

UNIVERSITÉ DE LOUVAIN

---

COURS

# d'Exploitation des chemins de fer

PROFESSÉ

PAR

**Ulysse LAMALLE**

Ingénieur civil des mines — A. I. Lg.  
Directeur Général honoraire  
de la Société Nationale des Chemins de fer belges

---

TOME IV

## TRACTION ET FREINAGE

LOUVAIN  
LIBRAIRIE UNIVERSITAIRE  
CH. UYSTPRUYST, éditeur  
Rue de la Monnaie, 10

PARIS  
DUNOD, éditeur  
Rue Bonaparte, 92

1944

IMPRIMÉ EN BELGIQUE



Gene Bimochelles  
Pully.  
24 février 1958

COURS D'EXPLOITATION DES CHEMINS DE FER

---

TOME IV

TRACTION

ET

FREINAGE







UNIVERSITÉ DE LOUVAIN

---

COURS

**d'Exploitation des  
chemins de fer**

PROFESSÉ

PAR

**Ulysse LAMALLE**

Ingénieur civil des mines — A. I. Lg.  
Directeur Général honoraire  
de la Société Nationale des Chemins de fer belges

---

TOME IV

**TRACTION  
ET  
FREINAGE**

LOUVAIN  
LIBRAIRIE UNIVERSITAIRE  
Rue de la Monnaie, 10  
CH. UYSTPRUYST, éditeur

PARIS  
DUNOD, éditeur  
Rue Bonaparte, 92

1944

IMPRIMÉ EN BELGIQUE



## Du même auteur :

### I. — La Locomotive.

« Description raisonnée de ses organes à l'usage des ouvriers », par U. Lamalle et F. Legein, 3<sup>e</sup> édition. — Editeur : Ramlot, rue Grétry, 25, Bruxelles. — Dunod, rue Bonaparte, 92, Paris.

Traduction espagnole « La Locomotora ». — Gili, éditeur, rue Eurique Granados, 45, Barcelone.

### II. — Cours d'exploitation des chemins de fer :

Tome I. — *L'Exploitation commerciale*. — 3<sup>e</sup> édition.

Tome II. — *L'Exploitation technique : La Signalisation : 1<sup>re</sup> et 2<sup>e</sup> parties*. — 2<sup>e</sup> édition.

Tome III. — *La Voie : Le Ballast — Les Traverses — Les Rails — Les Appareils de la Voie — Pose de la Voie en courbe*.

Tome IV. — *Traction et Freinage*.

### III. — Histoire des Chemins de fer belges. — 2<sup>e</sup> édition — Collection Nationale — Office de Publicité, rue Neuve, 36, Bruxelles.

— *De Geschiedenis der Belgische Spoorwegen*. — Uit het fransch vertaald door *Richard Devooght* — Office de Publicité, Nieuwstraat, 36, Brussel.

### IV. — Mémoires :

1. *De la réduction du prix de revient dans l'exploitation des chemins de fer*. Cas spécial de l'utilisation maximum des locomotives. — *Revue universelle des Mines*. — N<sup>o</sup> du 1<sup>er</sup> octobre 1920.

2. *Transports à petite vitesse*. — Rapport sur la question X du neuvième Congrès de l'Association Internationale des chemins de fer, Rome, avril 1922. — *Bulletin de l'Association Internationale du Congrès des chemins de fer*, mai 1921.

3. *Note sur la classification décimale*. — *Revue universelle des Mines*. — N<sup>o</sup> du 1<sup>er</sup> janvier 1922.

4. *Le « Dispatching system » par téléphone sur les chemins de fer de l'État belge*. — *Bulletin de l'Association Internationale du Congrès des chemins de fer*, août 1922. — Idem dans la *Revue universelle des Mines*. — N<sup>o</sup> du 1<sup>er</sup> décembre 1922.

