

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE
DE LA
CHAUDIÈRE LOCOMOTIVE

Par M. Paul CONTE,

INGÉNIEUR EN CHEF ADJOINT DE L'OFFICE CENTRAL D'ÉTUDES
DE MATÉRIEL DE CHEMINS DE FER.

PRÉLIMINAIRES

Au cours d'une étude approfondie des comptes rendus des essais effectués au laboratoire d'Altoona par le Pennsylvania Railroad sur les chaudières de ses locomotives nous avons été amenés à comparer ces essais à ceux qui avaient été faits antérieurement par différents réseaux et en particulier aux essais bien connus du P.-L.-M. qui ont été faits avec chaudières à tubes lisses et à tubes Serve. Nous avons pu ainsi prendre une vue d'ensemble de l'étude expérimentale des chaudières locomotives et nous avons pensé qu'il serait intéressant de communiquer aux Ingénieurs des Chemins de fer les renseignements que nous avons pu recueillir au cours de ce travail.

Pour la commodité de la lecture nous avons divisé cette note en deux parties. Dans la première nous exposons les résultats généraux auxquels nous sommes arrivés, dans la seconde nous donnons les renseignements numériques. On trouvera ainsi condensées dans cette deuxième partie toutes les informations qui sont actuellement éparées dans les livres ou publications qui traitent des chaudières locomotives et qui demandent un long travail pour les retrouver et les réunir.

PREMIÈRE PARTIE

RÉSULTATS GÉNÉRAUX DE L'ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DES LOCOMOTIVES

§ I.

Comme nous l'avons indiqué plus haut, les compte rendus d'essais que nous avons dépouillés et comparés sont essentiellement ceux du P.-L.-M. et du Pennsylvania Railroad, les seuls qui offrent le caractère d'essais scientifiques et de laboratoire. Nous n'avons utilisé les résultats des essais en route libre, très nombreux, des différents réseaux, que pour les recoupements nécessaires.

Nous rappellerons d'abord les conditions dans lesquelles ont été effectués les essais du P.-L.-M. et du Pennsylvania Railroad.

§ II. — Essais du P.-L.-M.

Ces essais, dont le compte rendu a paru dans les *Annales des Mines* (livraison d'Août 1894), ont été faits de 1885 à 1890 sous la direction de M. Henry et continués par M. Baudry, tous deux Ingénieurs en Chef du Matériel et de la Traction de la Compagnie P.-L.-M. La méthode et la conscience avec lesquelles ils ont été conduits, leur valent d'être cités comme modèle d'application de la méthode des sciences expérimentales à un problème industriel.

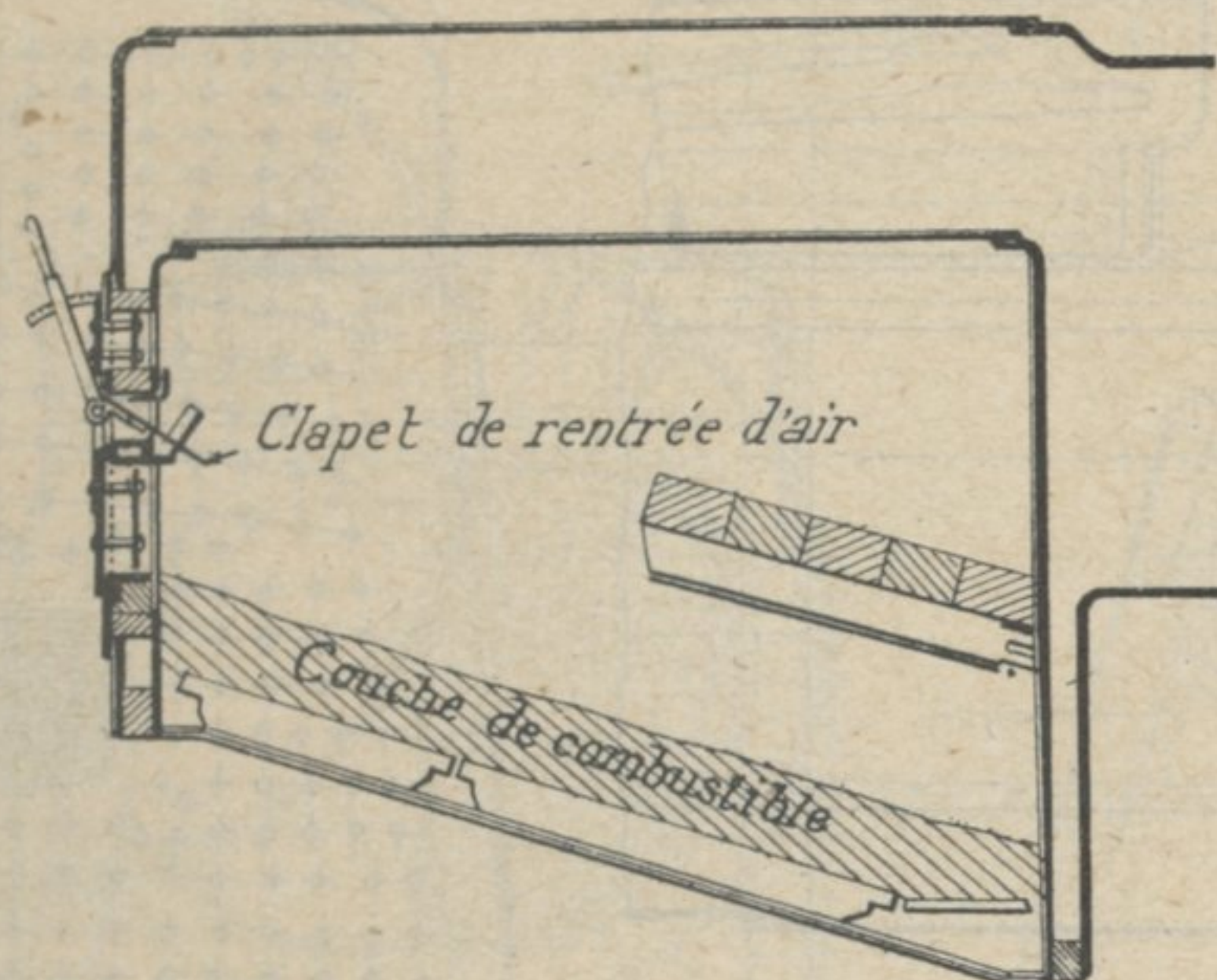
La chaudière d'expérience, était du type des locomotives de rapide (2-4-2), en usage à cette époque sur le réseau P.-L.-M. Elle avait un foyer profond plongeant entre les longerons, le volume du foyer était de $3\text{ m}^3,015$, la surface de grille était de $2\text{ m}^2,32$, le rapport du volume du foyer à la surface de grille était donc de 1,29. L'ouverture donnant accès à l'air dans le cendrier avait $0\text{ m}^2,275$ soit 0,12 de la surface de grille. Le corps cylindrique de la chaudière était composé de viroles pouvant s'assembler par boulons de façon à permettre de raccourcir les tubes successivement de 7 m à 6 m, 5 m, 4 m, 50, 4 m, 3 m, 50, 3 m, 2 m, 50 et 2 m. Pour chaque longueur de tubes on faisait 3 essais avec des dépressions successives dans la boîte à fumée de 25 mm d'eau, 45 mm et 75 mm. Enfin chacun de ces essais était répété, le foyer étant successivement sans voûte en briques, avec voûte longue (1 m, 650), avec voûte courte (1, 212), avec bouilleur Tenbrinck. Disons tout de suite que les meilleurs résultats à tous points de vue ont été obtenus avec voûte courte et avec bouilleur Tenbrinck et que les résultats étaient équivalents dans ces deux cas. Nous nous bornerons donc à examiner les essais avec voûte courte (1 m, 212) puisque la pratique universelle a consacré l'adoption de la voûte courte. En établissant ce programme des essais, M. Henry avait surtout en vue l'étude de l'absorption de la chaleur par la surface de chauffe et, par la limitation à 75 mm de la dépression dans la boîte à fumée, il s'interdisait une intensité très élevée de combustion. En fait la combustion n'a jamais dépassé 333 kg par heure et m^2 de grille et les conditions de combustion sont restées très avantageuses.

La chauffe, au cours de ces essais a été systématiquement conduite de la façon suivante : on commençait par mettre en marche la chaudière pour l'amener au régime normal qu'elle devait conserver pendant tout l'essai ; cette mise en marche durait $3/4$ d'heure environ. Puis on faisait durer l'expérience 3 heures environ : on la divisait en 3 périodes de une heure chacune pendant

lesquelles on faisait complètement tous les relevés. On avait fait au préalable des essais spéciaux pour fixer la meilleure hauteur de la couche de charbon convenant à chaque tirage et on réglait cette hauteur de façon que la perte en escarbilles fût minimum pour chaque essai. Le charbon étant toujours le même (briquettes de Mariemont) et cassé en morceaux de même grosseur ; on opérait donc « toutes choses égales d'ailleurs. » Les intervalles de chargement étaient réglés de façon à charger chaque fois que la température de sortie des gaz commençait à baisser.

Enfin en ce qui concerne le réglage de l'arrivée d'air par introduction additionnelle d'air au-dessus du combustible, on se servait du clapet de rentrée d'air Tenbrinck placé au-dessus de la porte de chargement (voir Fig. 1). Une fois la charge terminée, on ouvrait le clapet d'une quantité

Fig. 1.



« *a* » et on le laissait ainsi pendant 30 à 40 secondes, puis on réduisait l'ouverture à une quantité « *b* » et on l'y maintenait pendant une minute ; enfin on fermait le clapet jusqu'à la charge suivante. Les quantités « *a* » et « *b* » avaient été déterminées dans les essais préalables pour obtenir la perte minimum, par combustion incomplète du charbon. On voit donc que cette rentrée d'air n'avait pour but que la fumivorté, elle était très courte et ne servait qu'à brûler l'excès d'hydrocarbures qui se dégagent au moment du chargement. Cela suffisait pour des intensités de combustion ne dépassant pas 330 kg ; si elles avaient dépassé 400 ou 500 kg il eût fallu recourir à des ouvertures prolongées jusqu'au nouveau chargement.

Ces essais ont été complétés par des essais faits en 1890 sur la chaudière qui avait servi aux essais des tubes lisses. On a simplement remplacé les deux plaques tubulaires tout en conservant leur forme et leur contour extérieur pour substituer des tubes Serve aux tubes lisses. Nous ne retiendrons de ces essais que ceux qui ont été faits avec des tubes Serve de 60/65 et la voûte courte. La section de passage des gaz à travers les tubes était de $0\text{ m}^2,30$ contre $0\text{ m}^2,307$ pour les tubes lisses, c'est-à-dire pratiquement équivalente. Les essais ont été faits successivement avec tubes de 4 m, 3 m,50, 3 m et 2 m,50.

§ III. — Essais du Pennsylvania Railroad.

Ces essais ont eu lieu au Laboratoire des essais de locomotives d'Altoona. Ils ont été faits successivement sur trois chaudières de locomotives Atlantic, une chaudière de locomotive Mikado et une chaudière de locomotive Pacific.

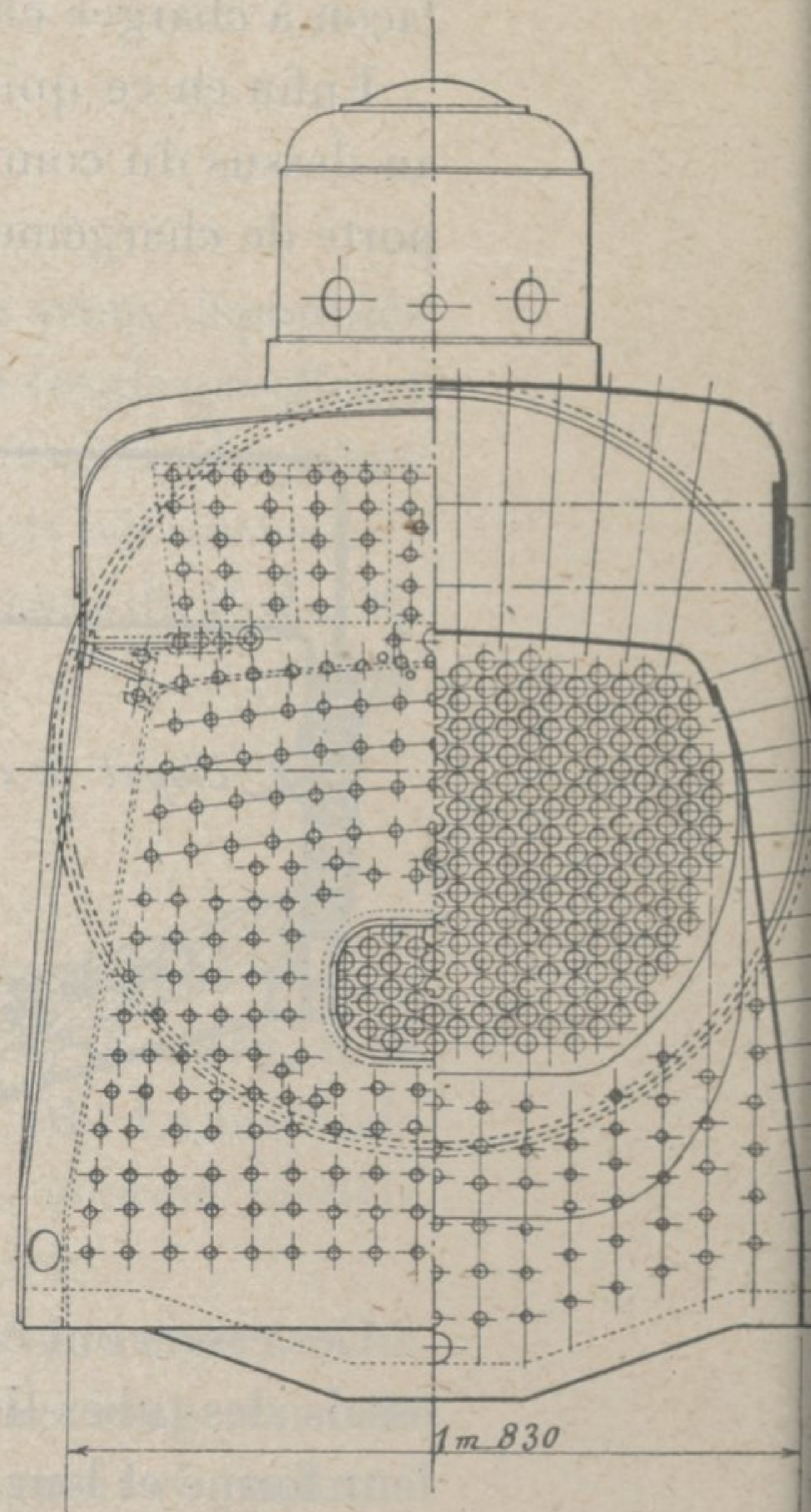
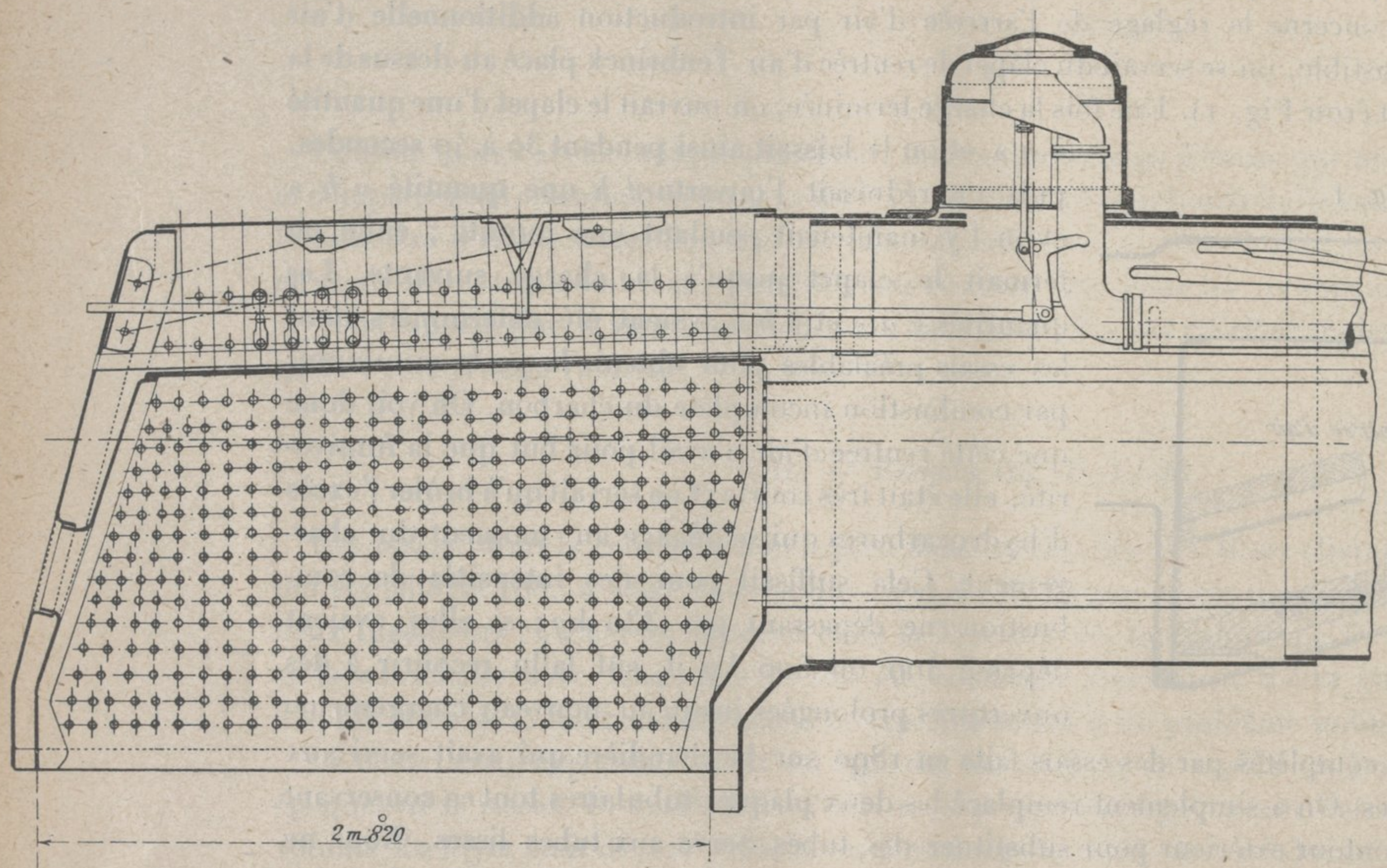
Les trois chaudières de locomotive Atlantic avaient un foyer débordant de même surface de grille $G = 5\text{ m}^2,15$ mais elles différaient par les détails suivants :

La première chaudière E 2 A (Fig. 2 et 3) n'avait pas de voûte en briques, Elle n'avait pas de surchauffeur et sa surface de chauffe totale n'était que de 21 m^2 . Sa surface de grille était donc beaucoup trop grande pour sa surface de chauffe d'après les règles généralement admises. Si l'on admet en effet une proportion normale de 60 pour le rapport de la surface de chauffe à la surface de grille cette chaudière aurait dû avoir une surface de grille G de $3\text{ m}^2,60$. Il était donc évident *a priori* que cette chaudière ne devait pas donner aux intensités de combustion élevées d'aussi bons résultats que les chaudières normales, mais l'essai de cette chaudière était particulièrement intéressant parce qu'il permettait de déterminer le bénéfice que l'on peut retirer en certains cas d'un accroissement anormal de la surface de grille. Il faudra donc avoir

constamment à l'esprit, lorsqu'on examinera les résultats d'essai de cette chaudière, que, pour elle, une intensité Δ de 310 kg correspond pour la chaudière normale à $\Delta' = 500$ kg et Δ

Fig. 2.

Fig. 3.



= 500 kg à $\Delta' = 716$ kg. Les tubes de cette chaudière avaient $46/51$ de diamètre et une longueur de 4 m,57. La section de passage des gaz à travers les tubes σ était égale à $0\text{ m}^2,49$ et le rapport $\frac{\sigma}{G}$ de cette section σ à la surface de grille G était de 0,095.

La deuxième chaudière E 6 S N° 89 dérivait directement de la précédente, on avait d'une part ajouté une voûte en briques et comme cette voûte en briques était, suivant la coutume américaine, supportée par des tubes à eau, on avait de ce fait augmenté sensiblement la surface de chauffe directe ; d'autre part on avait considérablement augmenté le nombre des tubes mais en réduisant leur longueur de 4 m,57 à 4 m,14 ; pour cela on avait dû changer la plaque tubulaire et l'agrandir sensiblement et de ce fait en était résulté un accroissement de volume du foyer, la surface de chauffe directe était finalement passée de $14\text{ m}^2,60$ à $23\text{ m}^2,70$. Enfin la chaudière avait été munie d'un surchauffeur. On avait ainsi une surface de chauffe de 224 m^2 et une surface de surchauffe de 64 m^2 . La section de passage des gaz dans les tubes était égale à $0\text{ m}^2,623$ et son rapport à la surface de grille à 0,121.

