre d'entre eux ont cru trouver la justification de ces préventions, ou l'explication de leurs succès, sont généralement les suivantes :

1° Les efforts de retenue que peut exercer une locomotive travaillant à contre-vapeur sont toujours inférieurs aux efforts de traction qu'elle est capable de développer à la même vitesse, avec la même pression en chaudière, et au même cran de marche ;

2° Ces efforts diminuent lorsque la vitesse augmente ;

3° L'emploi de la contre-vapeur oblige à limiter la charge des trains à la descente des pentes ;

4° La contre-vapeur a pour effet de concentrer sur la locomotive, c'est-à-dire en tête des trains, ce qui présenterait quelque danger, la totalité de l'effort retardateur ;

5° Les surpressions qui se produisent périodiquement dans les cylindres, lorsque la vitesse étant un peu grande les pistons avoisinent leurs positions extrêmes, sont de nature à provoquer, lorsque les précautions nécessaires n'ont pas été prises, l'échauffement des tourillons moteurs, l'ébranlement des cylindres, la dislocation rapide des châssis, voire la rupture prématurée des longerons ;

6° Enfin la « répugnance des mécaniciens » qui paraît avoir été générale et les difficultés qu'a pu présenter, dans certains cas, l'introduction dans les cylindres d'une quantité d'eau suffisante pour en empêcher l'échauffement semblent avoir découragé certaines Administrations.

Nous nous sommes proposé, dans la présente Note :

1° D'étudier sommairement, pour différentes vitesses de marche et différentes pressions initiales, les variations de l'effort tangentiel moyen par tour de roue que développe une locomotive lorsque le coulisseau se transporte d'une extrémité à l'autre de la coulisse de distribution, en passant par toutes les positions intermédiaires ;

2° D'examiner ce qu'il y a de fondé dans les critiques que nous venons d'énumérer et sur la véritable portée desquelles il semble qu'on se soit assez souvent mépris ;

3° De faire connaître les procédés d'injection d'eau et de vapeur qui semblent avoir donné les meilleurs résultats et notamment le mode d'injection B, inauguré en 1909 sur le réseau du Midi, généralisé depuis lors sur ce réseau, également appliqué, depuis, à un certain nombre de leurs locomotives, par les Compagnies de l'Est et d'Orléans.

## I. — ETUDE DES VARIATIONS DE L'EFFORT TANGENTIEL MOYEN.

Il convient de distinguer l'effort tangentiel moyen *indiqué*

$$\frac{\Sigma T}{\pi D}$$

qu'on obtient en divisant par le périmètre des roues motrices la somme des travaux indiqués développés dans les différents cylindres pendant un tour de roue, et l'effort tangentiel moyen *effectif*  $\Theta$  qui a pour expression

$$\Theta = \frac{\Sigma T}{\pi D} - F$$

F étant la résistance du mécanisme dans laquelle nous comprendrons la résistance au roulement des roues motrices et accouplées.

Les efforts tangentiels étant supposés positifs lorsque la locomotive exerce un effort de traction, négatifs lorsqu'elle exerce un effort de retenue, et les résistances étant toujours négatives, il est visible qu'un effort tangentiel effectif positif

$$\Theta_n = \frac{\Sigma T_n}{\pi D} - F$$

est toujours inférieur à l'effort indiqué dont il dérive. Au contraire, un effort tangentiel effectif négatif

$$\Theta_{cv} = \frac{\Sigma T_{cv}}{\pi D} + F$$

est toujours supérieur, en valeur absolue, à l'effort indiqué dont il dérive, et c'est là un avantage marqué pour la contre-vapeur.

Pour donner une idée de l'importance de l'effort tangentiel  $\Theta_{cv}$  que développe une locomotive travaillant à contre-vapeur, on a coutume de le comparer à l'effort tangentiel  $\Theta_n$  que développerait la même locomotive travaillant normalement dans les mêmes conditions de pression en chaudière, de vitesse et de cran. Nous appellerons *coefficient de puissance effective* ou *coefficient de puissance à la jante* du fonctionnement en contre-vapeur le rapport

$$\frac{\Theta_{cv}}{\Theta_n} = \frac{\frac{\Sigma T_{cv}}{\pi D} + F}{\frac{\Sigma T_n}{\pi D} - F}$$

qui exprime cette comparaison. Nous appellerons de même *coefficient de puissance indiquée* le rapport

$$R = \frac{\Sigma T_{cv}}{\Sigma T_n}$$

auquel se réduit le premier lorsqu'on néglige les frottements du mécanisme.

On voit que le coefficient de puissance effective est toujours notablement plus élevé que le coefficient de puissance indiquée dont il dérive. Lorsqu'ils résultent de la comparaison des

efforts développés aux crans extrêmes, ce qui est le cas le plus fréquent, l'excès du premier sur le second est de l'ordre de 12 à 20 %.

Les résistances du mécanisme ne représentant qu'une fraction assez faible de l'effort indiqué (de 7 à 10 % d'après les expériences du professeur Goss), et ne paraissant pas d'ailleurs varier notablement avec le cran de marche, l'étude des variations de l'effort tangentiel moyen effectif se ramène à celle des variations de l'effort tangentiel moyen indiqué, ou, ce qui revient au même, des travaux indiqués. A cet effet, deux méthodes ont été successivement employées.

La première consiste à considérer un diagramme théorique, à exprimer algébriquement son aire, et à étudier les variations de cette aire en fonction du cran de marche. Elle présente l'avantage de faire apparaître d'emblée certaines lois qui paraissent gouverner les variations considérées ; mais, ne tenant aucun compte des laminages, elle ne donne que des résultats d'une approximation insuffisante et ne peut servir à étudier l'influence de la vitesse sur la variation des efforts tangentiels.

La seconde consiste à faire circuler sur une ligne suffisamment accidentée une locomotive munie d'indicateurs de pression, à relever sur cette machine un nombre considérable de diagrammes dans les conditions les plus diverses, à les classer, à les planimétrer, à les analyser et à tracer, en fonction du cran de marche, les courbes des efforts tangentiels correspondant aux différentes combinaisons réalisées de vitesse et de pression. Elle donne des résultats relativement précis, fait ressortir les tempéraments qu'il convient d'apporter aux conclusions trop mathématiquement rigoureuses auxquelles conduit la première méthode, et permet d'étudier l'influence de la vitesse.

#### A. — ETUDE THÉORIQUE.

*Tracé de la courbe des efforts tangentiels.* — Soient, respectivement,  $P$  et  $p$  les pressions absolues qui règnent dans le milieu d'où la vapeur afflue dans le cylindre et dans le milieu qui la reçoit lorsqu'elle s'en échappe.

Soient encore :

$v$  le volume engendré par le piston pendant une course complète ;

$u$  le volume engendré par le piston pendant l'admission ;

$a$  le volume engendré par le piston pendant la contre-admission ;

$d$  le volume engendré par le piston pendant l'échappement anticipé ;

$e$  le volume engendré par le piston pendant l'échappement ;

$\alpha$  le volume de l'espace mort.

Aucune hypothèse préalable n'étant faite sur les valeurs relatives de  $u$  et de  $a$  ni sur celles de  $d$  et de  $e$ , le travail positif ou négatif de la cylindrée a pour expression générale

$$T = P \left[ u - a + (u + \alpha) \log. \text{ nép. } \frac{v + \alpha - d}{u + \alpha} \right] \\ - p \left[ e - d + (v + \alpha - e) \log. \text{ nép. } \frac{v + \alpha - e}{a + \alpha} \right]$$

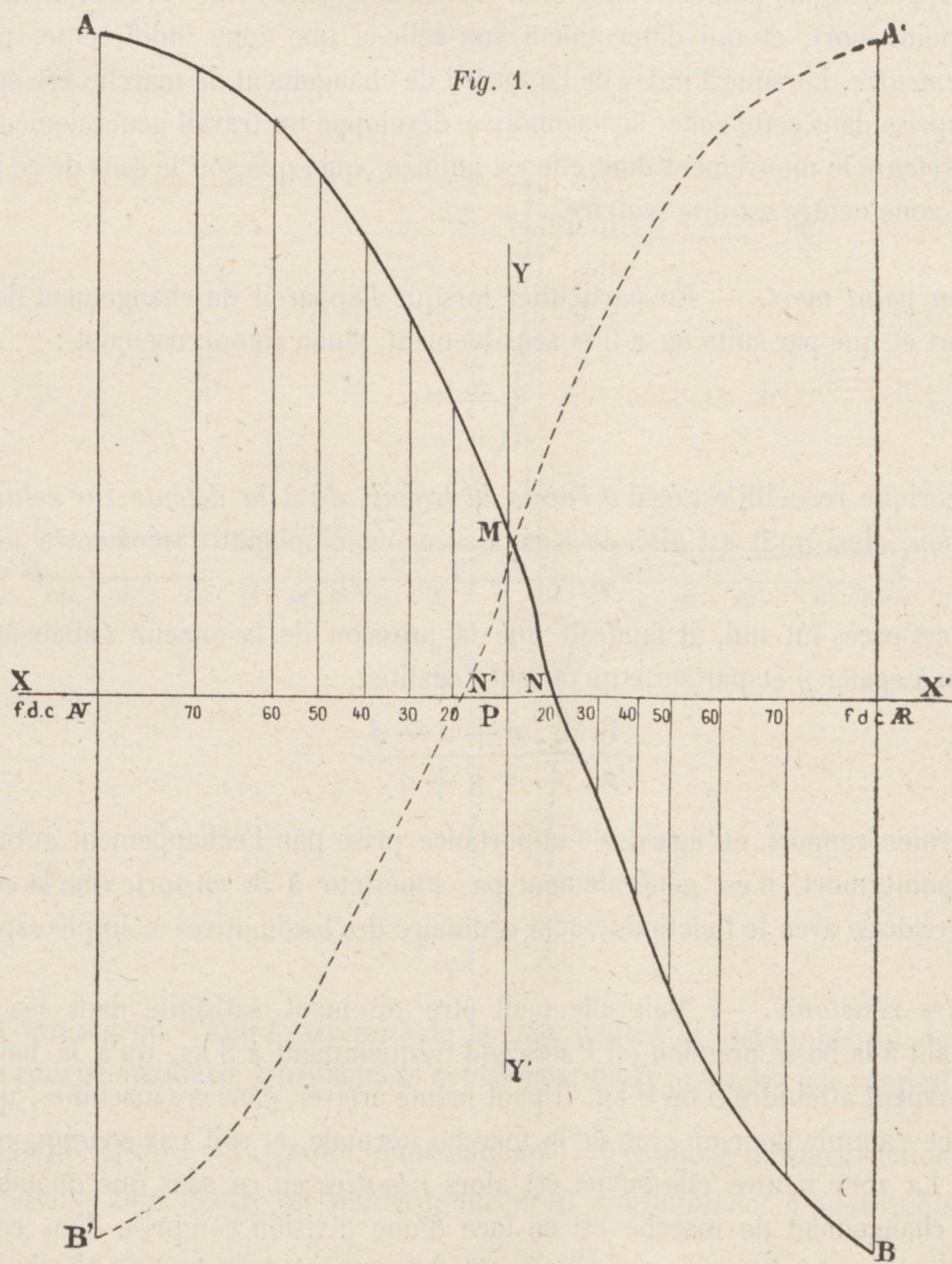
que nous écrirons plus simplement

$$T = PA - pB \quad (1)$$

A et B désignant les expressions entre crochets que multiplient respectivement  $P$  et  $p$ .

En principe,  $a$ ,  $d$  et  $e$  sont des fonctions de  $u$  considéré comme variable indépendante. Mais les relations qui lient ces variables entre elles sont complexes, et, d'ailleurs, les diagrammes de distribution ne permettent de les établir qu'approximativement. Aussi est-il à la fois plus expéditif et plus exact de relever sur la distribution elle-même, et pour chacune des divisions de la réglette de l'appareil de changement de marche, les valeurs simultanées de  $u$ ,  $a$ ,  $d$  et  $e$  correspondant à cette division, d'introduire successivement dans l'équation (1) les différents systèmes de valeurs ainsi obtenus pour ces variables, et d'en conclure les valeurs de  $T$  correspondant aux différentes divisions de la réglette.

Cela fait, prenons pour ligne des abscisses le bord gradué de la réglette de l'appareil de changement de marche avec ses divisions, telles qu'elles se présentent aux yeux du mécanicien, et convenons de porter en ordonnées positives ou négatives, suivant le cas, les travaux positifs ou négatifs correspondant à chacune de ces divisions. Nous obtenons ainsi — pour la circulation



normale, cheminée en avant — une courbe  $AB$  (Fig. 1) dont l'ordonnée courante, maxima pour la division extrême correspondant au sens du mouvement considéré, décroît constamment

au fur et à mesure que l'index de l'appareil de changement de marche se rapproche de la division extrême opposée.

Nous obtiendrons de même, pour la circulation tender en avant, une courbe A'B' sensiblement symétrique de la première par rapport à l'ordonnée YY' menée par le point mort de la réglette. Mais ni l'une ni l'autre des deux courbes ne passe ordinairement par ce point.

*Zone neutre motrice.* — Le travail de la cylindrée ne s'annule en effet que pour un cran généralement situé *au-delà* du point mort et caractérisé par l'égalité

$$\frac{P}{p} = \frac{B}{A} \quad (2)$$

C'est le *point neutre* de la courbe relative au sens dans lequel la machine se déplace. Il y a donc sur la réglette deux points neutres N et N', sensiblement symétriques l'un de l'autre par rapport au point mort, et qui déterminent sur celle-ci une zone indifférente, plus souvent appelée *zone neutre*. Lorsque l'index de l'appareil de changement de marche est en face d'une division comprise dans cette zone, la locomotive développe un travail généralement positif, de nature à *entretenir* le mouvement dont elle est animée, quel que soit le sens de ce mouvement. En ce cas la zone neutre est dite *motrice*.

*Travail au point mort.* — En particulier lorsque l'appareil de changement de marche est au point mort et que par suite on a très sensiblement, sinon rigoureusement :

$$\begin{aligned} a &= u \\ d &= e \end{aligned} \quad (3)$$

le travail théorique recueilli est égal à l'excès du travail dû à la détente sur celui qu'absorbe la compression, ainsi qu'il est aisé de s'en assurer en éliminant *a* et *d* entre les équations (1) et (3).

Pour que cet excès fût nul, il faudrait que la pression de la vapeur s'abaissât pendant la détente jusqu'à égaler *p* et par suite qu'on eût l'égalité :

$$\frac{P}{p} = \frac{v + \alpha - d}{u + \alpha} \quad (4)$$

Or, ce dernier rapport, eu égard à l'importance prise par l'échappement anticipé dans la marche au point mort, n'est généralement pas supérieur à 3, en sorte que la condition (4) n'est jamais réalisée avec le fonctionnement ordinaire des locomotives à simple expansion.

*Zone neutre résistante.* — Mais elle peut être aisément satisfaite dans les locomotives compound, tant à la basse pression où *P* descend fréquemment à 3 kg, qu'à la haute pression où *p* peut aisément atteindre 5 ou 6 kg. Il peut même arriver, dans ces machines, que le travail de la cylindrée s'annule pour un cran de la marche normale, et soit par conséquent *négatif* au point mort. La zone neutre elle-même est alors *négative* en ce sens que quand l'index de l'appareil de changement de marche est en face d'une division comprise dans cette zone, la locomotive développe toujours un travail négatif, de nature à *détruire* le mouvement dont elle est animée, quel que soit le sens de ce mouvement. En ce cas la zone neutre est dite *résistante*.

*Détermination des points neutres.* — Le point neutre N de la réglette peut être déterminé *a priori* par une construction très simple. Son abscisse PN est en effet celle du point d'intersection S (Fig. 2) de la droite

$$y = \frac{P}{p}$$

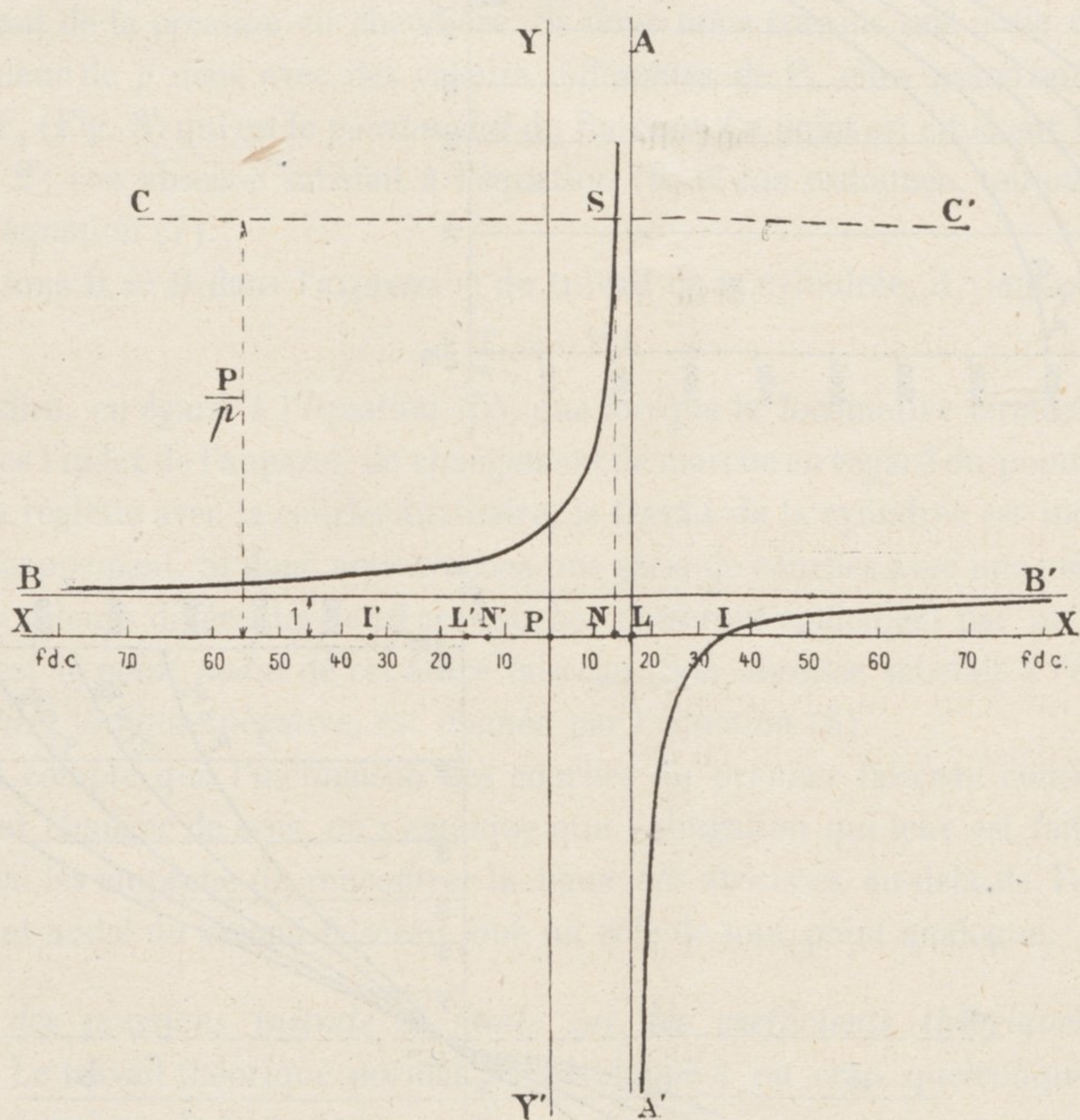
avec une courbe auxiliaire à branches infinies dont l'équation est :

$$y = \frac{B}{A} \tag{5}$$

et dont la forme se rapproche beaucoup de celle d'une hyperbole équilatère.

Suivant que le point S est situé d'un côté ou de l'autre de l'ordonnée YY' sa projection N sur la ligne des abscisses limite une zone neutre motrice ou résistante.

Fig. 2.

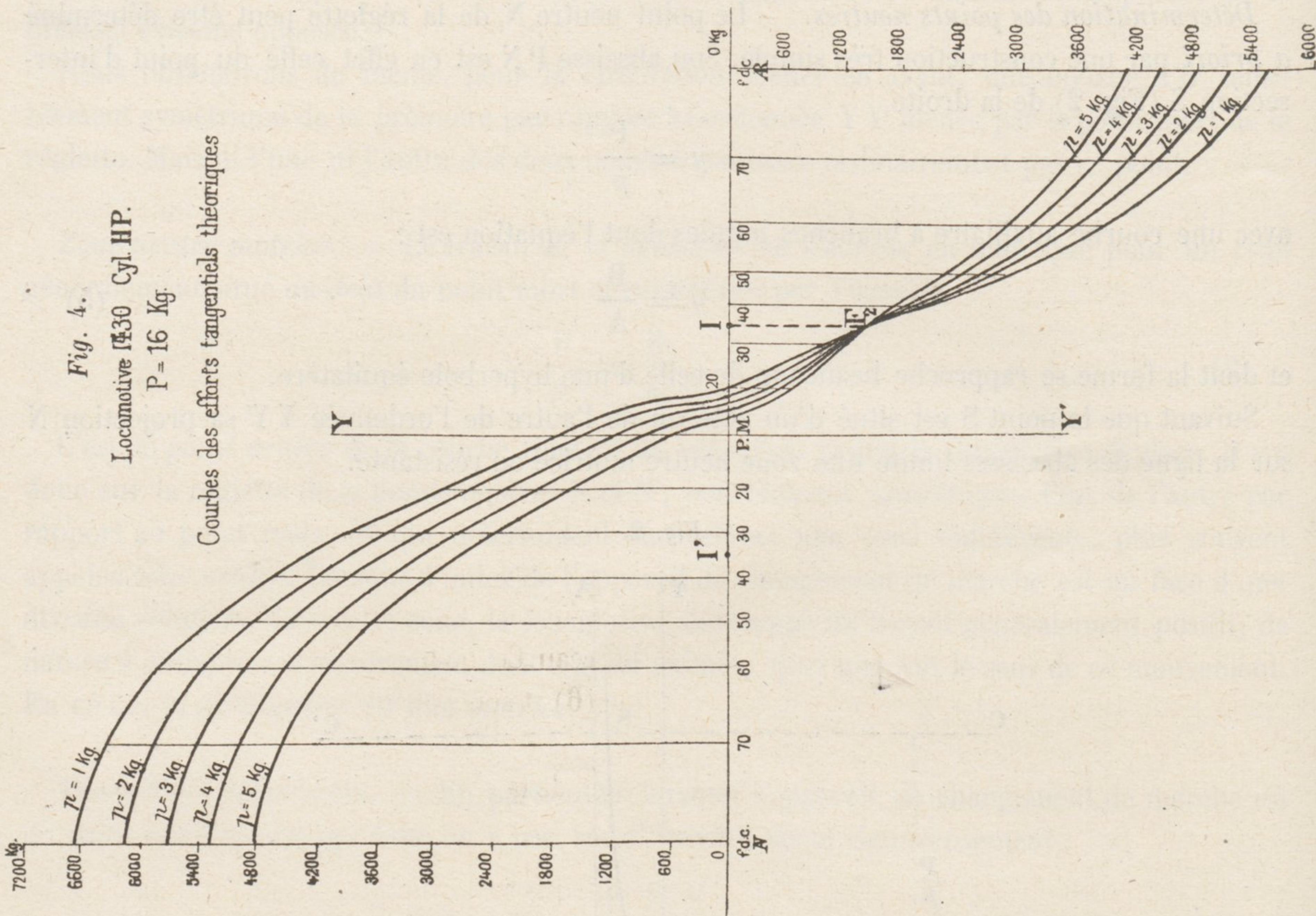
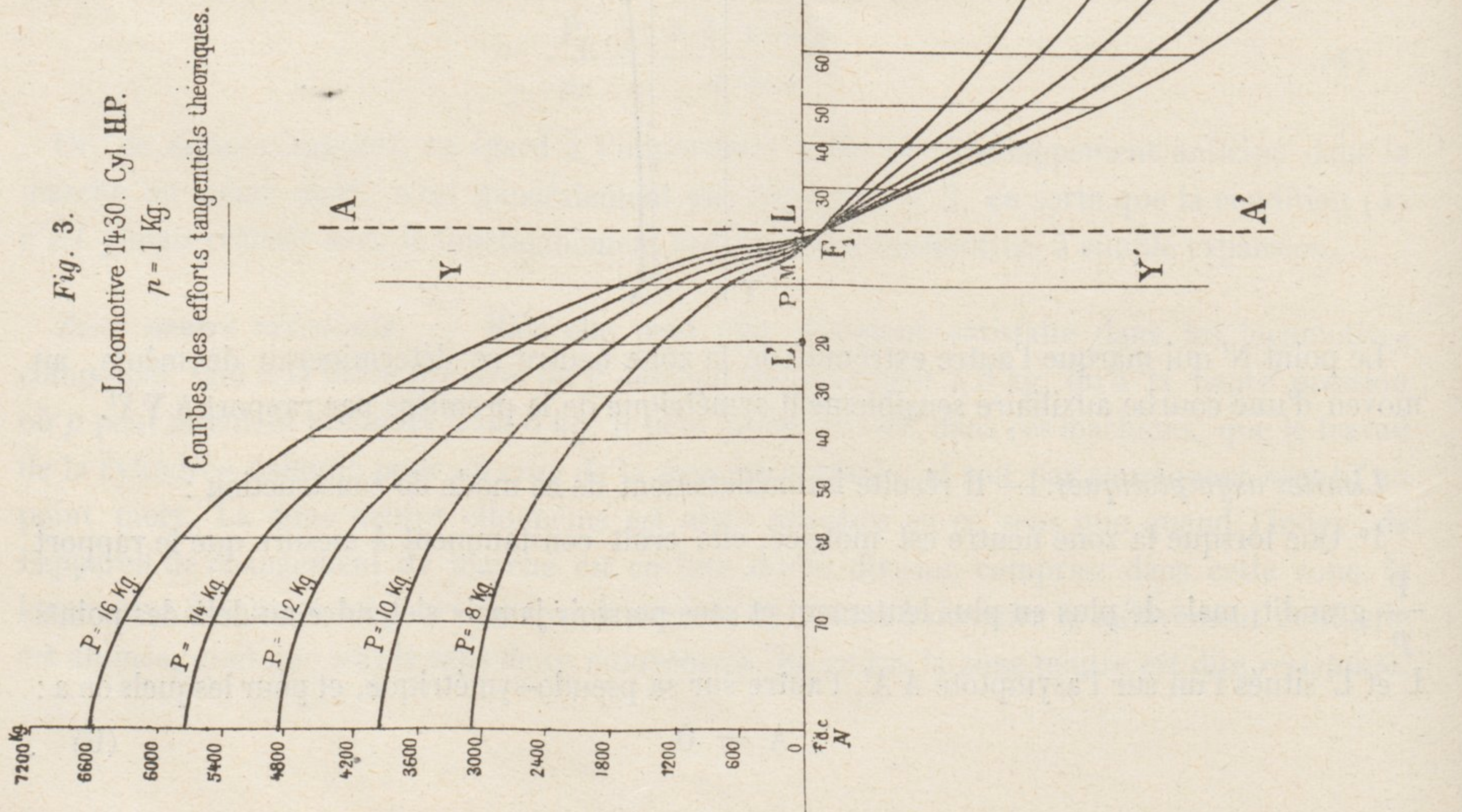


Le point N' qui marque l'autre extrémité de la zone neutre se déterminerait de même, au moyen d'une courbe auxiliaire sensiblement symétrique de la première par rapport à YY'.