5. *Gares et lignes communes*. — Rapport sur la Question XII de la dixième session de l'Association Internationale du Congrès des chemins de fer, Londres, juin 1925. — *Bulletin de l'Association Internationale du Congrès des chemins de fer*, janvier 1925.

6. *Le Congrès International des chemins de fer, 10<sup>e</sup> Session, Londres 1925*. — *Revue universelle des Mines*. — N<sup>o</sup> du 15 novembre 1925.

7. *Comment les chemins de fer de l'État belge ont évité la crise au cours de la période des forts transports 1924-1925*. — *Bulletin de la Société royale belge des Ingénieurs et des Industriels*. — N<sup>o</sup> d'octobre 1926.

8. *Les chemins de fer belges. — Possibilités d'aujourd'hui et de demain*. — *Bulletin de l'Association Internationale du Congrès des chemins de fer*. — N<sup>o</sup> de septembre 1928. — Idem dans le *Bulletin de l'Union Internationale du Congrès des chemins de fer*. — N<sup>o</sup> d'octobre 1928.

9. *Relations des chemins de fer avec les ports de mer*. — Rapport sur la question IX de la onzième session de l'Association Internationale du Congrès des chemins de fer, Madrid, 1930. — *Bulletin de l'Association Internationale du Congrès des chemins de fer*, janvier 1930.

10. *Le rôle de la Belgique dans le développement des chemins de fer*. — Cycle des grandes Conférences organisées en 1930 à l'occasion du Centenaire de l'Indépendance de la Belgique. — *Bulletin de la Société royale belge des Ingénieurs et des Industriels*. — N<sup>o</sup> de mars-avril 1931.

11. *Influence de la concurrence de l'auto sur le système tarifaire des chemins de fer*. — *Revue universelle des Mines*. — 1<sup>er</sup> octobre 1934.

12. *Le Centenaire des chemins de fer belges*. — *Revue universelle des Mines*. — avril-juillet-septembre-novembre 1935.

---



# LA TRACTION

---

## PREMIÈRE PARTIE

### La Locomotive à vapeur

---

## INTRODUCTION

Nous supposons connue la description de la locomotive à vapeur (1).

Pour faciliter l'exposé, nous montrerons d'abord la façon dont, couramment, on distingue les locomotives les unes des autres.

A la base de la résolution des problèmes de traction, se trouve la détermination de la résistance que les véhicules opposent à leur déplacement sur la voie, que celle-ci soit de niveau ou en rampe, en alignement droit ou en courbe, que le déplacement s'effectue à faible ou à grande vitesse, par temps calme ou par vent violent.

Ces résistances précisées, il nous sera possible de rechercher les proportions à donner à la chaudière et au mécanisme moteur pour les vaincre et pour donner aux trains la vitesse désirée.

---

(1) La Locomotive. — Description raisonnée de ses organes — par U. Lamalle et F. Legein — 3<sup>e</sup> édition. Éditeurs : Ramlot, rue Grétry 25, Bruxelles. — Dunod, rue Bonaparte 92, Paris.



## CHAPITRE I

### Désignation abrégée des types de locomotives à vapeur

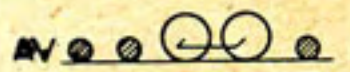
(621.132) (1)

Ceux qui se sont occupés de rechercher une notation abrégée des types de locomotives se sont d'abord efforcés de caractériser les types par le *nombre* d'essieux moteurs et porteurs, ainsi que par *leur position relative*.

Ils se sont ensuite ingéniés à simplifier autant que possible la dénomination afin qu'elle fût facile à comprendre et à retenir et qu'elle pût être utilisée aussi bien dans le langage parlé que dans le langage écrit.

Depuis 1907, deux systèmes également simples sont en usage courant :

1°) *Dans la notation américaine*, dite « Whyte system », les types sont définis par un symbole chiffré indiquant le nombre de roues de chaque espèce, ces roues étant classées dans l'ordre suivant : roues porteuses avant — roues motrices ou accouplées — roues porteuses arrière.