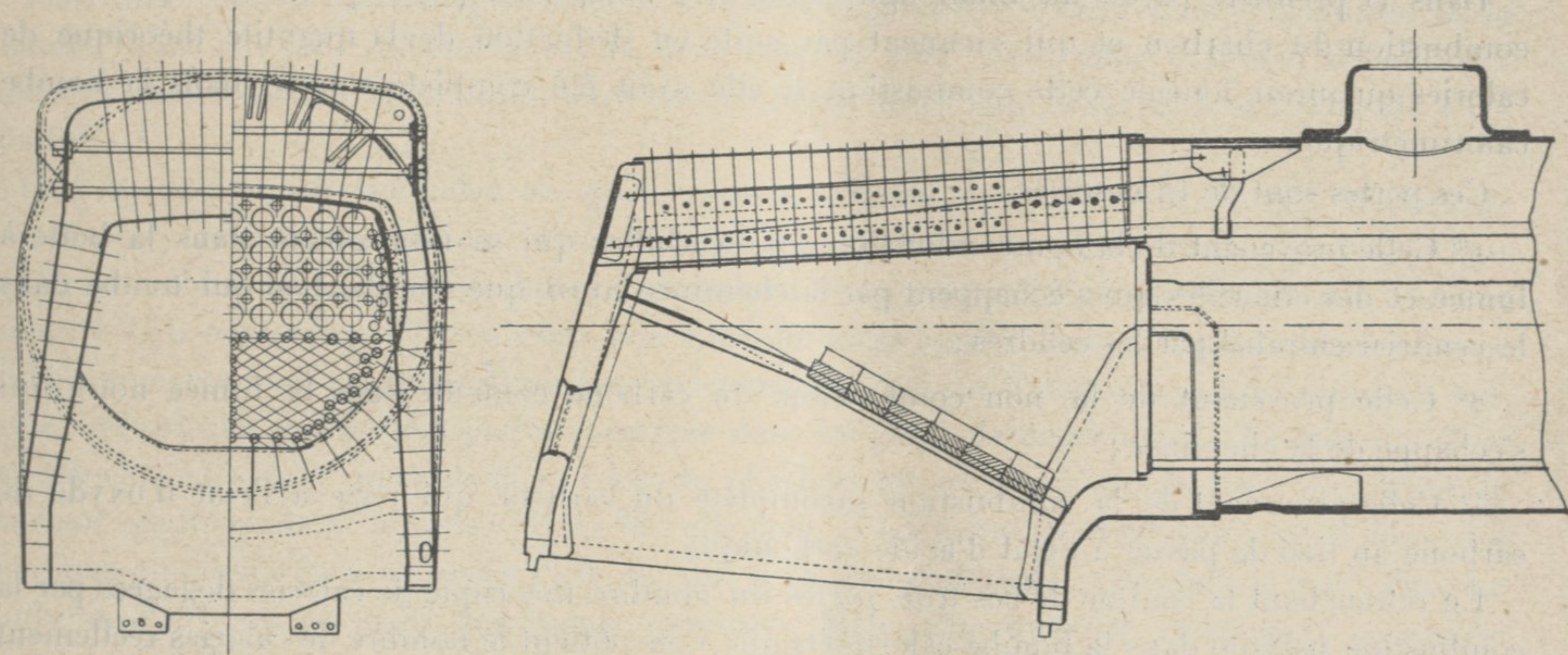
La chaudière E 6 S N° 51 (Fig. 4) n'était autre que la chaudière précédente avec tubes de 4 m,50 au lieu de 4 m,14. Elle avait une surface de chauffe de 242 m^2 et une surface de surchauffe de $75\text{ m}^2,50$. La voûte en briques avait une longueur égale à 56 % de la longueur de la grille. Le rapport du volume du foyer à la surface de grille était de 1,63.

Les deux machines Mikado et Pacific avaient la même chaudière (Fig. 5), de caractéristiques :

Surface de grille.....	6 m ² ,50
Surface de chauffe directe.....	28 m ²
Surface de chauffe des tubes.....	320 m ² ,50
Surface de surchauffe.....	104 m ² ,50
Rapport de la surface de chauffe et surface de surchauffe à la surface de grille.....	69.6

Les tubes avaient 5 m,76 de longueur, la section de passage des gaz dans les tubes 0 m²,787 avec un rapport à la surface de grille de 0,12. Cette chaudière avait une chambre de combustion

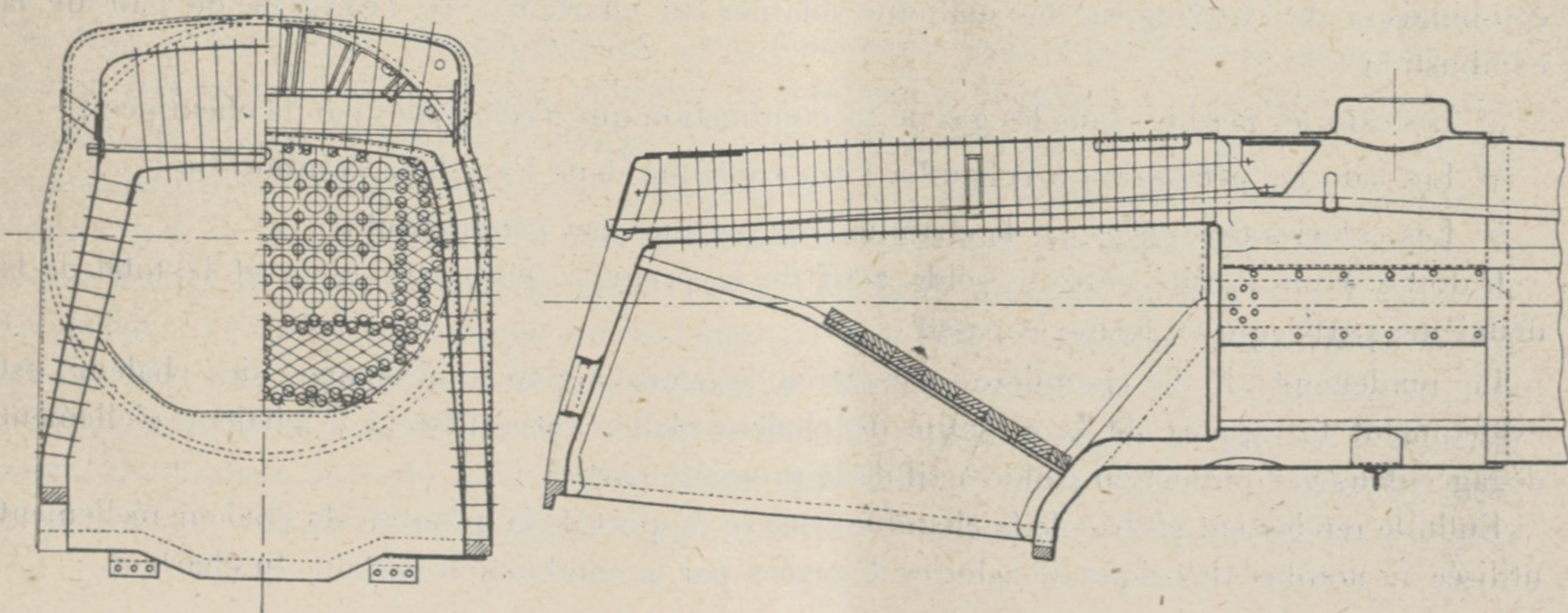
Fig. 4. — CHAUDIÈRE E 6 S N° 51.



faisant suite au foyer qui augmentait par suite très sensiblement le volume de ce dernier et le portait à 12 m³,100 d'où un rapport de 1.86 à la surface de grille.

Aucune de ces chaudières n'avait de clapet de rentrée d'air, mais selon la coutume américaine on pratiquait des rentrées d'air additionnelles en laissant ouverte plus ou moins en grand la porte de chargement aux valeurs élevées de Δ .

Fig. 5.



Les rapports du P. R. R. ne donnent aucun renseignement sur la conduite de la chauffe ni le réglage de l'ouverture de la porte, mais le dépouillement des résultats des essais nous fournira plus loin l'occasion d'apprécier, après coup, la façon dont la chauffe a été conduite.

§ IV. — Bilan calorifique.

Les renseignements donnés par les compte rendus de ces différentes séries d'essais permettent d'établir le bilan calorifique de chaque chaudière. Nous rappellerons succinctement comment s'établit ce bilan. Il comprend deux parties qui correspondent aux deux rôles que joue simultanément la chaudière. D'une part elle fonctionne comme appareil de combustion et d'autre part comme appareil d'échange de chaleur.

Dans la première partie du bilan figurent toutes les pertes qui se produisent pendant la combustion du charbon et qui viennent par suite en déduction de la quantité théorique de calories qu'aurait fournie cette combustion si elle avait été complète comme dans la bombe calorimétrique.

Ces pertes sont de trois sortes :

1^o Celle provenant de la non combustion des escarbilles qui se rassemblent dans la boîte à fumée et des étincelles qui s'échappent par la cheminée ainsi que du charbon qui tombe dans le cendrier entraîné par les cendres ;

2^o Celle provenant de la non combustion du carbone contenu dans la fumée noire qui s'échappe de la cheminée ;

3^o Celle provenant de la combustion incomplète du carbone qui reste à l'état d'oxyde de carbone au lieu de passer à l'état d'acide carbonique.

En retranchant la somme de ces trois pertes du nombre théorique de calories dégagées par la combustion parfaite dans la bombe calorimétrique, on obtient le nombre de calories réellement dégagées par la combustion dans la chaudière et le rapport de ce chiffre au nombre théorique donne le rendement de la combustion.

Dans la seconde partie du bilan, on fait figurer d'abord les calories absorbées par l'eau de chaudière pour la vaporisation et la surchauffe, s'il y a lieu, de la vapeur produite, on inscrit ensuite les pertes qui comprennent :

1^o Les calories nécessaires à la vaporisation et l'échauffement de l'humidité contenue dans le charbon ;

2^o Les calories nécessaires à la vaporisation et l'échauffement de l'eau formée par la combinaison de l'hydrogène des matières volatiles du charbon avec l'oxygène de l'air de la combustion ;

3^o Les calories perdues dans les gaz de la combustion qui s'échappent par la cheminée ;

4^o Les calories nécessaires à échauffer l'eau contenue dans l'air de la combustion ;

5^o Les calories rayonnées par la chaudière ou perdues par conductibilité.

Il doit y avoir égalité entre le solde actif de la première partie du bilan et le total de la deuxième partie qui en forme le passif.

Le rendement de la chaudière considérée comme appareil d'échange de chaleur est évidemment le rapport de la quantité de chaleur réellement utilisée à la chaleur réellement dégagée dans la combustion (solde actif de la première partie).

Enfin le rendement global de la chaudière est le rapport de la quantité de chaleur réellement utilisée au nombre théorique de calories dégagées par la combustion parfaite du charbon.

§ V. — Qualité de la chauffe.

Les essais de chaudières, même faits dans les conditions du laboratoire, diffèrent profondément des essais de physique ou de mécanique, faits dans les laboratoires scientifiques. Dans ces derniers le facteur humain joue un rôle évidemment important mais n'influe pas sur les résultats des essais. Le physicien se contente de déclencher les phénomènes et de les observer. Il en est tout autrement dans les essais de chaudières où la conduite de la chauffe joue un rôle primordial. Donnez la meilleure des chaudières à un mauvais chauffeur, vous n'obtiendrez que de piètres résultats, au moins pour des intensités de combustion élevées. Il est nécessaire de ne jamais perdre de vue que dans une chaudière, il faut :

- 1° Réaliser la combustion aussi parfaite que possible ;
- 2° Absorber la plus grande quantité possible des calories produites.

L'art du chauffeur consiste précisément à réaliser la première condition et la conduite de la chauffe, n'est pas sans influences sur la deuxième. Il faut donc, dans l'examen détaillé des essais de chaudières en laboratoire, faire constamment intervenir la façon dont la chauffe a été conduite.

Ceci nous amène à rechercher en quoi consiste la bonne conduite de la chauffe. Reportons nous à notre première condition : Pour réaliser la combustion la plus parfaite possible, il faut brûler le carbone et les hydrocarbures du combustible et pour cela amener à l'endroit voulu la quantité d'air nécessaire. Pour n'avoir pas d'insuffisances locales d'air, il faudra même amener de l'air en excès mais cet excès devra être strictement limité car il donne lieu évidemment à une perte : les calories qui partent par la cheminée dans les gaz de la combustion. La quantité d'air strictement nécessaire pour brûler 1 kg de charbon est en moyenne de $8\text{ m}^3,500$. Pour le charbon employé dans les essais P. L. M. elle était exactement de $8\text{ m}^3,490$; pour deux des charbons employés dans les essais P. R. R. qui sont assez différents, elle était de $8\text{ m}^3,350$. Le chiffre de $8\text{ m}^3,500$ est donc une bonne moyenne. Mais cette quantité strictement nécessaire n'est pas suffisante. Nous verrons plus loin que dans les derniers essais P. R. R. pour réaliser des combustions quasi parfaites pour des intensités de combustion par m^2 de grille et par heure dépassant 800 kg il a fallu un volume d'air compris entre 10 et 11 m^3 mais plus voisin de 10 m^3 . C'est ce chiffre de 10 m^3 qui de tous les essais apparaît comme le chiffre désirable. Tout l'art de la chauffe consiste à amener un volume d'air aussi voisin que possible de 10 m^3 par kilo de charbon à brûler. Nous disposons pour cela de deux moyens :

- 1° Le tirage à travers la couche de combustible ;
- 2° L'introduction directe d'air dans le foyer au-dessus de la couche de combustible en ignition.

Le tirage a des limites : l'échappement, pour fonctionner sans contrepression excessive dans les cylindres ne peut pour chaque intensité de combustion dépasser une certaine dépression dans la boîte à fumée ; la perte de charge du courant gazeux à travers les tubes en prend une certaine partie qui comme nous le verrons plus loin est déterminée pour chaque chaudière. D'autre part, le tirage à travers la couche de combustible doit être approprié à la nature du charbon brûlé. Si le charbon est en roches ou si l'on brûle du coke en morceaux il peut être très violent, si l'on brûle du menu ou des fines, il doit être relativement doux, pour ne pas entraîner une trop forte proportion du combustible et augmenter d'une façon excessive la perte en escarbilles. On est donc très limité. L'art du chauffeur consistera par conséquent à régler la couche de charbon de façon à tenir la perte en escarbilles dans les limites convenables pour chaque espèce de charbon et lorsque le tirage, fonction de l'épaisseur de la couche ne sera plus

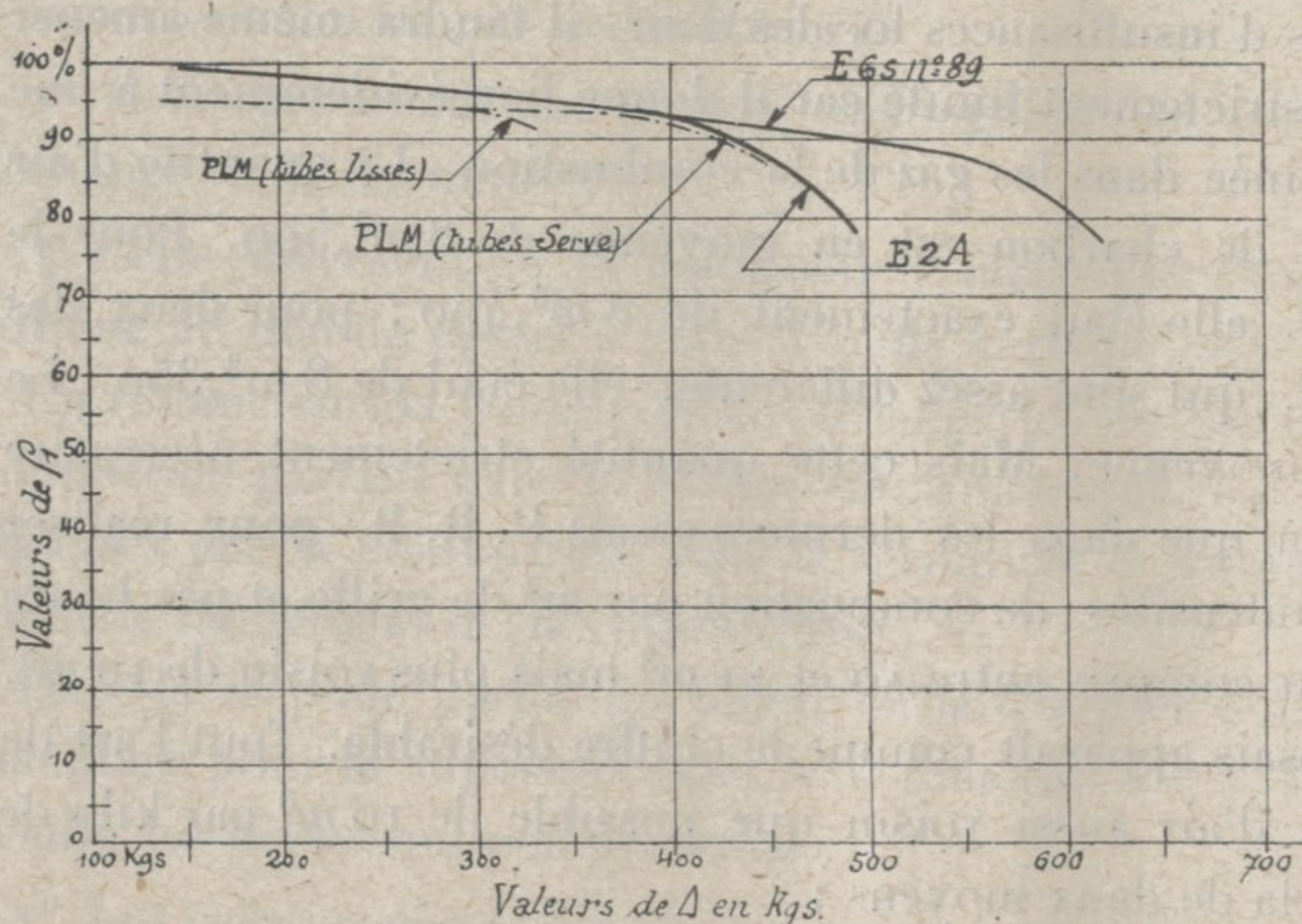
suffisant pour amener les $10 m^3$ d'air par kilo de charbon à brûler, il pratiquera des rentrées d'air additionnelles au-dessus du combustible pour fournir le complément d'air nécessaire. Telles sont les règles de la bonne chauffe. Mais de toutes façons, c'est la valeur du volume d'air admis pour brûler un kilo de charbon qui sera la caractéristique de la conduite de la chauffe et c'est elle qui doit servir à l'apprécier.

§ VI. — Etude de la combustion.

La qualité d'une chaudière considérée comme appareil de combustion est caractérisée, comme nous l'avons vu plus haut § IV par le rendement de la combustion que nous appellerons ρ_1 . Ce nombre ρ_1 est le rapport entre le nombre de calories réellement dégagées par la combustion et le nombre théorique de calories qui auraient été produites par une combustion parfaite dans la bombe calorimétrique. Nous avons pu établir la valeur de ρ_1 pour les chaudières P. L. M. à tubes lisses et à tubes Serve et pour les deux chaudières du Pennsylvania E 2 A et E 6 S N° 89. La Fig. 6 donne les valeurs de ρ_1 pour chacune de ces chaudières en fonction de Δ , quantité de charbon brûlé par m^2 de grille et par heure.

Ce qui frappe le plus dans l'examen de ces courbes c'est la coïncidence presque complète des courbes P. L. M. et P. R. R. Ce fait présente un grand intérêt actuel.

Fig. 6. — VALEUR DE ρ_1 EN FONCTION DE Δ .



Il y a encore maintenant un grand nombre d'ingénieurs de chemins de fer sur le Continent et surtout en Angleterre qui ont la plus grande répugnance à abandonner le vieux type de chaudière à foyer profond, plongeant entre les longerons, dont ils ont éprouvé les qualités au point de vue de la perfection de la combustion pour adopter le foyer débordant au-dessus des longerons et par conséquent moins profond qui est d'un usage général aux Etats-Unis. Ils craignent précisément que ce peu de profondeur n'amène une combustion imparfaite. Or, avec les foyers profonds

on ne peut dépasser 1 mètre comme largeur de grille à cause des restrictions qu'impose l'écartement intérieur des bandages et par suite des longerons ; la longueur de la grille est d'autre part limitée à celle du jet de pelle que le chauffeur peut pratiquement réaliser pour lancer le charbon sur l'avant de la grille, soit $3 m, 10$ à $3 m, 20$ au grand maximum. La surface de la grille est donc pratiquement limitée à $3 m^2, 10$ ou $3 m^2, 20$ et ne permet de brûler que $1.500 kg$ environ de charbon à l'heure. Si donc les nécessités du service obligent, comme c'est le cas actuellement pour un assez grand nombre de réseaux à brûler $2.000 kg$ à l'heure, il faut augmenter Δ dans des proportions dangereuses pour le rendement ou adopter le foyer débordant et les grandes surfaces de grille. La constatation que nous venons de faire de l'identité des courbes de rendement des 2 foyers P. L. M. et P. R. R. montre que le choix n'est plus douteux et qu'il n'y a dans ce cas aucun inconvénient à recourir au foyer débordant.

Les deux courbes P. R. R. se confondent jusqu'à $\Delta = 400 kg$ environ. Pour $\Delta > 400 kg$, la courbe de la chaudière E 2 A s'abaisse rapidement et tombe, pour $\Delta = 500 kg$, au-dessous de 80% .

Dans cette chute elle coïncide sensiblement avec la courbe des chaudières P. L. M. à tubes Serve.

Pour les chaudières P. L. M. la cause de diminution rapide du rendement ρ_1 , est l'insuffisance du volume d'air par kilogr. de charbon à brûler qui arrive dans le foyer. Ce volume qui devrait se maintenir (voir § V) aux environs de $10 m^3$ tombe dans les essais poussés du P. L. M. à $9 m^3$ et pour la chaudière à tubes Serve de $2 m^2,50$ de surface de grille, à $7 m^3$.

Dans les essais de la chaudière E 2 A, le volume d'air a toujours été largement supérieur à $10 m^3$, la diminution de rendement a donc d'autres causes. Cette chaudière n'avait pas de voûte en briques et le tirage pendant les essais a été très violent, de plus le charbon était de nature particulièrement friable. Dans ces conditions, il y a eu entraînement excessif d'escarbilles dans la boîte à fumée. Dans un des essais la perte de rendement due à cet entraînement a dépassé 16 % et la quantité d'escarbilles qui s'est accumulée dans la boîte à fumée a été assez grande pour obstruer les rangées inférieures des tubes et obliger à cesser l'essai au bout d'une heure.

De plus, bien qu'il y ait eu plutôt excès d'air de combustion, il n'y a pas eu de brassage suffisant de l'air et des hydrocarbures distillés du charbon et la teneur en oxyde de carbone des fumées indique une combustion incomplète du carbone de ces hydrocarbures. L'absence de voûte en briques explique ce manque de brassage.

Pour la chaudière E 6 S N° 89 dont la chauffe a été très bien conduite et qui était pourvue d'une voûte en briques, les valeurs obtenues pour le rendement de la combustion ρ_1 aux grandes intensités de combustion Δ sont particulièrement élevées. C'est ainsi que pour $\Delta = 500 kg$, ρ_1 est égal à 90 %, il est encore égal à 80 % pour $\Delta = 600 kg$.