*Limites asymptotiques.* — Il résulte immédiatement de ce mode de construction :

1° Que lorsque la zone neutre est motrice, elle croît constamment à mesure que le rapport  $\frac{P}{p}$  grandit, mais de plus en plus lentement et sans pouvoir jamais s'étendre au-delà des points L et L' situés l'un sur l'asymptote AA', l'autre sur sa pseudo-symétrique, et pour lesquels on a :

$$A = 0 \tag{6}$$





Ces deux points sont les *limites asymptotiques* de la zone neutre. Elles ne sont atteintes que dans le cas idéal où  $\frac{P}{p}$  serait infini.

2° Que lorsque la zone neutre est résistante elle grandit rapidement à mesure que le rapport  $\frac{P}{p}$  diminue et finit par envahir toute la réglette, celle-ci eût-elle une longueur infinie correspondant au cas idéal d'une graduation poussée jusqu'à 100 %.

*Points nodaux.* — Si nous faisons  $A = 0$  dans l'expression du travail de la cylindrée, il vient :

$$T_i = -pB \quad (7)$$

ce qui signifie que lorsque, la locomotive circulant cheminée en avant, l'index de l'appareil de changement de marche est placé en regard du point L de la réglette, le travail de la cylindrée est indépendant de la pression en chaudière. Si donc nous traçons une série de courbes avec une même valeur de  $p$  mais avec des valeurs différentes de  $P$ , elles passeront toutes par un même point  $F_1$  (Fig. 3) qui est le *point nodal* du faisceau. Ce point est situé sur l'asymptote  $A'$  de la Figure 2; son abscisse satisfait à l'équation (6) et son ordonnée, toujours négative, est donnée par l'équation (7).

Si nous faisons  $B = 0$  dans l'expression du travail de la cylindrée, il vient pareillement :

$$T_i = PA \quad (8)$$

ce qui veut dire, eu égard à l'équation (5), que lorsque la locomotive circulant cheminée en avant, on place l'index de l'appareil de changement de marche en regard du point d'intersection I (Fig. 2) de la réglette avec la courbe auxiliaire, le travail de la cylindrée est indépendant de la pression d'échappement. Si donc nous traçons une série de courbes avec une même valeur de  $P$ , mais avec des valeurs différentes de  $p$ , ces courbes passeront également par un même point  $F_2$  (Fig. 4) qui est le *point nodal* de cet autre faisceau. Son abscisse satisfait à l'équation  $B = 0$  et son ordonnée, toujours négative, est donnée par l'équation (8).

Si on tient compte que l'inclinaison des courbes du premier faisceau considéré ne peut à aucun moment changer de sens, on s'explique que l'obligation qui leur est faite de passer par un point nodal les empêche de rencontrer la ligne des abscisses au-delà de l'ordonnée de ce point. Le point nodal du second faisceau joue un rôle de tout point analogue.

*Influence des pressions initiale et finale sur les coefficients théoriques de puissance indiquée.* — Le travail théorique normal  $T_n$  développé à un cran quelconque de la marche directe étant donné par la formule :

$$T_n = PA - pB$$

nous obtiendrons une valeur très approchée de celui qui correspond au cran inverse, équidistant du point mort, en intervertissant dans cette formule, d'une part  $a$  et  $u$ , d'autre part  $e$  et  $d$ .

Si les crans considérés sont suffisamment éloignés du point mort, le travail recueilli à celui de la marche inverse est négatif, et nous aurons en valeur absolue :

$$T_{cv} = PA' - pB'$$

expression dans laquelle :

$$A' = u - a - (a + \alpha) \log. \text{ nép. } \frac{v + \alpha - e}{a + \alpha}$$

$$B' = e - d - (v + \alpha - d) \log. \text{ nép. } \frac{v + \alpha - d}{u + \alpha}$$

Le coefficient théorique de puissance indiquée du fonctionnement en contre-vapeur est par suite :

$$R = \frac{T_{cv}}{T_n} = \frac{PA' - pB'}{PA - pB}$$

d'où, par différentiation successive par rapport à P et par rapport à p.

$$\frac{dR}{dP} = \frac{(A'B' - A'B)p}{(T_n)^2}$$

$$\frac{dR}{dp} = \frac{(A'B - A'B')P}{(T_n)^2} = - \frac{P}{p} \frac{dR}{dP}$$

La différence  $A'B' - A'B$  étant toujours négative et généralement très petite par rapport à  $(T_n)^2$ , nous concluons de ces formules que le coefficient de puissance indiquée croît lentement lorsque P diminue, un peu plus rapidement lorsque p augmente, et par suite que, toutes choses égales d'ailleurs, le coefficient de puissance théorique est un peu plus grand dans une locomotive compound que dans une locomotive à simple expansion.

*Conclusions.* — De l'ensemble de cette étude il convient de retenir :

1° L'accroissement de plus en plus lent qu'éprouvent les zones neutres motrices lorsque le rapport  $\frac{P}{p}$  augmente ;

2° La limitation de leur étendue par deux points asymptotiques ;

3° L'exigüité relative des zones neutres motrices dans les locomotives compound où elles sont fréquemment remplacées par des zones résistantes ;

4° L'accroissement de plus en plus rapide qu'éprouve l'étendue des zones neutres résistantes lorsque le rapport  $\frac{P}{p}$  diminue ;

5° L'existence d'un point nodal commun à toutes les courbes tracées pour un même cylindre, un même sens de la marche et une même pression d'échappement, mais pour différentes pressions en chaudière, ou au réservoir qui alimente le cylindre ;

6° L'existence d'un point nodal commun à toutes les courbes tracées pour un même cylindre, un même sens de la marche et une même pression en chaudière ou au réservoir, mais pour différentes pressions d'échappement ;

7° Le léger accroissement qu'éprouve le coefficient de puissance théorique lorsque la pression d'échappement restant constante, la pression d'admission diminue ;

8° L'accroissement plus important qu'éprouve le même coefficient lorsque la pression d'admission restant constante, la pression d'échappement grandit ;

9° La valeur relativement plus grande du coefficient de puissance dans les locomotives compound.

#### B. — ÉTUDE EXPÉRIMENTALE.

*La locomotive N° 1430.* — Pour la partie expérimentale de cette étude, nous nous sommes servis de la locomotive N° 1430 de la Compagnie du Midi, compound à quatre cylindres et à six

roues accouplées de 1<sup>m</sup>,60 de diamètre. Elle ne diffère essentiellement de la locomotive N° 1401, autrefois décrite dans la *Revue* (1) que par le timbre de sa chaudière, la surface de sa grille et son poids adhérent respectivement portés à 15 kg, 2<sup>m</sup><sup>2</sup>,49 et 44 t. Pourvue d'obturateurs de déviation lui permettant de fonctionner à échappement direct, elle se prêtait aussi bien à l'étude du fonctionnement de la contre-vapeur dans les locomotives à simple expansion que dans les locomotives à double expansion.

Après une remise à neuf complète de ses organes moteurs et distributeurs et un réglage soigné de ses distributions, on a relevé sur chacune d'elles, pour chaque sens de la marche et pour chacune des divisions de la réglette, les valeurs exactes de  $u$ ,  $d$ ,  $e$  et  $a$ . Deux indicateurs de pression du type Thomson montés, l'un sur le cylindre HP côté droit, l'autre sur le cylindre BP du même côté, permettaient d'enregistrer successivement, et dans des conditions de marche identiques, les pressions qui s'exercent pendant un tour complet de la manivelle motrice dans la capacité arrière, dans la capacité avant et dans la boîte à vapeur du cylindre correspondant.

Les courbes des efforts tangentiels indiqués ont été tracées par points à raison d'un point (au moins) par division de la réglette et l'ordonnée de chaque point représente, à une échelle convenablement choisie, le quotient de la division, par le développement des roues motrices, de la double somme des aires de deux diagrammes pris l'un à l'avant, l'autre à l'arrière du même cylindre. Les abscisses de ces courbes ont été modifiées de manière à rendre équidistantes les divisions 20, 30, 40, etc., correspondant à celles de la réglette.

En règle générale, les obturateurs d'injection ont été maintenus ouverts pendant tout le temps que la distribution était disposée pour fournir une contre-admission supérieure à l'admission.

Le régulateur a toujours été ouvert en grand (2).

**Fonctionnement en simple expansion.** — Vingt-quatre courbes d'efforts tangentiels indiqués ont été tracées pour l'attirail HP fonctionnant à échappement direct. Quinze d'entre elles sont complètes et se rapportent aux vitesses de 15, 30 et 45 kmh combinées avec les pressions absolues de 8, 10, 12, 14 et 16 kg (Fig. 6 à 8). Les neuf autres, qui n'ont été tracées que dans la région des ordonnées négatives, se rapportent aux vitesses de 60, 75 et 90 kmh et aux pressions de 8, 12 et 16 kg (Fig. 9 à 11).

*Effets du laminage.* — Ils sont mis en évidence par la comparaison des courbes expérimentales avec les courbes théoriques correspondantes. Tel est l'objet de la Fig. 5 relative à la courbe tracée pour  $P = 16$  kg et  $V = 15$  kmh. On y remarque :

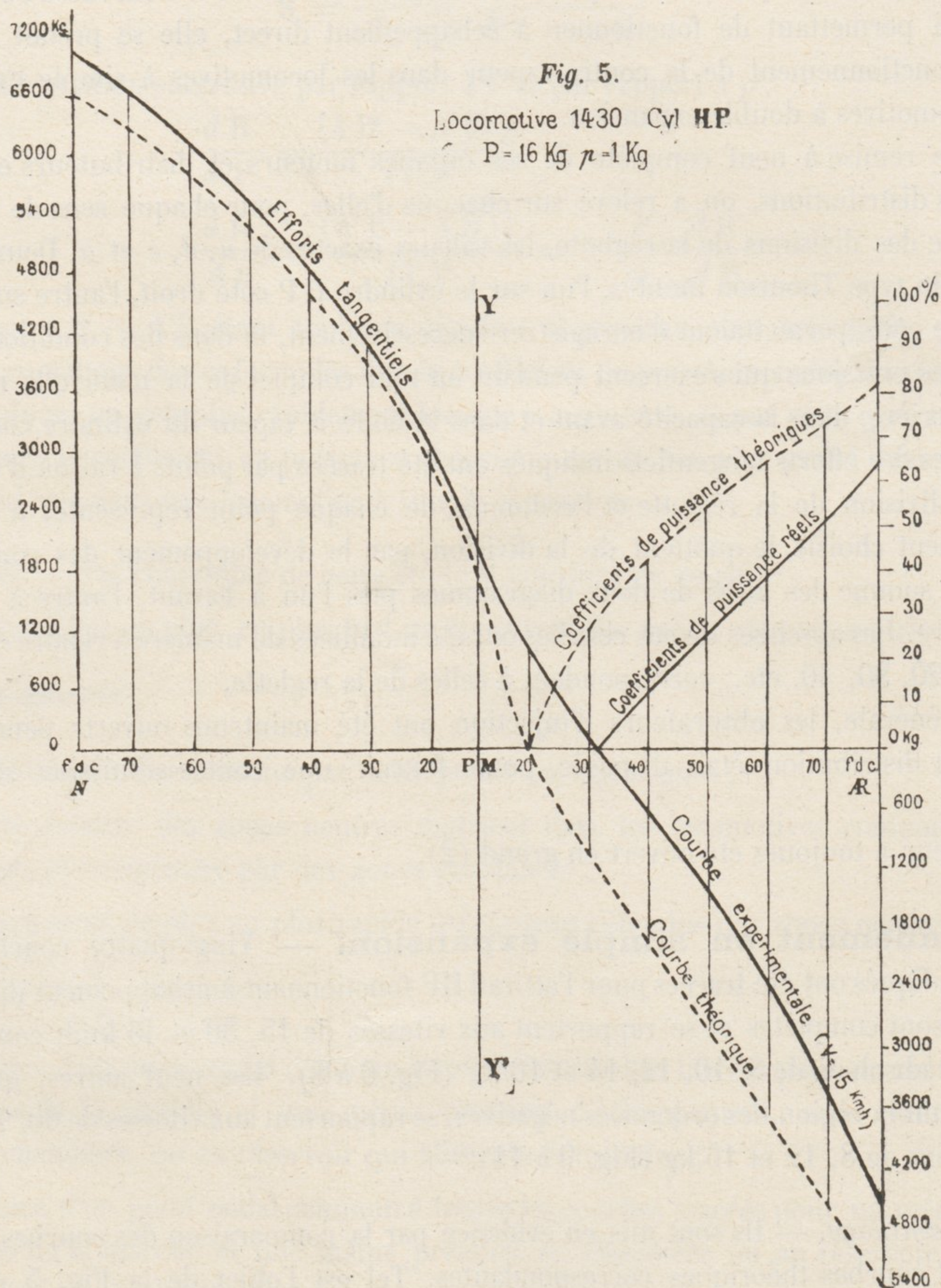
- a) Le supplément de travail recueilli aux longues admissions, grâce au laminage du début de l'échappement anticipé,
- b) L'allongement de la zone neutre,
- c) La forte diminution des efforts de retenue due à l'important laminage du début de la contre-admission,

---

(1) N° de Septembre 1896.

(2) La prise et le dépouillement des diagrammes ont été effectués par MM. Sigal, Chef mécanicien et Rives, Intérimaire, sous la direction de M. Leboucher, Ingénieur de la Traction. La mise au point des courbes, la préparation des figures et les calculs numériques sont dus à M. Audebert, Chef de bureau des Etudes.

d) Enfin, l'affaissement de la courbe des coefficients de puissance indiquée qui résulte de cette diminution.



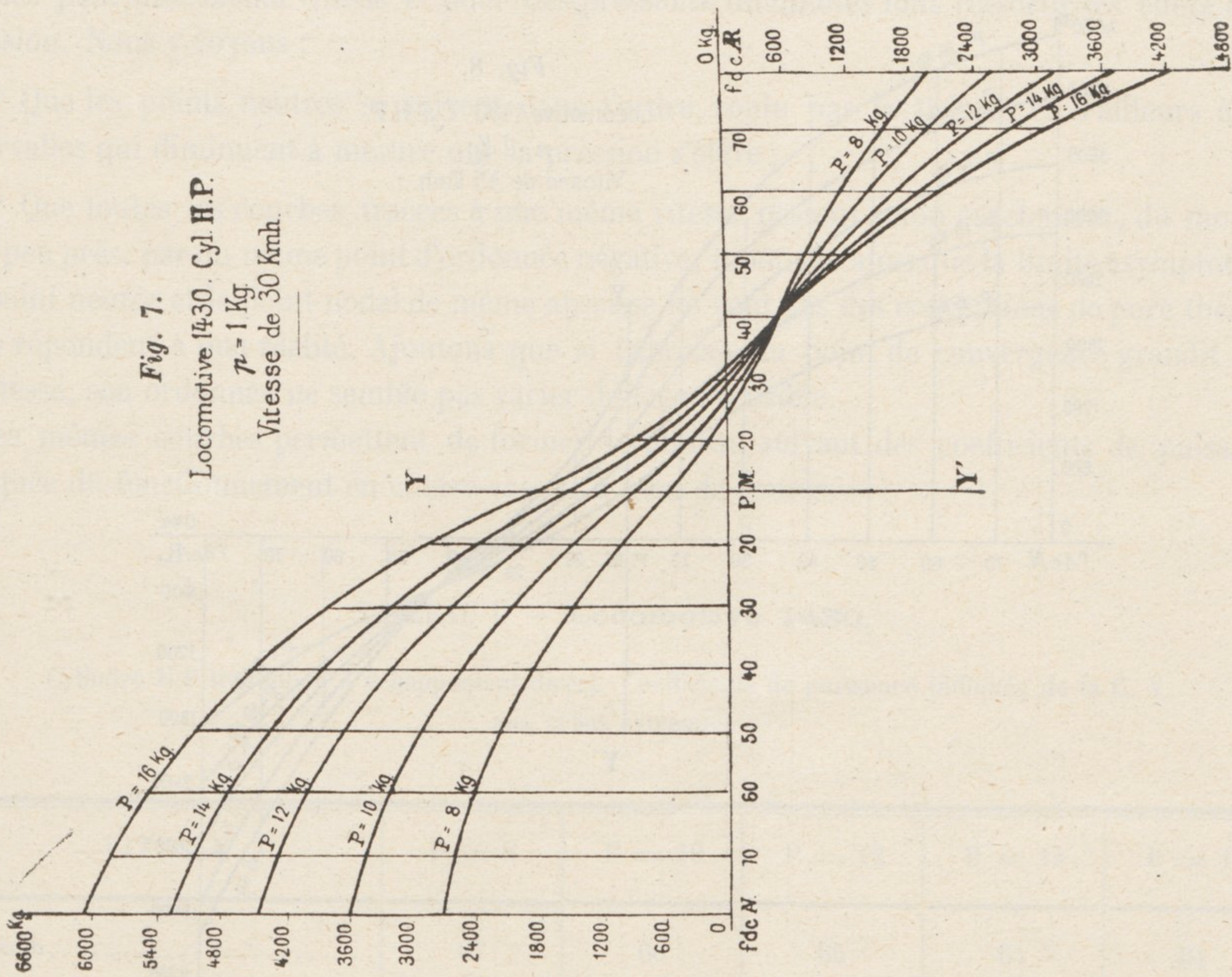
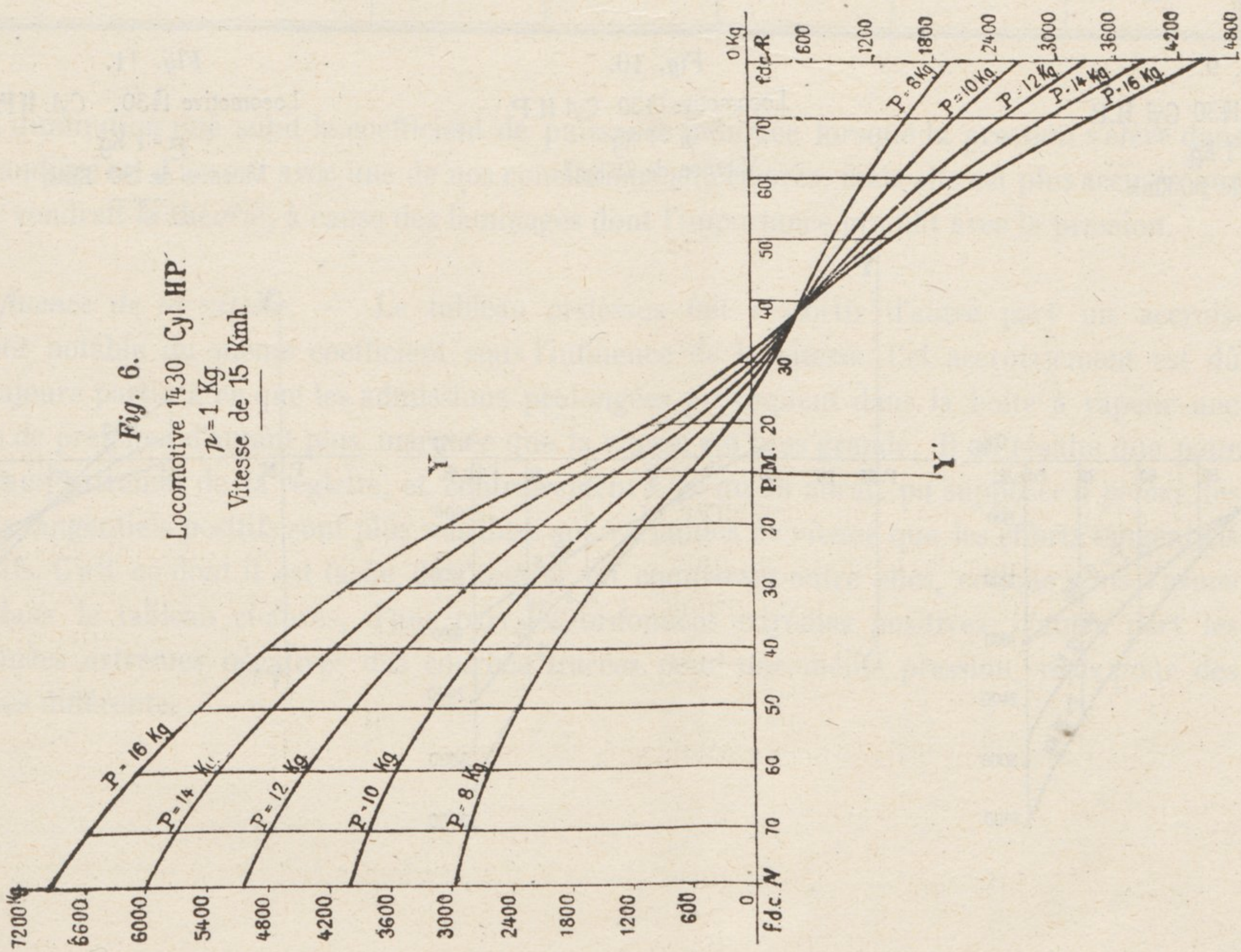
En procédant de même pour des courbes tracées dans des conditions différentes de pression en chaudière et de vitesse on constaterait :