Exemple : 4 — 4 — 2, notation qui correspond au schéma  Fig. 1.


Afin que ce symbole ne puisse être confondu avec un nombre (en l'espèce, 442), les chiffres sont séparés les uns des autres par des traits d'union (4 — 4 — 2).

Parfois, et c'est plus simple, le symbole indique le nombre *d'essieux* au lieu du nombre *de roues*, on a alors :

2 — 2 — 1 au lieu de 4 — 4 — 2 (2).

*C'est la notation que nous adopterons.*

Quand il n'y a pas d'essieux porteurs à l'avant ou à l'arrière, on remplace le chiffre correspondant par un zéro. Exemple :

Fig. 2.  = 4 — 4 — 0 ou 2 — 2 — 0.  
(roues) (essieux)

(1) Index de la classification décimale.

(2) Certains auteurs suppriment le trait d'union, pratique peu recommandable, car le nombre symbole peut alors être confondu avec un numéro de série groupant dans un réseau toutes les machines de même type.

En outre, dans le cas où les chiffres symboles représentent les *roues* et non les *essieux*, si le nombre des *essieux* accouplés est égal ou supérieur à 5 (Décapod = 2 — 10 — 0), la suppression du trait d'union donne un nombre (2100) dont l'interprétation est plus malaisée. Mais, si le symbole n'exprime que le nombre d'essieux, ce dernier inconvénient disparaît pratiquement (Décapod = 1 — 5 — 0 = 150), néanmoins, il reste toujours la confusion possible avec un numéro de série.



2°) Dans la notation préconisée par la Commission technique du *Verein allemand*, les essieux *moteurs et accouplés* sont représentés par une lettre majuscule :


la lettre *A* pour un essieu moteur,

la lettre *B* pour 2 essieux moteurs ou accouplés,

la lettre *C* pour 3 essieux moteurs ou accouplés, etc.,

les essieux *porteurs* sont indiqués par un chiffre arabe comme dans la notation américaine de Whyte.

Dans la notation allemande, les chiffres et lettres représentant le nombre d'essieux porteurs d'une part, moteurs ou accouplés d'autre part, se placent également dans l'ordre dans lequel on les rencontre en commençant par l'avant de la machine, mais sans intercalation de traits d'union ni de points.

Ainsi, pour la locomotive type *Atlantic* dont le schéma est Fig. 3.  représenté figure 3, le symbole est 2 B 1, sans traits d'union.

Si un groupe d'essieux porteurs manque, on n'en fait pas mention. Exemple :

Fig. 4.  = 2 B.

Si la notation allemande est très séduisante parce qu'elle différencie plus nettement les essieux moteurs des essieux porteurs, elle suppose cependant la conversion mentale de la lettre en un chiffre (*E* par exemple, en chiffre 5), il apparaît dès lors préférable d'indiquer directement le chiffre comme dans la notation de Whyte.

\* \* \*

Pour les locomotives *articulées* comportant deux groupes d'essieux moteurs, comme dans les machines *Mallet*, on réunit les deux groupes d'essieux moteurs par le signe +, aussi bien dans le système américain que dans le système allemand.

Fig. 5.  = 0—4 + 4—0 ou B + B


Fig. 6.  = 0—6 + 6—0 ou C + C





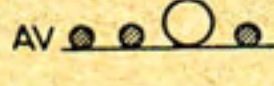
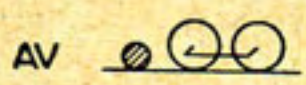