Dans les essais postérieurs du Pennsylvania Railroad sur la chaudière E 6 S N° 51 et les chaudières Pacific et Mikado, on a poussé beaucoup plus loin l'intensité de combustion puisqu'on a dépassé 800 kg par heure et par m^2 de surface de grille. Comme on n'a pas relevé dans ces essais le poids des escarbilles entraînées, il n'a pas été possible de calculer le rendement ρ_1 mais de l'analyse des gaz de la combustion, il ressort que la perte par combustion incomplète du carbone à l'état d'oxyde de carbone a été insignifiante, inférieure à 1 %. La chauffe a donc été conduite d'une façon exceptionnellement habile, ce que confirment d'ailleurs les valeurs trouvées pour le volume d'air admis pour brûler un kilogr. de charbon qui sont de l'ordre de $10 m^3,50$. Ce sont de véritables tours de force dans l'art de la chauffe.

De tels résultats ne peuvent être obtenus avec aucun autre type de chaudière. Les chaudières fixes à tubes à fumée ou à tubes d'eau ne conservent un bon rendement ρ_1 que quand Δ ne dépasse pas 100 kg seulement. On peut pousser la combustion jusqu'à 150 kg mais avec une baisse accentuée du rendement et sur des chaudières spécialement construites avec des chambres de combustion agrandies. Il est pratiquement impossible d'atteindre 200 kg. Les chaudières marine à gros tubes se comportent de même. Les chaudières à petits tubes des torpilleurs peuvent être poussées jusqu'à des valeurs de Δ voisines de 350 kg mais avec un rendement ρ_1 tout à fait insuffisant. Enfin aucun type de chaudière autre que la chaudière locomotive ne peut brûler pratiquement plus de 500 kg par m^2 de grille et par heure. La supériorité de la chaudière locomotive sur les autres types de chaudières comme appareil de combustion est donc tout à fait remarquable.

Le second enseignement que l'on peut tirer des résultats de ces essais c'est que les dernières chaudières du Pennsylvania Railroad E 6 S N° 89 et les suivantes sont parfaitement proportionnées : tirage, ouverture de la porte de cendrier, disposition de la grille, de la voûte en briques, et du foyer sont tout à fait bien en rapport les uns avec les autres. Nous avons là des modèles parfaitement établis.

Est-il possible de les perfectionner ? L'uniformité des résultats obtenus tant que l'intensité de combustion n'atteint pas 500 kg semble indiquer que, du moins jusqu'à $\Delta = 500$ kg, il y a peu de progrès à espérer. Or cette intensité de 500 kg est déjà très élevée pour le service courant. Les locomotives de rapides qui sont celles pour lesquelles la combustion est la plus élevée ne brûlent normalement que 350 à 400 kg par m^2 de grille-heure. Par grand vent, avec le chauffage à vapeur du train on atteint 500 kg, et il faut de la surcharge et des circonstances exceptionnelles pour dépasser 500 kg. Cependant de semblables coups de collier se rencontrent en service et non seulement pour les machines de rapides mais aussi pour les locomotives à marchandises. Il est donc intéressant de disposer de moyens suffisants pour dépasser une intensité Δ de 500 kg en conservant un rendement convenable. Les essais à outrance du Pennsylvania nous en indiquent la nature. Dans ces essais, en effet, le chauffeur maintient la porte du foyer ouverte ou partiellement ouverte de façon à créer une rentrée d'air au-dessus de la couche de charbon en ignition sur la grille et brûler complètement les hydrocarbures qui distillent. Si nous prenons le dernier essai de la chaudière E 6 S N° 51 où Δ a atteint 725, on a chargé, dans l'heure, 3.750 kg de charbon soit 470 pelletées de 8 kg ou une pelletée toutes les 8 secondes. En fait, la porte a dû rester grande ouverte pendant l'essai et l'habileté du chauffeur a consisté à régler judicieusement l'épaisseur de la couche de charbon sur la grille de façon que l'afflux d'air par la grille et par la porte ne dépassât pas $10 m^3,70$ par kilogr. de charbon brûlé.

Cette rentrée d'air additionnelle au-dessus de la grille doit toutefois répondre à des conditions bien déterminées.

Tout d'abord elle doit être réglable de façon à n'entrer en jeu que lorsqu'elle est réellement nécessaire, c'est-à-dire quand Δ approche de 500 kg. Elle aurait, en effet, pour des valeurs inférieures de Δ de graves inconvénients. Elle ferait croître inutilement les calories emportées par la cheminée dans les gaz de la combustion et risquerait d'apporter des troubles dans la combustion des hydrocarbures en projetant une masse compacte d'air froid sur ces gaz. Pour les mêmes raisons, lorsque Δ dépasse 500 kg, c'est-à-dire quand cette intervention est efficace, il est nécessaire de la limiter à la quantité strictement nécessaire. Il faut de plus que cette arrivée d'air froid ne produise pas de désordre dans les assemblages du foyer, en particulier au sertissage des tubes dans la plaque tubulaire ; on doit donc prendre toutes les précautions voulues pour que cette masse d'air froid ne vienne pas frapper directement la plaque tubulaire.

On a adopté dans ce but plusieurs solutions. Nous citerons d'abord le clapet de rentrée d'air qui surmonte le gueulard dans le dispositif Tenbrinck (voir Fig. 1). Ce clapet est très efficace, mais il exige une construction spéciale de la façade de la chaudière. L'ouverture de ce clapet dans la façade doit être entouré d'un cadre plein en fer. Les pinces de la plaque AR qui s'appliquent contre ce cadre ne sont pas rafraîchies par l'eau et au bout d'un certain temps se brûlent et crient dans les trous de rivets. On paie donc le bénéfice de la rentrée d'air qui ne se produit que dans des cas exceptionnels par des réparations coûteuses de chaudronnerie.

On peut également, lorsque la porte est ovale ou ronde et à charnière verticale, pratiquer dans cette porte des ouvertures fermées par une grille mobile, mais comme la section totale de ces ouvertures reste forcément faible, ce moyen n'a que peu d'efficacité.

Le meilleur procédé, à notre avis, consiste à employer une porte rectangulaire s'ouvrant à l'intérieur du foyer avec une charnière supérieure horizontale. Ce modèle est adopté d'une manière générale en France et permet en plus la fermeture automatique en cas de fuite de vapeur dans le foyer. On compose cette porte de trois vantaux dont celui du milieu peut s'ouvrir indépendamment des autres, sans supprimer la fermeture automatique ; l'air froid rencontrant la porte inclinée est renvoyé vers la couche de charbon incandescent au lieu de filer directement par le foyer vers la plaque tubulaire. Enfin, les gaz venant de l'avant de la grille et rejetés par

la voûte vers la porte réchauffent cet air froid qui n'arrive au contact de la plaque tubulaire qu'à une température assez élevée pour ne pas causer de dégâts.

Ce perfectionnement nous semble le seul à apporter aux foyers des locomotives actuelles bien proportionnés comme ceux des dernières chaudières du Pennsylvania.

§ VII. — Augmentation de la surface de grille.

La comparaison des essais du P.-L.-M. et du Pennsylvania Railroad nous fournit également l'occasion de remarques intéressantes qui concernent les proportions à donner à la surface de grille. Lorsqu'on veut établir les plans de la chaudière d'une locomotive nouvelle, on commence par déterminer la quantité de charbon P , qu'elle doit brûler par heure en service normal. D'après ce que nous venons de voir plus haut, pour que la nouvelle chaudière ait le meilleur rendement ρ_1 possible, il convient que normalement l'intensité de combustion Δ ne dépasse pas 400 kg par m^2 de grille et par heure. La surface de grille G doit donc être déterminée par

$$\text{l'équation : } G = \frac{P}{400}.$$

Si l'on proportionne ensuite les autres éléments de la chaudière et en particulier la surface de chauffe en suivant les normes des dernières chaudières du Pennsylvania, on arrive à une chaudière bien proportionnée et d'un poids total, eau comprise, p . Si la répartition du poids entre les essieux qui résulte de l'adoption de cette chaudière du poids p est convenable et si le poids par essieu ne dépasse pas la limite fixée par le Service de la Voie, rien de mieux, mais il n'en est pas toujours ainsi, en particulier dans les époques de transition quand on veut augmenter brusquement la puissance des chaudières. Ce cas a été précisément celui des chaudières P.-L.M. à tubes Serve et de la première chaudière Pennsylvania E 2 A. La chaudière normale de surface

de grille $G = \frac{P}{400}$ était trop lourde, les poids par essieux dépassaient les limites fixées à ce

moment par le Service de la Voie. Deux solutions se présentaient ; l'une consistait à conserver une chaudière de proportions normales mais de surface de grille plus petite et à augmenter

l'intensité de combustion Δ , la nouvelle surface de grille était alors réduite à $\frac{P}{500}$ ou $\frac{P}{600}$ jusqu'à

ce que le poids de cette chaudière normale descendit à un chiffre admissible. La seconde

solution consistait à conserver la surface de grille $G = \frac{P}{400}$ et à réduire les proportions des

autres parties de la chaudière et en particulier la surface de chauffe, de façon que le poids total de la chaudière descendit à la limite admissible. C'est cette deuxième solution qui a été adoptée par le P.-L.-M. et le Pennsylvania. Comme le cas peut se reproduire et se reproduira même certainement dans l'avenir, il est intéressant de rechercher si cette solution a réellement été la meilleure.

Il semble bien qu'il en ait été ainsi en particulier pour la chaudière E 2 A. Cette chaudière avait un rapport de surface de chauffe à surface de grille égal à 42 au lieu du chiffre 60 qui est normal. La chaudière normale ayant même surface de chauffe aurait eu une surface de grille de 3 $m^2,60$. Pour brûler 2.160 kg dans l'heure il fallait avec une surface de grille de 5 $m^2,15$ (celle de la chaudière E 2 A), atteindre une intensité Δ de 420 kg. Avec la grille de 3 $m^2,60$ on aurait eu Δ égal à 600 kg. Les deux rendements ρ_1 correspondant à ces deux allures sont respectivement 0,89 et 0,80. Par suite, la grande surface de grille procurait une économie de 11 % de charbon en ce qui concerne la combustion seulement.

D'autre part, nous verrons plus loin dans l'étude du rendement propre de la surface de chauffe que ce rendement propre ρ_3 atteint pour les différentes valeurs du rapport de la surface de chauffe S à la surface de grille G.

pour S = 60 G	$\rho_3 = 93 \%$
pour S = 50 G	$\rho_3 = 90 \%$
pour S = 45 G	$\rho_3 = 88,5 \%$

Pour S = 42 G la valeur de ρ_3 serait voisine de 87 %. Il n'y a donc que 6 centièmes de différence entre S = 60 G et S = 42 G soit 6,5 % de diminution sur le rendement de la surface de chauffe contre 11 % d'augmentation dans le rendement de la combustion, la grande grille est donc plus avantageuse que la grille normale dans ce cas particulier de machine pour trains rapides. Cette conclusion n'est toutefois valable que pour ce cas particulier et elle appelle les réserves suivantes :

Une raison pratique peut s'opposer à cet accroissement de la surface de grille, c'est la considération des pertes de chaleur en stationnement ou pendant la descente des pentes à régulateur fermé par suite du rayonnement ou de la conductibilité. Pour compenser ces pertes, qui sont naturellement en rapport avec la surface de grille, il faut brûler du charbon. De plus, pour maintenir le feu en activité on ne peut complètement fermer la porte du cendrier, et il est bien difficile avec une grande grille d'arriver à un réglage de l'ouverture de cette porte assez précis pour que l'on évite le soulèvement occasionnel des soupapes de sûreté. La considération du service auquel est employée la locomotive intervient alors dans une mesure importante. Il est évident, par exemple, que pour un service de trains de marchandises de détail avec de longs stationnements et des manœuvres dans les gares, il vaut mieux réduire le plus possible la surface de grille, quitte à augmenter les pertes de rendement quand on fonctionne en coup de collier. Pour le service normal des lignes accidentées il en sera de même, puisque la moitié des parcours totaux se fera à régulateur fermé. Dans quelle mesure faut-il faire intervenir ces considérations de service, c'est à examiner dans chaque cas particulier. Nous pouvons cependant donner un chiffre intéressant à cet égard.

Nous avons fait en 1910 des essais comparatifs entre une machine Consolidation Compound à 4 cylindres de 3 m²,10 de surface de grille et une machine Décapod Compound à 4 cylindres à vapeur surchauffée de 3 m²,80 pour la remorque des trains de La Bourboule sur le parcours Montluçon-Eygurande en rampes de 20 mm. La différence de niveau était de 508 m à la montée. D'après les relevés des essais, la machine Consolidation a consommé à la montée 11 kg,500 de vapeur par cheval effectif et 1 kg,71 de charbon ; à la descente, 12 kg,600 et 1 kg,77. Il y avait donc pratiquement égalité à la montée et à descente et par suite, pour ces trains qui étaient des trains express à arrêts peu fréquents et vitesse moyenne de 45 à 50 km, une surface de grille de 3 m²,10 n'occasionnait pas de dépenses supplémentaires sensibles dans la marche à régulateur fermé. Sur les 94 km du parcours le régulateur était ouvert sur 67 km,700 à la montée, et 40 km,400 à la descente. Pour des trains de marchandises on aurait trouvé pour la surface de grille optima un chiffre naturellement un peu moindre.

La machine Décapod a consommé par cheval à la jante : à la montée 8 kg,65 de vapeur et 1 kg,300 de charbon ; à la descente, 9 kg,200 de vapeur à 1 kg,66 de charbon. L'économie de vapeur par rapport à la machine Consolidation est bien restée sensiblement constante — 24,7 % à la montée et 26,9 % à la descente — mais l'économie de charbon a varié de 23,9 % à la montée à 6,2 % seulement à la descente. Enfin, si l'on compare la machine Décapod à elle-même il a fallu dépenser par cheval effectif dans la descente 27,6 % de plus de charbon que dans la montée pour compenser les pertes dans la descente des pentes à régulateur fermé. Il est à

remarquer que la surface de grille était supérieure de 23 % à celle de la machine Consolidation ; la consommation de charbon s'est donc sensiblement accrue dans le rapport des surfaces de grille.

Notre conclusion relative à l'extension de la surface de grille doit donc être corrigée pour tenir compte des circonstances de service, elle ne s'applique à vrai dire qu'aux locomotives des trains directs à fortes charges sur lignes moyennement accidentées et comportant de forts coups de collier.

§ VIII. — Absorption de la chaleur développée par la combustion.

Lors de l'examen du bilan calorifique de la chaudière § IV, nous avons vu que le rendement de la chaudière considérée comme appareil d'échange de chaleur, ρ_2 était le rapport de la quantité de chaleur utilisée pour la production et la surchauffe de la vapeur, quantité que nous appellerons K_2 à la quantité de chaleur réellement développée par la combustion K_1 .

$$\rho_2 = \frac{K_2}{K_1}.$$

Il est facile de calculer K_2 en mesurant le poids d'eau vaporisée dans l'heure et la pression moyenne de la vapeur ou sa température moyenne si elle est surchauffée, mais il est très difficile de déterminer K_1 avec exactitude. Cette quantité K_1 s'obtient, en effet, en retranchant du nombre théorique de calories, développé par la combustion parfaite du charbon, toutes les calories perdues pendant la combustion. La détermination des calories perdues par entraînement du charbon, dans les cendres, dans les escarbilles de boîte à fumée et dans la fumée qui s'échappe de la cheminée est extrêmement difficile, elle exige des installations spéciales que le Pennsylvania n'a réalisées qu'une fois, lors des essais de la chaudière E 6 S N° 89, la seule pour laquelle nous ayons un bilan calorifique complet. De plus, ce rendement ρ_2 ne parle pas à l'esprit, il ne représente rien de concret, il ne mesure pas la qualité de la surface de chauffe qui est l'appareil proprement dit d'échange de chaleur. Nous avons donc été conduits à rechercher une autre notion caractérisant la qualité de la surface de chauffe et cela, par les considérations suivantes :

La quantité de chaleur K_1 développée par la combustion n'est pas entièrement absorbable par la surface de chauffe, une portion importante de K_1 est, en effet, inabsorbable, même par une surface de chauffe d'un fonctionnement parfait.

Reprenons le bilan calorifique de la chaudière : Les calories qui servent à vaporiser l'humidité du charbon et l'eau fournie par la combustion de l'hydrogène des hydrocarbures du charbon ne sont évidemment pas récupérables. D'autre part, la surface de chauffe ne peut évidemment refroidir au-dessous de la température de la chaudière (qui est celle de la vapeur saturée à la pression effective de la chaudière), les gaz de la combustion, y compris la vapeur d'eau qu'ils contiennent. Il ne reste donc comme calories absorbables par une surface de chauffe parfaite que celles qui correspondent à l'écart entre la température des gaz qui sortent de la cheminée et la température de la chaudière. Nous appellerons D_6 ce nombre de calories, qu'on peut déterminer par le calcul d'après l'analyse des gaz de la combustion. Cette analyse permet de calculer leur poids par kg de charbon brûlé et, par suite, leur capacité calorifique étant connue par les tables, de calculer D_6 .

Cela étant, la surface de chauffe absorbe effectivement les calories K_2 et les calories rayonnées par la chaudière ou perdues par elle par conductibilité, que nous appellerons D_8 . La chaleur

absorbée est donc représentée par la somme $K_2 + D_8$. D'autre part, la chaleur absorbable n'est autre que la somme précédente augmentée de D_6 .

Si nous appelons Z cette chaleur absorbable on a :

$$Z = K_2 + D_8 + D_6$$

et le rendement propre de la surface de chauffe, ρ_3 , s'écrit alors

$$\rho_3 = \frac{K_2 + D_8}{K_2 + D_8 + D_6}$$

Ce rendement ρ_3 parle bien à l'esprit et donne bien une mesure exacte de la qualité de la surface de chauffe. C'est lui que nous avons calculé d'après les résultats des comptes rendus des divers essais. En réalité, comme il n'est pas possible de déterminer D_8 nous avons été conduits à prendre pour ρ_3 une expression très approchée en négligeant D_8 dans le numérateur et le dénominateur

$$\rho_3 = \frac{K_2}{K_2 + D_6}$$

Cette altération de la valeur de ρ_3 se justifie par le fait que, des nombreux recoupements que permettent les essais du P.-L.-M. et du Pennsylvania, il résulte que D_8 ne représente que 3 ou 4 % au plus de la chaleur théorique de combustion parfaite.

Les valeurs de ρ_3 étant ainsi déterminées pour chaque essai, il restait à les comparer entre elles. Pour que cette comparaison fût faite équitablement, il était nécessaire de placer les différentes surfaces de chauffe dans des circonstances semblables, c'est-à-dire égalité de chaleur absorbable offerte par m^2 de surface de chauffe.

Nous avons donc établi les courbes de ρ_3 pour chaque chaudière, en portant en abscisse la quantité de chaleur absorbable offerte par m^2 de surface de chauffe.

Nous avons appelé u cette quantité qui est égale au quotient de la chaleur totale absorbable Z par la surface de chauffe S . Nous avons vu plus haut que

$$Z = K_2 + D_8 + D_6$$

Comme nous avons négligé précédemment D_8 , la nouvelle expression de Z est :

$$Z = K_2 + D_6$$

Pour S nous avons pris la surface de chauffe totale, c'est-à-dire la somme de la surface de chauffe du foyer et de la surface intérieure des tubes à fumée.

Dans le cas des tubes Serve nous avons compté comme surface de chauffe tubulaire la surface de chauffe de la tubulure en tubes lisses de 45/50, qu'on peut loger dans la même plaque tubulaire, afin d'éviter toute contestation sur la proportion de surface des ailettes à introduire dans le calcul.

Pour les chaudières à surchauffeur, nous avons ajouté à cette somme la surface extérieure des tubes à surchauffe.

Les courbes établies dans ces conditions sont représentées sur les figures 7 et 8.

Nous pouvons faire sur ces figures des constatations intéressantes ; tout d'abord toutes les courbes sont très voisines l'une au-dessous de l'autre. Nous avons même dû les répartir sur deux Figures afin d'éviter toute confusion. Or ces chaudières avaient des longueurs de tubes très différentes. La longueur des tubes n'est donc pas l'élément essentiel de la qualité de la surface de chauffe. D'après les courbes de ρ_3 il semble qu'une longueur de 4 à 5 m soit la longueur

Fig. 7. — VALEURS DE ρ_3 EN FONCTION DE U.