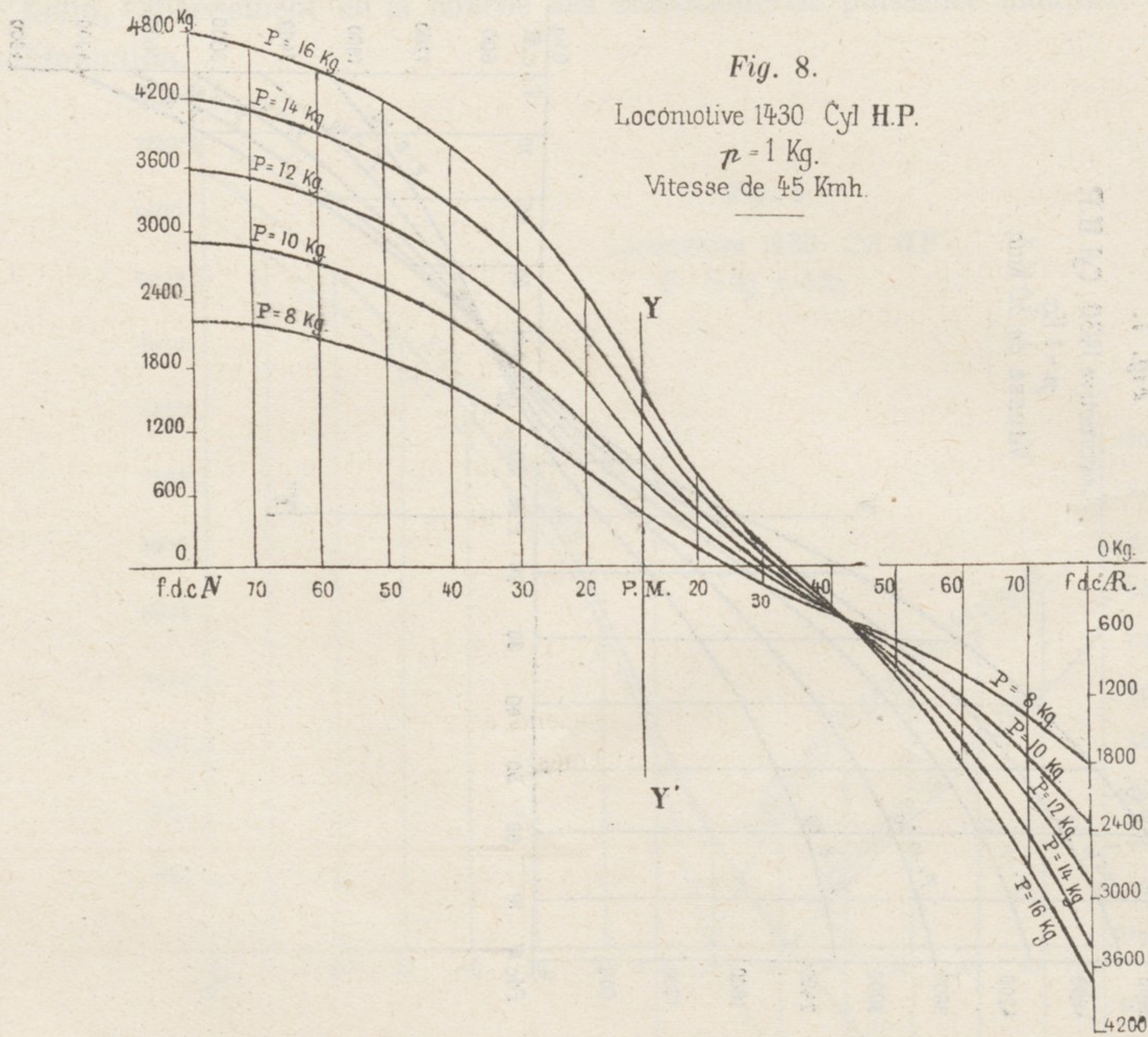
1° Que le premier de ces effets s'atténue quand la pression diminue ; qu'il disparaît rapidement et change de signe quand la vitesse grandit, à cause du laminage croissant à l'admission ;

2° Que les effets *b* et *c* sont d'autant plus marqués que la vitesse est plus grande et la pression plus élevée ;

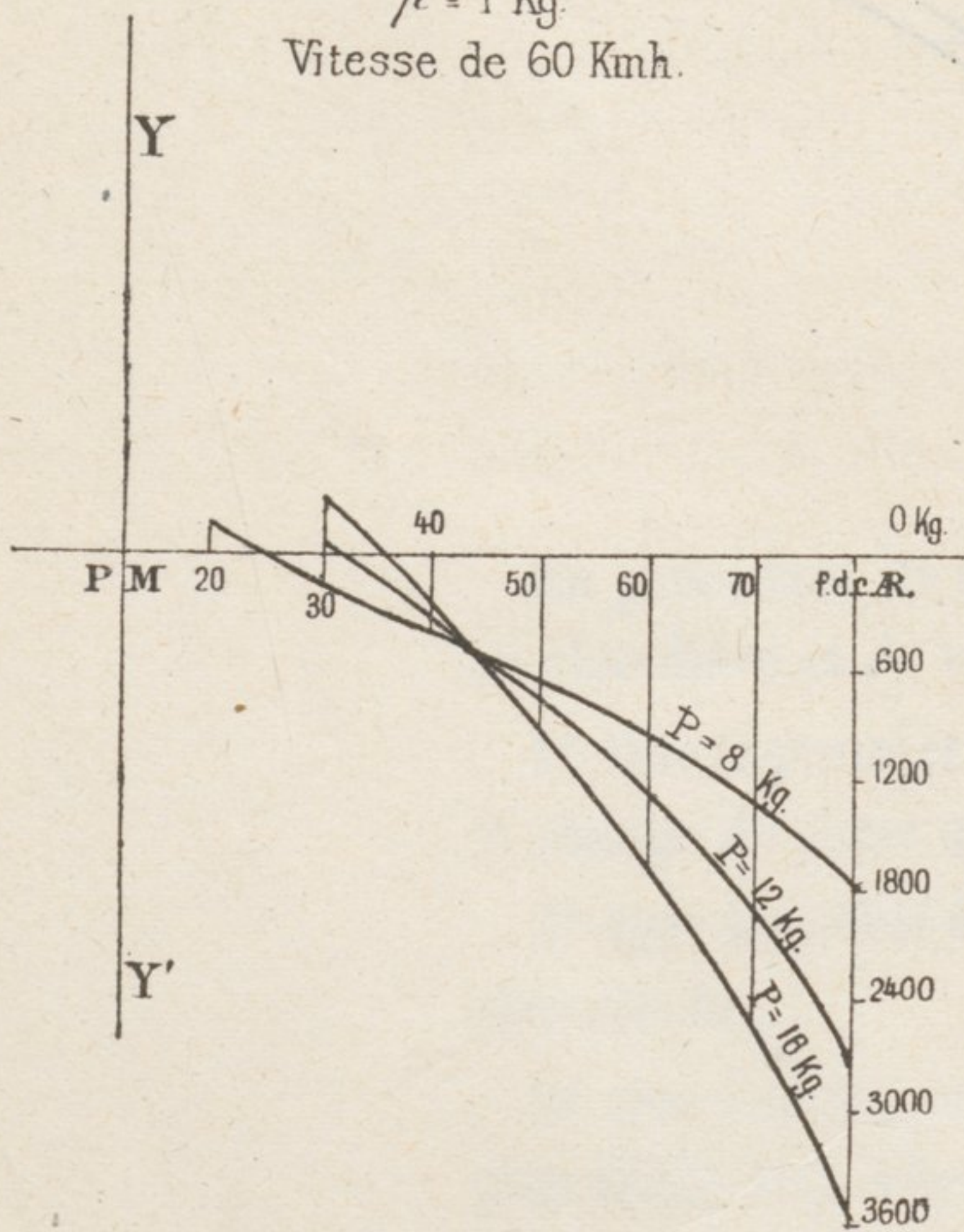
3° Que l'effet *d* sur lequel nous reviendrons est d'autant moins accentué que la pression est plus faible et la vitesse plus grande.

*Effets de la pression.* — Les Figures 6 à 11 sur lesquelles ont été réunies les courbes

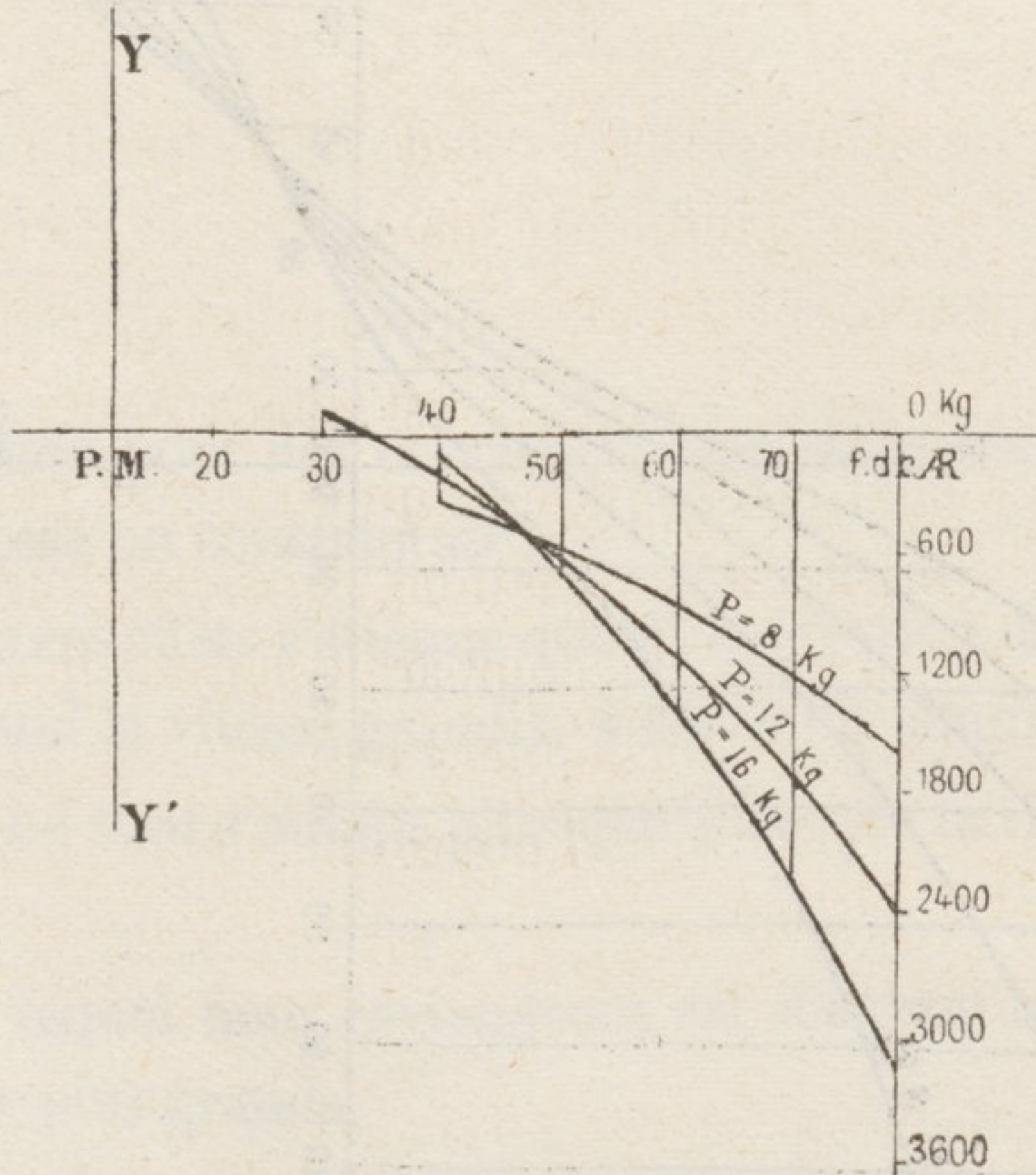




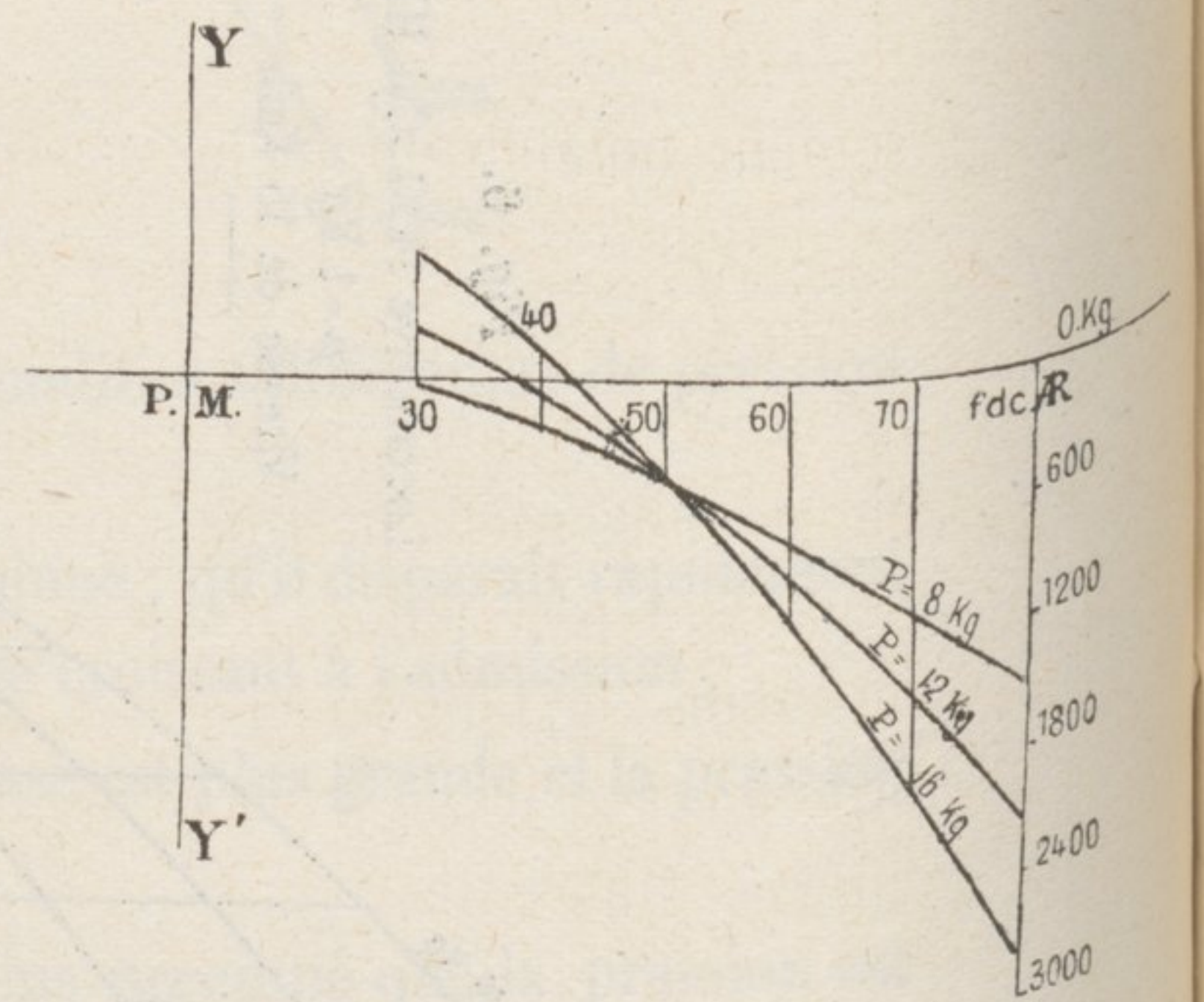
**Fig. 9.**  
Locomotive 1430 Cyl H.P.  
 $r = 1$  Kg.  
Vitesse de 60 Km/h.



**Fig. 10.**  
Locomotive 1430 Cyl H.P.  
 $r = 1$  Kg.  
Vitesse de 75 Km/h.



**Fig. 11.**  
Locomotive 1430 Cyl H.P.  
 $r = 1$  Kg.  
Vitesse de 90 Km/h.



tracées pour une même vitesse et pour des pressions différentes font ressortir les effets de la pression. Nous y voyons :

1° Que les points neutres se suivent dans l'ordre voulu par la théorie et d'ailleurs à des intervalles qui diminuent à mesure que la pression s'élève ;

2° Que toutes les courbes tracées à une même vitesse passent sinon exactement, du moins à très peu près, par un même point d'ordonnée négative, montrant ainsi que la limite asymptotique du point neutre et le point nodal de même abscisse ne sont pas des conceptions de pure théorie, mais répondent à une réalité. Ajoutons que si l'abscisse du point de convergence grandit avec la vitesse, son ordonnée ne semble pas varier de façon sensible.

Les mêmes courbes permettent de former le tableau suivant des coefficients de puissance indiquée du fonctionnement en contre-vapeur à fond de course.

TABLEAU I. — Locomotive 1430.

Cylindre H P travaillant à échappement direct. Coefficients de puissance indiquée de la C. V. aux crans extrêmes.

VITESSE	P = 8	P = 10	P = 12	P = 14	P = 16
15 kmh.....	67	66	65	64	64
30 » .....	72	72	71	70	69
45 » .....	82	82	81	81	80

La diminution que subit le coefficient de puissance indiquée lorsque la pression s'élève dans la chaudière est d'accord avec une de nos conclusions antérieures, mais elle est plus accusée que ne le voudrait la théorie, à cause des laminages dont l'importance grandit avec la pression.

*Influence de la vitesse.* — Le tableau ci-dessus fait ressortir d'autre part un accroissement notable du même coefficient sous l'influence de la vitesse. Cet accroissement est dû en majeure partie à ce que les admissions prolongées provoquent dans la boîte à vapeur une chute de pression d'autant plus marquée que la vitesse est plus grande. Il en résulte que pour les crans extrêmes de la réglette, et contrairement à ce qu'on aurait pu supposer *a priori*, les efforts tangentiels positifs sont plus sensibles aux variations de vitesse que les efforts tangentiels négatifs. C'est ce dont il est facile de s'assurer en comparant entre elles, comme nous l'avons fait dans le tableau ci-après, d'une part les ordonnées extrêmes positives, d'autre part les ordonnées extrêmes négatives des courbes tracées pour une même pression, mais pour des vitesses différentes.

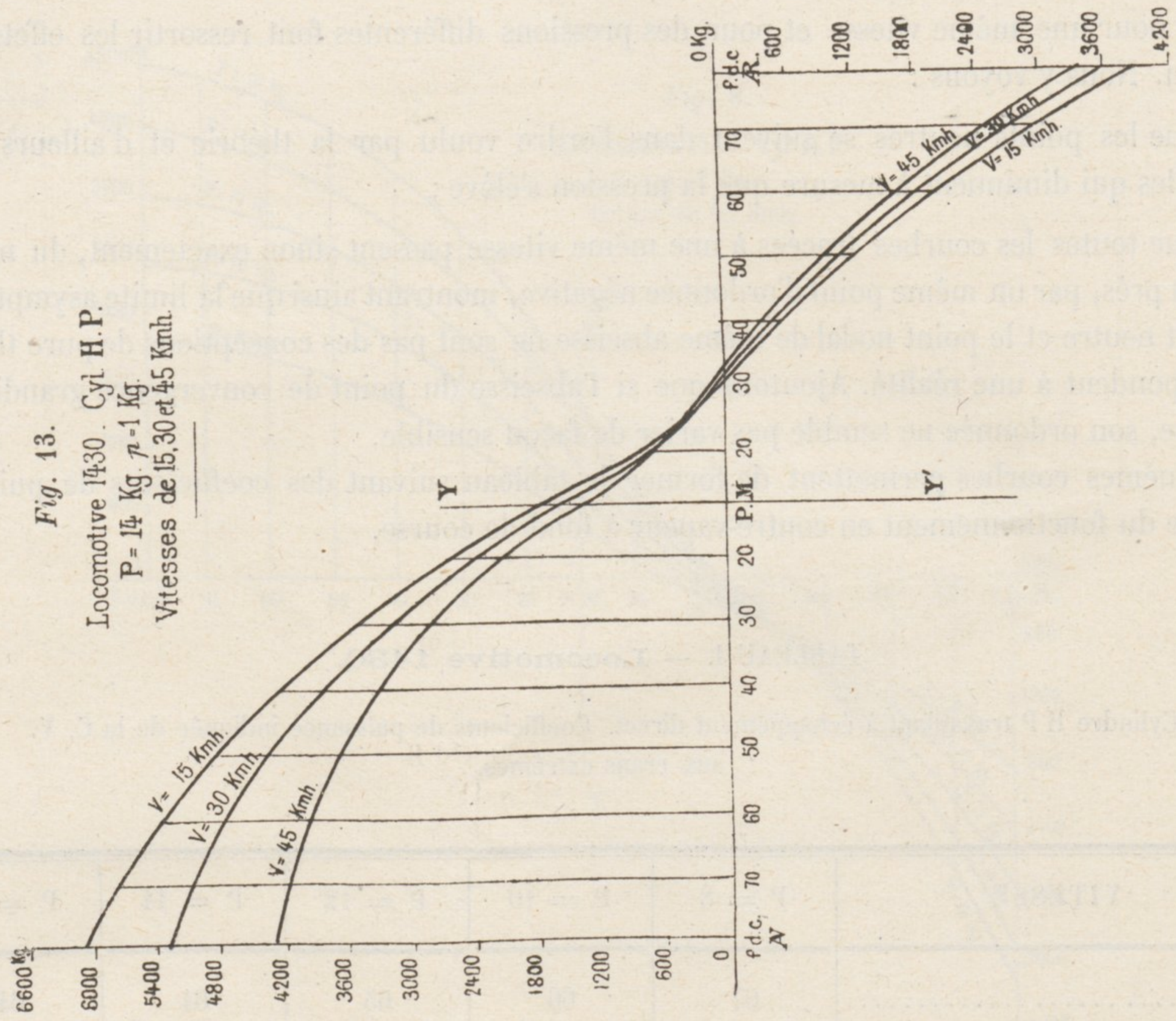
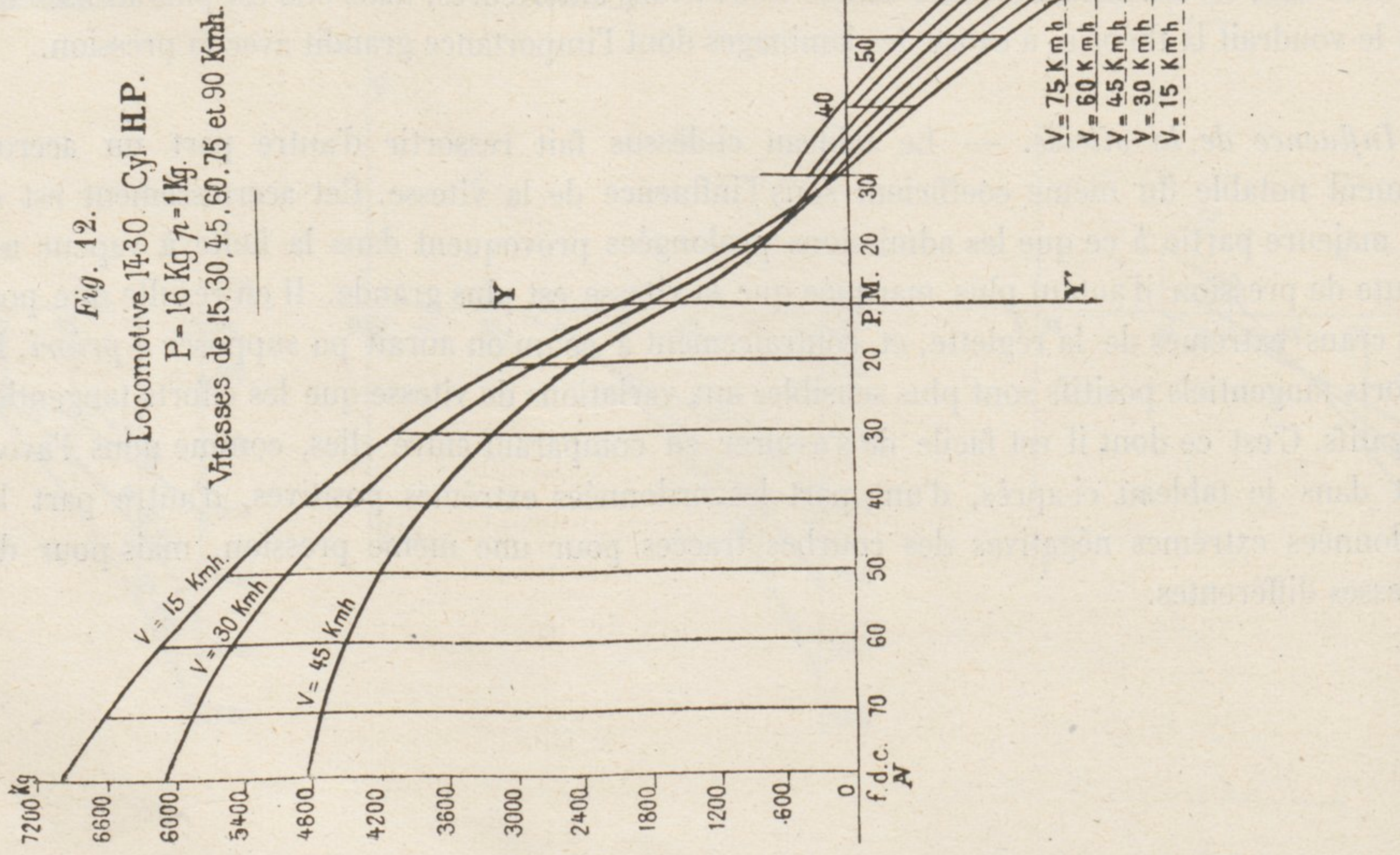
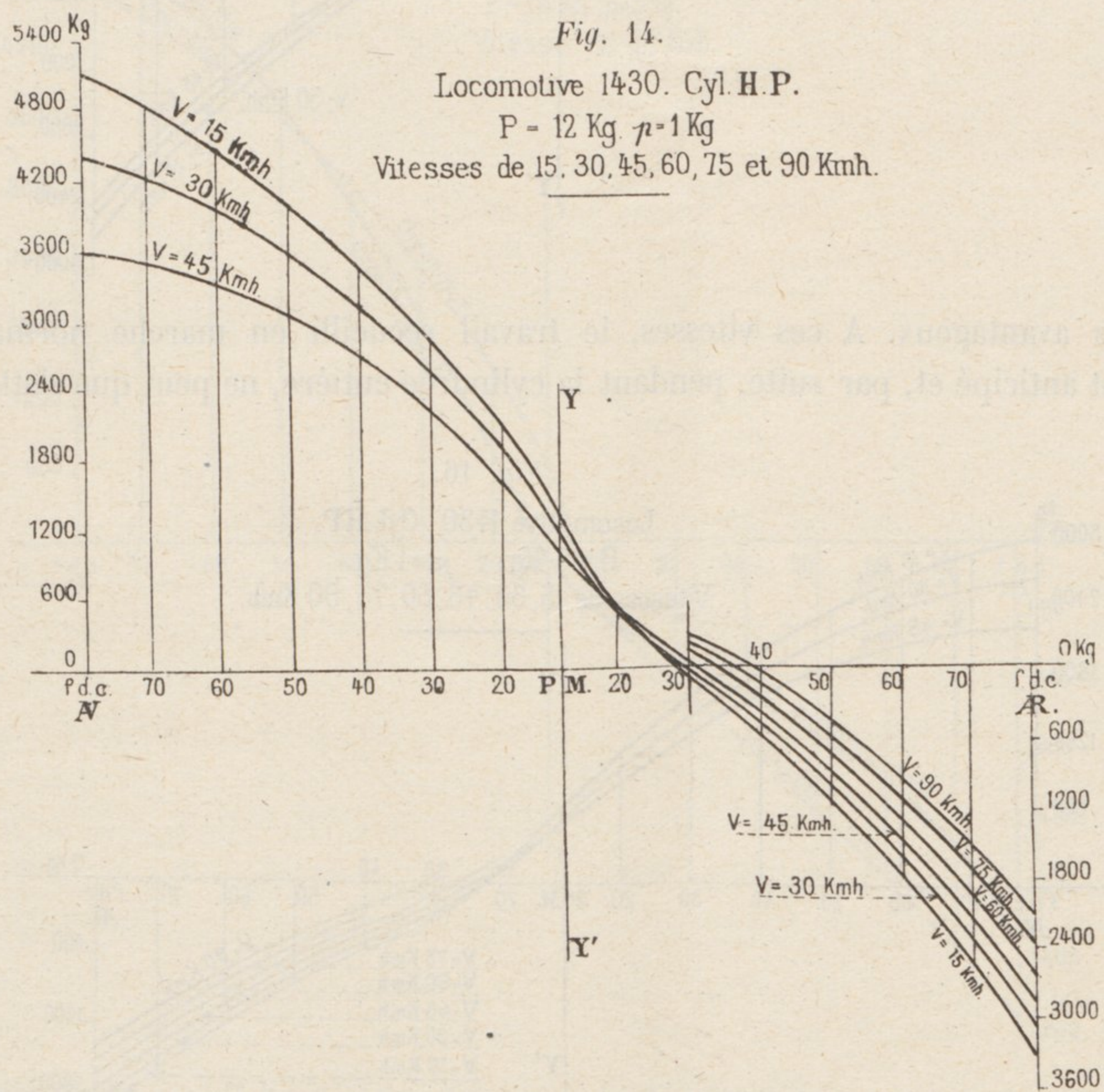