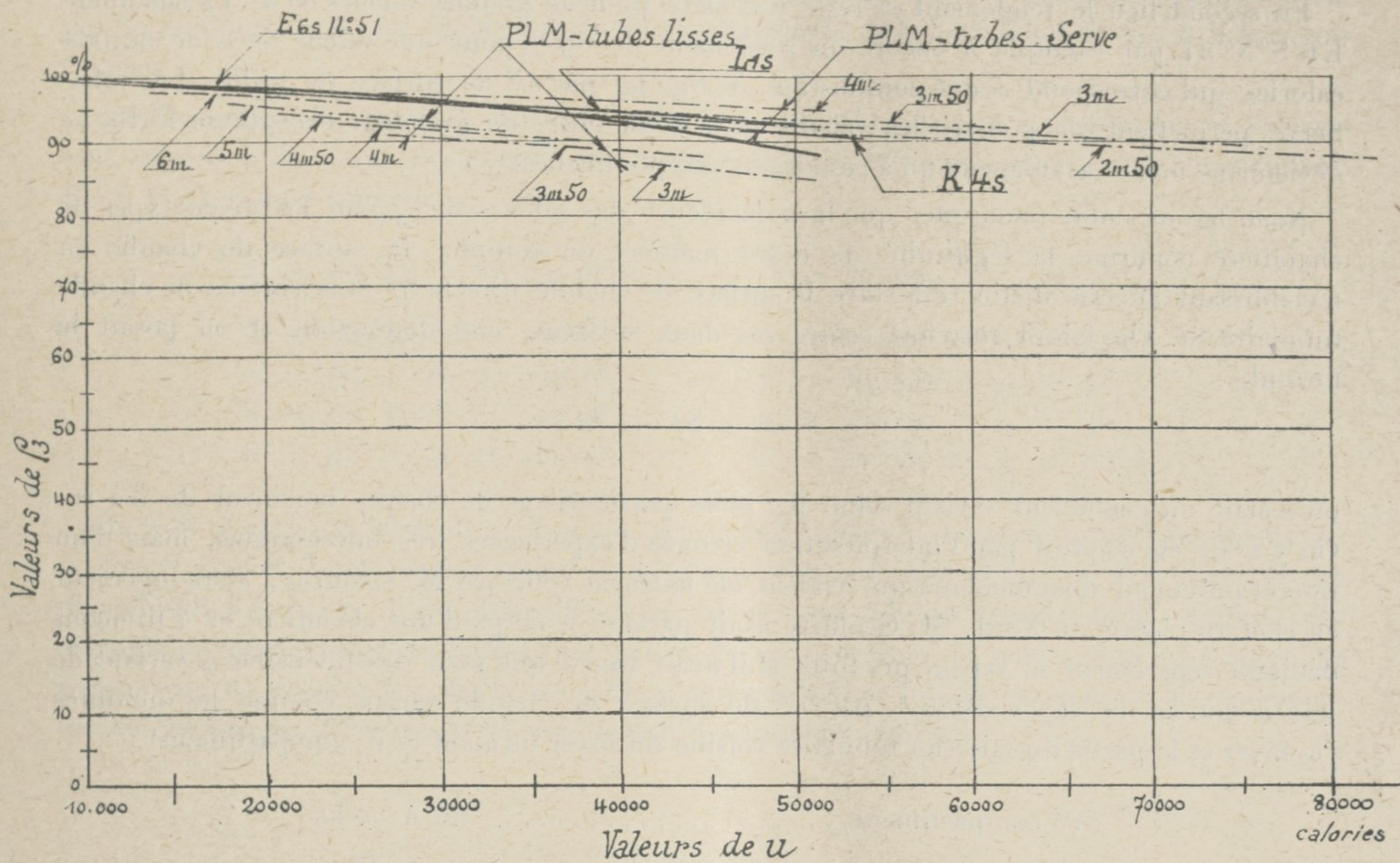
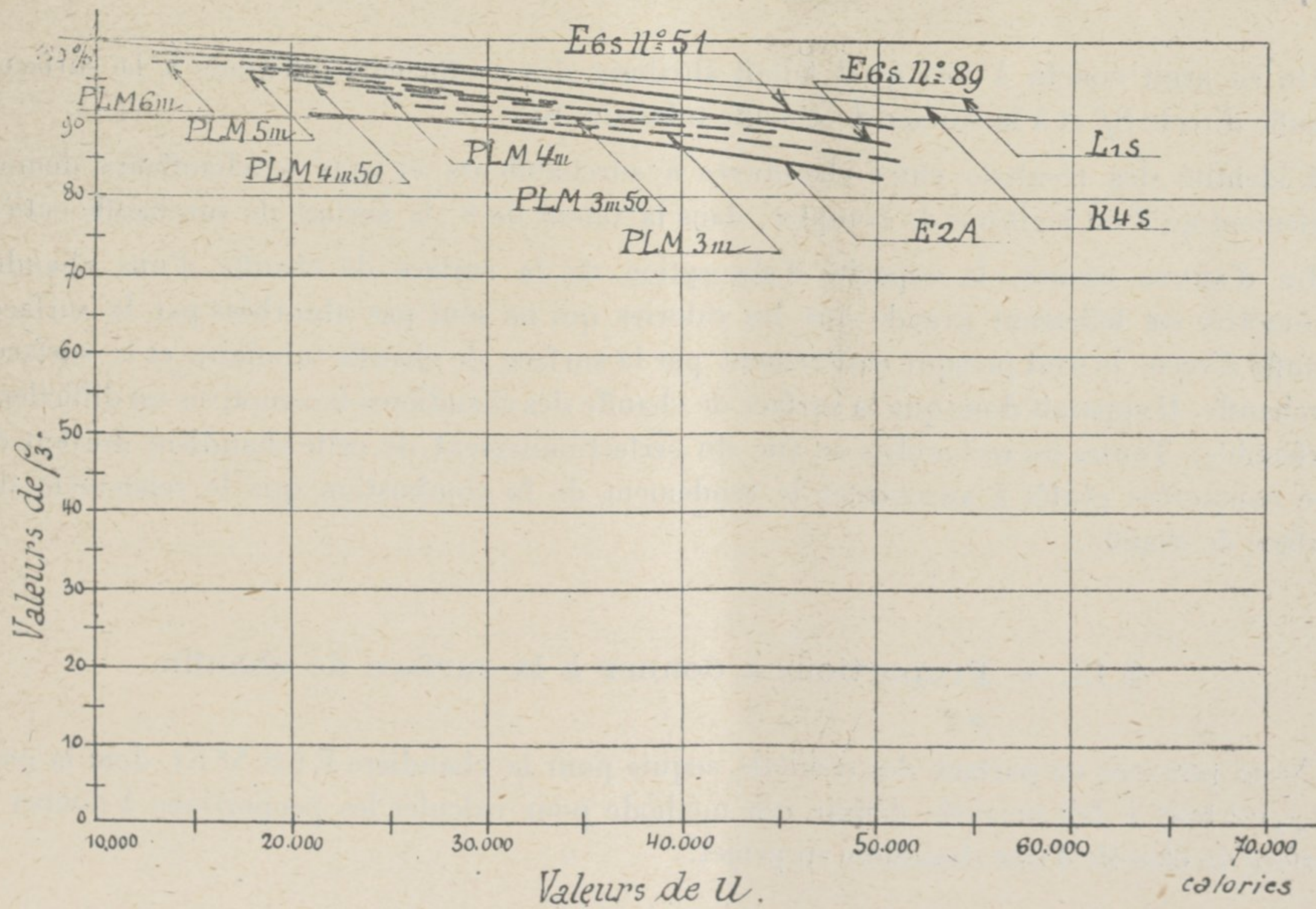


Fig. 8. — VALEURS DE ρ_3 EN FONCTION DE U.



désirable pour avoir un très bon rendement. Pour les tubes Serve cette longueur peut s'abaisser à 3 m,50.

En second lieu le rendement ρ^3 reste très élevé pour de grandes valeurs de u . La chaudière E 6 S N° 51 par exemple a encore un rendement de 89 % pour une valeur de u de 50.000 calories qui correspond à une combustion de 690 kg par m^2 de surface de grille. Les tubes Serve permettent de pousser les valeurs de u à un ordre de grandeur exceptionnel. Ils ne deviennent même avantageux qu'à ces allures exceptionnelles.

Nous ferons enfin remarquer que la coïncidence des valeurs de ρ_3 pour les divers types de chaudière confirme la légitimité de notre manière de compter la surface de chauffe en n'établissant aucune distinction entre la surface de chauffe directe S_f et la surface de chauffe tubulaire S_t . On faisait autrefois, entre ces deux surfaces, une distinction et on posait le formule :

$$S = \alpha S_f + S_t$$

où α était un coefficient variant selon les idées particulières de chaque ingénieur de 3 à 10. On y avait été conduit par l'interprétation erronée d'expériences très intéressantes, mais d'un intérêt purement documentaire qui avaient été faites en 1860 par M. Geoffroy, alors ingénieur en chef du réseau du Nord. M. Geoffroy avait partagé le corps d'une chaudière en 4 tronçons débitant séparément la vapeur produite et il avait trouvé que pour des intensités Δ variant de 200 à 400 kg la vaporisation V par m^2 de surface de chauffe variait comme les nombres (le foyer et la partie du faisceau tubulaire voisine du foyer formant le 1^{er} compartiment) :

1 ^{er} compartiment.....	28 à 70 kg.
2 ^e »	12 à 33 »
3 ^e »	6 à 21 »
4 ^e »	4 à 14 »

On en avait conclu à tort qu'il fallait attribuer des coefficients différents à la surface de chauffe directe S_f et à la surface de chauffe tubulaire S_t .

L'identité des résultats entre chaudières à surchauffeurs et sans surchauffeurs démontre également qu'il est légitime de compter, dans la valeur de S , la surface de surchauffe entière.

En d'autres termes, la capacité d'absorption de la surface de chauffe d'une chaudière-locomotive est tellement grande que les calories qui ne sont pas absorbées par la surface de chauffe directe le sont presque entièrement par la surface de chauffe tubulaire et la surface de surchauffe. Il apparaît donc que la surface de chauffe des chaudières-locomotives est difficilement perfectible. Toutes les recherches en vue du perfectionnement de cette chaudière doivent donc être consacrées plutôt à augmenter le rendement de la combustion que le rendement de la surface de chauffe.

§ IX. — Proportions à donner à la surface de chauffe.

Nous pouvons en partant des résultats acquis pour la chaudière E 6 S N° 51 dont la courbe de ρ_3 est tout à fait normale définir une méthode pour calculer les proportions à donner à la surface de chauffe d'une chaudière en projet.

Nous avons vu précédemment § VI qu'il convenait de limiter à 400 kg par mètre carré de grille et par heure l'intensité normale de combustion, ce qui nous conduisait à une surface de grille normale G . Supposons que par exemple $G = 4 \text{ m}^2$. Dans ce cas la chaleur absorbable offerte par la combustion Z , est égale (d'après les résultats de la chaudière E 6 S N° 51) à 9.400.000 calories.

Quelle surface de chauffe S faut-il prendre pour absorber le plus possible de ces calories sans dépenses de poids et d'argent exagérées ? D'après la courbe de ρ_3 pour la chaudière E 6 S N° 51 si nous prenons :

$S = 80 \times G = 320 \text{ m}^2$	$u = \frac{Z}{320} = 29.400$	et $\rho_3 = 95\%$
$S = 70 \times G = 280 \text{ m}^2$	$u = 33.500$	et $\rho_3 = 94,5$
$S = 60 \times G = 240 \text{ m}^2$	$u = 39.000$	et $\rho_3 = 93$
$S = 50 \times G = 200 \text{ m}^2$	$u = 47.000$	et $\rho_3 = 90$
$S = 45 \times G = 180 \text{ m}^2$	$u = 52.000$	et $\rho_3 = 88,5$

On voit d'après ce tableau qu'il n'y a pas grand intérêt à dépasser pour S la valeur de 60 fois G et c'est à cette valeur qu'on s'arrête généralement aujourd'hui. Si l'on a encore des disponibilités de poids, il est préférable de les reporter sur d'autres organes de la machine, par exemple en agrandissant la surface de grille. Si au contraire, le poids dont on dispose ne permet pas de prendre $S = 60 G$, on saura d'après ce tableau quelle est la perte de rendement qui en résulte quand l'intensité de combustion Δ sera portée à 400 kg.

(A suivre).

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

DE LA

CHAUDIÈRE LOCOMOTIVE

Par M. Paul CONTE,

INGÉNIEUR EN CHEF ADJOINT DE L'OFFICE CENTRAL D'ÉTUDES
DE MATÉRIEL DE CHEMINS DE FER.

(Suite et fin) (1).

§ X. — Surchauffeur.

Toutes les chaudières de locomotives construites actuellement sont munies d'un surchauffeur à vapeur. L'introduction de la surchauffe sur les locomotives, qui remonte à une quinzaine d'années, a constitué un perfectionnement considérable. L'emploi de la vapeur surchauffée procure, par cheval-heure, une économie très notable de vapeur et de charbon.

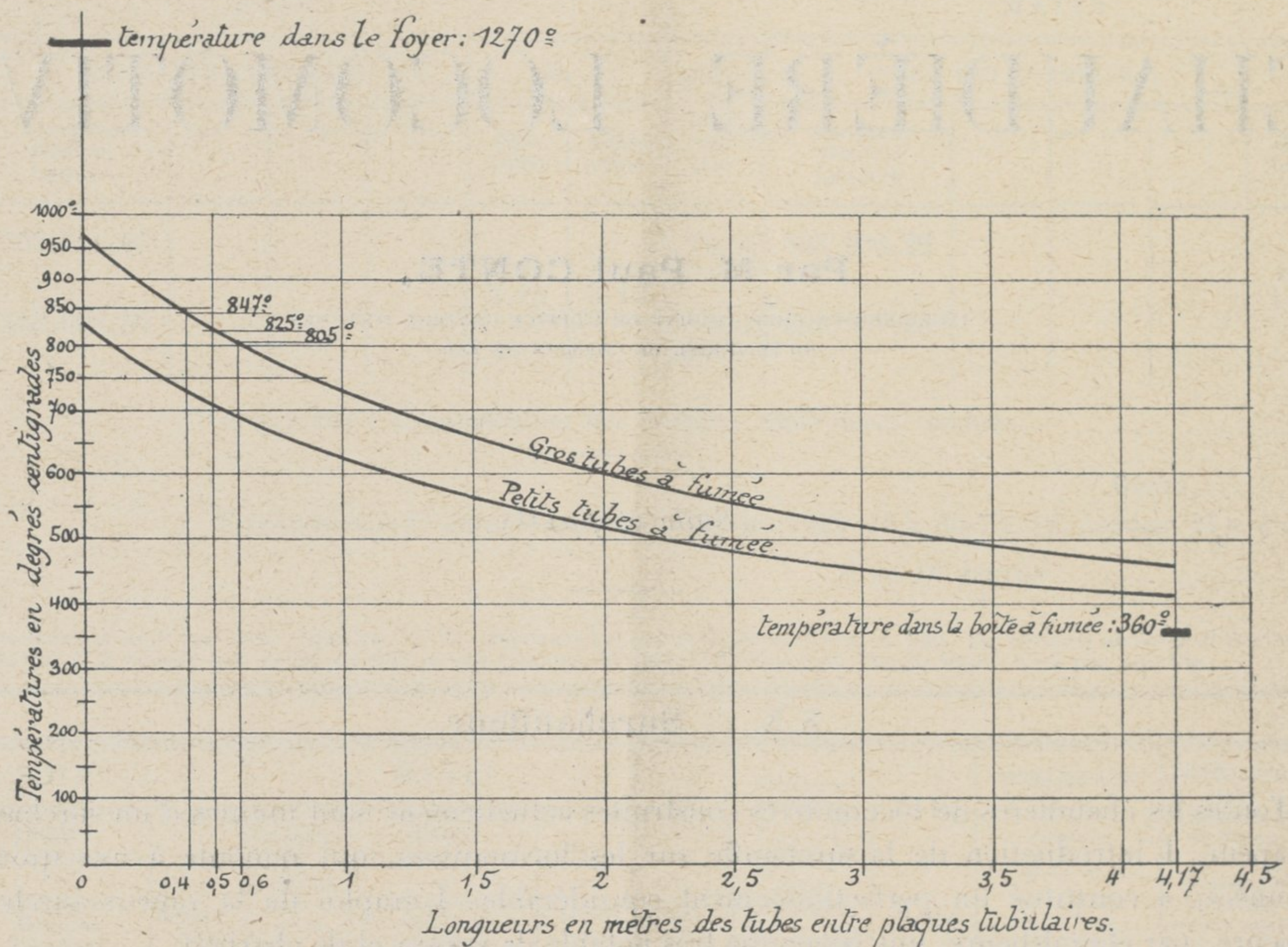
Les difficultés qu'on rencontre quand on veut surchauffer la vapeur tiennent essentiellement à la mauvaise volonté que montre la vapeur saturée à se surchauffer. Sa conductibilité est très faible, les mouvements de convection y sont très lents, de sorte qu'il n'y a que la couche mince en contact avec la surface de chauffe qui prene de la chaleur. Il faut donc pour surchauffer un courant de vapeur le diviser en un grand nombre de filets, d'où l'emploi de tubes nombreux et de faible diamètre, et leur faire parcourir dans les tubes le plus long trajet possible. C'est l'explication de la forme définitive du surchauffeur à laquelle on a abouti maintenant et qui est celle du surchauffeur « Schmidt ».

Etude du surchauffeur. — a) DISTANCE DU 1^{er} COUDE AU FOYER. — Il semble tout d'abord qu'il y ait intérêt majeur pour élever la température de surchauffe T' à rapprocher le plus possible de l'extrémité côté foyer des gros tubes les 2 coudes extrêmes des tubes surchauffeurs. Le seul obstacle est la nécessité de ne pas brûler les coudes qui sont la partie sensible du surchauffeur, en les exposant à une température trop élevée. Schmidt avait indiqué pour la distance du

(1) Voir *Revue Générale* N° de Janvier 1923.

premier coude au foyer la cote de 600 mm. Depuis on est allé couramment jusqu'à 500 mm sans inconvénient et il semble qu'après expériences on pourrait encore diminuer cette cote. Les expériences très complètes du P. R. R. sur la chaudière E 6 S N° 89 permettent de donner des indications précises à ce sujet. Dans ces expériences on a mesuré au pyromètre la température des gaz tout le long d'un gros tube et d'un tube ordinaire pour des valeurs

Fig. 9. — TEMPÉRATURES DES GAZ LE LONG DES TUBES ($\Delta = 530$).



croissantes de Δ . Nous donnons ci-après les 2 courbes obtenues pour la valeur maximum de $\Delta = 530$ kg. Nous constatons que pour une distance du foyer $h = 600$ mm la température des gaz est de 805°; pour $h = 500$ mm, de 825°; pour $h = 400$ mm, de 847°. Etant donné qu'en portant le 1^{er} coude du surchauffeur à 500 mm on n'a constaté en service aucun inconvénient, alors que la température a monté de 25° il semble qu'on pourrait la porter à 400 mm sans grands inconvénients pour un nouvel accroissement de température des gaz de 22°.

Le P. R. R. est encore allé plus loin dans cette voie et dans une série d'expériences spéciales, a porté cette longueur à 300 mm sans inconvénients et avec un gain appréciable dans la température T' de la vapeur surchauffée qui a atteint jusqu'à 350°.

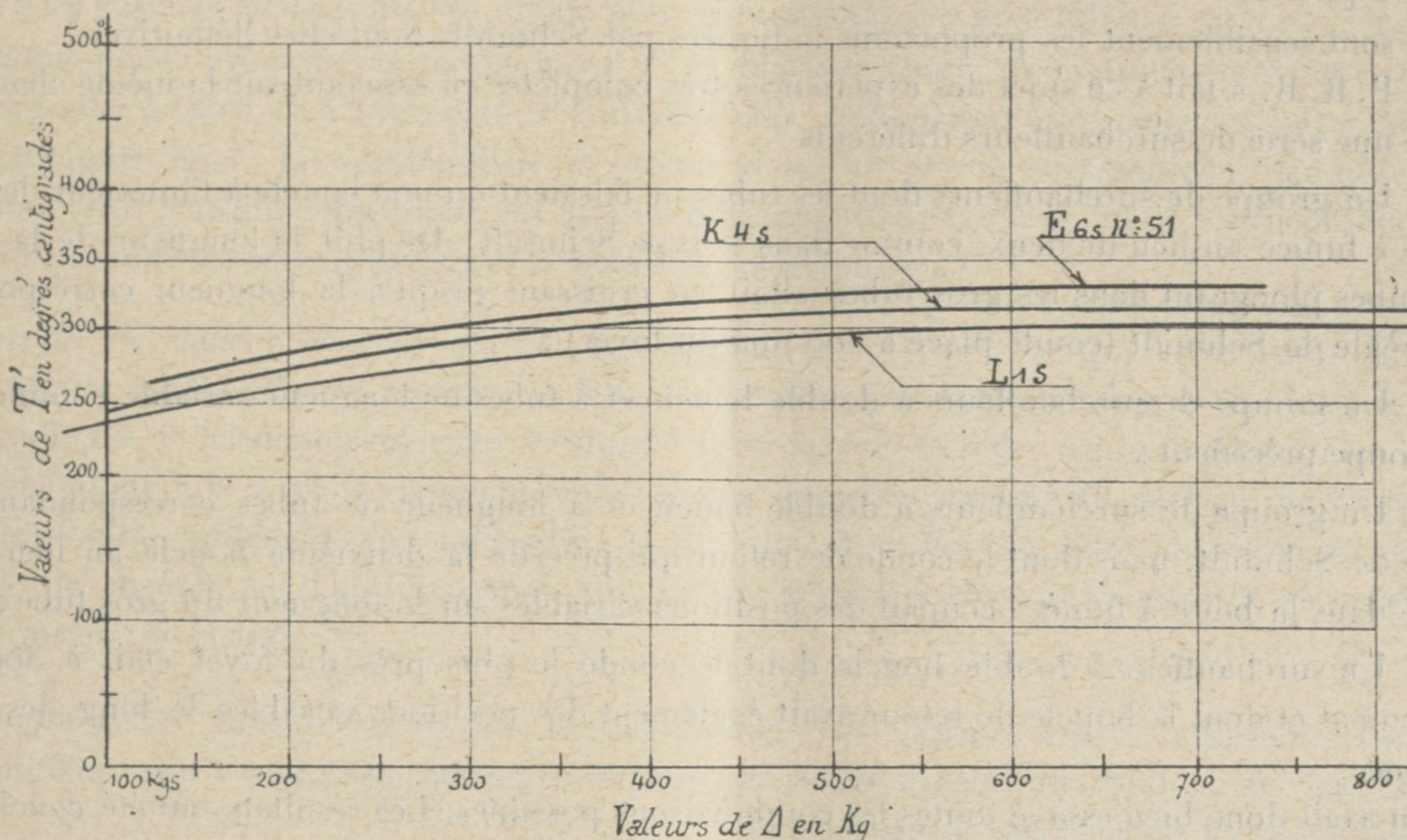
Nous ferons également sur les deux courbes de la Fig. 9 les remarques suivantes :

1° La chute de température des gaz est beaucoup plus forte au commencement du trajet des gaz dans les tubes; il y a donc vaporisation beaucoup plus intense au voisinage de la plaque tubulaire ce qui confirme les résultats de nombreuses expériences antérieures. En particulier, il y a chute considérable de température à l'entrée même des tubes, la vaporisation le long de

la plaque tubulaire doit par suite prendre une intensité exceptionnelle. On a vérifié pratiquement qu'il y a le long de la plaque une vaporisation tellement abondante que c'est une couche de vapeur plutôt qu'une couche d'eau qui est en contact avec la plaque ; il faut donc disposer judicieusement les tubes pour que cette vapeur s'échappe librement ;

2° Il n'y a aucune discontinuité dans la courbe de température à la hauteur du 1^{er} coude du surchauffeur, l'absorption de chaleur par la vapeur qui circule dans ces coudes est donc

Fig. 10. — Valeurs de T' en fonction de Δ .



relativement faible par rapport à l'absorption par les tubes à fumée, ce qui confirme ce que nous disions de la mauvaise volonté de la vapeur à se laisser surchauffer ;

3° La température des gaz à la sortie des gros tubes n'est pas très différente de celle des gaz qui sortent des tubes à fumée du petit diamètre. Cependant on aurait pu craindre que les gaz des gros tubes ne se refroidissent moins que ceux des petits tubes puisqu'ils restent en contact avec la paroi des tubes surchauffeurs qui est d'au moins 100° plus chaude que celle des petits tubes à fumée. C'est là un résultat très important car on aurait pu craindre *a priori* qu'il y ait une véritable fuite de chaleur par le passage des gaz dans les gros tubes.