TABLEAU II.

PRESSION ABSOLUE EN CHAUDIÈRE	DIMINUTION ÉPROUVÉE entre les vitesses de 15 et de 45 kmh par les efforts tangentiels maxima	
	Positifs	Négatifs
8 kg. ....	26 %	9 %
10 » .....	28 %	10 %
12 » .....	29 %	12 %
14 » .....	30 %	12 %
16 » .....	32 %	14 %

Ces chiffres qui expliquent et justifient ceux du tableau I, montrent combien l'action déprimante de la vitesse est renforcée par l'accroissement de la pression.

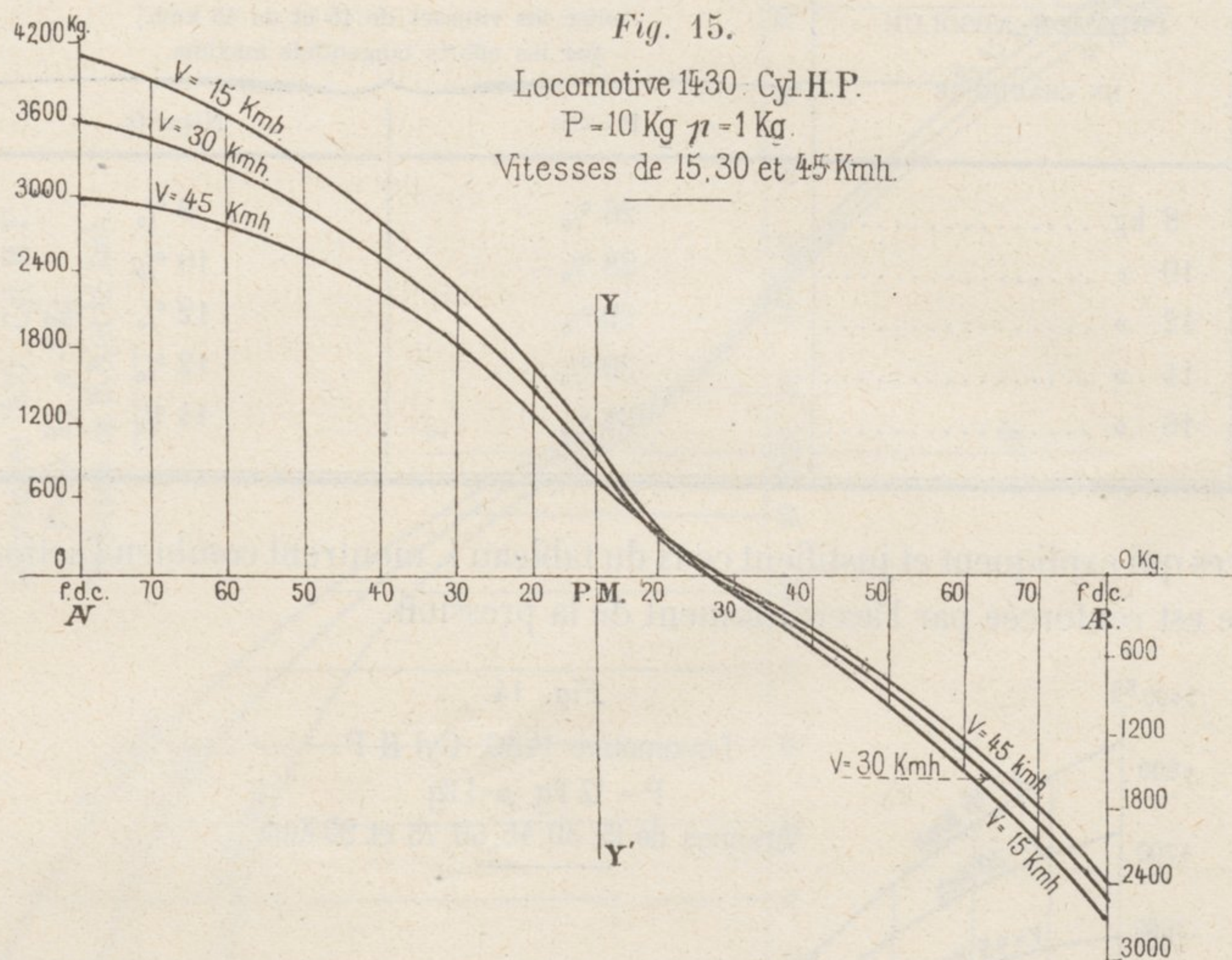


Si, pour mieux faire ressortir l'influence de la vitesse sur l'allure des courbes des efforts tangentiels, nous groupons dans une même Figure toutes celles qui ont été établies pour une même pression (Fig. 12 à 16) nous constatons en outre :

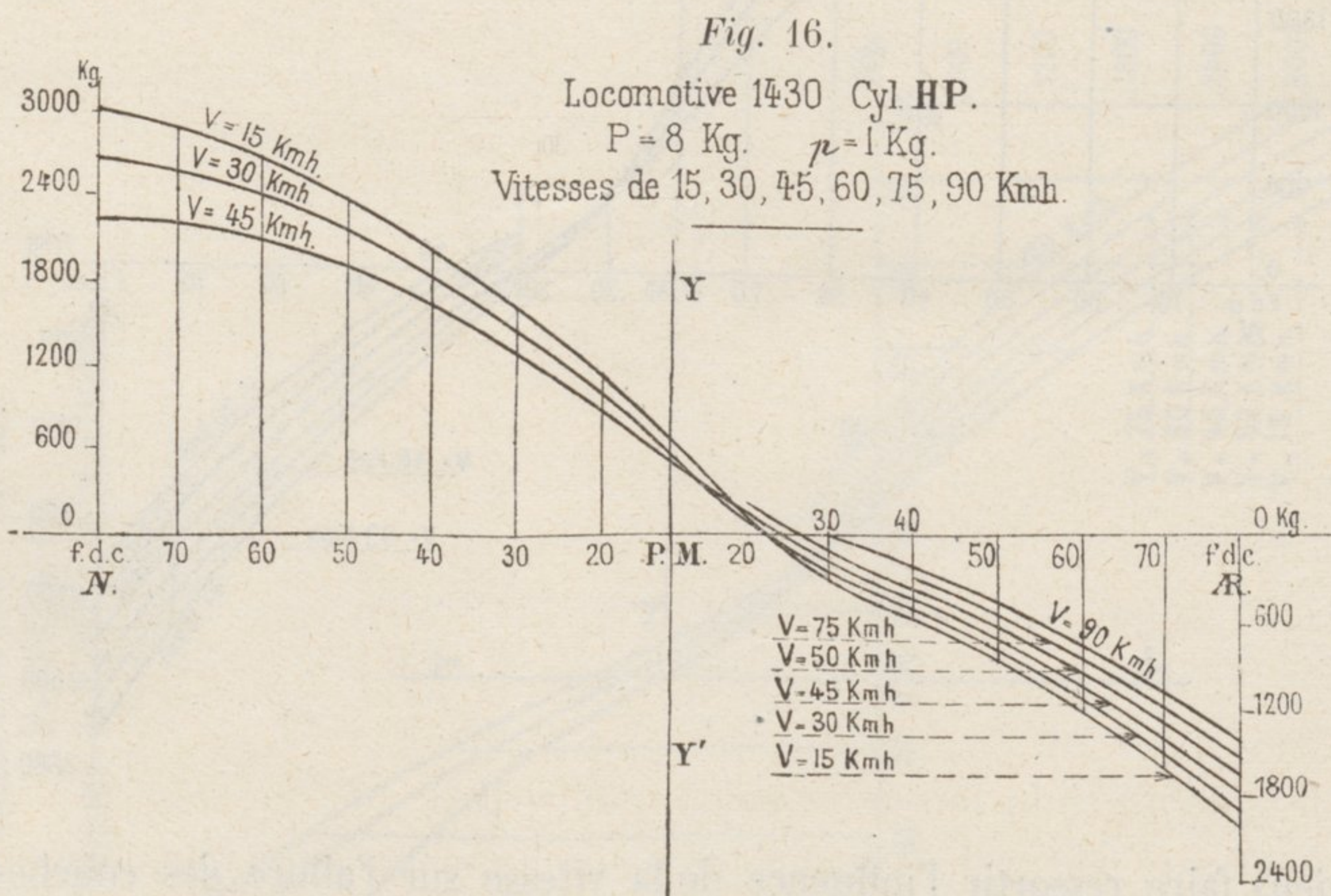
1° Que, comme il fallait s'y attendre, les points neutres s'éloignent du point mort à mesure que la vitesse grandit ;

2° Qu'au fur et à mesure que la vitesse grandit, les efforts tangentiels sont moins sensibles à un accroissement donné des longues admissions.

*Remarque.* — Il faudrait se garder de conclure des indications de la première ligne du tableau I qu'aux vitesses de 10 ou de 5 kmh, nous eussions relevé des coefficients de puissance



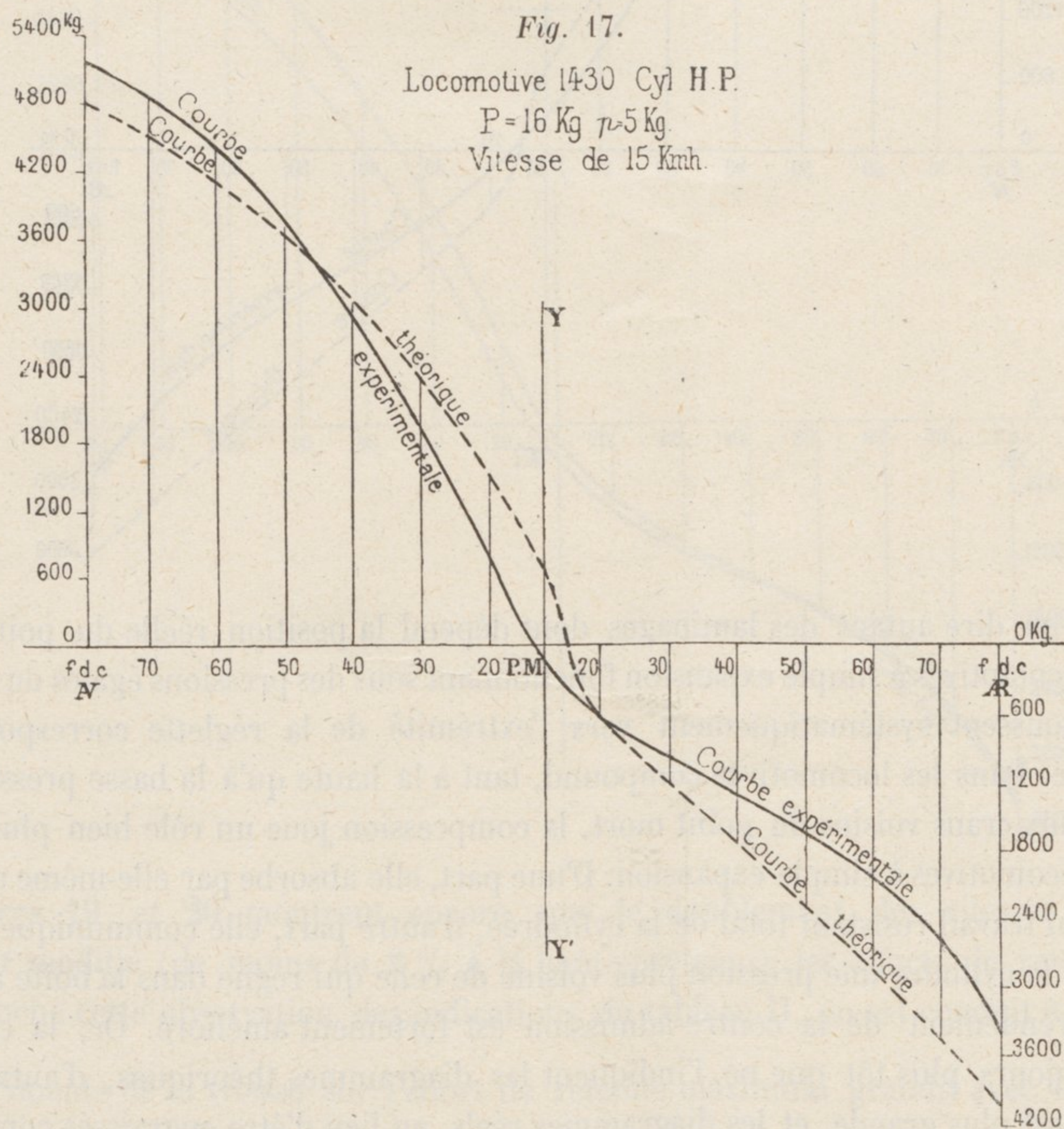
encore moins avantageux. A ces vitesses, le travail recueilli en marche normale pendant l'échappement anticipé et, par suite, pendant la cylindrée entière, ne peut que s'atténuer, alors



qu'en marche à contre-vapeur la contre-admission continue à s'améliorer. Nous avons par suite des raisons de penser que le coefficient de puissance présente un minimum pour une vitesse qui, dans l'espèce, ne semble pas devoir être très inférieure à 15 kmh.

**Fonctionnement en compound.** — Le tracé des courbes d'efforts tangentiels relatives aux cylindres HP ou BP d'une locomotive compound n'étant possible qu'autant que

chaque effort est entièrement déterminé par le cran de marche auquel il se rapporte, nous avons levé l'indétermination résultant de l'indépendance des deux mécanismes distributeurs en prenant les mesures nécessaires pour assurer la constance de la pression au réservoir intermédiaire. Deux courbes HP et BP tracées dans ces conditions ne peuvent évidemment servir à déterminer l'effort tangentiel total, par voie d'addition de deux de leurs ordonnées, qu'autant que la combinaison des crans correspondant à ces ordonnées, permet d'entretenir au réservoir la pression qui a servi de base à l'établissement de ces courbes, et que le réservoir a des dimensions suffisantes pour rendre pratiquement négligeables les oscillations qu'y effectue la pression dans l'intervalle d'un tour de roue. Mais les courbes ainsi établies présentent l'avantage de pouvoir être comparées à celles qui sont relatives à la simple expansion et de permettre, par suite, d'énoncer certaines conclusions.

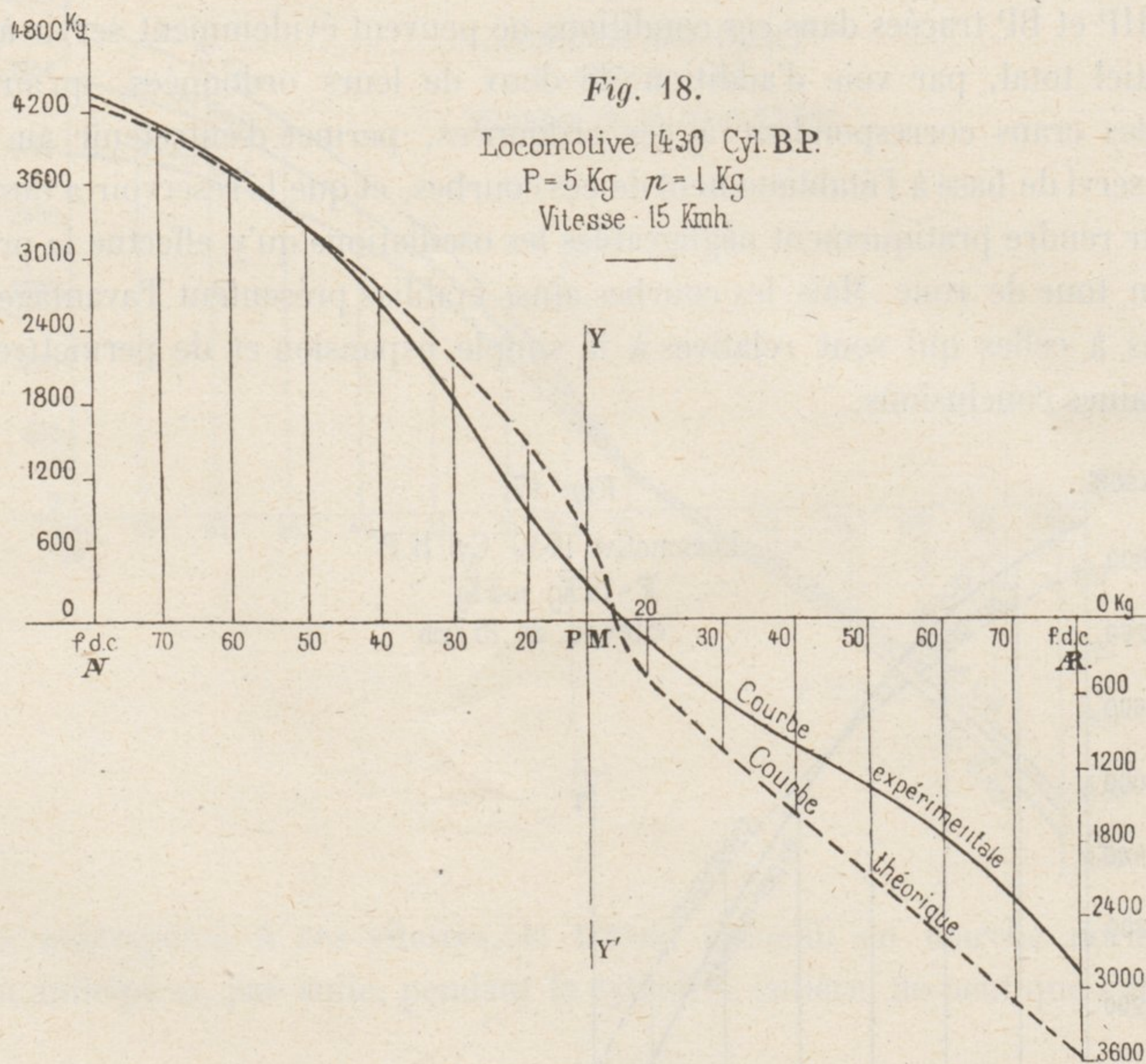


La valeur constante  $p = 5$  kg que nous avons adoptée pour tous nos essais, n'est cependant pas très différente des pressions qui s'établissent naturellement au réservoir, lorsque la pression en chaudière étant de 16 kg absolus, les marches sont disposées en vue d'assurer des admissions égales à la haute et à la basse pression.

Ces réserves faites, les quelques courbes HP et BP que nous ont permis de tracer les diagrammes relevés en marche à double expansion, et qui font l'objet des Figures 17 à 20, donnent lieu à quelques remarques intéressantes.

Nous avons indiqué précédemment les causes pour lesquelles en marche à simple expansion, et aux petites vitesses, les travaux indiqués peuvent être supérieurs aux travaux théoriques. Ces

causes subsistent dans les locomotives fonctionnant en compound à des admissions suffisamment prolongées et les Figures 17 et 18 montrent que, dans ces conditions, elles produisent les mêmes effets.



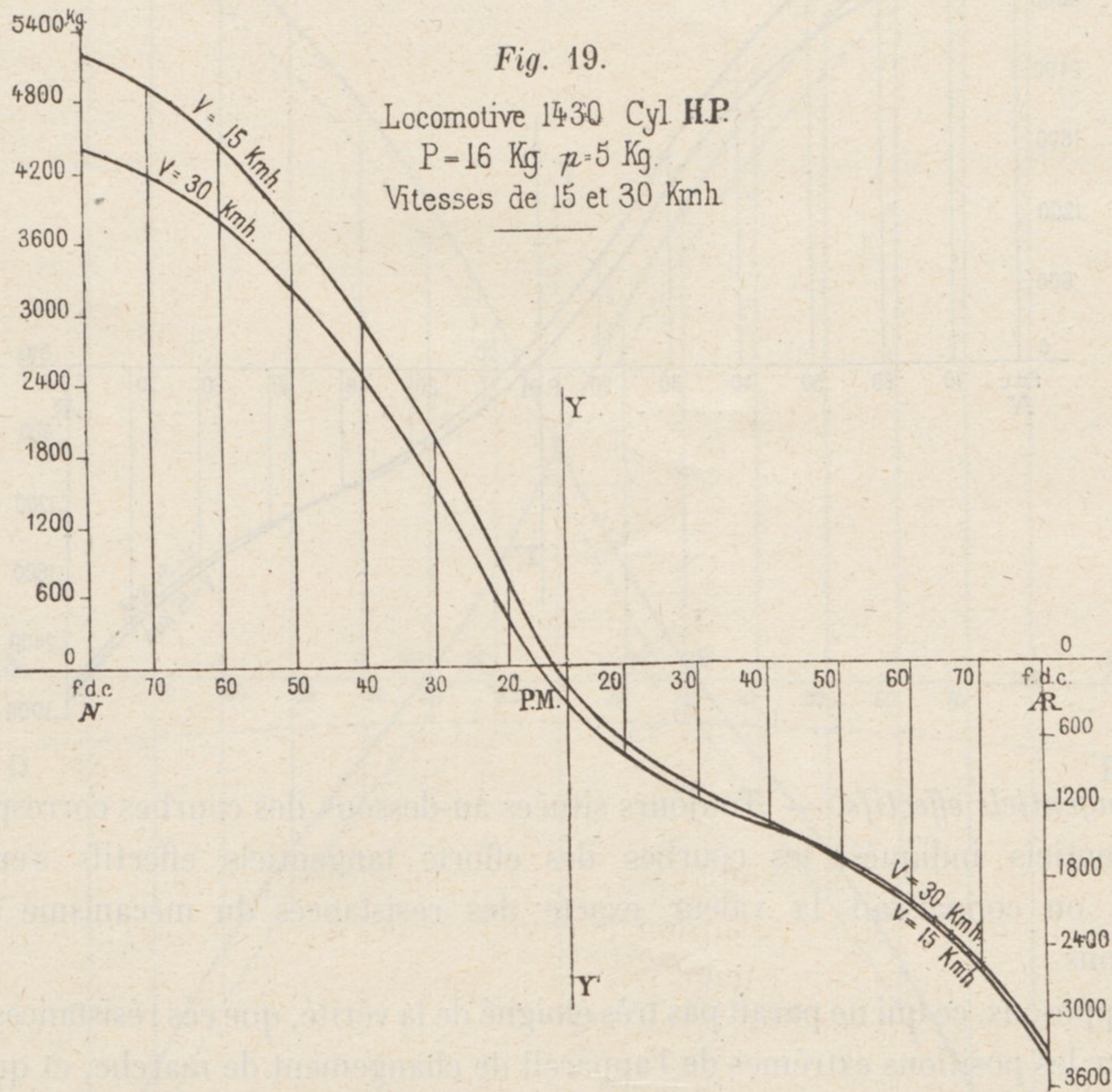
On ne peut en dire autant des laminages dont dépend la position réelle du point neutre et qui, dans les locomotives à simple expansion fonctionnant sous des pressions égales ou supérieures à 8 kg, le repoussent systématiquement vers l'extrémité de la réglette correspondant à la marche inverse. Dans les locomotives compound, tant à la haute qu'à la basse pression, et plus spécialement aux crans voisins du point mort, la compression joue un rôle bien plus important que dans les locomotives à simple expansion. D'une part, elle absorbe par elle-même une fraction plus notable du travail résistant total de la cylindrée, d'autre part, elle communique à la vapeur enfermée dans le cylindre une pression plus voisine de celle qui règne dans la boîte à vapeur et, de ce fait, le rendement de la contre-admission est fortement amélioré. Or, la compression commence toujours plus tôt que ne l'indiquent les diagrammes théoriques, d'autant plus tôt que la vitesse est plus grande, et les diagrammes réels, au lieu d'être engraisés comme c'est le cas dans les locomotives à simple expansion par une contre-admission imparfaite, sont, au contraire, amaigris dans les locomotives compound, grâce à une compression plus énergique et d'ailleurs prématurée.

Ainsi s'explique qu'à la vitesse de 15 km/h le point neutre de la courbe expérimentale HP se place en deçà de celui de la courbe théorique avec un écart suffisant pour changer la nature de la zone neutre (Fig. 17). Théoriquement motrice, cette zone est en réalité résistante, et son étendue grandit avec la vitesse, ainsi qu'il ressort des indications de la Figure 19.

A la même vitesse de 15 km/h le point neutre de la courbe expérimentale BP se place au delà de celui de la courbe théorique, comme dans les locomotives à simple expansion (Fig. 18) mais

avec un écart qui diminue, tout d'abord, à mesure que la vitesse augmente et change de signe avant qu'elle ait atteint 30 kmh (Fig. 20).

Ces constatations, jointes à quelques-unes de celles qui ont été faites antérieurement, font ressortir l'influence qu'exerce le rapport  $\frac{P}{p}$  non seulement sur la situation du point neutre réel par rapport au point neutre théorique, mais encore sur le sens des déplacements que lui impose la vitesse lorsqu'elle augmente ou diminue.



Les Figures 19 et 20 montrent encore que le doublement des vitesses n'a pas très sensiblement modifié (de moins de 2 % à la haute pression) les efforts de retenue maxima. Si on rapproche cette observation des indications du tableau II, on est conduit à conclure que l'action déprimante de la vitesse sur l'effort de retenue maximum grandit avec le rapport  $\frac{P}{p}$ .

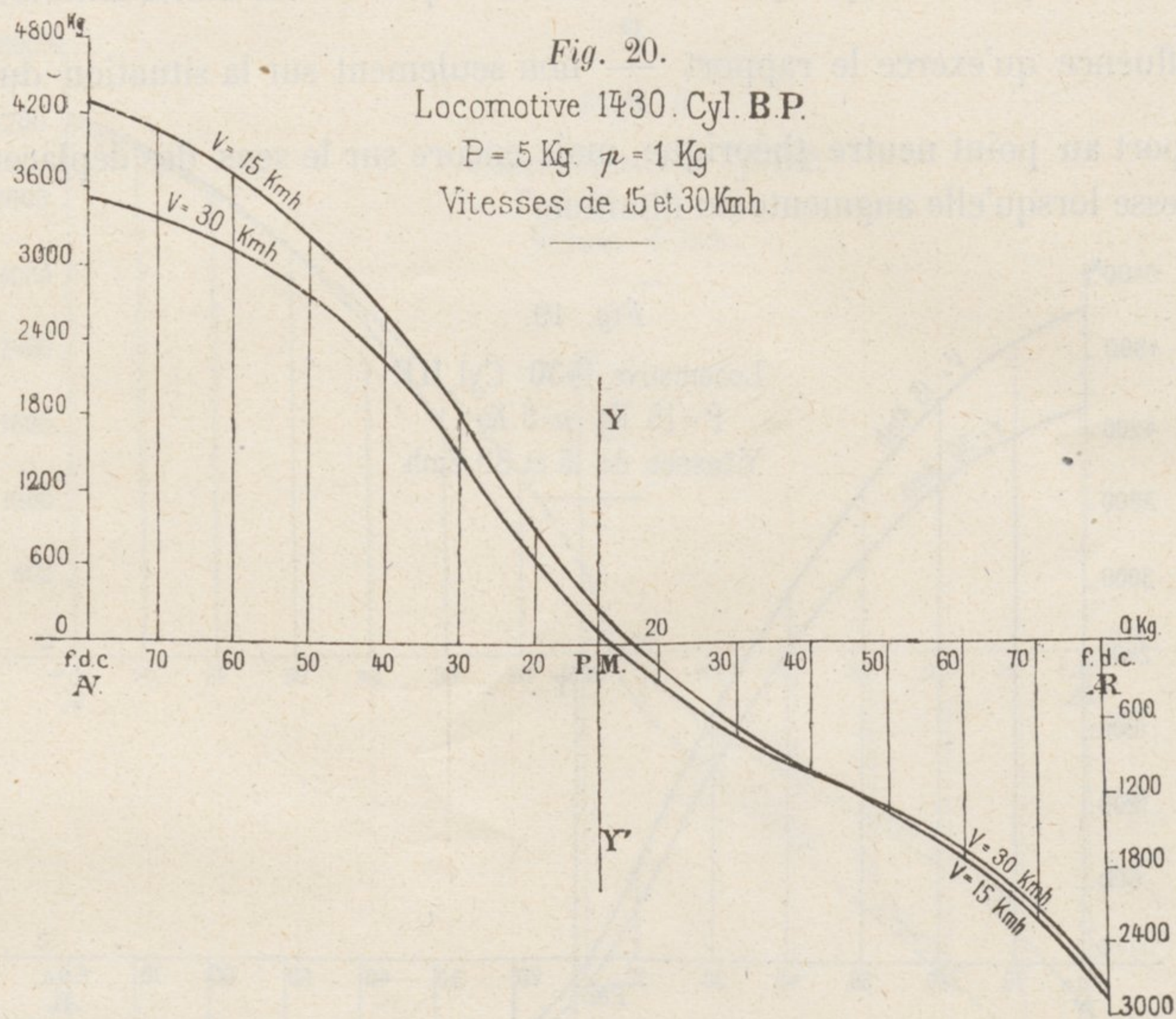
Les coefficients de puissance déduits des ordonnées extrêmes des courbes des Figures 19 et 20 sont les suivants :

TABLEAU III

VITESSES	HP	BP	HP + BP
15 kmh.....	67,7	68,6	68,4
30 » .....	76,0	79,4	77,5

A vitesse égale, ces coefficients sont plus avantageux que ceux du tableau I relatif à la simple

expansion. Ainsi le prévoyaient sans doute nos 7<sup>e</sup>, 8<sup>e</sup> et 9<sup>e</sup> conclusions théoriques mais, en fait, l'amélioration constatée est due, pour la plus grande part, à la moindre importance du laminage à la contre-admission.

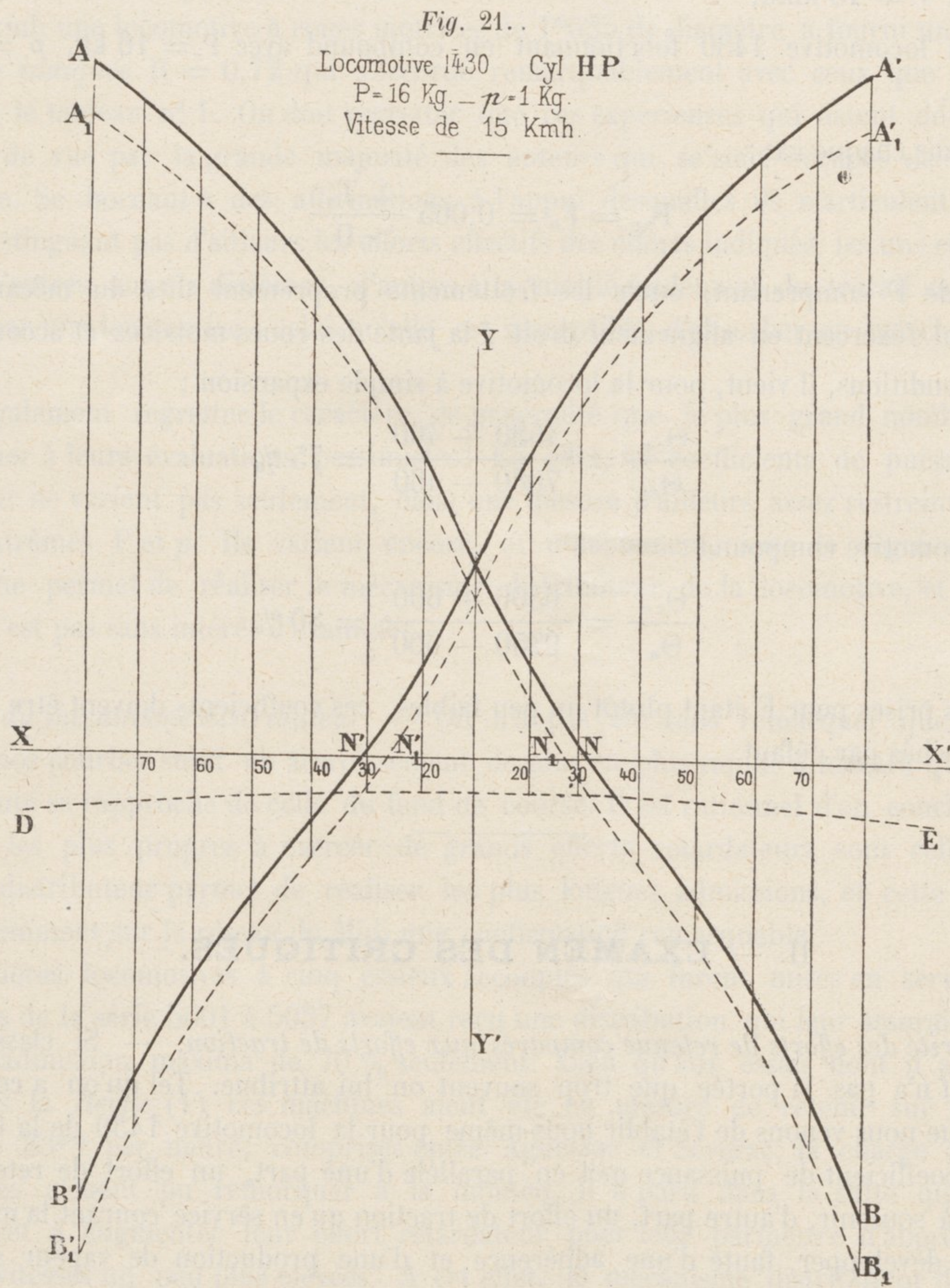


*Efforts tangentiels effectifs.* — Toujours situées au-dessous des courbes correspondantes des efforts tangentiels indiqués, les courbes des efforts tangentiels effectifs s'en déduiraient aisément, si on connaissait la valeur exacte des résistances du mécanisme et les lois de leurs variations.

Si nous supposons, ce qui ne paraît pas très éloigné de la vérité, que ces résistances sont maxima et égales pour les positions extrêmes de l'appareil de changement de marche, et que, diminuant avec le degré d'admission ou de contre-admission, elles prennent leurs plus faibles valeurs aux environs du point mort (1), la courbe des efforts tangentiels effectifs correspondant à la courbe A B des efforts tangentiels indiqués (Fig. 21) prendra l'allure de la courbe A<sub>1</sub> B<sub>1</sub> et celle des efforts tangentiels effectifs correspondant à la courbe A' B' relative à la marche tender en avant prendra la forme de la courbe A'<sub>1</sub> B'<sub>1</sub>. Il est visible que les points N<sub>1</sub> et N'<sub>1</sub> de la règlette pour lesquels s'annulent les efforts tangentiels effectifs sont, ou plus rapprochés, ou plus éloignés l'un de l'autre que les points N et N' pour lesquels s'annulent les efforts tangentiels indiqués, suivant que ces derniers délimitent une zone neutre motrice ou une zone neutre résistante. Il peut même arriver, lorsque ceux-ci sont suffisamment voisins du

(1) D'expériences effectuées sur le réseau d'Orléans, il résulterait que l'ouverture du régulateur et par suite, les variations du degré d'admission, n'ont sur la résistance totale de la locomotive qu'une influence négligeable. D'autres expériences, effectuées à l'étranger sur une locomotive *Atlantic*, auraient fait ressortir au contraire une différence de 5 kg par tonne entre les cas extrêmes correspondant à  $u = 0$  et  $u = 0,80 v$ . Enfin certains auteurs admettent que le minimum de résistance a lieu pour une admission de 0,25 à 0,30 et que cette résistance s'accroît plus rapidement lorsque  $u$  diminue que lorsque  $u$  grandit.

point mort, que la zone effective  $N_1 N'_1$  soit résistante, alors que la zone indiquée  $N N'$  est motrice, et ce dernier cas semble devoir être assez fréquent dans les locomotives compound.



Coefficients de puissance à la jante. — Ils ont pour expression :

$$\frac{\Theta_{cv}}{\Theta_n} = \frac{\frac{\sum T_{cv}}{\pi D} + F_{cv}}{\frac{\sum T_n}{\pi D} - F_n}$$

et sont maxima lorsque les travaux  $T_{cv}$ ,  $T_n$  et les résistances  $F_{cv}$ ,  $F_n$  correspondent aux crans de marche extrêmes.

Nous pouvons essayer d'établir une valeur approchée de ces maxima, seuls de nature à nous intéresser.

1° pour une locomotive à six roues accouplées, à simple expansion, développant une puissance maxima égale à celle de la locomotive 1430 réduite à son attirail HP, avec  $P = 16$  kg et  $V = 15$  kmh,

2° pour la locomotive 1430 fonctionnant en compound avec  $P = 16$  kg,  $p = 5$  kg et  $V = 15$  kmh,

en prenant dans chaque cas :

$$F_{cv} = F_n = 0,065 \frac{\sum T_n}{\pi D}$$

ces valeurs de  $F$  comprenant, outre les frottements proprement dits du mécanisme, les résistances qui s'exercent en alignement droit à la jante des roues motrices et accouplées.

Dans ces conditions, il vient, pour la locomotive à simple expansion :

$$\frac{\Theta_{cv}}{\Theta_n} = \frac{4530 + 460}{7080 - 460} = 75 \%$$

et pour la locomotive compound :

$$\frac{\Theta_{cv}}{\Theta_n} = \frac{6306 + 600}{9250 - 600} = 80 \%$$

Les valeurs prises pour  $F$  étant plutôt un peu faibles, ces coefficients doivent être considérés comme approchés par défaut.

## II. — EXAMEN DES CRITIQUES.

1° *Infériorité des efforts de retenue comparés aux efforts de traction.* — Si classique qu'il soit, ce grief n'a pas la portée que trop souvent on lui attribue. Tel qu'on a coutume de l'établir et que nous venons de l'établir nous-même pour la locomotive 1430 de la Compagnie du Midi, le coefficient de puissance met en parallèle d'une part, un effort de retenue facile à réaliser et à soutenir, d'autre part, un effort de traction qu'en service courant la machine est incapable de développer, faute d'une adhérence et d'une production de vapeur suffisantes. Sur les rampes de 33 mm par mètre de l'Aveyron, les trains de marchandises sont remorqués par des locomotives à cinq essieux accouplés de la série 5001, à vapeur surchauffée et à simple expansion, qui, à la vitesse normale de 15 kmh développent leur effort tangentiel maximum positif à 50 % d'admission. Si l'on convenait de prendre pour dénominateur du coefficient de puissance l'effort normal développé dans ces conditions, de manière à ne comparer entre eux que des efforts maxima également réalisables, on obtiendrait, pour la vitesse considérée, un coefficient de puissance indiquée de 90 % correspondant à un coefficient de puissance effective de plus de 100 %.

Irrationnelle en soi, la considération des coefficients de puissance établis pour les crans extrêmes, ou équidistants des extrêmes, fut donc une mauvaise fortune pour la contre-vapeur, une sorte de réclame à rebours dont les fâcheux effets se trouvèrent encore aggravés par



l'imprécision et l'insuffisance trop fréquentes des évaluations qui ont été données de ces coefficients.

Couche seul cite des expériences faites dans des conditions bien définies. Pour  $P = 9 \text{ kg } 45$  et  $V = 30 \text{ kmh}$  une locomotive à roues motrices de  $1^{\text{m}}535$  de diamètre a fourni un coefficient de puissance indiquée  $R = 0,72$  qui s'accorde remarquablement avec ceux que nous avons donnés dans le tableau n° 1. On doit regretter que ces expériences qui datent de 1870 aient été perdues de vue par la grande majorité des auteurs qui se sont occupés de la question après Couche. Se bornant à des affirmations à l'appui desquelles ils n'articulent aucun fait précis, ne distinguant pas d'ailleurs les efforts effectifs des efforts indiqués, les uns estiment aux deux tiers, d'autres aux six dixièmes, d'autres à la moitié seulement du travail normalement développé par une locomotive, celui qu'elle est susceptible d'absorber en marche à contre-vapeur.

On doit également regretter le caractère de généralité que le plus grand nombre ont cru devoir donner à leurs évaluations pessimistes. En effet, les coefficients de puissance de la contre-vapeur ne varient pas seulement, dans une mesure d'ailleurs assez restreinte, avec les pressions extrêmes  $P$  et  $p$ . Ils varient encore, et notablement, avec le degré d'admission maximum que permet de réaliser le mécanisme distributeur de la locomotive, et c'est là un point qu'il n'est pas sans intérêt d'examiner.

*Influence du mécanisme distributeur.* — On n'a pas été sans remarquer que l'ordonnée négative de nos courbes subit un accroissement de plus en plus rapide à mesure que l'abscisse correspondante se rapproche de celle du fond de course. Il est rationnel d'en conclure que les locomotives les plus propres à exercer de grands efforts retardateurs sont celles dont le mécanisme distributeur permet de réaliser les plus longues admissions, et cette conclusion a trouvé récemment sur le réseau du Midi une confirmation remarquable.

Les premières locomotives à cinq essieux accouplés qui furent mises en service sur ce réseau, celles de la série 5001 à 5037 avaient reçu une distribution qui leur assurait à fond de course une admission maxima de 70 % seulement. Bien qu'aux essais dont il a été rendu compte dans la *Revue* (1) ces machines aient été en mesure de retenir sur les longues déclivités de  $33^{\text{mm}}$  par mètre, comprises entre Aguessac et Sévérac, la charge maxima de 279 t qu'elles avaient pu remorquer à la montée, il a paru dans la suite qu'il pourrait y avoir intérêt à augmenter leur effort retardateur pour leur permettre d'aborder sur les pentes des vitesses un peu plus élevées. A cet effet, le mécanisme distributeur de plusieurs d'entre elles fut modifié en vue de réaliser une admission maxima de 80 % et la nouvelle distribution fut appliquée de construction aux locomotives de la série 5038 et 5047.

Les diagrammes relevés à la vitesse de 15 kmh sur les locomotives 5037 et 5045 dont la première est encore pourvue de l'ancienne distribution, nous ont permis de tracer les courbes de la Figure 22, d'où il ressort que le coefficient de puissance indiquée, qui n'était à la vitesse considérée que de 63,5 % au cran extrême de la distribution primitive, s'est élevé pour la nouvelle distribution à 73 %.

---

(1) N° de Juillet 1909. Note par M. Bachellery.

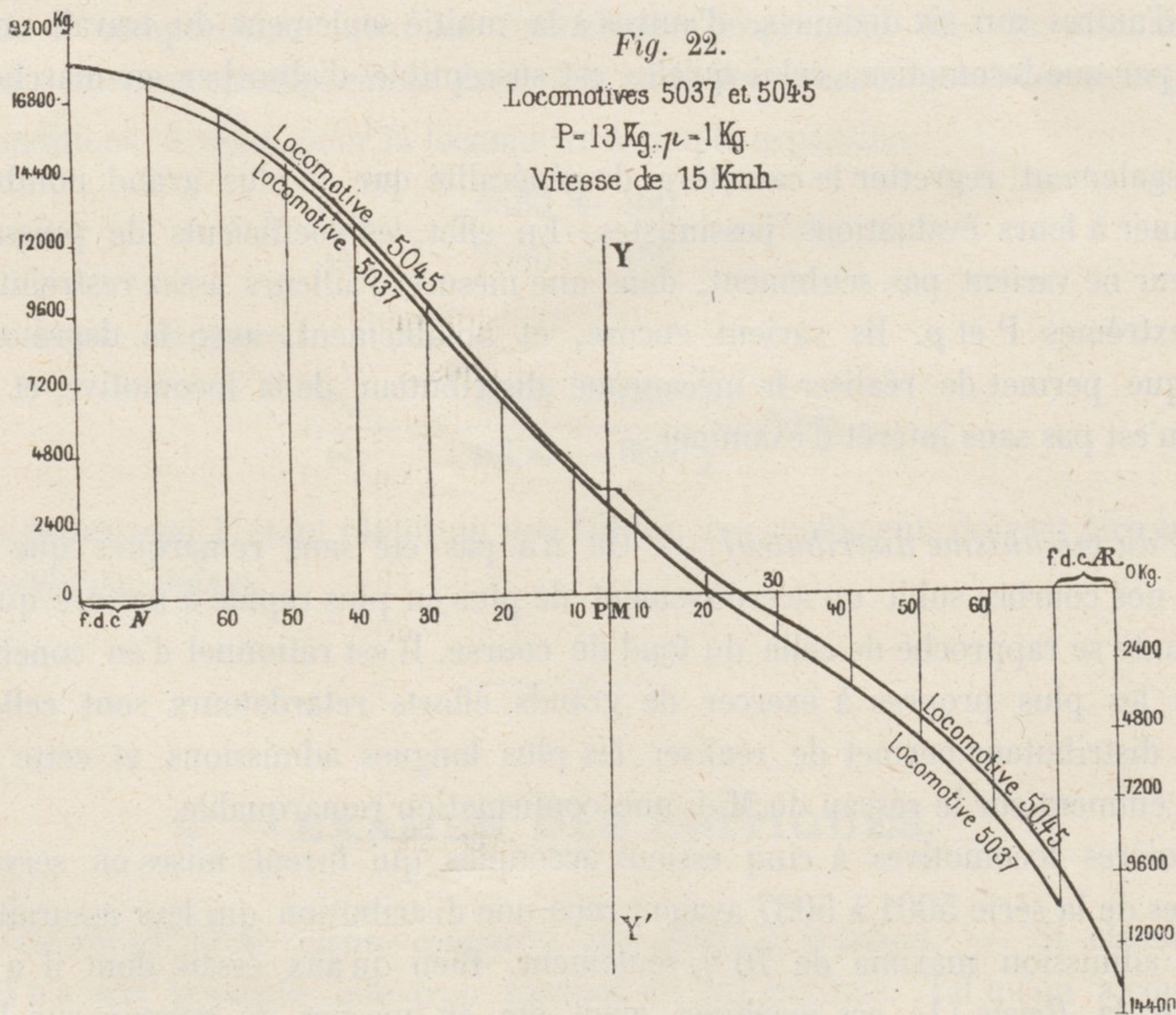
Quant au coefficient de puissance à la jante, pour l'établissement duquel nous ne pensons pas exagérer en prenant  $F = 1.200$  kg, il a passé de

$$\frac{10800 + 1200}{17040 - 1200} = 75,7 \%$$

à

$$\frac{13285 + 1200}{18200 - 1200} = 85,1 \%$$

chiffre notablement plus élevé qu'aucun de ceux qui ont été annoncés, jusqu'ici, pour une vitesse aussi faible.