Proportion des surchauffeurs. — La pratique a consacré certaines proportions relatives de la surface de chauffe des tubes à fumée et de la surface de surchauffe ϵ .

On trouve en service courant que la consommation d'eau par cheval-heure est d'au moins 25 % moindre avec la vapeur surchauffée qu'avec la vapeur saturée. Cela revient à dire qu'on peut diminuer de 25 % la surface de chauffe.

D'autre part, la face de surchauffe doit être constituée de tubes d'aussi faible diamètre que possible pour augmenter la surface de contact de la vapeur avec les gaz chauds. Il y a une limite à cette diminution de diamètre. Le passage de la vapeur à travers les tubes surchauffeurs donne lieu à des pertes de charge très importantes, de l'ordre de 1 kg, à 1 kg,5 et il importe de les réduire au minimum. Comme on ne peut remplacer tous les tubes à fumée de 45/50

ou 50/55 par de gros tubes, ce qui réduirait trop la surface de chauffe, on est arrivé à un compromis, on s'est arrêté pour les tubes surchauffeurs à un diamètre voisin de 31×38 ce qui conduit pour les gros tubes à un diamètre voisin de 125×133 et pour éviter le laminage de la vapeur on s'arrange de façon que la section totale de passage de la vapeur à travers les tubes du surchauffeur soit à peu près les 0,17 de la surface de grille G. Dans ces conditions on obtient dans les chaudières bien proportionnées comme la chaudière E 6 S N° 51 :

Surface de chauffe.....	= 47 G
Surface de surchauffe.....	= 14,5 G

Le rapport de la surface de surchauffe à la surface de chauffe est de 0,31.

Ce sont sensiblement les proportions indiquées par Schmidt. Sont-elles définitives ?

Le P. R. R. a fait à ce sujet des expériences très complètes en essayant sur la même chaudière toute une série de surchauffeurs différents.

1° Un groupe de surchauffeurs dont les tubes ne faisaient qu'une boucle à l'intérieur des gros tubes à fumée au lieu de deux, comme dans le type Schmidt. De plus la longueur de la partie des tubes plongeant dans les gros tubes allait en croissant jusqu'à la longueur correspondant à la règle de Schmidt (coude placé à 600 mm du foyer) ;

2° Un groupe de surchauffeurs à double boucle et à tubes de longueur variable comme dans le groupe précédent ;

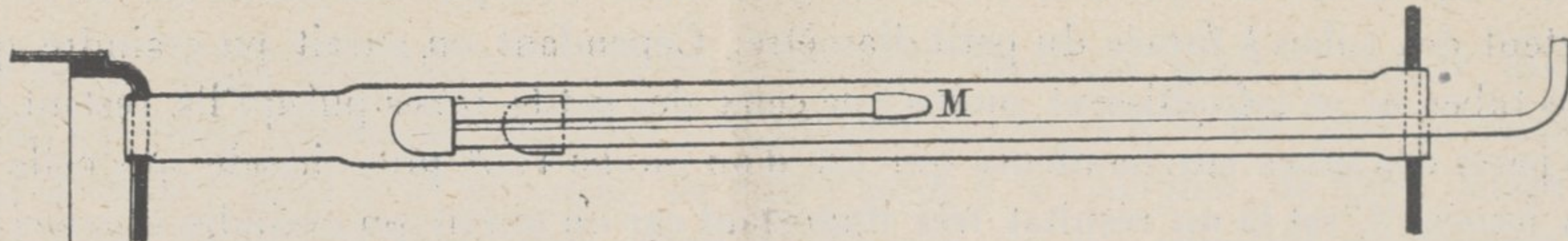
3° Un groupe de surchauffeurs à double boucle et à longueur de tubes correspondant à la règle de Schmidt, mais dont le coude de retour qui précède la deuxième boucle au lieu d'être placé dans la boîte à fumée occupait des positions variables sur la longueur du gros tube ;

4° Un surchauffeur à double boucle dont le coude le plus près du foyer était à 300 mm seulement et dont la boucle de retour avait également des positions variables le long des tubes à fumée.

On avait donc bien essayé toutes les combinaisons possibles. Les résultats ont été concluants. Le surchauffeur à simple boucle est absolument insuffisant.

Le surchauffeur à double boucle à longueur indiquée par Schmidt donne des résultats très satisfaisants. Quand on place la boucle de retour au milieu du tube à fumée (Fig. 11),

Fig. 11.



on obtient les mêmes températures de surchauffe que quand cette boucle se trouve reportée à la sortie des gros tubes à fumée, comme dans le surchauffeur Schmidt normal. La partie supprimée est donc inutile, ce qui confirme bien ce qu'on pouvait prévoir a priori d'après l'examen de la courbe (Fig. 9). On remarque en effet sur cette courbe que la température de gaz au milieu du gros tube est très voisine de la température de la vapeur surchauffée et que la partie du surchauffeur placée entre ce point et la boîte à fumée ne sert pas, si même elle n'est pas nuisible. Enfin, comme nous l'avons vu plus haut, le rapprochement à 300 mm du foyer du premier coude du surchauffeur relève la température T' de la vapeur surchauffée qui peut atteindre 350° pour les fortes valeurs de Δ .

A la suite de ces essais, le P. R. R. avait adopté définitivement cette cote de 300 mm et reporté le coude M au milieu du gros tube à fumée.

Il a dû toutefois abandonner cette pratique, parce que les escarbilles s'amassaient dans le gros tube en M après ce coude, en raison de la diminution brusque de la vitesse du courant gazeux. Le réseau d'Orléans a répété cet essai sur deux machines Mikado qui avaient reçu une chaudière identique à celle des machines Décapod de ce réseau, mais timbrée à 12 kg au lieu de 16. Ces machines avaient été placées au dépôt d'Angoulême dans le même service que les Décapod. On a constaté que la température T' était exactement inférieure à celle des Décapod, du nombre de degrés qui sépare la température θ de la vapeur saturée aux deux timbres 12 et 16 kg. On a également constaté l'inconvénient signalé par le P. R. R : l'accumulation d'escarbilles dans les gros tubes après la première courbe de retour. Cette disposition a été par suite abandonnée malgré les grandes facilités qu'elle donne pour le ramonage des gros tubes.

Comme nous l'avons vu, la température T' ne dépasse guère en pratique 325° alors qu'on pourrait aller à 350° , et d'autre part il faut déjà une combustion assez intense, $\Delta = 300$ kg, pour atteindre 300° . Le surchauffeur ne donne donc un peu de surchauffe et, par suite, une économie très sensible, que pour les allures déjà poussées. C'est là un de ses inconvénients ; ce n'est pas un instrument parfait et il reste à le perfectionner.

Quantité de chaleur absorbée par le surchauffeur. — D'après ce que nous avons dit de la difficulté de surchauffer la vapeur, il fallait s'attendre à ce que le rendement de la surface de surchauffe fût de beaucoup inférieur à celui de la surface de chauffe. En fait, d'après les essais de la chaudière E 6 S N° 51, la quantité de calories absorbée par m^2 de surface de surchauffe a varié d'après l'intensité de combustion Δ de 0,17 à 0,362 de celle absorbée par m^2 de surface de chauffe ; en d'autres termes, elle n'a pas dépassé le tiers de la quantité absorbée par m^2 de surface de chauffe.

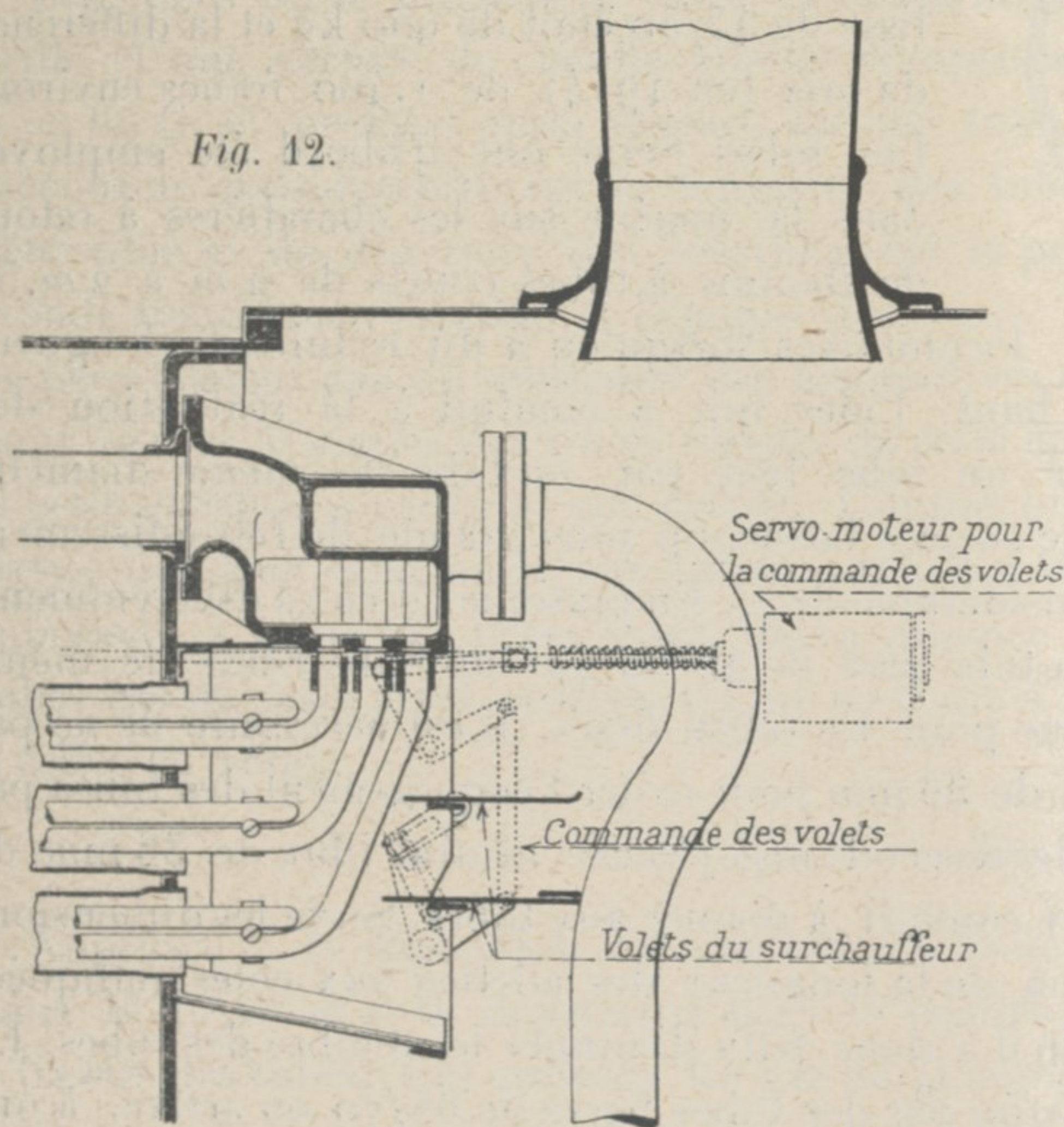
Etouffoir. — Lorsqu'on ferme le régulateur, la vapeur reste stagnante dans le surchauffeur, il n'y a plus de courant de vapeur qui vienne le refroidir. Si donc les gaz chauds

appelés par le souffleur ou le tirage naturel de la cheminée continuent à traverser les gros tubes, les tubes du surchauffeur peuvent prendre une température assez élevée. Schmidt avait été très frappé de ce danger, et ne s'étant pas rendu compte de la température réelle que pouvaient prendre les tubes, pour éviter des avaries des tubes surchauffeurs, peut-être même leur éclatement, il avait installé dans la boîte à fumée un étouffoir qui fermait la sortie des gros tubes quand on coupait l'arrivée de la vapeur. De cette façon, les gaz ne pouvant plus passer par les gros tubes, tout danger était écarté.

Cet étouffoir était constitué par une sorte de boîte entourant la sortie des tubes sur la plaque de boîte à fumée est fermée par des portes manœuvrées par un servo-moteur qui les actionnait automatiquement quand on fermait le régulateur. Cet étouffoir était très

incommode pour le ramonage des tubes ; de plus, les portes se gondolaient, la manœuvre se faisait plus ou moins bien ; bref, c'était un instrument très encombrant et indésirable. Son

Fig. 12.



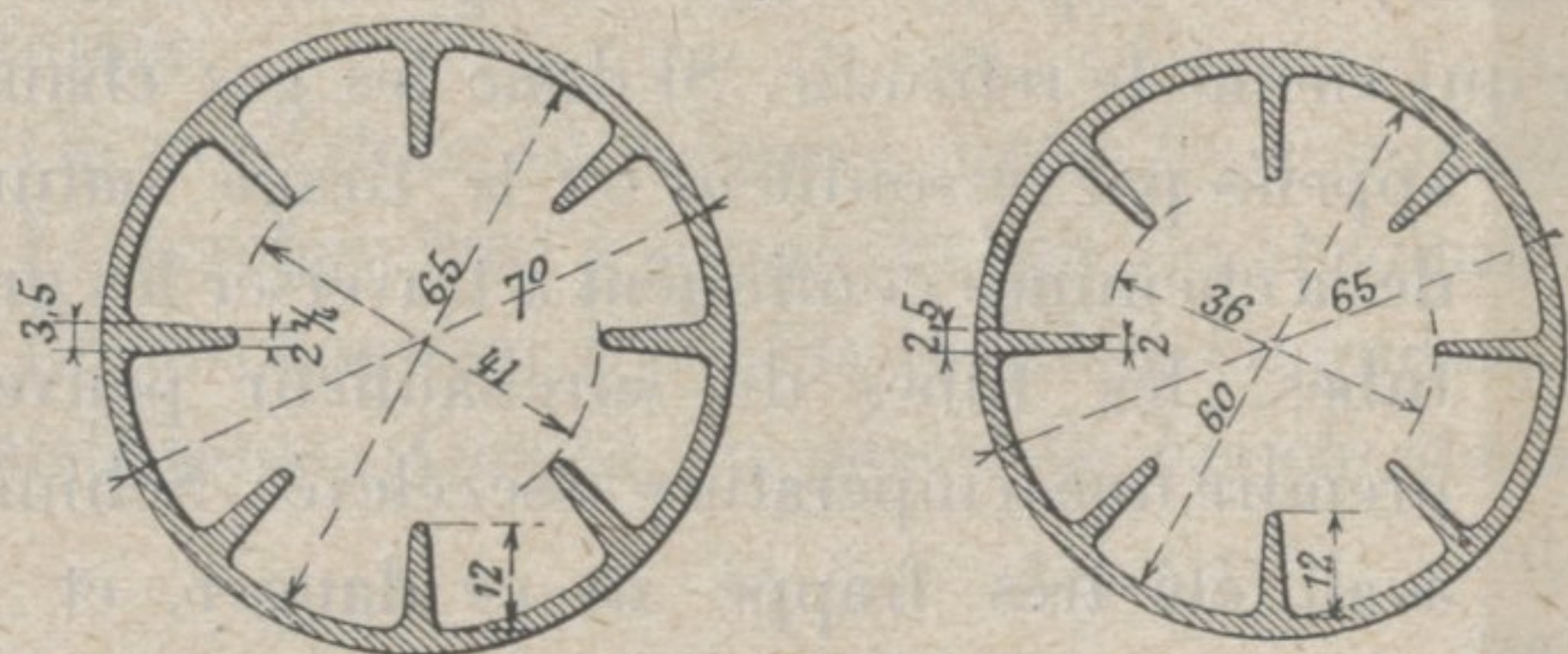
emploi avait, de plus, des suites très curieuses : chaque fois que se fermait l'étouffoir, les groupes surchauffeurs se refroidissaient et retombaient à la température θ de la vapeur saturée; il fallait de 12 à 15 minutes après l'ouverture de l'étouffoir pour les réchauffer et atteindre une température de surchauffe T' normale pour l'intensité Δ réalisée. Il en résultait que dans les machines où l'on ferme très fréquemment le régulateur, machines de manœuvres, machines de banlieue, la vapeur n'était pratiquement jamais surchauffée. Le même fait se reproduisait dans des proportions un peu moindres sur les locomotives des trains de marchandises, de sorte qu'il s'était créé une légende que la surchauffe très avantageuse aux trains de voyageurs ne donnait aucune économie aux trains de marchandises ou de banlieue. Frappé de cette conséquence curieuse de l'emploi de l'étouffoir, nous avons, sur le réseau d'Orléans, essayé de le supprimer, et nous avons reconnu que cette suppression n'entraînait aucun inconvénient et procurait pour les trains de marchandises et de banlieue les mêmes économies relatives de vapeur et de charbon qu'aux trains de voyageurs. En même temps, on facilitait considérablement le ramonage des gros tubes, et on supprimait l'entretien onéreux des portes et des servo-moteurs. Cette suppression est devenue actuellement à peu près générale sur tous les réseaux.

§ XI. — Tubes à ailettes.

Les tubes à ailettes ou tubes Serve, du nom de leur inventeur, sont constitués par des tubes ordinaires armés intérieurement d'ailerons. (Fig. 13).

On obtient facilement ces tubes en laminant une bande de tôle où l'on fait saillir les ailerons, puis en l'enroulant en tube en même temps qu'on en soude les bords. Une tubulure en tubes Serve coûte un peu plus cher qu'une tubulure en tubes lisses, mais la différence est faible.

Fig. 13.



Pour une chaudière de $3\text{ m}^2,10$ de surface de grille du Réseau d'Orléans, nous avons calculé que la différence de poids entre une tubulure Serve de 60/70 et une tubulure lisse de 45/50 était de 950 kg et la différence de prix (en 1914) de 1.400 francs environ. Les tubes Serve ont d'abord été employés dans la marine sur les chaudières à retour de flamme à tubes courts de 2 m à 2 m,50

et on les a ensuite appliqués aux chaudières-locomotives lorsqu'on a dû réduire la longueur des tubes. Comme nous l'avons vu plus haut, l'idée qui a conduit à la réalisation des tubes Serve est très séduisante : remplacer un tube lisse par un tube de même diamètre armé d'ailerons et offrant par conséquent une surface beaucoup plus grande de refroidissement paraît *a priori* permettre une amélioration considérable de ζ_3 . En pratique, il en va différemment. Tout d'abord, on ne peut pas remplacer un tube lisse de 45/50 par un tube Serve de même diamètre extérieur. La pratique a montré que pour les tubes lisses, il est nécessaire de ne pas descendre au-dessous d'un diamètre intérieur de 36 mm pour éviter l'engorgement des tubes par les escarbilles. De même il est nécessaire de réserver un cylindre central libre de 36 mm de diamètre entre les ailettes et de ce fait on a été conduit à donner aux tubes Serve les dimensions courantes de 65/70 et 60/65 avec limitation de la longueur des ailettes aux cotes indiquées plus haut. Pour une plaque tubulaire donnée il a donc fallu diminuer le nombre des tubes. En général, en remplaçant les tubes lisses de 45/50 par des tubes Serve de 65/70 on arrive, à une surface de chauffe supérieure de 40 % à celle d'une tubulure en tubes lisses mais en comptant la surface des ailettes comme surface de chauffe. La section σ de passage des gaz dans les tubes reste sensiblement constante. Il y a donc augmentation apparente de la surface de chauffe.

Cette augmentation procure-t-elle un bénéfice réel, c'est ce qui reste douteux, étant donné les résultats de la pratique. Dans les chaudières à tubes de 4 m et au-dessus, pendant la guerre par suite du manque de tubes Serve, on a dû remplacer par des tubes lisses de 45/50, les tubes Serve primitifs et on n'a observé en pratique aucune différence dans la consommation du charbon avec les mêmes machines du même dépôt pourvues de tubes Serve.

Autre constatation : les tubes Serve ne sont pas employés à l'étranger ; ils ne sont usités qu'en France. S'ils présentaient un avantage évident sur les tubes lisses, leur emploi se serait généralisé depuis 30 ans environ qu'on les fabrique.

D'où vient donc que ces tubes aient été en France l'objet d'un engouement général, au point que presque toutes les locomotives construites depuis 1895 aient été munies de tubes Serve, sauf celles des derniers types à tubes de 5 m et au-delà ? Il en faut chercher la cause dans les résultats des essais faits par le Réseau P. L. M. en 1890 sur ce type de tubes.

Les courbes de la Fig. 8 (1) montrent nettement que les tubes Serve permettent d'avoir encore un rendement très convenable pour des valeurs de u excessivement élevées, beaucoup plus élevées même que celles qu'on rencontre dans les chaudières normales les plus poussées puisque la courbe de la chaudière K 4 S dans laquelle on a brûlé 800 kg par m^2 de grille et par heure s'arrête à une valeur de u voisine de 50.000 calories. On voit sur la Fig. 8 que les tubes Serve de 3 m de longueur ont encore un rendement ρ_3 de 90 % pour une quantité de chaleur utilisable par m^2 de surface de chauffe u de 70.000 calories. Mais il faut convenablement interpréter ce chiffre en tenant compte de ce fait que pour établir la valeur de u nous avons pris pour surface de chauffe des tubes Serve celle de la tubulure lisse de 45/50 qu'on peut placer dans la même plaque tubulaire. Si, maintenant, au lieu de prendre la surface de chauffe des tubes lisses nous prenons la surface des tubes Serve ailettes comprises qui est de 40 % plus grande, il nous faut diviser par 1,40 le nombre de u de la Fig. 8. Une valeur de 70.000 calories représente, si on fait entrer en ligne de compte toute la surface des ailettes un nombre de 50.000 calories seulement égal à celui considéré pour la chaudière K 4 S.