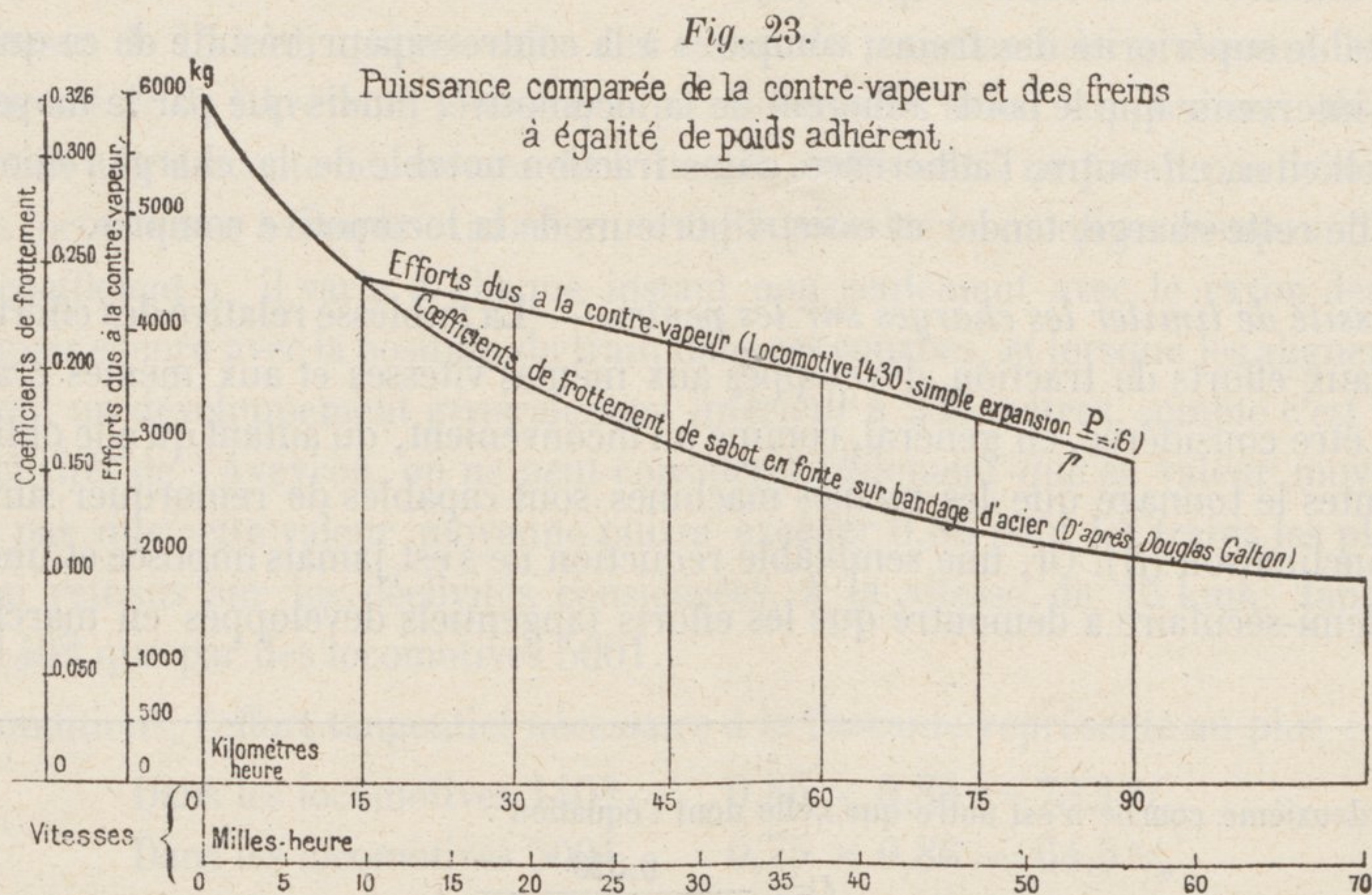
L'effort maximum de traction ayant grandi, bien inutilement d'ailleurs, en même temps que l'effort maximum de retenue, le coefficient de puissance indiquée ne s'est cependant accru que de 15 % de sa valeur primitive et le coefficient de puissance à la jante de 14 %. Mais si on compare entre eux les efforts retardateurs maxima, qui seuls importent dans l'espèce, on constate un accroissement absolu de 2.485 kg correspondant à un accroissement proportionnel de 23 % de l'effort indiqué et de 20 % de l'effort effectif. Encore faut-il noter, qu'en vue de conserver l'interchangeabilité des essieux moteurs, on n'avait pas cru devoir toucher à l'excentricité de l'excentrique. Or, il eût suffi de l'allonger de quelques millimètres pour faire disparaître l'écart que présentent, dans la région des ordonnées négatives, les courbes expérimentales de la Figure 22, et qui révèle un excès de laminage dû à une ouverture insuffisante des lumières.

Ce n'est pas tout. Si un allongement de l'excentrique avait paru acceptable, rien n'empêchait d'élever le degré d'admission maximum à 85 % et même à 90 %. On eût ainsi réalisé des coefficients de puissance effective égaux ou supérieurs à l'unité, correspondant à des efforts de retenue maxima respectivement accrus de 5.500 et 7.500 kg.

Sans doute, ces efforts seraient en pratique aussi irréalisables, faute d'adhérence, que l'étaient déjà les efforts maxima de traction, mais l'adoption d'un coefficient de puissance de 100 % ou au delà, aurait permis d'accroître la vitesse des trains sur les fortes déclivités, en reculant la limite supérieure au delà de laquelle la contre-vapeur devient impuissante contre les emballements.

L'importance des résultats obtenus par la modification des locomotives 5001, sans parler de ceux qu'on eût pu obtenir par une modification plus radicale, donne la mesure de l'erreur qu'on s'exposerait à commettre en généralisant des résultats d'essais faits sur une locomotive quelconque, sans se préoccuper des conditions d'établissement de sa distribution. Comme toute espèce d'outil, la locomotive doit être appropriée au service auquel elle est destinée, et si elle doit fréquemment travailler à contre-vapeur, il importe que son mécanisme distributeur soit en mesure de fournir des admissions et, par suite, des contre-admissions prolongées. Il est permis de penser que si cette précaution avait toujours été prise, bien des mécomptes eussent été évités.

2° *Influence aggravante de la vitesse.* — Les chiffres portés dans la dernière colonne du tableau II relatif à une locomotive à simple expansion montrent que non seulement la valeur absolue de l'effort de retenue diminue, toutes choses égales d'ailleurs, quand la vitesse augmente, mais encore que cette diminution est d'autant plus importante que la pression en chaudière est plus élevée. Il en résulte que si, toute exagération mise de côté, le reproche formulé paraissait déjà grave à l'époque où le timbre des chaudières n'excédait pas 8 kg *a fortiori* doit-il sembler l'être aujourd'hui que les chaudières des locomotives à simple expansion sont couramment timbrées à 13 kg par centimètre carré.



Pour nous rendre compte de la véritable portée de ce reproche, traçons en fonction de la vitesse (Fig. 23), d'une part la courbe des efforts maxima dus à la contre-vapeur dans la locomotive 1430 fonctionnant à simple expansion sous la pression  $P = 16$  kg, d'autre part, la courbe du coefficient de frottement des sabots de frein sur les bandages, telle qu'elle résulte

des expériences bien connues de Douglas Galton (1), en ayant soin de choisir les échelles de manière à réaliser un point d'intersection pour  $V = 15$  kmh. Dans ces conditions les deux courbes font connaître les valeurs comparées de l'effort de retenue dû à l'action de la contre-vapeur dans les cylindres HP de la locomotive 1430, supposée débarrassée de son attirail BP, et de celui que procurerait un frein agissant sur les roues motrices et accouplées de la même machine dans l'hypothèse où les deux efforts seraient identiques à la vitesse de 15 kmh, hypothèse correcte puisqu'elle correspond à un poids adhérent normal de 4 tonnes par tonne de  $\frac{p d^2 l}{D}$  et à un coefficient de freinage de 75 %.

On remarquera :

1° Que la courbe des efforts tangentiels dus à la contre-vapeur suppose  $\frac{P}{p} = 16$  kg chiffre qui n'est que très exceptionnellement atteint dans une locomotive ;

2° Que la courbe du coefficient de frottement est celle du coefficient initial, et l'on sait que celui-ci s'abaisse rapidement pendant les premières secondes d'application des sabots.

Bien que ces conditions soient toutes deux de nature à exagérer l'efficacité relative des freins, la courbe des efforts retardateurs dus à l'action de ces derniers s'abaisse beaucoup plus rapidement que celle des efforts de retenue dus à l'action de la contre-vapeur. Si donc celle-ci n'est qu'un médiocre remède aux emballements pouvant résulter de son application trop tardive sur les pentes, le frein *appliqué aux seules roues motrices et accouplées* est un remède encore pire. En fait, l'un et l'autre peuvent devenir illusoire au-delà d'une certaine vitesse, mais la vitesse à partir de laquelle le frein devient insuffisant, est notablement moindre que celle qui marque la limite d'efficacité de la contre-vapeur (2).

La véritable supériorité des freins, comparés à la contre-vapeur, résulte de ce que celle-ci ne peut faire intervenir que le poids adhérent de la locomotive, tandis que par le moyen des freins on peut solliciter, en outre, l'adhérence d'une fraction notable de la charge remorquée sinon la totalité de cette charge, tender et essieux porteurs de la locomotive compris.

3° *Nécessité de limiter les charges sur les pentes.* — La faiblesse relative des efforts de retenue comparés aux efforts de traction développés aux mêmes vitesses et aux mêmes crans ne peut cependant être considérée, en général, comme un inconvénient, qu'autant qu'elle oblige à réduire sur les pentes le tonnage que les mêmes machines sont capables de remorquer sur les rampes de même inclinaison (3). Or, une semblable réduction ne s'est jamais imposée et une expérience plus que demi-séculaire a démontré que les efforts tangentiels développés en marche à contre-

(1) Cette deuxième courbe n'est autre que celle dont l'équation :

$$f = \frac{0,326}{1 + 0,03532 V}$$

V étant exprimé en milles-heure, a été donnée par la Compagnie Westinghouse dans la préface de son édition de l'ouvrage de DOUGLAS GALTON : *The Effect of Brakes upon railway trains*.

(2) Ce fait a déjà été signalé par M. Georges MARIÉ dans la *Revue Générale* de Mai 1879, page 354.

(3) Il est de règle absolue sur le réseau du Midi que sur les déclivités *exceptionnelles* (de 27 à 33 mm par mètre) une machine ne doit jamais descendre une charge supérieure à celle qu'elle est capable de remonter sur la même déclivité.

vapeur par une locomotive capable d'admissions maxima moyennement prolongées (80 %) ont toujours été largement suffisants pour retenir sur les déclivités de 33 mm par mètre, les plus fortes qui soient actuellement admises sur les lignes d'intérêt général exploitées par la vapeur, les plus lourdes charges susceptibles d'être remontées sur les mêmes déclivités.

On se rend aisément compte qu'il doit effectivement en être ainsi lorsqu'on considère :

1° Que, même aux faibles vitesses auxquelles sont tracés les trains de marchandises sur les fortes rampes, l'effort tangentiel maximum pris pour dénominateur du coefficient de puissance de la contre-vapeur est pratiquement irréalisable et que l'effort tangentiel nécessaire pour la remorque des plus lourdes charges admissibles en service courant n'en est qu'une fraction  $\nu$ , variable avec les conditions d'établissement de la locomotive.

2° Que l'effort tangentiel à développer à la descente d'une pente n'est lui-même qu'une fraction  $\mu$  de celui qui serait nécessaire pour remonter la même charge, à la même vitesse, sur la même déclivité, attendu que le premier de ces efforts est égal à la composante du poids total du train *diminuée* des résistances des véhicules et de celles des résistances de la locomotive qui n'ont pas été comprises dans F, alors que le second est égal à la même composante *augmentée* de ces diverses résistances.

La condition pour que la charge maxima qu'une locomotive est susceptible de remorquer sur une rampe puisse être retenue par la même locomotive circulant à la même vitesse sur une pente de même inclinaison, est évidemment :

$$\mu \nu \Theta_n < \Theta_{cv}$$

ou

$$\mu \nu < \frac{\Theta_{cv}}{\Theta_n}$$

Or, à la vitesse de 15 kmh qui est celle des trains de marchandises gravissant les rampes de 33 mm par mètre de l'Aveyron, vitesse que provisoirement nous supposons observée par les mêmes trains à la descente des mêmes déclivités, le coefficient  $\nu$  ne paraît pas devoir excéder 0,75 pour les locomotives à simple expansion, et 0,85 pour les locomotives compound.

Quant au coefficient  $\mu$ , il varie à chaque instant non seulement avec le rayon des courbes parcourues, mais encore avec la position du train dans ces courbes, et lorsque les alignements qui les séparent ont un développement généralement inférieur à 200 mètres, comme c'est le cas sur les fortes déclivités de l'Aveyron, on ne peut considérer utilement que sa valeur moyenne. Or, il ne semble pas que cette valeur moyenne puisse excéder 0,86 pour les trains les plus lourds remorqués ou retenus sur les déclivités considérées, à la vitesse de 15 kmh, tant par des locomotives 1402 que par des locomotives 5001.

Dans ces conditions, l'effort tangentiel nécessaire à la descente représente au plus :

$$\begin{aligned} \text{Dans les locomotives 1402,} & \quad 0,85 \times 0,86 = 73,1 \% \\ \text{Dans les locomotives 5001,} & \quad 0,75 \times 0,86 = 64,5 \% \end{aligned}$$

de l'effort tangentiel maximum  $\Theta_n$ . On s'explique ainsi que des coefficients de puissance de marche à contre-vapeur de 80 % aux premières et de 75,7 % ou, *a fortiori*, de 85,1 % aux secondes soient non seulement suffisants pour retenir à la descente les plus fortes charges pouvant être remontées sur les déclivités considérées, mais laissent encore subsister une certaine marge :

$$\Theta_{cv} - \mu \nu \Theta_n$$

permettant, soit de produire l'arrêt du train en cas de besoin, soit de lui laisser atteindre, sans danger d'emballlement, des vitesses supérieures à celles qui sont pratiquées à la montée.

Si nous rapportons cette différence à l'effort de retenue maximum  $\Theta_{cv}$ , nous formons le coefficient

$$m = 1 - \frac{\mu \nu \Theta_n}{\Theta_{cv}}$$

qu'on pourrait appeler *marge proportionnelle de sécurité à la descente* et qu'on peut évaluer de façon approximative, si on considère que  $\mu \nu \Theta_n$  n'est autre chose que la composante du poids total du train diminuée des résistances du poids remorqué.

Soient donc :

L, le poids de la locomotive en ordre de marche exprimé en tonnes ;

L — A, son poids non adhérent, également en tonnes ;

T, le poids du tender, également en tonnes ;

W, celui des véhicules remorqués, également en tonnes ;

r, r', r'', les résistances en palier et alignement droit correspondant aux trois derniers poids ci-dessus, exprimés en kilogrammes par tonne ;

R, la valeur moyenne, établie pour l'ensemble du parcours, du supplément de résistance dû aux courbes, exprimé en kilogrammes pour le train entier ;

i, la déclivité, exprimée en millimètres par mètre.

Si on fait abstraction de la résistance de l'air, négligeable dans l'espèce, on peut immédiatement écrire :

$$m = 1 - \frac{(L + T + W) i - [(L - A) r + T r' + W r'' + R]}{\Theta_{cv}} \quad (9)$$

Dans le cas des locomotives 5001 qui sont des locomotives-tenders à adhérence totale, ainsi qu'il convient à des locomotives à petite vitesse pour fortes rampes, cette expression se simplifie et devient :

$$m = 1 - \frac{L i + W (i - r'') - R}{\Theta_{cv}} \quad (10)$$

Considérons une locomotive 1402 remorquant ou retenant sur la déclivité de 33 mm par mètre comprise entre Aguessac et Engayresque une charge de 120 tonnes à la vitesse de 15 kmh. Pour L = 60 t, A = 44 t, T = 25 t, r = r' = 2 kg, r'' = 1 kg 5, et R = 250 kg la formule (9) nous donne :

$$m = 9,5\%$$

Considérons encore une locomotive 5001 remorquant ou retenant sur le même parcours à la même vitesse de 15 km à l'heure une charge de 250 tonnes. L étant pris égal à 88 t, r'' à 1 kg 5 et R à 400 kg, la formule (10) nous donne pour les locomotives de la série 5001 à 5037 :

$$m = 13,5\%$$

et pour celles de la série 5038 à 5047 :

$$m = 28,4\%$$

Si incertains que soient les coefficients de résistance qui nous ont servi à les établir, ces valeurs de m font bien ressortir les différences que présentent, au point de vue des marges

proportionnelles de sécurité dont elles disposent, les locomotives des trois types considérés. Peu étendues dans les locomotives 1402 dont le coefficient  $\nu$  est fortement accru par le compoundage, assez restreintes encore dans les locomotives 5001 à 5037 dont le coefficient de puissance en marche à contre-vapeur a souffert d'une admission maxima trop limitée, ces marges ont pris un développement particulièrement important dans les locomotives 5038 à 5047, sous la double influence d'un relèvement notable de leur coefficient de puissance  $\frac{\Theta_{cv}}{\Theta_n}$  et d'une diminution corrélative de leur coefficient  $\nu$ .

L'exigüité relative des marges proportionnelles de sécurité dans les locomotives compound ne met cependant pas cette catégorie de machines en état d'infériorité, au point de vue de la modération de la vitesse des trains sur les fortes pentes, par rapport aux locomotives à simple expansion. Il ne faut pas perdre de vue, en effet, que comme l'ont montré nos expériences (Fig. 19 et 20) l'action déprimante de la vitesse sur l'effort de retenue maximum est notablement moindre dans les premières que dans les secondes, en sorte que si les locomotives compound disposent de marges proportionnelles moins étendues que les locomotives à simple expansion c'est qu'aussi des marges plus grandes leur seraient beaucoup moins utiles.

Ainsi s'explique que sur les pentes de 33 mm par mètre du réseau du Midi, et aux vitesses de 22 à 25 kmh auxquelles sont descendus les trains de marchandises, des marges proportionnelles de sécurité jugées suffisantes pour les locomotives 1402 retenant 120 t aient paru insuffisantes pour les locomotives de la série 5001 à 5027 retenant 250 t.

Cette remarque faite, occupons-nous des déclivités dont l'importance est inférieure à 33 mm par mètre et considérons une locomotive de la série 5038 à 5947 remorquant à la vitesse précédemment considérée de 15 kmh, sur des rampes continues et moyennement sinueuses de :

30 mm, 25 mm, 20 mm, 15 mm et 10 mm

par mètre, des charges normales respectives de :

288 t, 358 t, 460 t, 621 t et 917 t (1)

A la descente ces mêmes charges laisseraient subsister, *en alignement droit*, des marges proportionnelles minima de :

25 %, 27 %, 29 %, 33 % et 40 %.

Or, ces marges sont excessives et l'égalité des charges offertes à la montée et à la descente qui s'impose en général sur les déclivités les plus fortes ne se justifie plus sur les déclivités moindres, à la descente desquelles des majorations plus ou moins importantes peuvent être admises.

Une marge uniforme de 20 % dans les parcours en alignement droit, et par conséquent de plus de 20 % dans les parcours en courbe, étant plus que suffisante, les charges normales des

(1) Ces charges ont été établies par comparaison avec celle de 250 t supposée appliquée aux rampes de 33 mm par mètre de l'Aveyron. Elles satisfont à la condition

$$Li + W (r + r'') = \text{constante}$$

qui exprime la constance de  $\nu$  et dans laquelle nous avons fait  $r'' = 2$  kg pour tenir compte de la résistance supplémentaire des véhicules dans les courbes, supposées de même rayon et de même fréquence sur les cinq déclivités considérées.

trains descendants pourront être calculées, indépendamment de celles des trains montants, à l'aide de la formule :

$$W = \frac{0,8 \Theta_{cv} - L i}{i - r''}$$

déduite de l'équation (10) et qui, pour les trains et les déclivités considérés, donne respectivement les charges de

314 t, 399 t, 531 t, 760 t, 1.260 t

présentant par rapport aux trains montants des majorations d'environ

9 %, 11 %, 15 %, 22 % et 37 %.

Ces majorations n'ont pas paru suffisantes à certaines administrations qui verraient un avantage à pouvoir fixer uniformément, et indépendamment de la puissance de retenue de la locomotive, à 1.000 ou même à 1.200 t, la charge normale des trains descendants sur toutes les déclivités.

Que, d'une manière générale, les freins, et plus spécialement les freins continus, soient seuls en mesure de satisfaire aux desiderata de ces administrations, cela est évident. Mais, ce qui est non moins évident, c'est que l'attribution aux trains descendants de charges maxima supérieures à celles des trains montants ne présente d'intérêt que sur les lignes, ou sections de ligne d'une certaine étendue, qui ne comportent de fortes déclivités que dans un sens, et sur lesquelles, en outre, le trafic descendant est notablement supérieur au trafic montant. Or, nous ne connaissons point, en France, de lignes à fortes déclivités remplissant cette double condition. S'il en existe, elles sont rares, et il est vraisemblable qu'à l'étranger elles sont également une exception.

La contre-vapeur et les freins sont deux moyens très différents de détruire ou de modérer la vitesse des trains, mais dont chacun a ses avantages propres, et qui ne sont nullement exclusifs l'un de l'autre.

S'agit-il, d'arrêter un train dans une gare ou en présence d'un obstacle ? Les freins continus se recommandent à la fois par une plus grande puissance et par une mise en action plus rapide.

S'agit-il au contraire, sur une portion de voie fortement décline, de conserver à un train d'un tonnage compris dans les limites précédemment indiquées, une vitesse régulière ? En ce cas la supériorité de la contre-vapeur ne paraît plus pouvoir être contestée. Aussi modérable que le plus modérable des freins continus, plus modérable que la plupart de ceux qui sont actuellement en usage, et d'ailleurs d'un prix de revient beaucoup moins élevé, elle présente surtout l'avantage de supprimer les frottements destructeurs des sabots et des bandages — pour ne parler que du matériel roulant — et de n'imposer à celui-ci, d'une manière générale, qu'une fatigue beaucoup moindre.

*A fortiori* la contre-vapeur est-elle préférable aux freins à main dont l'emploi ne paraît pas encore près d'être abandonné aux trains de marchandises, et nombreuses sont sans doute les déclivités sur lesquelles l'emploi de la contre-vapeur substitué à celui des freins permettrait de réaliser sur l'entretien du matériel roulant, et vraisemblablement aussi des rails, d'importantes économies qui seraient loin d'être compensées par la dépense supplémentaire de combustible occasionnée par les appareils d'injection.

Ajoutons qu'en tout état de cause la possibilité de retenir un même train sur une même déclivité, soit au moyen de la seule contre-vapeur, soit au moyen des seuls freins à sabots réglementairement desservis, constitue, contre l'éventualité d'un emballement, un supplément



de garantie qui peut devenir précieux en cas d'insuffisance accidentelle du mode de freinage normalement employé.

4° *Le freinage par la tête.* — L'objection tirée de l'application à la locomotive, c'est-à-dire au premier véhicule du train de la totalité de l'effort retardateur a été formulée d'une manière très précise dans un ouvrage fort répandu dans les pays de langue allemande et dont le succès ne saurait être contesté puisque de 1873 à 1909 il n'a pas vécu moins de douze éditions (1).

« Il est absolument irrationnel et éminemment dangereux, disent les auteurs, de régler la » vitesse des trains sur les pentes au moyen du seul frein du tender. Le train ne doit pas » s'appuyer sur la locomotive, celle-ci étant exposée, dans ces conditions, à dérailler dans les » courbes. Le même danger existe pour les véhicules lorsque, leurs tampons étant fortement » comprimés, ils s'engagent dans une courbe comme le ferait une masse rigide. La méthode » correcte consiste à descendre les trains avec leurs attelages tendus. Ceci n'est pas, il est vrai, » l'affaire du mécanicien, mais bien celle des garde-freins, spécialement de celui de queue.... »

Sans doute, la contre-vapeur n'est pas explicitement visée dans ce passage, mais dans les premières éditions du même ouvrage, et notamment dans la 4<sup>e</sup>, parue en 1879, un renvoi en bas de page contenait la réserve ci-après :

« En traitant ici la question de la modération de la vitesse des trains sur les pentes, nous » nous sommes conformés à l'esprit de la plupart des règlements en vigueur. Au cours de ces » dernières années, il a été fait un usage plus ou moins étendu de la contre-vapeur dont » l'action retardatrice s'exerce exclusivement en tête du train. Or, il faut prendre un parti : ou » bannir la contre-vapeur ou admettre qu'en fait le freinage par la tête ne comporte aucun » danger. »

La contre-vapeur fut bannie et dans les éditions ultérieures la réserve ci-dessus disparut.

Très répandue en Allemagne, la manière de voir exposée ci-dessus ne l'est pas moins dans d'autres pays de l'Europe centrale, où l'on croit devoir veiller soigneusement à ce que les attelages soient constamment tendus, sur les pentes comme sur rampes, au cours des ralentissements comme au cours des démarrages. La valve de queue du frein à vide essayé en 1908 sur la ligne du Vorarlberg est en grande partie née de cette préoccupation, c'est-à-dire de la crainte que des compressions exercées entre les tampons ne provoquent un déraillement.

L'inanité de ces appréhensions, en ce qui concerne la contre-vapeur, ressort suffisamment, pensons-nous, de ce fait qu'elle est appliquée depuis près d'un demi-siècle sur toutes les fortes déclivités du réseau français dont un grand nombre excèdent 30 millimètres par mètre, et sur lesquelles la plupart des trains descendants absorbent la puissance de retenue maxima de deux locomotives. Malgré l'empatement relativement faible d'un grand nombre de celles qu'on affectait jadis à ce service, et nonobstant la puissance de celles qu'on y emploie aujourd'hui, il ne s'est jamais produit, à notre connaissance, aucun incident pouvant être attribué à l'application, en tête des trains, d'une force retardatrice souvent considérable.

Cette constatation nous dispense à cet égard de plus amples développements. Qu'il nous soit néanmoins permis de rappeler que lorsqu'une locomotive circulant cheminée en avant exerce

---

(1) *Die Schule des Lokomotivführers*, par J. BROSIUS et R. KOCH, Wiesbaden, librairie Bergmann, 12<sup>e</sup> édition, 1909.

un effort de retenue, la réaction des crosses de piston sur les glissières, dirigée de haut en bas, accroît notablement la charge supportée par l'essieu d'avant et donne ainsi à cet essieu une stabilité qui expliquerait, en partie du moins, la rareté souvent remarquée des déraillements des locomotives travaillant à contre-vapeur.

5° *Les surpressions dans les cylindres.* — Nous ne nous arrêterons pas aux objections tirées de l'importance des surpressions qui se produisent généralement dans les cylindres à la fin de la période de contre-admission. La locomotive devant toujours être appropriée, ainsi que nous l'avons rappelé antérieurement, au service qu'elle est destinée à assurer, on évitera tous les inconvénients de ces surpressions en donnant aux cylindres, aux châssis et généralement à toutes les parties intéressées de la machine une résistance suffisante.

Nous signalerons cependant l'utilité des fortes épaisseurs aux longerons, des caissons-entretoises en acier moulé, de la multiplicité des attaches des cylindres au châssis, et surtout des guides de boîte à huile jumelés, en forme d'U renversé et en acier moulé, dont on ne devrait jamais négliger l'emploi aux essieux les plus voisins des cylindres. Quant aux tourillons moteurs on les empêchera de s'échauffer en leur donnant une longueur suffisante. C'est la seule de leurs dimensions qui importe en l'espèce.

6° *La répugnance des mécaniciens.* — Enfin, pour compléter ce qui est relatif aux dispositions spéciales qu'il convient d'appliquer aux locomotives devant fonctionner habituellement en contre-vapeur, signalons l'intérêt que présente l'emploi des tiroirs cylindriques, grâce auxquels la manœuvre de l'appareil de changement de marche est facilitée au point de ne plus exiger qu'un effort musculaire inappréciable. On fait ainsi disparaître la cause principale, sinon la seule cause, de la « répugnance des mécaniciens » si souvent signalée, et qui pourrait bien être la cause profonde de l'insuccès de la contre-vapeur sur un grand nombre de réseaux.

### III. — LES PROCÉDÉS D'INJECTION.

L'injection, pendant la marche à contre-vapeur, a pour objet, d'une part, d'empêcher l'air et les gaz chauds de la boîte à fumée de pénétrer dans les cylindres pendant les phases d'aspiration; d'autre part, d'empêcher toute élévation fâcheuse de la température de ceux-ci pendant les phases de contre-admission.

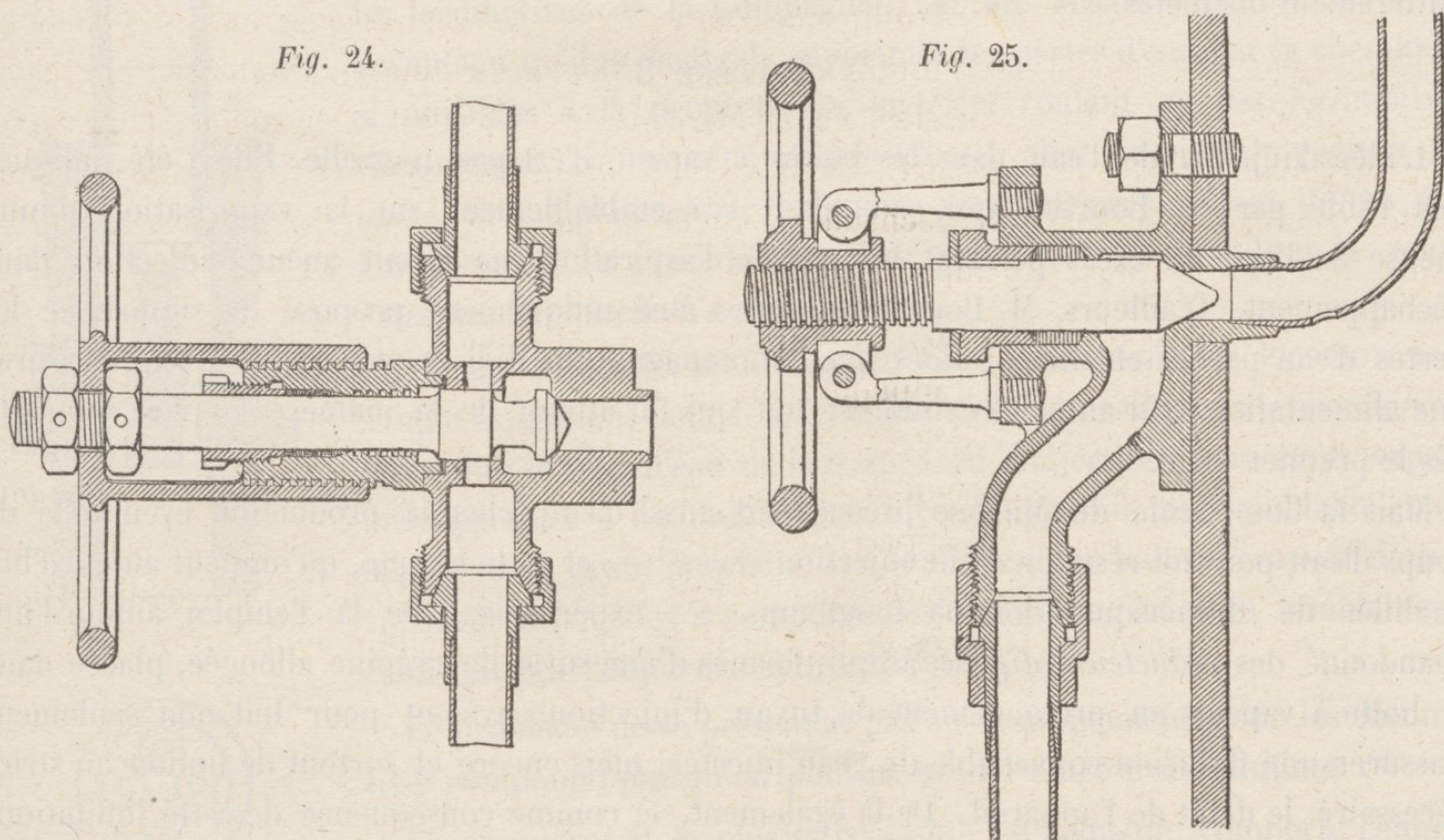
Le premier de ces résultats est obtenu en principe par une injection de vapeur à la base de l'échappement; le second s'obtient par une injection d'eau qu'on fait pénétrer dans les cylindres, soit pendant les phases d'aspiration, soit pendant les phases de contre-admission. Dans le premier cas, l'eau est injectée dans la tuyère de l'échappement: c'est le procédé A. Dans le second cas, elle est injectée dans la boîte à vapeur: c'est le procédé B.

#### PROCÉDÉ A.

C'est le plus ancien et le plus répandu. Il comportait à l'origine l'emploi d'un appareil de prise de vapeur et d'un appareil de prise d'eau distincts. Fixés à la chaudière, ils alimentaient deux tuyaux qui se réunissaient ensuite en un seul. Celui-ci longeait le corps cylindrique de la

chaudière, se bifurquait à l'arrière des cylindres et aboutissait, à droite et à gauche, à la base des tuyaux d'échappement dans le voisinage des tiroirs.

L'expérience ne tarda pas à montrer que la vaporisation abondante de l'eau injectée permettait de supprimer la prise de vapeur. C'est ce que firent le Norte, le M. Z. A., et l'Ouest-État. Au contraire, l'Est, le Nord, le P.-L.-M., le Midi et les Andalous continuèrent à injecter à la fois de l'eau et de la vapeur, mais remplacèrent les appareils de prise distincts par un appareil unique dans lequel s'opère le mélange. Il suit de là qu'il existe actuellement deux catégories d'appareils de prise : ceux qui débitent de l'eau ou de la vapeur suivant qu'ils sont fixés à la chaudière au-dessus ou au-dessous du niveau de l'eau, et ceux qui, toujours fixés au-dessous de ce niveau, débitent à la fois de l'eau et de la vapeur.



L'appareil représenté par la Figure 24, employé par la Compagnie d'Orléans, appartient à la première catégorie. Il présente cette particularité qu'il est disposé pour alimenter simultanément deux tuyaux d'injection dont chacun dessert un cylindre unique. On évite ainsi l'emploi du tuyau bifurqué auquel on a parfois reproché de ne pas assurer une répartition égale du fluide injecté.

La Figure 25 représente un appareil de la deuxième catégorie. C'est celui qu'employait la Compagnie du Midi avant qu'elle n'adoptât le procédé B.

En principe, et ainsi que le font ressortir nos Figures, les appareils de la deuxième catégorie ne diffèrent de ceux de la première que par l'addition d'un tuyau qui pénètre dans la chaudière, où il se redresse, et dans lequel la vapeur pénètre par son orifice extrême pendant que l'eau s'y introduit par un trou pratiqué dans sa paroi.

Lorsque parurent les locomotives compound, la plupart des administrations décidèrent d'injecter au réservoir le même fluide ou mélange de fluides qu'elles injectaient antérieurement dans l'échappement. Seul le P.-L.-M., resté fidèle au mélange en ce qui concerne la BP, n'injecte plus à la HP que de l'eau, quand il ne supprime pas toute injection au réservoir.

L'addition d'un surchauffeur ne changeait rien aux conditions de la marche à contre-

vapeur. Si des difficultés se sont néanmoins produites, c'est uniquement parce que certaines locomotives à vapeur surchauffée, et à simple expansion, sont pourvues de cylindres de grandes dimensions, dans lesquels la vapeur évolue entre des pressions extrêmes dont l'écart est considérable. Toutes choses égales, une cylindrée de locomotive 5001 absorbe quatre fois plus de travail en marche à contre-vapeur qu'une cylindrée B P de locomotive 1401. Il est rationnel d'en conclure que la première vaporisera quatre fois plus d'eau que la seconde (1), bien que les volumes engendrés par les pistons ne soient pas très différents. Toutes les dispositions prises pour faire pénétrer cette eau dans les cylindres pendant les phases d'aspiration ayant échoué, il fut décidé de recourir à une injection d'eau dans les boîtes à vapeur. De là le procédé B qui comporte une injection d'eau et une injection de vapeur entièrement distinctes.

#### PROCÉDÉ B.

L'idée d'injecter de l'eau dans les boîtes à vapeur n'est pas nouvelle. Elle a été indiquée dès 1869 par M. Bourson qui, comptant vraisemblablement sur la vaporisation tumultueuse de l'eau en excès pendant les phases d'aspiration, ne faisait aucune injection dans l'échappement. D'ailleurs, M. Bourson semble s'être uniquement proposé de supprimer les pertes d'eau par la cheminée, alors que la Compagnie du Midi se proposait surtout d'assurer une alimentation suffisante des cylindres, but qui fut atteint de la manière la plus complète dès le premier essai.

Mais la Compagnie du Midi se préoccupait aussi d'empêcher la production éventuelle de coups d'eau pouvant résulter d'une injection excessive, et cette crainte, qu'on peut aujourd'hui qualifier de chimérique, domina longtemps ses expériences. De là l'emploi aujourd'hui abandonné des *réducteurs-diffuseurs* qui, formés d'une sorte de crépine allongée, placée dans la boîte à vapeur en prolongement du tuyau d'injection, avaient pour but non seulement d'assurer une diffusion convenable de l'eau injectée, mais encore et surtout de limiter au strict nécessaire le débit de l'appareil. De là également, et comme conséquence de cette limitation, le maintien de l'injection de vapeur dans l'échappement dont on a, d'ailleurs, vainement essayé de s'affranchir plus tard.

Le débit de l'appareil d'injection d'eau étant essentiellement fonction de la différence des pressions qui s'exercent aux deux extrémités du tuyau, on avait compté, d'autre part, qu'il varierait automatiquement, suivant les besoins, dans une mesure suffisante pour rendre inutile tout mode de réglage à la disposition du mécanicien. Les diagrammes relevés sur les boîtes à vapeur ne confirmèrent qu'en partie ces prévisions, mais l'expérience ayant montré qu'une injection trop abondante se révèle nettement par des projections d'eau par la cheminée, il n'y avait plus d'inconvénient à s'en rapporter, en partie du moins, à l'initiative du mécanicien.

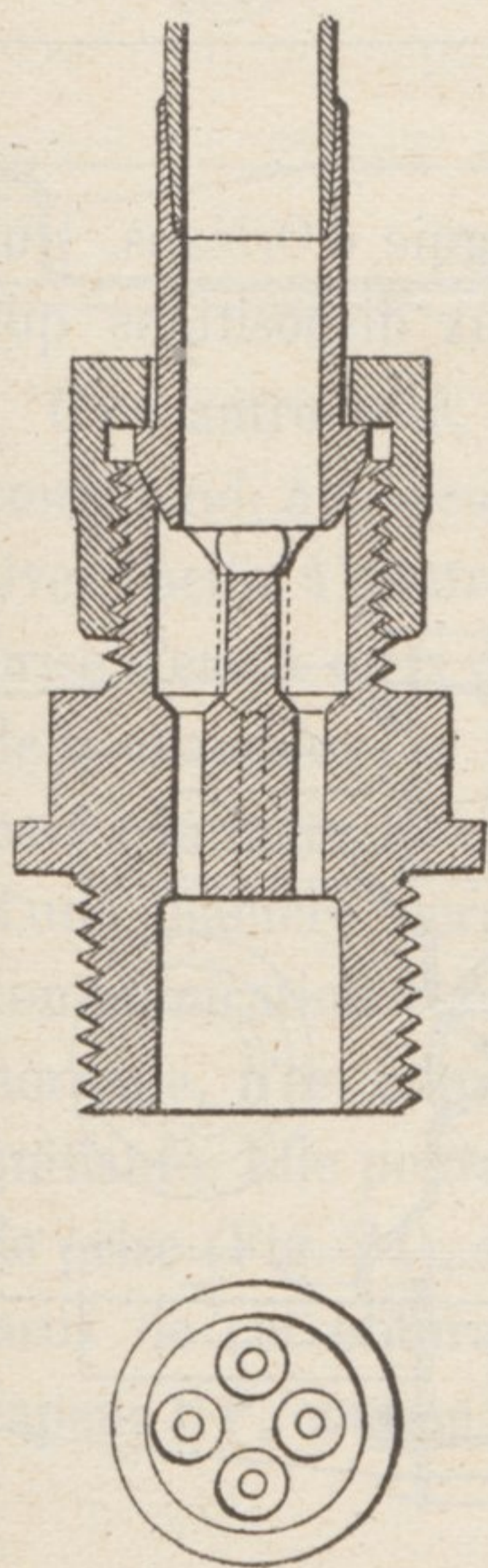
Des coups d'eau se produisirent néanmoins, comme partout ailleurs, au début de la mise

---

(1) Dans une Note parue dans le *Bulletin de la Société des Ingénieurs civils de France* d'Octobre-Décembre 1917, nous avons montré que si on suppose nuls ou négligeables les espaces morts, la pression qui règne dans l'échappement et les refroidissements de toute nature, il y a équivalence entre le travail négatif de la cylindrée et la chaleur de vaporisation de l'eau injectée, augmentée du très petit travail qu'a coûté l'expulsion de cette eau hors de la chaudière.

en service des locomotives à vapeur surchauffée, et pour les mêmes causes : accumulation d'eau dans les surchauffeurs pendant les stationnements prolongés et impossibilité pour les tiroirs cylindriques de se soulever comme les tiroirs plans. On y remédia, comme ailleurs, par l'emploi de plateaux de cylindre renforcés, munis de soupapes de sûreté agrandies. Mais des diffuseurs ayant été trouvés dévissés et avariés dans les boîtes précisément à l'époque où sévissaient les coups d'eau, on jugea prudent de les remplacer provisoirement par des bouchons rainurés, introduits dans les raccords des tuyaux. Ces bouchons ayant donné toute

Fig. 26 et 27.



satisfaction, les diffuseurs ne furent pas reconstruits, mais les bouchons rainurés furent remplacés par des bouchons percés de quatre trous dont le diamètre fut déterminé expérimentalement (Fig. 26 et 27).

Ainsi mis au point, le procédé B fut successivement étendu à toutes les locomotives de la Compagnie. On les faisait ainsi bénéficier de l'avantage qu'il présente de supprimer les pertes d'eau par la cheminée, si nuisibles à la propreté du matériel roulant et des locomotives elles-mêmes. Un certain nombre d'entre elles devaient y gagner, en outre, un supplément de puissance retardatrice résultant de ce que l'insuffisance du procédé A ne leur permettait pas d'utiliser les crans extrêmes en marche à contre-vapeur.

Aucune difficulté, d'ailleurs, en ce qui concerne les locomotives à simple expansion, pour lesquelles la modification consistait, en principe, à boucher le trou d'eau de leur appareil d'injection d'eau et de vapeur mélangées, et à les munir d'un second appareil tout semblable, mais dépourvu de tuyau intérieur, et aboutissant aux boîtes à vapeur dans le voisinage desquelles il comporte des réducteurs de débit semblables à celui qui fait l'objet des figures 26 et 27.

Le problème ne se présentait pas aussi simplement pour les locomotives compound puisqu'on pouvait hésiter entre trois solutions :

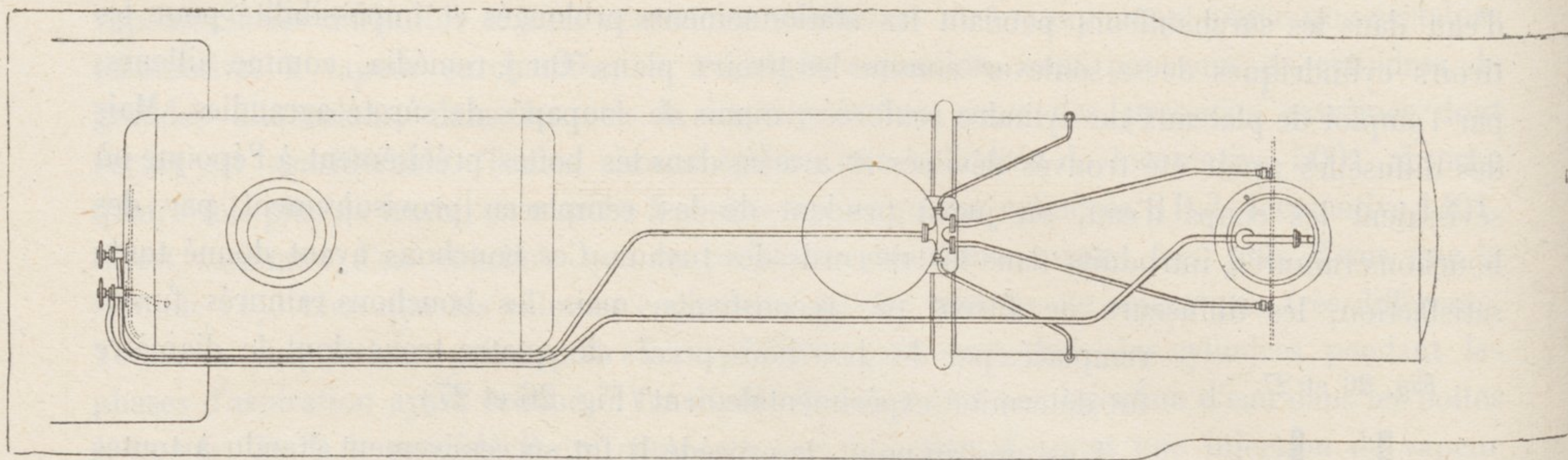
La première, et la plus satisfaisante en principe, comporte l'emploi de deux appareils d'injection d'eau distincts, aboutissant l'un aux boîtes à vapeur H P, l'autre aux boîtes à vapeur B P. Mais elle présente l'inconvénient d'obliger le mécanicien à manœuvrer successivement trois obturateurs chaque fois qu'il est conduit à passer de la marche normale à la marche à contre-vapeur et réciproquement.

La seconde consiste dans l'emploi d'un obturateur de prise d'eau unique et d'un tuyau bifurqué aboutissant d'une part aux boîtes à vapeur H P, d'autre part aux boîtes à vapeur B P. La manœuvre est ainsi simplifiée, mais une communication permanente est établie entre les boîtes à vapeur H P et B P par l'intermédiaire des tuyaux d'injection.

Enfin, la troisième solution ne comporte également qu'un seul obturateur de prise d'eau, mais les branchements aboutissant à la haute pression débouchent comme autrefois dans la conduite d'échappement et non plus dans la boîte à vapeur. En ce cas le mode d'injection B n'est appliqué qu'à la basse pression où il est évidemment le plus utile, et le procédé A est conservé à la haute pression.

C'est cette troisième solution qui a été appliquée sur le réseau du Midi où elle a donné jusqu'ici toute satisfaction (Fig. 28).

Fig. 28.



*Dispositions appliquées par la Compagnie d'Orléans.* — — La Compagnie d'Orléans, qui fut une des premières à adopter le procédé d'injection B, a apporté aux dispositions qui viennent d'être décrites quelques variantes intéressantes.

Fig. 29.