Les tubes Serve permettent donc de construire des chaudières avec de grandes surfaces de grille et une surface de chauffe ailettes comprises, voisine de la surface de chauffe normale $S = 60 G$ et presque aussi efficace qu'une tubulure lisse. En particulier ils permettent de raccourcir considérablement la longueur des tubes pour un diamètre de corps cylindrique déterminé et de diminuer très sensiblement le poids de la chaudière. Cette facilité avait une grande importance en 1890, à l'époque des essais, parce que les limitations de poids par essieu ne permettaient pas de construire des locomotives avec chaudière à tubes lisses assez puissantes pour assurer le service des trains rapides de cette époque. Aujourd'hui il n'en est plus de même et cette question a perdu de son intérêt. Comme les tubes Serve coûtent plus cher que les tubes lisses, que leur rendement aux valeurs actuelles de u qui sont redevenues normales n'est pas supérieur à celui des tubes lisses, on a renoncé sur les locomotives neuves à employer les tubes Serve, mais il est possible qu'on revienne à leur emploi dans des circonstances analogues à celles de 1890.

§ XII. — Du tirage.

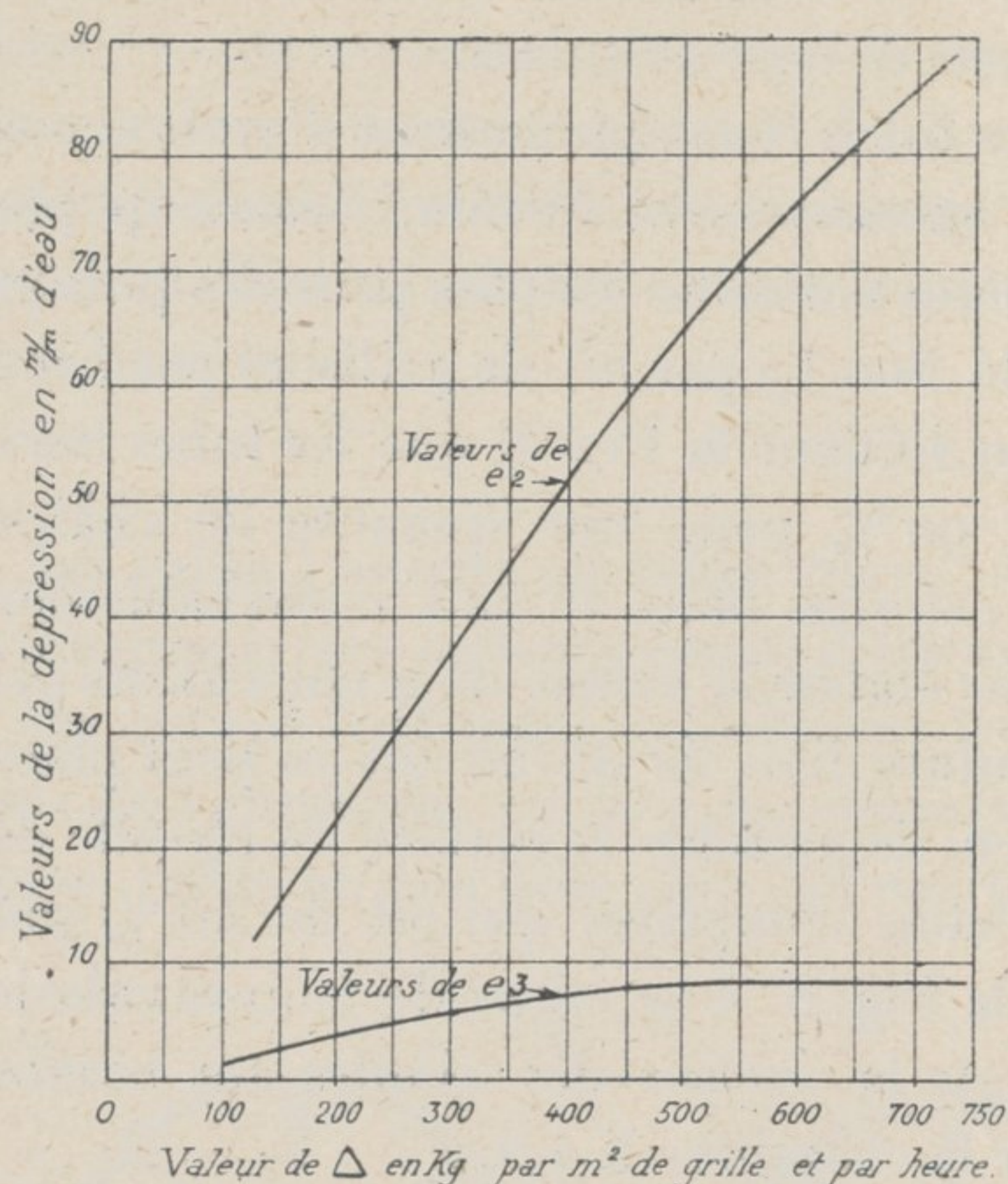
Appelons e_1 la dépression dans la boîte à fumée créée par l'échappement, e_2 la dépression dans le foyer et e_3 la dépression dans le cendrier. La différence $e_1 - e_2$ représente le tirage à travers les tubes, qui entraîne les gaz de la combustion du foyer dans la boîte à fumée. La différence $e_2 - e_3$ représente le tirage à travers la grille et la couche de charbon qui entraîne l'air nécessaire à la combustion qui arrive par la porte du cendrier.

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Janvier, p. 57.

Tirage à travers la grille. — La dépression e_1 pour un échappement donné, est fonction du poids de vapeur d'échappement, elle croît donc avec l'intensité de combustion Δ et d'autre part l'échappement doit être construit de telle sorte que la valeur maximum de e_1 permette de brûler sur la grille la quantité maximum de charbon qu'on s'est fixée. Pour cela il faut que la différence $e_2 - e_3$ permette d'introduire dans le foyer la quantité d'air nécessaire à la combustion soit environ $10 m^3$ d'air par kg de charbon. Il est donc intéressant d'étudier le tirage à travers la grille $e_2 - e_3$ et le tirage à travers les tubes $e_1 - e_2$ sur une chaudière normale.

Nous avons représenté sur la Figure ci-dessous les 2 courbes moyennes de e_2 et e_3 en fonction de Δ de la chaudière 51 qui est celle pour laquelle les valeurs de e_2 et e_3 sont les plus régulières.

Fig. 14. — CHAUDIÈRE E 6 S n° 51.



L'ouverture pour l'entrée de l'air dans le cendrier était pour cette chaudière d'environ 0,14 de la surface de grille. La courbe e_3 monte régulièrement avec Δ jusqu'à Δ voisin de 400 kg où e_3 devient sensiblement constant et égal à 8 à 9 mm d'eau, à ce moment, en effet, la porte du foyer est presque constamment ouverte ce qui tend à rendre constant e_3 .

La courbe e_2 monte régulièrement quand Δ croît. Pour $\Delta = 500$ kg, $e_2 = 65$ mm d'eau. De même que pour e_3 l'influence de l'ouverture de la porte du foyer se fait sentir quand Δ dépasse 400 kg, la courbe ayant une tendance à s'aplatir.

L'intensité de combustion Δ a atteint pour cette chaudière environ 800 kg et la chauffe a pu être conduite de façon parfaite avec une dépression e_2 voisine de 90 mm d'eau. Le rapport de la section d'entrée d'air dans le cendrier à la surface de grille qui est de 0,14 est donc bien choisi. Ce n'est

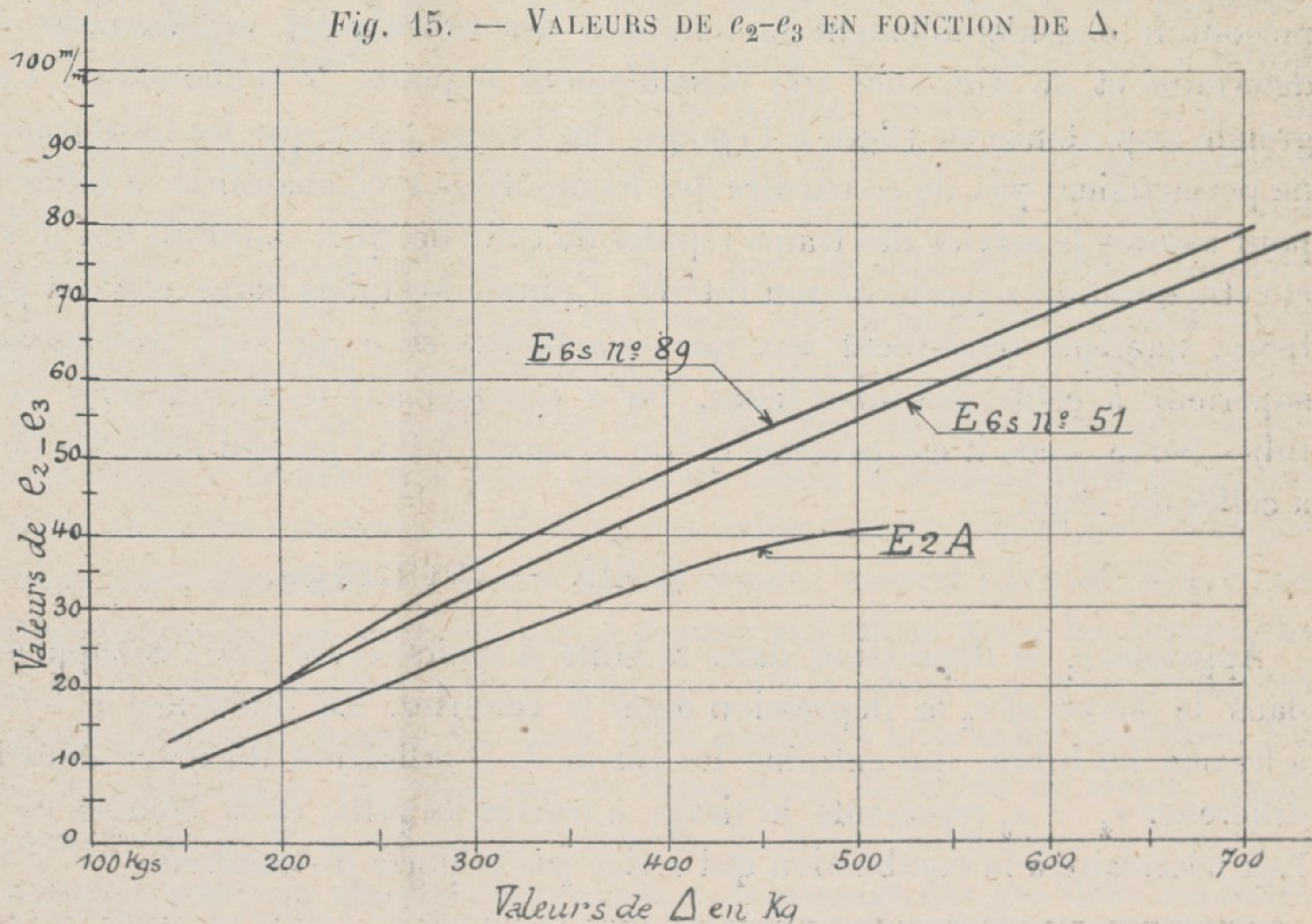
d'ailleurs qu'après une suite d'expériences que le P. R. R. était arrivé au chiffre de 0,14 qui est supérieur à ce qu'on trouve en général sur les chaudières américaines.

Nous avons de plus, tracé Fig. 15, les courbes de $e_2 - e_3$ en fonction de Δ pour les 3 chaudières du Pennsylvania Railroad E 2 A, E 6 S, N° 89 et E 6 S, N° 51.

La courbe $e_2 - e_3$ pour la chaudière E 2 A se tient constamment au-dessous de celles des

deux autres chaudières. Le tirage est en effet pour cette chaudière insuffisant parce que la section

Fig. 15. — VALEURS DE $e_2 - e_3$ EN FONCTION DE Δ .

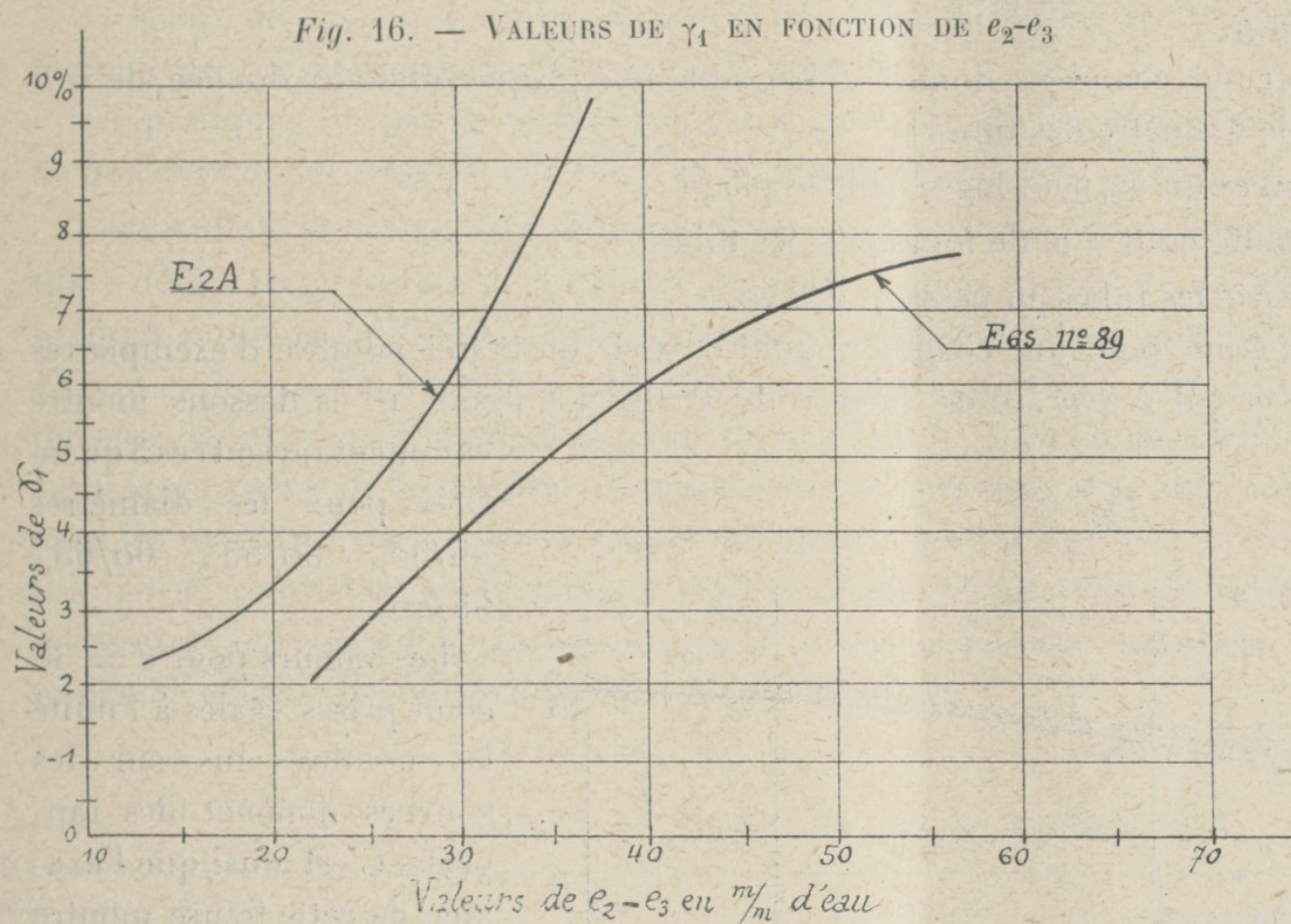


de passage des gaz à travers les tubes σ est trop faible pour la surface de grille; $\frac{\sigma}{G} = 0,095$ au lieu de 0,12 valeur normale. Nous avons déjà signalé que la chaudière E 2 A a une surface de grille anormale. Du fait de l'insuffisance de σ , pour une même valeur de e_1 la chaudière E 2 A a une dépression e_2 dans le foyer moindre que celle des autres chaudières par suite $e_2 - e_3$ est également moindre. Ce tirage insuffisant a une influence sur la perte par entraînement d'escarbilles. Il oblige le chauffeur à marcher avec une couche de charbon peu épaisse et, comme ce charbon est spécialement friable, qu'il n'y a pas de voûte en briques, la quantité d'escarbilles entraînées dans la boîte à fumée est considérable.

Aussi, si l'on se rapporte à la Figure 16 qui donne les valeurs de cette perte par entraînement

d'escarbilles que nous appellerons γ_1 en fonction de $(e_2 - e_3)$; on constate que les valeurs de γ_1 sont sensiblement plus fortes pour la chaudière E 2 A que pour la chaudière E 6 S, N° 89.

Dans l'essai 918 en particulier, γ_1 a dépassé 16 % et la quantité d'escarbilles qui s'est accumulée dans la boîte à fumée a été assez grande pour obstruer les rangées inférieures



des tubes et obliger à cesser l'essai au bout d'une heure. La couche de charbon n'avait pas l'épaisseur voulue pour un charbon aussi friable.

Pour la chaudière E 6 S, N° 89, l'augmentation de γ_1 est à peu près proportionnelle à $(e_2 - e_3)$. Au-delà de 50 mm d'eau, la courbe s'abaisse vers l'axe des abscisses. Cet abaissement est dû à l'ouverture partielle ou totale de la perte de chargement pendant l'essai qui diminue naturellement la vitesse du courant d'air passant à travers le charbon.

Nous déduirons des données de cette courbe que l'on peut maintenir la perte γ_1 au-dessous de 12 % pour des valeurs de Δ voisines de 700 kg et des tirages exceptionnellement élevés lorsque la chauffe est bien conduite et que le foyer est muni d'une voûte en briques.

Tirage à travers les tubes. — Le tirage à travers les tubes qui a comme expression $e_1 - e_2$ dépend évidemment du diamètre et de la longueur des tubes à fumée.

En ce qui concerne le diamètre d , il y a intérêt à le prendre le plus petit possible.

Si nous considérons en effet une tranche de 1 m d'un tube, le mélange gazeux qui la remplit a un poids et par suite une capacité calorifique proportionnelle au volume de la tranche, soit $\frac{\alpha \pi d^2}{4}$ α étant une constante. La surface de refroidissement est d'autre part égale à πd ; le

rapport $\frac{\pi d}{4 \alpha \pi d^2}$ doit donc être le plus grand possible ; or il est de la forme $\frac{K}{d}$; K étant une

constante, ce rapport est donc d'autant plus grand que d est petit.

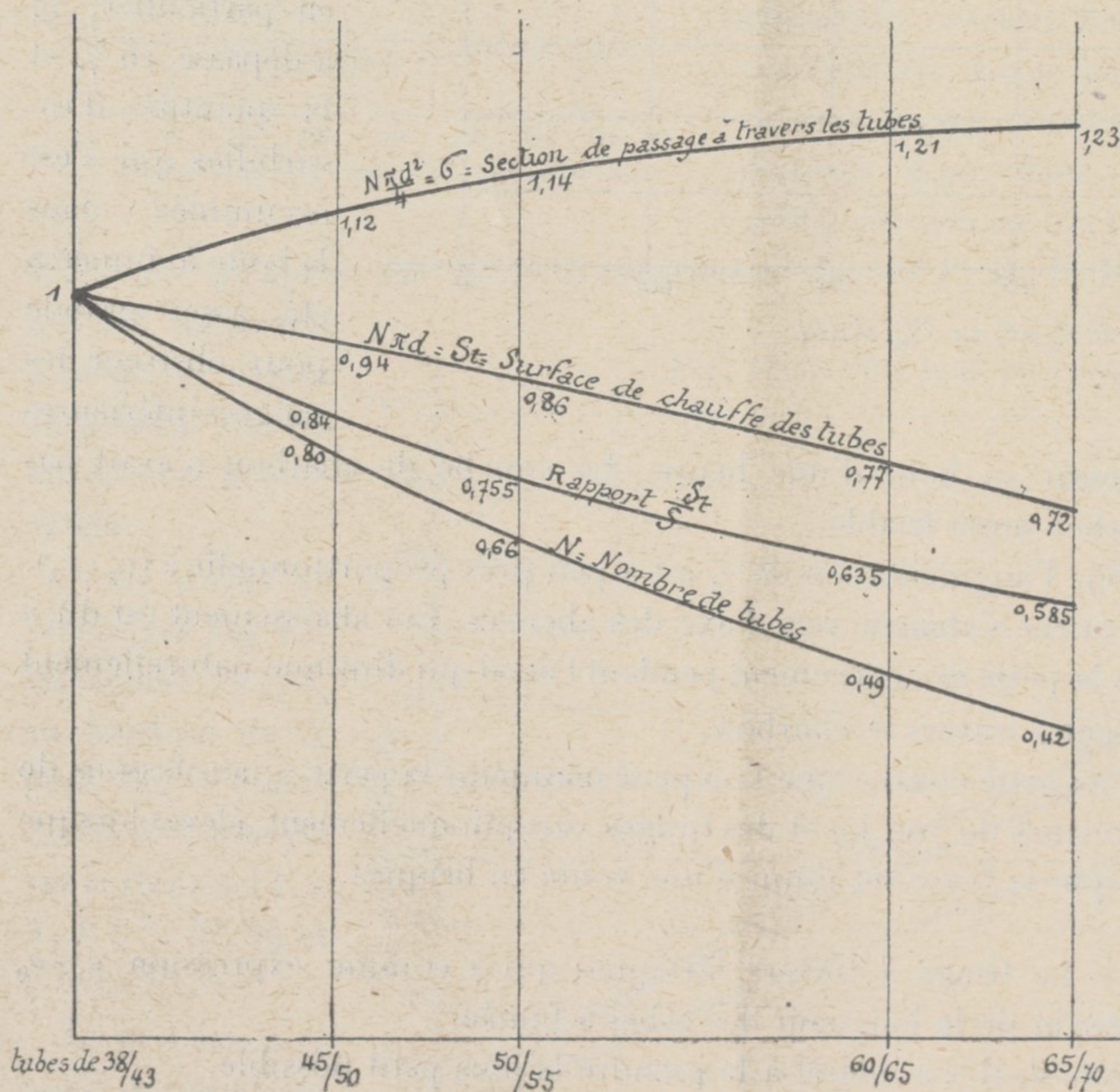
Il y a toutefois une limite à la diminution du diamètre d , il ne faut donc pas que les escarbilles, entraînés par les gaz, s'accrochent aux parois des tubes et ne viennent les boucher. L'expérience montre que ce résultat est atteint pour des tubes courts, 3 m et au-dessous, à partir de 36 mm de diamètre intérieur. Sur le réseau d'Orléans, les tubes qui ont une épaisseur uniforme de 2 mm,5 ont des diamètres intérieurs de 38 mm, 43 mm, 45 mm et 50 mm. Quelques réseaux ont des tubes de 55 mm intérieur. On ne dépasse 55 que pour les tubes à ailettes. Aux Etats-Unis, les tubes ont comme diamètre intérieur 33 mm pour les tubes très courts, puis 39,7, 45, 52, 4, 58,7. Le tube le plus usité est celui de 45/50,8 ; l'épaisseur des tubes est uniformément de 2 mm,9.