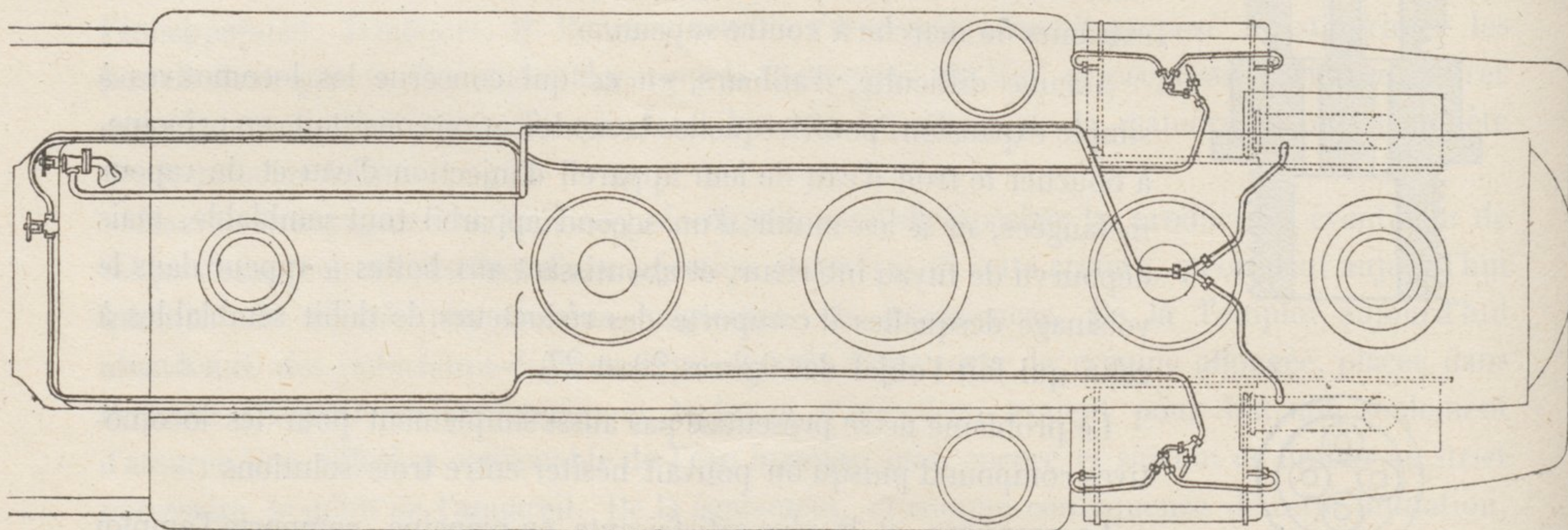
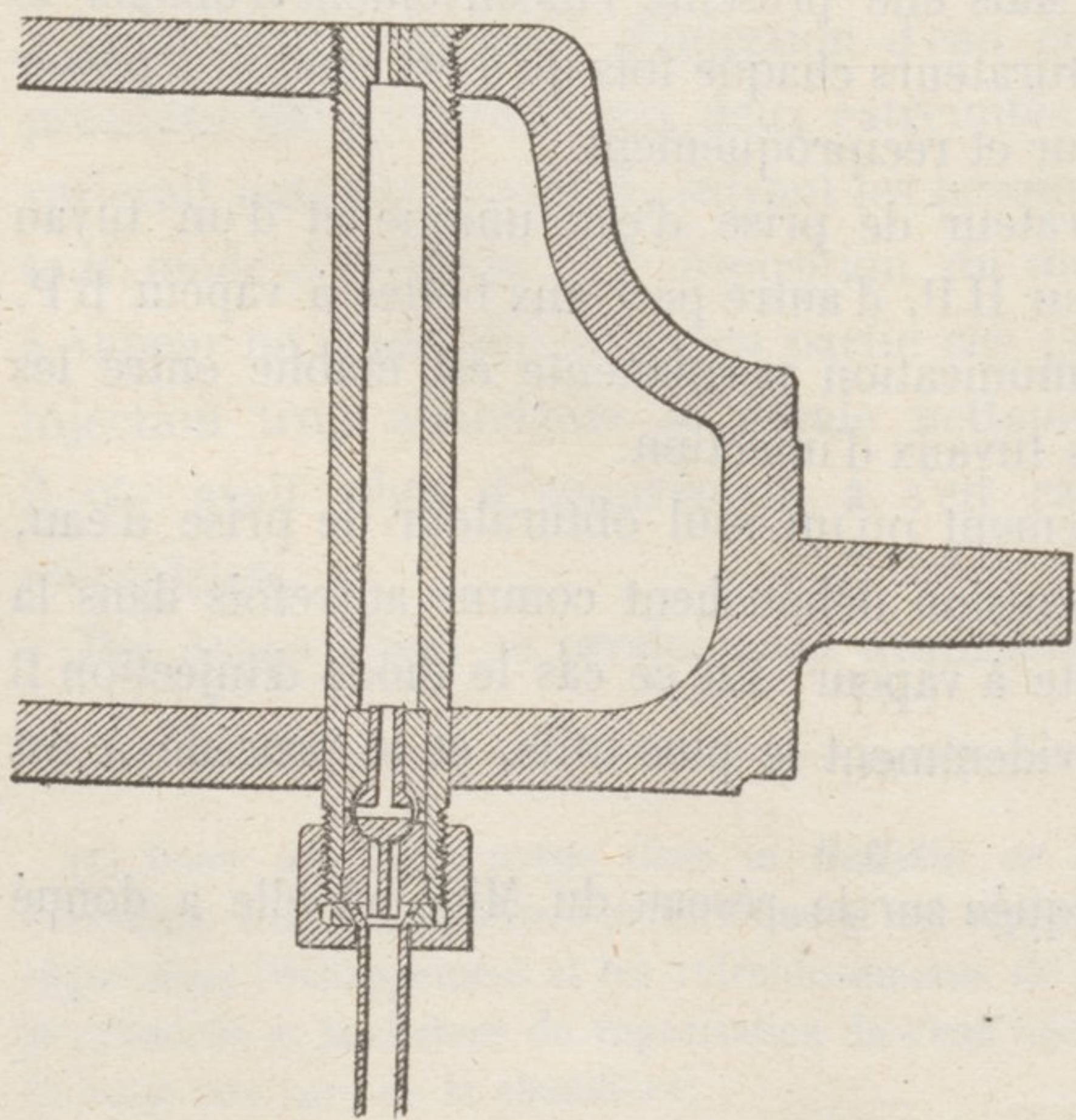


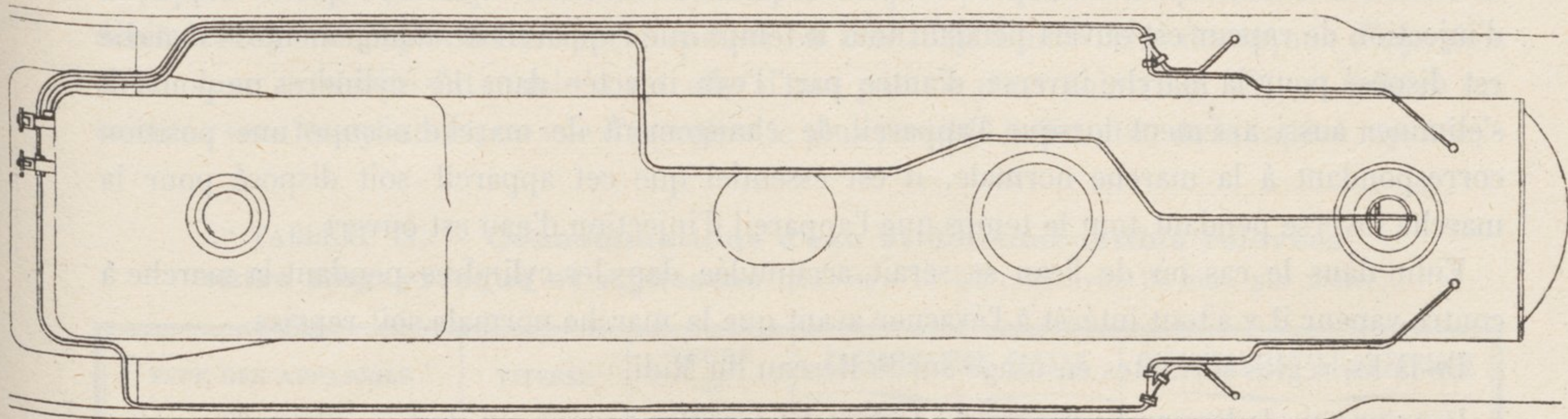
Fig. 30.



C'est ainsi que dans ses locomotives-tenders du type Mikado à vapeur surchauffée et à simple expansion (N<sup>os</sup> 5301 à 5460), les deux tuyaux alimentés par le robinet de prise d'eau à deux départs et dont chacun est affecté à un des côtés de la machine, se trifurquent dans le voisinage des cylindres (Fig. 29). Un des branchements aboutit à la boîte à vapeur, les deux autres aux deux extrémités du cylindre lui-même, et pour empêcher tout retour d'eau ou de vapeur vers la chaudière, et par conséquent toute intercommunication intempestive, on a recours à des clapets à bille qui fonctionnent comme réducteurs lorsqu'ils ne sont pas

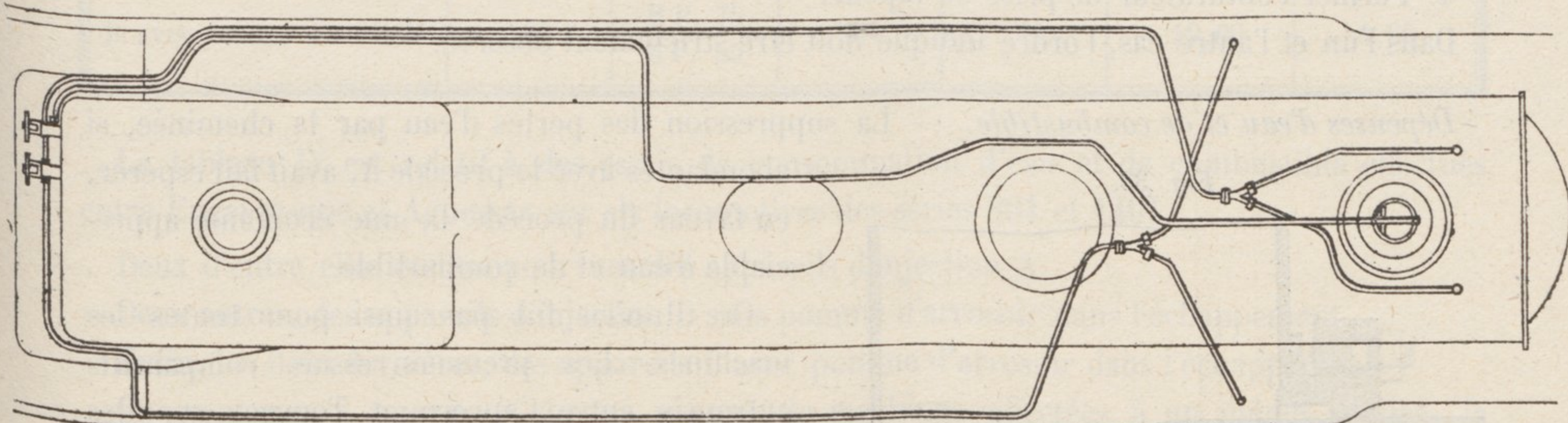
appliqués sur leur siège (Fig. 30). Dans ces conditions l'eau pénètre dans les cylindres non seulement au début de la contre-admission, mais encore et surtout pendant les phases de détente, d'aspiration, de refoulement et de compression.

Fig. 31.



D'un autre côté, la Compagnie d'Orléans n'a pas craint de recourir, pour ses locomotives compound, à la deuxième solution que nous avons précédemment indiquée. Dans ses locomotives Pacific à quatre cylindres et à vapeur surchauffée de la série 3551 à 3590, le robinet de prise d'eau à deux départs alimente deux tuyaux qui, après s'être développés de part et d'autre de la chaudière, se bifurquent pour aboutir d'une part à l'une des boîtes à vapeur H P, d'autre part à la boîte à vapeur B P la plus voisine (Fig. 31). Ces deux boîtes communiquent ainsi d'une manière permanente l'une avec l'autre, mais les branchements qui établissent cette communication étant pourvus tous deux de réducteurs, la quantité de vapeur qui, en marche normale, n'est admise à travailler utilement que dans les cylindres B P ne peut être qu'insignifiante. Elle pourrait même être annulée complètement, grâce à la disposition de l'obturateur de prise (Fig. 24), si au lieu d'alimenter chacun un des côtés de la machine, les deux tuyaux issus de cet obturateur étaient affectés l'un aux boîtes à vapeur H P, l'autre aux boîtes à vapeur B P, comme l'indique le schéma de la Figure 32.

Fig. 32.



Le principe de l'indépendance des injections H P et B P auquel la Compagnie d'Orléans ne paraît pas avoir attaché d'importance est néanmoins réalisé dans ses locomotives compound à deux cylindres (séries 1901 à 1962 et 1610 à 1665) et cela par le seul fait de l'application à ces machines du robinet de prise d'eau à deux départs (Fig. 24) dont l'emploi paraît devoir être recommandé.

*Règles à suivre pour passer de la marche normale à la marche à contre-vapeur et réciproquement.* — Les manœuvres nécessaires pour passer de la marche normale à la marche à contre-vapeur ne pouvant être simultanées, il importe de préciser l'ordre dans lequel il convient de les effectuer.

Or, il est évident qu'on n'empêchera l'air de pénétrer dans les cylindres que si l'appareil d'injection de vapeur est ouvert pendant tout le temps que l'appareil de changement de marche est disposé pour la marche inverse, d'autre part l'eau injectée dans les cylindres ne pouvant s'éliminer aussi aisément lorsque l'appareil de changement de marche occupe une position correspondant à la marche normale, il est essentiel que cet appareil soit disposé pour la marche inverse pendant tout le temps que l'appareil d'injection d'eau est ouvert.

Enfin dans le cas où de l'eau se serait accumulée dans les cylindres pendant la marche à contre-vapeur il y a tout intérêt à l'évacuer avant que la marche normale soit reprise.

De là les règles suivantes en usage sur le Réseau du Midi.

Pour passer de la marche normale à la marche à contre-vapeur, on doit :

- 1° Ouvrir l'obturateur de prise de vapeur ;
- 2° Renverser progressivement la ou les marches et les arrêter aux crans qu'on estime convenir à l'entretien de la vitesse désirée ;
- 3° Ouvrir l'obturateur de prise d'eau.

L'obturateur de prise de vapeur ne doit être ouvert qu'autant qu'il est nécessaire pour entretenir au-dessus de l'orifice de la cheminée un panache de vapeur s'écoulant d'une manière continue. Au contraire, l'obturateur de prise d'eau, d'abord ouvert en grand, doit être refermé, s'il y a lieu, autant qu'il est nécessaire pour empêcher toute émission d'eau par la cheminée.

Pour passer de la marche à contre-vapeur à la marche normale, on doit :

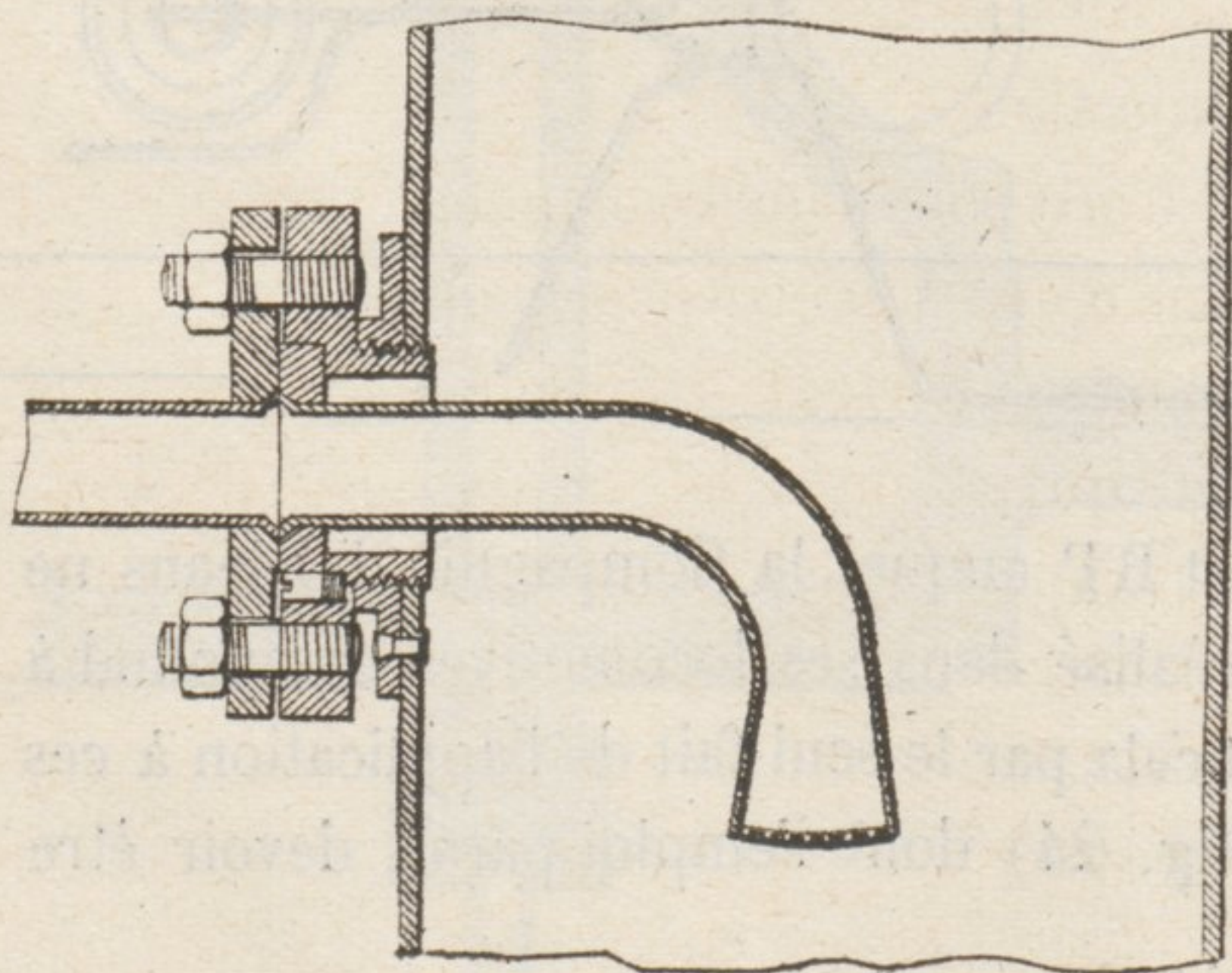
- 1° Fermer l'obturateur de prise d'eau ;
- 2° Purger les cylindres ;
- 3° Renverser progressivement la marche ou les marches et les arrêter aux crans qu'on estime convenir à l'entretien de la vitesse désirée ;

4° Fermer l'obturateur de prise de vapeur.

Dans l'un et l'autre cas, l'ordre indiqué doit être strictement observé.

*Dépenses d'eau et de combustible.* — La suppression des pertes d'eau par la cheminée, si

Fig. 33.



abondantes avec le procédé A, avait fait espérer, en faveur du procédé B, une économie appréciable d'eau et de combustible.

Or, il n'en fut pas ainsi pour toutes les machines. Les premiers essais comparatifs entrepris entre Capvern et Tournay sur des locomotives de la série 1351 à 1360 attelées à des trains de voyageurs, firent en effet ressortir pour les deux procédés une dépense d'eau sensiblement égale : 60 litres par kilomètre en nombre rond. La dépense de combustible ne fut pas observée, mais il était évident qu'elle



devait être plus élevée avec le procédé B en raison de ce que la presque totalité de l'eau éliminée par la cheminée s'en échappe à l'état de vapeur. Si sommaires que fussent ces premières constatations, elles suffisaient du moins à montrer que l'adduction de vapeur dans l'échappement était pratiquement beaucoup plus abondante qu'il ne convenait pour empêcher l'air de pénétrer dans les cylindres, et qu'il pourrait y avoir intérêt à limiter le débit des tuyaux d'injection de vapeur comme on avait déjà limité celui des tuyaux d'injection d'eau. Leur extrémité fut munie à cet effet d'une pomme d'arrosoir (Fig. 33), et celle-ci fut orientée vers les cylindres, en vue d'accroître le plus possible l'effet utile de la vapeur injectée.

**TABLEAU IV. — Consommations d'eau et de combustible relevées entre Engayresque et Aguessac** (parcours 15 km., déclivité 33 mm. par mètre).

TYPE DES APPAREILS D'INJECTION	VITESSE en kmh	DEGRÉ de contre- admission	CONSOMMATION TOTALE		CONSOMMATION KILOMÉTRIQUE	
			Eau (litres)	Combustible menu (kg)	Eau (litres)	Combustible menu (kg)
<b>1° Locomotives Type 801</b> (trains de marchandises).						
A .....	30 à 35	65 %	966	65	63,55	4,27
B primitif.....	30 à 35	65 %	884	75	58,29	4,93
B avec pomme d'arrosoir.	30 à 35	65 %	830	70	54,60	4,60
<b>2° Locomotives Type 801</b> (trains de voyageurs).						
A .....	50	65 %	938	65	61,72	4,28
B primitif.....	50	65 %	856	65	56,32	4,28
B avec pomme d'arrosoir.	50	65 %	825	60	54,28	3,95
<b>3° Locomotives Type 1401</b> (trains de voyageurs).						
A .....	50	H P. 75 B P. 65	935	75	61,38	4,93
B primitif.....	50	H P. 75 B P. 75	780	90	51,31	5,92
B avec pomme d'arrosoir.	50	H P. 75 B P. 55	754	70	49,60	4,60

Le tableau IV est relatif à des essais de consommation d'eau et de combustible effectués entre Engayresque et Aguessac sur six locomotives des séries 801 et 1401 :

Deux d'entre elles étaient pourvues des appareils d'injection A.

Deux autres, des appareils d'injection B sans pomme d'arrosoir dans l'échappement.

Enfin, les deux dernières, des appareils B avec pomme d'arrosoir dans l'échappement.

On remarquera que pour chaque groupe de machines affectées à un même service, la dépense d'eau a régulièrement diminué, d'une part, quand on a passé du procédé A au procédé B, et d'autre part, quand on a substitué au tuyau d'injection de vapeur primitif le tuyau muni d'une pomme d'arrosoir. Au contraire la dépense de combustible a généralement augmenté quand on a passé du procédé A au procédé B et la diminution qu'elle a régulièrement éprouvée sous l'influence du réducteur en pomme d'arrosoir n'a pas toujours compensé cet accroissement. Sans doute le débit de ce réducteur est-il encore supérieur au minimum

strictement nécessaire. Peut-être aussi serait-il possible d'abaisser quelque peu ce minimum en augmentant le débit de l'injecteur d'eau, c'est-à-dire en se rapprochant davantage de la solution de M. Bourson. Les constatations faites à diverses reprises, tant sur le réseau du Midi que sur celui d'Orléans, ne paraissent pas exclure cette possibilité. Cependant si on considère, d'une part, qu'une diminution de 75 % de la section totale des orifices d'écoulement, due à l'application des réducteurs en pomme d'arrosoir, n'a eu qu'une influence assez faible sur la consommation de combustible, si on observe, d'autre part, qu'un écoulement continu de vapeur par la cheminée est indispensable pour avertir le mécanicien que l'injection est suffisante, si on tient compte, enfin, que la suppression complète de l'injection de vapeur n'a pas donné de résultats satisfaisants, on est conduit à penser qu'un abaissement notable des consommations kilométriques inscrites dans la dernière colonne du tableau IV ne pourrait être que bien difficilement réalisé.

Au surplus, le mode d'injection B n'a jamais eu pour objectif une économie de combustible. Appliqué tout d'abord aux locomotives à vapeur surchauffée à simple expansion et à deux cylindres de la série 5001, pour remédier à l'insuffisance du mode d'injection A et, par suite, pour rendre ces machines utilisables sur les lignes pour l'exploitation desquelles elles avaient été construites, il a été étendu ultérieurement aux autres locomotives dans le but de supprimer les pertes d'eau qu'elles faisaient par la cheminée et les inconvénients qui en résultaient pour l'entretien du matériel. Quelques-unes d'entre elles, dont les crans extrêmes étaient inutilisables dans la marche à contre-vapeur, lui ont dû, en outre et ainsi qu'il a été indiqué, un accroissement de leur puissance retardatrice maxima.

Les avantages qu'il procure à ces points de vue suffisent à établir sa supériorité.