Il est intéressant pour une chaudière donnée et par suite une plaque tubulaire donnée, de voir comment varient avec le diamètre des tubes :

- 1° Le nombre des tubes qu'on peut loger dans la plaque ;
- 2° La surface de chauffe pour 1 m de longueur des tubes ;
- 3° La section offerte par les tubes au passage des gaz σ .

Nous avons fait cette étude pour une chaudière dont il existe un grand nombre d'exemplaires sur le réseau d'Orléans et qui a 3 m²,10 de surface de grille. La figure 18 ci-dessous montre

Fig. 17.



comment varient ces 3 quantités pour les diamètres 45/50, 50/55, 60/65, 65/70.

Les valeurs pour $d = 38$ étant prises égales à l'unité les nombres lus sur les courbes donnent des rapports. C'est ainsi que l'examen de cette figure montre que :

1° Le rapport du nombre des tubes au nombre des tubes de 33 $\frac{N}{N'}$, décroît rapidement quand d augmente ; il est de moitié, exactement 0,49, pour des tubes de 60/65 ;

2° La surface de chauffe décroît quand d augmente, mais assez faiblement ;

3° La section de passage à travers les tubes σ croît quand d augmente, mais assez faiblement.

Pratiquement, on utilise tous les diamètres de tubes que nous avons indiqués et sans règle systématique, ce qui prouve que, en ce qui concerne le rendement ρ_3 , tous ces tubes se valent.

Naturellement il vaut mieux ne pas choisir un diamètre de 38 pour des tubes de 6 m de longueur, mais des tubes de 45/50 seront suffisants pour cette longueur. Le réseau P.-L.-M. a fait sur cette équivalence pratique des essais méthodiques. On a muni 2 chaudières de locomotives, de la même série, de tubes de diamètres différents et on les a essayés au laboratoire dans les mêmes conditions. Les résultats ont été les suivants :

a) En passant des tubes de 35/40 aux tubes de 40/45 et pour une même dépression dans la boîte à fumée e_1 , le tirage total $e_1 - e_3$ diminue de 12 à 15 % pour une même valeur de la combustion Δ , ce qui s'explique par l'augmentation de σ ; le rendement représenté par la vaporisation par kg de charbon diminue de 1 à 3 %.

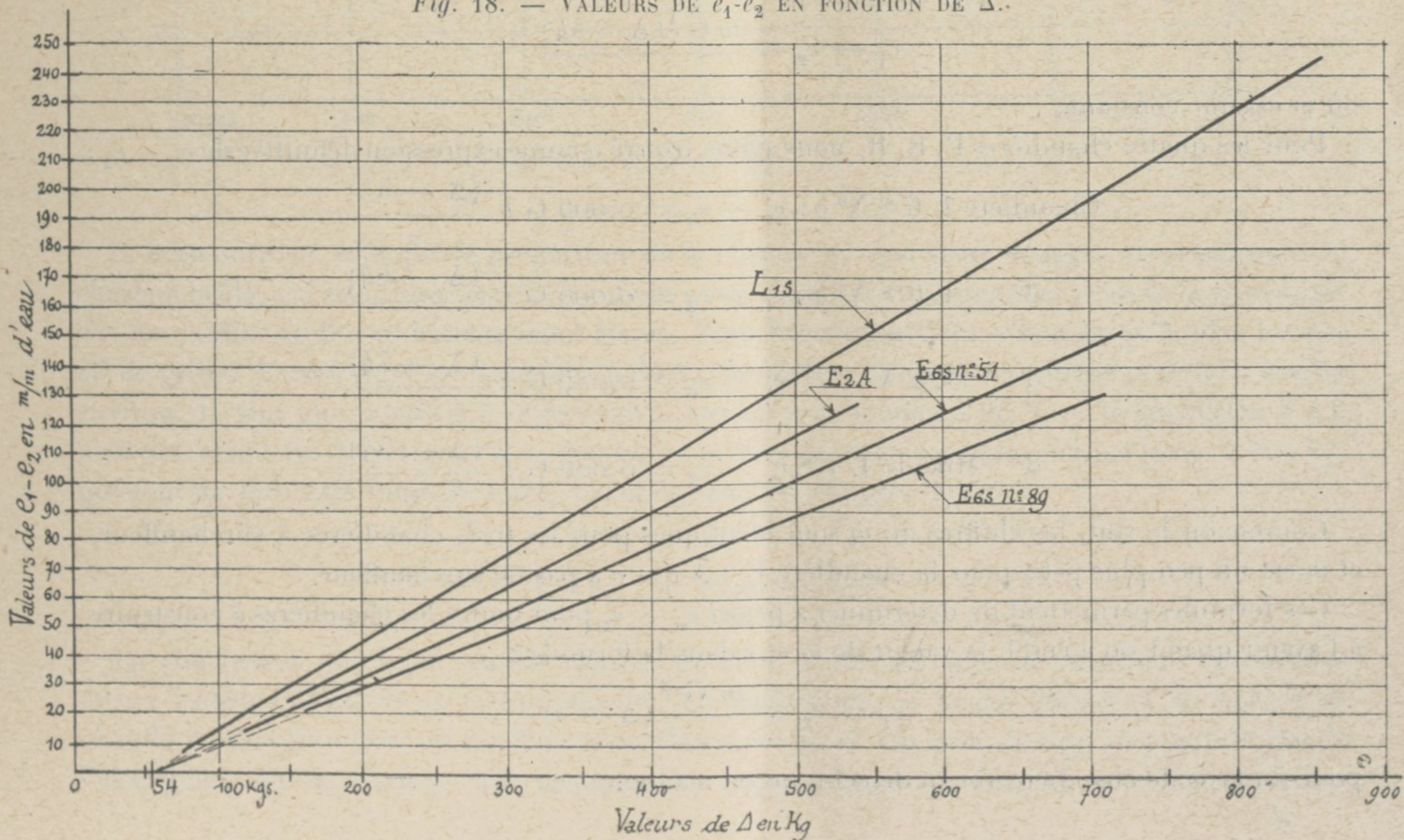
b) En passant des tubes de 40/45 aux tubes de 45/50 le tirage diminue encore de 7 à 10 %, la vaporisation reste la même.

c) Enfin, en passant des tubes de 45/50 aux tubes de 50/55, le tirage diminue de 10 à 24 %, le rendement diminue de 0 à 5 %, selon le taux de Δ .

En pratique, on prend actuellement des tubes de 45/50 et exceptionnellement des tubes de 50/55 pour les tubes de plus de 5 m de longueur.

Les résultats des essais P. L. M. que nous venons d'exposer indiquent que, en passant des tubes de 35/40 aux tubes de 50/55, le rendement de la surface de chauffe varie peu mais que le tirage diminue considérablement par suite de l'augmentation corrélative de σ accusée par la Figure ci-dessus. Or le tirage a naturellement une importance primordiale pour la chaudière puisque de lui dépend la quantité totale de charbon $G \Delta$ qu'on peut brûler dans l'heure et par suite la puissance de la machine. Comme nous ne pouvons sans une contre pression excessive dans les cylindres augmenter la dépression dans la boîte à fumée e_1 au-delà de certaines limites, il importe essentiellement d'établir la surface de chauffe tubulaire de façon que le tirage ($e_1 - e_2$) nécessaire pour assurer le passage des gaz à travers le faisceau tubulaire soit minimum ou du moins ne dépasse pas une valeur donnée.

Fig. 18. — VALEURS DE $e_1 - e_2$ EN FONCTION DE Δ .



De quels éléments dépend donc ce tirage ? Quand les gaz chauds du foyer s'engouffrent dans les tubes, les couches gazeuses, viennent en tourbillonnant choquer la surface intérieure des tubes ; il se produit donc tout le long des tubes des mouvements tourbillonnaires, qui facilitent l'échange de chaleur. En même temps se produit un frottement de la couche directement au contact du tube avec sa surface plus ou moins recouverte de suie. Ce frottement est évidemment fonction directe de la longueur des tubes l ; il est également fonction directe de la vitesse des gaz. Cette vitesse est constamment variable par ce qu'elle dépend des phénomènes de refroidissement qui diminuent le volume des gaz ; mais elle est elle-même fonction inverse de σ , section de passage à travers les tubes, et fonction directe de $G \Delta$, quantité de charbon brûlée sur la grille.

Si l'on examine les courbes donnant la valeur de $(e_1 - e_2)$ en fonction de Δ pour les quatre chaudières P. R. R. (Les locomotives K 4 S et L 1 S ayant la même chaudière), on constate que ces courbes sont sensiblement des droites (Fig. 18). En les prolongeant par extrapolation jusqu'à l'axe des x on relève que, chose curieuse, elles coupent toutes cet axe en un point $\Delta = 54$ kg. On peut expliquer ce phénomène en admettant que par le seul tirage naturel produit par la différence de température des gaz avec l'air extérieur on pourrait brûler environ 54 kg par m² de grille-heure. L'équation de ces droites est donc la forme :

$$e_1 - e_2 = K (\Delta - 54)$$

Voici les valeurs relevées pour K pour chacune des chaudières :

E 6 S N° 51	$e_1 - e_2 = 0,234 (\Delta - 54)$
E 6 S N° 89	$e_1 - e_2 = 0,215 (\Delta - 54)$
E 2 A	$e_1 - e_2 = 0,261 (\Delta - 54)$
L 1 S	$e_1 - e_2 = 0,280 (\Delta - 54)$

Le coefficient de $(\Delta - 54)$ varie donc avec chaque chaudière. Nous avons recherché la loi de cette variation en fonction de l , de σ et de Δ . Comme $(e_1 - e_2)$ est proportionnel à l et au volume des gaz qui lui même dépend de la quantité totale de charbon brûlé $G \Delta$ on peut lui donner une expression de la forme :

$$e_1 - e_2 = \frac{m G l (\Delta - 54)}{\sigma}$$

où m est une constante.

Pour les quatre chaudières P. R. R. nous avons trouvé comme expression définitive de $e_1 - e_2$:

Chaudière E 6 S N° 51	$e_1 - e_2 = 0,006 G l \frac{(\Delta - 54)}{\sigma}$
d° E 6 S N° 89	$e_1 - e_2 = 0,006 G l \frac{(\Delta - 54)}{\sigma}$
d° E 2 A	$e_1 - e_2 = 0,055 G l \frac{(\Delta - 54)}{\sigma}$
d° Mikado L 1 S	$e_1 - e_2 = 0,006 G l \frac{(\Delta - 54)}{\sigma}$

Comme on le voit, les chiffres de m sont identiques pour les trois chaudières à surchauffeur, et m est un peu plus petit pour la chaudière E 2 A qui n'a pas de surchauffeur.

Ces formules permettent de déterminer a priori $e_1 - e_2$ pour toutes les chaudières à construire à l'avenir quand on a établi la valeur de m et s dans la formule :

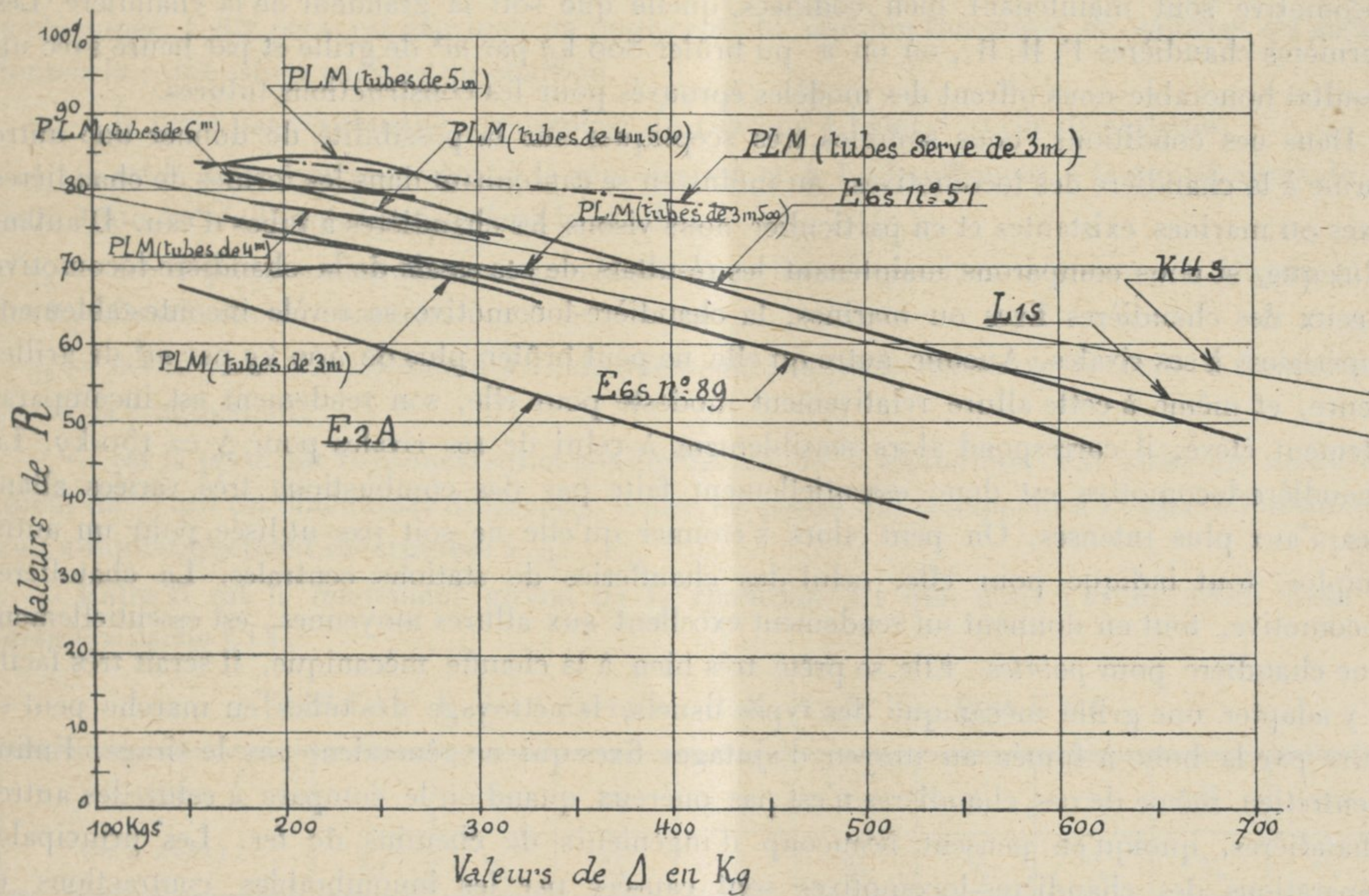
$$e_1 - e_2 = \frac{m G l}{\sigma} (\Delta - s)$$

pour un type de chaudière voisin de celui qu'on a adopté.

§ XIII. — Rendement global de la Chaudière.

Dans tout ce qui précède, nous avons examiné séparément le rendement du foyer et le rendement de la surface de chauffe. Cette séparation était rationnelle et indispensable même pour l'étude détaillée et claire des phénomènes qui se produisent. Il nous reste maintenant à prendre une vue d'ensemble du fonctionnement de la chaudière locomotive. Ce résultat nous est donné en étudiant sur une chaudière bien proportionnée, comme la chaudière E 6 S, N° 51, les chiffres de R qui représentent le rendement global de la chaudière (Fig. 19).

Fig. 19. — VALEURS DE R EN FONCTION DE Δ .



R n'est autre en effet que la proportion de la chaleur C que peut dégager au maximum le charbon brûlé, qui est utilisée par la chaudière pour vaporiser et surchauffer l'eau de la chaudière. Or, les chiffres de R sont extrêmement élevés. Pour les combustions allant jusqu'à 250 kg par m² de grille, R reste égal ou supérieur à 80 %. Le chiffre de 70 % est atteint pour $\Delta = 400$ kg environ. Il faut une intensité Δ supérieure à 500 kg pour tomber à 60 % — la chaudière K 4 S n'atteint même 60 % que pour $\Delta = 600$ kg — et dans les derniers essais poussés jusqu'à 800 kg, qui sont de véritables tours de force, on arrive encore très près de 50 %.

§ XIV. — Conclusion.

La conclusion qui nous semble résulter de cette étude est que la chaudière locomotive est un instrument de valeur exceptionnelle. En particulier, la forme donnée à sa surface de chauffe permet d'en tirer un rendement extrêmement élevé. On peut dire qu'au point de vue de l'absorption de la chaleur, elle constitue un engin presque parfait. Ce qu'il faut chercher

maintenant à perfectionner dans cette chaudière, c'est la combustion aux valeurs très élevées de Δ par rentrée d'air convenablement réglée au-dessus de la couche de charbon. Il serait intéressant de mettre au point un dispositif de porte permettant une rentrée d'air importante et réchauffant cet air suffisamment pour ne pas éteindre les flammes ou avarier la plaque tubulaire.

Il y a également des améliorations à apporter aux surchauffeurs, signalons la tendance actuelle à augmenter le nombre des tubes surchauffeurs pour augmenter T' et diminuer le laminage de la vapeur, ce qui conduit à augmenter le rapport $\frac{\Sigma}{St}$ qui dépasse 30 % et va vers 50 %.

D'autre part, la similitude des résultats obtenus sur les chaudières P. L. M. de 1890 et les chaudières actuelles du P. R. R. montre que les règles générales d'établissement de la chaudière locomotive sont maintenant bien codifiées, quelle que soit la grandeur de la chaudière. Les dernières chaudières P. R. R., où on a pu brûler 800 kg par m^2 de grille et par heure avec un résultat honorable nous offrent des modèles éprouvés pour les constructions futures.

Dans ces conditions, nous sommes très sceptiques sur la possibilité de donner une autre forme à la chaudière des locomotives, au moins en se cantonnant dans les formes de chaudières fixes ou marines existantes et en particulier nous visons les chaudières à tubes d'eau. D'autant plus que, si nous comparons maintenant les résultats de ces essais de la chaudière-locomotive à ceux des chaudières fixes ou marines, la chaudière-locomotive se révèle incontestablement supérieure à ses rivales. Aucune autre qu'elle ne peut brûler plus de 400 kg par m^2 de grille-heure, et même à cette allure relativement modeste pour elle, son rendement est incomparablement élevé, il correspond alors sensiblement à celui de ses rivales pour $\Delta = 150$ kg. La chaudière-locomotive est donc essentiellement faite par des combustions très variées allant jusqu'aux plus intenses. On peut alors s'étonner qu'elle ne soit pas utilisée pour un autre emploi, tout indiqué pour elle, celui des chaufferies de stations centrales. La chaudière-locomotive, tout en donnant un rendement excellent aux allures moyennes, est essentiellement une chaudière pour *pointes*. Elle se prête très bien à la chauffe mécanique, il serait très facile d'y adapter une grille mécanique des types usuels, le nettoyage des tubes en marche peut se faire par la boîte à fumée au moyen d'ajutages fixes qui ne gêneraient pas le tirage. Enfin, l'entretien même de ces chaudières n'est pas onéreux quand on le compare à celui des autres chaudières, quoiqu'en pensent beaucoup d'ingénieurs de chemins de fer. Les principales réparations des chaudières-locomotives sont causées par les innombrables contractions et dilatations qu'elles subissent, et qui correspondent aux conditions mêmes du service des locomotives qui est caractérisé par un régime de *pointes* fréquentes. Si donc on les plaçait sous le régime beaucoup plus égal des chaudières fixes on diminuerait l'importance de leurs réparations. Nous sommes du reste convaincus que, en étudiant avec soin chaque détail de construction de la chaudière-locomotive, on arriverait à réduire considérablement les avaries.

DEUXIÈME PARTIE.

Nous avons dans cette deuxième partie, réuni et groupé sous forme de tableaux les résultats numériques relevés par les expérimentateurs ou calculés par nous d'après leurs données.

Le premier tableau est celui du seul bilan calorifique complet que nous ayons pour une chaudière de locomotive. Il a été relevé au Laboratoire d'Altoona sur la chaudière E 6 S, N° 89.

On avait pris pour ces essais des mesures spéciales très coûteuses et assez compliquées pour recueillir la presque totalité du charbon imbrûlé qui s'échappe avec les gaz de la combustion par la cheminée de la locomotive. Ci-dessous l'explication des signes employés dans ce tableau :

Δ — représente la combustion en kg de charbon par m^2 de grille et par heure.

γ_1 — est la perte correspondant au charbon non brûlé resté dans les cendres ou entraîné par la cheminée. Cette perte est exprimée en pour cent du nombre théorique de calories qu'aurait donnée la combustion parfaite du charbon.

γ_3 — la perte par combustion incomplète du charbon à l'état d'oxyde de carbone.

γ_4 — est la perte correspondant à la vaporisation et à l'échauffement à la température de la boîte à fumée, de l'eau contenue dans le charbon.

γ_5 — est la perte analogue correspondant à l'eau formée par la combustion de l'hydrogène des hydrocarbures du charbon.

γ_6 — est la perte correspondant à l'échauffement, à la température de la boîte à fumée, des gaz de la combustion.

γ_8 — est la perte par rayonnement et conductibilité de la chaudière. Par suite du mode de calcul de γ_8 qui est obtenu par différence, toutes les pertes qui échappent à l'observation directe sont automatiquement incorporées à γ_8 .

— Enfin R est le rendement global de la chaudière tel que nous l'avons défini dans la première partie § IV.

TABLEAU I. — CHAUDIÈRE P. R. R. N° 89, type E 6 S.

NUMÉRO DE L'ESSAI	Δ	γ_1	γ_3	γ_4	γ_5	γ_6	γ_8	R	TOTAL
	kg	%	%	%	%	%	%	%	%
2218	199	2,59	0	0,15	3,90	9,13	9,30	74,95	100
2814	260	2,52	1,65	0,17	4,05	10,88	10,52	70,21	100
2804	309	4,69	0	0,18	4,35	17,00	5,58	69,20	100
2813	346	8,07	0	0,17	4,28	14,66	5,75	67,07	100
2811	394	7,00	0	0,18	4,33	20,46	3,85	64,18	100
2840	562	10,95	0	0,18	4,57	14,18	14,18	55,94	100
2809	605	11,25	7,81	0,19	4,48	12,74	13,94	49,89	100
2810	610	11,39	15,38	0,19	4,48	12,70	7,11	48,75	100

Nous observerons d'abord que la somme $\gamma_4 + \gamma_5$ est faible ; elle est comprise entre 4 % et 5 %. D'autre part, nous remarquerons les variations importantes de γ_8 qui n'ont aucun rapport avec les valeurs de Δ . Or, la chaudière reste à la température constante θ quelle que soit la valeur de Δ , par suite la quantité de calories rayonnées ou perdues par conductibilité D_8 reste sensiblement constante dans l'heure ; le rapport $\frac{D_8}{C}$, où C représente le nombre théorique de calories correspondant à la combustion parfaite du charbon, devrait décroître quand Δ augmente. Normalement donc γ_8 devrait diminuer quand Δ augmente. Mais dans γ_8 , comme nous l'avons

vu il y a en plus de $\frac{D_8}{C}$, toutes les pertes non évaluées directement. Si donc γ_8 varie de façon erratique c'est que ces pertes non évaluées directement varient également d'une manière erratique avec chaque essai. Ce qu'il faut retenir de ce tableau des valeurs très inégales de γ_8 c'est que le rapport $\frac{D_8}{C}$ doit être inférieur au minimum de γ_8 et par suite être inférieur à 4 %. C'est également ce qui ressort des essais du P.-L.-M.

Le tableau II donne les résultats des chaudières P.-L.-M. à tubes lisses.

On retrouve dans ce tableau les symboles, que nous avons déjà vus dans la première partie.

V. — Vaporisation en kg par m^2 de surface de chauffe.

ρ_1 . — Rendement de la combustion.

W. — Volume d'air admis par kg de charbon brûlé.

g_6 . — Partie de γ_6 qui correspond à la différence de température entre la température des gaz de la boîte à fumée, et la température de la vapeur saturée au timbre de la chaudière.

ρ_3 . — Rendement propre de la surface de chauffe défini dans la première partie.

u. — Quantité de chaleur absorbable offerte par m^2 de surface de chauffe.

TABLEAU II. — ESSAIS P. L. M. (tubes lisses).

Δ	V	γ_1	γ_3	ρ_1	W	γ_6	g_6	ρ_3	γ_8	R	u
kg	kg	%	%	%	m^3	%	%	%	%	%	
CHAUDIÈRES A TUBES DE 6 m. — S = 170 m^2 , 53.											
149	21	0,53	5,47	94	9,7	9,2	2,08	97	3,8	81,6	13,400
208	28	1,27	4,73	94	9,8	9,8	2,8	97	4,2	80,8	18,700
273	36	2,40	3,59	94	9,6	10,5	3,5	96	5,5	79,0	24,200
CHAUDIÈRES A TUBES DE 5 m. — S = 143 m^2 , 80.											
161	26	0,70	3,30	96	9,6	9,8	3,2	96	4,2	82,5	17,600
223	35	1,00	»	99	10,0	10,5	4,00	95,5	4,5	84,2	23,100
291	45	2,38	2,62	95	9,6	11,6	5,00	94	4,4	79,8	29,100
CHAUDIÈRES A TUBES DE 4 m, 50. — S = 130 m^2 , 43.											
173	31	0,50	2,50	97	10,3	10,50	4	95,5	4,5	82,5	20,700
36	41	1,75	5,25	93	9,1	11,30	4,8	94	4,7	78,1	27,000
303	51	3,00	7,08	90	8,7	12,50	6	92,5	5,5	73,8	33,400
CHAUDIÈRES A TUBES DE 4 m. — S = 117 m^2 , 06.											
185	35	1,10	4,9	94	9,4	11,6	5,3	94	6,4	77,8	24,100
248	46	1,10	4,9	94	9,1	12,7	6,25	92,5	6,3	76,2	32,100
316	57	2,67	4,33	93	9,2	14,2	7,6	91	6,8	73,5	40,300
CHAUDIÈRES A TUBES DE 3 m, 50. — S = 103 m^2 , 70.											
192	39	0,6	5,4	94	9,0	12,9	6,3	92	9,1	73,3	26,900
256	51	1,5	4,56	94	8,8	14,3	7,8	90	9,7	71,5	35,800
327	63	2,5	5,53	92	8,6	16,1	9,5	88	8,9	69	45,300
CHAUDIÈRES A TUBES DE 3 m. — S = 90 m^2 , 33.											
193	42	0,8	5,19	94	8,7	14,1	7,8	90	12,9	68,6	29,900
260	55	0,7	3,30	96	9,3	15,9	9,5	88	12,1	69,2	41,700
333	69	1,75	6,26	92	8,3	17,9	11,3	85	12,1	64,4	51,000

Les tableaux III, IV, V, VI, VII sont ceux des résultats des essais des chaudières du Pennsylvania.

TABLEAU III. — P. R. R. CHAUDIÈRE E 2 A $G = 5 m^2, 15$ $S = 216 m^2$.

NUMÉRO DE L'ESSAI	Λ	V	γ ₁	γ ₃	ρ ₁	W	γ ₆	ρ ₃	γ ₈	R
	kg	kg	%	%	%	m ³	%	%	%	%
901	146	30,8	3,04	0	97	15,30	15,2	93	10	67,65
902	174	33,7	2,04	0	98	15,20	15,5	92	13	64,76
904	191	38,9	3,7	0	96	20,60	22,6	88	3,5	65,71
908	215	42,1	3,4	0	96,5	15,40	17,4	90	11	63,36
913	240	43,7	3,9	0,61	95,5	13,10	17,5	87	15	58,59
906	257	47,3	2,9	0	97	17	19,8	87,5	12	60,38
914	263	46,2	5,7	0	94	17,80	20,2	87	13	56,68
910	293	49	5,6	0	94,5	11,90	16,1	89	20	54,13
920	322	54,6	5,2	0,33	94,5	15,40	18,9	86,5	17	54,52
912	348	58	5,3	0	94,5	14,50	17,8	86,5	18	54,32
916	370	55,6	6,2	0,36	93,5	16,70	20,8	83,5	20	48,34
917	420	60,2	8,8	2,28	89	11	13,5	87,5	25	46,17
922	440	63,5	8	6,06	86	14,40	17,6	85,5	16	47,59
927	442	60,7	9,9	9,13	81	13	17,1	84,5	14	45,20
923	446	57,4	8	7,31	84,5	13	15,9	85	22	42,25
918	490	64,5	16,4	2,57	71	12,30	15,7	84,5	18	42,41
924	538	60,2	8,1	1,03	91	14,70	17,4	82	32	36,91

TABLEAU IV.

P. R. R. CHAUDIÈRE E 6 S, N° 89 $G = 5 m^2, 15$ $S_f + S_t = 224 m^2$ $\epsilon = 64 m^2$.

DE L'ESSAI	Λ	V	γ ₁	γ ₃	ρ ₁	W	γ ₆	ρ ₃	γ ₈	R
	kg	kg	%	%	%	m ³	%	%	%	%
2801	160	34,3	1,27	0	99	12,3	13,0	95	1,15	80,01
2818	191	38,5	2,59	0	97	12,5	9,13	99	9,23	74,94
2802	216	43,0	2,6	0	97,5	17	20	90	0	75,38
2826	241	44,0	4,25	0,51	96	12,8	13,9	93,5	3,6	71,50
2814	260	47,0	2,52	1,67	95	11,5	10,88	96	10,57	69,13
2816	260	48,0	3,65	0	96	11,1	13,3	92,5	9,2	69,72
2819	272	51,0	5,8	—	—	—	—	—	—	72,29
2803	273	51,0	3,62	0,82	95	11,5	14,3	92	50	71,35
2817	285	51,5	6,2	—	—	—	—	—	—	68,60
2807	295	54,0	5,5	0	94	11,6	—	—	—	69,81
2804	309	60	4,69	0	95	12,1	17,0	90	4,55	69,21
2813	346	56	8,07	0	92	12,6	14,66	91	5,75	67,06
2838	372	64	7,6	2,70	90	9,75	13,5	91	2,4	69,03
2821	378	63	7,75	0,70	92	10	13,3	91	7,0	66,15
2811	394	66	7,00	0	93	16,45	20,46	87	10,85	64,18
2815	403	64	6,70	0	93	10,9	11,0	95	17,0	61,07
2827	468	60	11,8	0	88	12,9	12,3	93	21,0	50,32
2812	470	71	7,5	—	—	—	—	—	—	58,95
2808	470	75	8,9	0	91	10,7	15,6	88	9,5	61,3
2824	478	61	11,3	—	—	—	—	—	—	50,32
2820	517	78,5	10,90	0,67	89	9,5	12,2	91	14,00	58,30
2840	562	78,5	10,95	0	89	9,27	14,18	88	14,15	55,94
2809	605	77	11,25	7,70	81	9,80	12,74	88	13,93	49,89
2823	605	71	10,8	—	—	—	—	—	—	45,03
2825	614	75	11,0	—	—	—	—	—	—	48,60
2810	619	77	11,39	15,77	73	8,65	12,70	88	7,09	48,75

Les chiffres en caractères plus gros correspondent à des essais d'une durée d'une 1/2 heure.

TABLEAU V

P. R. R. CHAUDIÈRE E 6 S, N° 51 $G = 5 m^2$ 18 $S_f + S_t = 242 m^2$ $\varepsilon = 75 m^2, 5$.

NUMERO DE L'ESSAI	DURÉE HEURES	Δ	V	γ_3	W	γ_6	ε_3	R
		kg	kg	%	m^3	%	%	%
3854	2	126	25,9	0,85	11,4	9,30	97	82,24
3855	2	143	29,0	1,27	11,2	9,40	98	83,13
3852	2	162	34,9	0,85	11,0	9,80	98	88,54
3836	2	164	33,4	0,80	11,40	9,20	98	82,73
3832	2	179	35,6	1,22	11,00	10,00	97,5	80,64
3845	1,5	190	37,8	0,80	10,70	10,20	97	82,24
3846	1	190	40,5	1,89	10,20	9,4	97	88,06
3841	0,5	191	42,2	0	10,30	9,7	97	90,36
3833	1,5	210	40	2,74	10,60	9,7	97	78,66
3837	2	238	46	1,14	10,40	9,6	97	78,95
3847	2	246	46,2	1,20	10,70	10,7	96	77,99
3844	1,5	260	50,2	0,74	10,00	10,2	96	80,66
3808	1,5	277	51,5	0,80	11,00	12,1	94,5	77,83
3853	1	290	54	1,25	11,40	11,9	95	77,65
3834	1	292	55,2	0,80	11,00	11,4	95,5	79,02
3835	2	305	55,2	1,97	10,70	10,9	95,5	74,76
3851	1	313	56	1,14	10,30	10,8	95,5	74,58
3840	0,5	342	62	1,11	10,15	11,3	95	75,23
3807	1	360	58,5	6,06	10,80	13,3	93	69,14
3850	1	405	66	2,24	10,15	10,9	94,5	68,12
3831	1	408	69	5,05	9,20	9,9	94	69,83
3842	1	464	73,5	0,73	10,00	11,2	93,5	66,05
3838	1	518	78,6	3,93	9,70	13,8	91,5	63,28
3849	1	534	75	8,60	9,40	11,4	92	59,35
3809	1	535	71	4,59	11,40	11,8	89	56,23
3839	0,5	532	71	10,44	9,20	11,00	92	55,78
3811	1	590	73,5	8,89	11,50	15,4	88	52,72
3810	1	625	77,2	3,93	12,00	15,00	88	52,25
3843	0,5	662	76,6	7,16	9,40	11,2	91	48,49
3848	1	725	83,5	5,00	9,70	11,1	91	48,59

Les chiffres en caractères plus gros correspondent à des essais d'une durée d'une 1/2 heure.

TABLEAU VI

CHAUDIÈRE MIKADO L₁ S $G = 6 m^2, 50$ $S_f + S_t = 358 m^2$ $\varepsilon = 104 m^2, 50$ $S = 452 m^2$.

NUMÉRO DE L'ESSAI	DURÉE HEURES	Δ	V	γ_3	W	γ_6	ε^3	R
		kg	kg	%	m^3	%	%	%
3962	2	78	13,55	0,42	11,25	7,30	100	80,47
3940	2	93	16,25	0,88	11,55	7,84	100	83,27
3963	2	98	16,10	0	11,40	8,15	100	76,81
3964	2	110	18,70	0	11,35	8,66	99	78,96
3936	2	115	18,40	0,84	10,70	8,30	99	78,41
3937	2	142	22,60	0,83	10,65	8,30	99	78,05
3945	2	165	26,40	0,41	10,75	7,82	99	78,12
3934	2	173	27,40	0	10,25	8,64	98,5	77,48
3935	1,5	182	28,65	0,42	10,65	8,28	99	77,84
3968	2	193	29,00	0,43	10,50	8,05	99	71,55
3922	1,75	213	30,60	0,43	11,40	8,36	99	69,30
3944	2	218	30,40	0,83	10,80	8,64	99	68,37
3923	1	274	38,75	0	10,40	8,30	98,5	68,54
3941	1,5	295	40,00	0,39	10,15	9,02	97,5	67,05
3932	1	375	49,00	0	10,35	9,85	96	65,63
3924	1	386	50,80	0	10,20	10,15	96	64,67
3972	1	387	52,25	0,37	9,85	8,55	97,5	66,21
3942	1,25	390	47,30	0,41	10,60	9,90	96	60,23
3925	1	423	54,00	0,40	10,55	9,95	96	62,88
3921	1	424	56,50	0,41	10,75	10,58	96	65,43
3971	1	448	55,50	0,37	9,90	9,70	95	60,87
3926	1	470	57,50	0,39	10,75	10,40	95	60,67
3943	1	550	60,20	0,38	10,00	9,42	95	55,28
3929	1	623	70,50	0,39	10,35	10,35	94,5	56,73
3928	1	625	70,60	0,38	10,15	9,92	94,5	56,31
3969	1	700	72,50	1,68	8,95	9,42	94,5	50,87
3927	1	713	74,20	0	10,70	10,90	93,5	50,72
3931	1	827	74,50	0,44	10,50	11,25	91,5	45,48
3930	1	855	75,00	0	10,55	10,50	92,5	44,70

TABLEAU VII. — CHAUDIÈRE PACIFIC K₄ S semblable à la précédente (Mikado L₁ S).

NUMÉRO DE L'ESSAI	DURÉE HEURES	Δ	V	γ ₃	W	γ ₆	ρ ₃	R
		kg	kg	%	m ³	%	%	%
4015	2	106	18,20	1,27	11,45	8,24	99,5	79,68
4019	2	116	19,75	0,43	11,65	8,62	99	78,22
4023	2	123	20,90	1,69	11,50	9,16	98,5	78,48
4029	1,5	129	23,50	0,74	10,15	8,10	98,5	84,07
4055	1,5	132	23,90	0	10,80	9,64	97,5	86,86
4051	1,5	137	24,70	1,21	11,00	9,65	98	86,11
4016	2	143	25,10	1,21	10,80	8,60	98,5	81,68
4057	0,5	156	26,70	0	—	—	—	—
4020	2	171	28,50	1,17	10,60	9,92	98	77,23
4024	2	186	30,00	0,82	11,15	9,65	98	75,11
4031	1	200	34,70	0,70	9,56	8,65	97,5	81,08
4035	1,5	220	37,55	0	11,15	10,35	96,5	79,81
4017	2	226	35,25	0,79	10,75	9,30	97,5	73,50
4050	1	235	36,60	0,39	10,65	10,70	96	75,86
4021	2	252	39,00	1,23	11,10	10,10	96,5	73,27
4056	0,5	275	39,80	0	—	—	—	—
4018	2	290	43,50	1,10	10,00	9,50	96,5	70,95
4026	2	298	43,50	1,11	10,15	9,35	97	70,11
4033	1	302	50,60	0	9,87	8,92	97	80,15
4059	1	325	47,90	0	10,90	12,50	94	73,47
4022	1,5	333	49,70	1,18	10,70	11,00	95	71,15
4012	1,5	339	49,80	0,73	10,00	9,45	96,5	69,83
4058	0,5	361	54,80	1,10	—	—	—	—
4048	1	396	58,60	0	11,15	13,08	93,5	72,95
4070	1	412	55,00	1,10	10,00	10,10	95,5	66,97
4013	1	433	56,50	1,43	9,85	9,52	95	62,24
4014	1	442	61,00	1,49	10,25	11,15	94	66,20
4067	1	490	64,00	2,19	9,88	10,35	95,5	65,61
4069	0,5	602	73,00	3,46	—	—	—	—
4068	0,5	630	71,80	2,54	—	—	—	—
4025	1	663	78,00	2,86	10,45	10,75	92,5	56,63
4049	1	693	76,00	»	—	—	—	54,53
4062	0,5	795	80,00	3,19	—	—	—	—
4054	1	823	83,00	6,82	9,23	12,70	89	49,94

Les chiffres en gros caractères correspondent à des essais d'une durée d'une 1/2 heure.

Le tableau VIII donne la composition des escarbilles de la boîte à fumée dans les essais de la chaudière P. R. R., N° 89.

Le charbon brûlé avait comme composition :

Carbone fixe	58,45
Matières volatiles	33,65
Humidité	1,54
Cendres	6,36

Total..... 100,00

Teneur en soufre déterminée à part..... 1,62

Il donnait 8.040 calories à la bombe calorimétrique.

TABLEAU VIII. — Chaudière P. R R., N° 89. — Analyse des escarbilles de la boîte à fumée.

NUMÉRO DE L'ESSAI	HUMIDITÉ %	MATIÈRES VOLATILES %	CARBONE FIXE %	CENDRES %	SOUFRE %	CALORIES par kg	Δ kg	γ ₁ %
2818	1,46	10,29	61,32	26,93	1,15	5420	191	2,59
2814	1,07	1,20	75,12	22,60	1,62	5950	260	2,52
2804	1,05	8,25	68,96	21,74	1,56	5780	309	4,69
2813	0,75	4,49	76,86	19,90	1,09	6000	346	8,07
2811	0,99	5,09	77,86	16,06	1,62	6500	394	7,00
2840	0,93	4,36	80,23	14,48	1,82	6680	562	10,95
2809	1,05	6,92	77,48	14,55	1,26	6400	605	11,25
2810	0,57	4,95	79,70	14,78	1,14	6600	610	11,39

Le tableau IX donne les résultats des essais des chaudières P. L. M. à tubes Serve.

TABLEAU IX. — P. L. M. Tubes Serve.

Δ	γ ₁	γ ₃	ρ ₁	W	γ ₆	g ₆	ρ ₃	γ ₈	R	u
kg	%	%	%	m ³	%	%	%	%	%	
i = 4 m.										
190	1,27	4,73	94	8,3	8,1	2,24	97	5,9	86	26,250
250	1,33	4,67	94	8,3	8,8	3,05	96,5	7,2	84	34,100
315	2,04	2,96	95	8,5	10,2	3,96	95,5	6,8	83	42,900
360	2,70	4,11	93	8,4	11,2	4,74	94,5	6,8	82	49,000
386	2,90	7,10	90	8,0	12,0	5,45	93,5	8,0	80	51,500
i = 3 m,50.										
192	1,4	8,6	90	7,9	9,5	3,4	96	5,5	85	30,000
254	1,9	7,1	91	8,2	10,2	4,45	95	6,8	83	39,400
320	1,6	4,4	94	8,7	11,5	5,0	94	6,5	82	49,300
370	1,95	4,05	94	9,1	12,6	5,85	93	6,4	81	57,000
403	2,65	7,35	90	9,1	13,1	6,45	92,5	6,9	80	61,800
i = 3 m.										
198	1,3	4,7	94	8,2	10,8	4,8	94,5	6,2	83	35,300
264	1,6	6,4	92	8,1	11,6	5,8	93	7,4	81	46,500
334	2,0	5,0	93	8,6	12,8	6,85	92	7,2	80	59,000
392	3,7	10,3	86	8,7	14,0	7,8	91	8,0	78	68,300
430	5,0	4,0	91	9,3	14,5	8,3	90,5	8,5	77	74,600
i = 2 m,50.										
202	1,9	5,1	93	7,6	12,1	5,75	93	10,9	77	39,800
274	1,2	6,8	92	7,4	13,0	6,9	91,5	12,0	75	53,500
344	1,6	11,4	87	7,2	14,1	7,9	90	12,9	73	66,500
398	2,3	10,7	87	7,5	15,4	8,9	89	13,6	71	76,000
442	2,5	10,5	87	7,2	15,8	9,1	88,5	15,2	69	82,500

On remarquera dans ce tableau les valeurs très élevées de *u* pour les tubes de 3 m,50, 3 m et 2 m,50. Elles surpassent de beaucoup les valeurs relevées pour les chaudières du Pennsylvania. Cependant le rendement ρ₃ est encore très convenable. Il atteint 77 % pour *u* = 74.600 calories, tubes de 3 m. Ce résultat met bien en évidence l'utilité et même la nécessité de recourir aux tubes Serve pour la chaudière à tubes très courts de 3 m. Cette longueur de 3 m semble bien d'autre part être la limite inférieure pour l'emploi des tubes Serve, car les résultats des tubes de 2 m,50 sont bien inférieurs à ceux des tubes de 3 m.