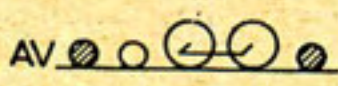

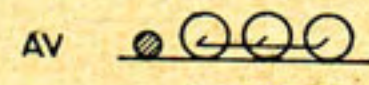
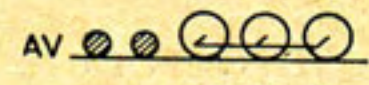
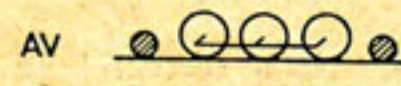
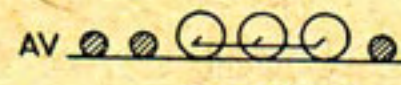
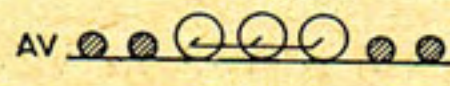
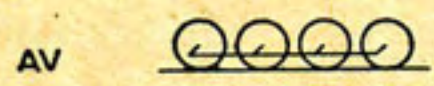
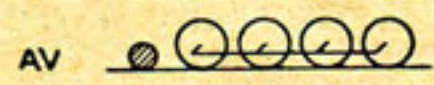
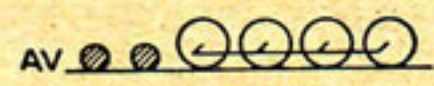


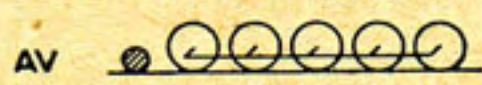
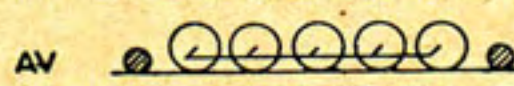
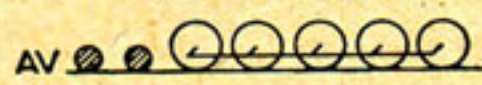

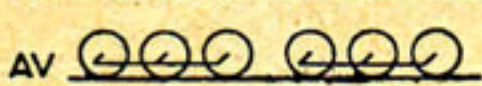
Fig. 7.  = 2—4 + 4—2 ou 1 B + B 1

Fig. 8.  = 2—6 + 6—2 ou 1 C + C 1.

En Amérique, un bon nombre de groupements d'essieux porteurs et d'essieux moteurs ou accouplés ont reçu un nom spécial. Certains de ces noms, reproduits au tableau ci-après, sont d'un usage courant dans le monde entier.

En règle générale, on trace les *petits croquis* de locomotive avec la cheminée vers la gauche, mais les *dessins et épures* sont tracés fréquemment avec la cheminée à droite, pour montrer le côté droit de la locomotive.



Schémas		Notation américaine   allemande		Appellation américaine
1 essieu moteur				
Fig. 9.	AV 	2-2-0	1 A	—
Fig. 10.	AV 	2-2-2	1 A 1	—
Fig. 11.	AV 	4-2-2	2 A 1	Single driver
2 essieux accouplés				
Fig. 12.	AV 	2-4-0	1 B	—
Fig. 13.	AV 	2-4-2	1 B 1	Columbia
Fig. 14.	AV 	4-4-0	2 B	American
Fig. 15.	AV 	4-4-2	2 B 1	Atlantic
3 essieux accouplés				
Fig. 16.	AV 	0-6-0	C	—
Fig. 17.	AV 	2-6-0	1 C	Mogul
Fig. 18.	AV 	4-6-0	2 C	Ten wheel
Fig. 19.	AV 	2-6-2	1 C 1	Prairie
Fig. 20.	AV 	4-6-2	2 C 1	Pacific
Fig. 21.	AV 	4-6-4	2 C 2	Baltic
4 essieux accouplés				
Fig. 22.	AV 	0-8-0	D	Eight coupler
Fig. 23.	AV 	2-8-0	1 D	Consolidation
Fig. 24.	AV 	4-8-0	2 D	Twelve wheel
Fig. 25.	AV 	2-8-2	1 D 1	Mikado
5 essieux accouplés				
Fig. 26.	AV 	0-10-0	E	Ten coupler
Fig. 27.	AV 	2-10-0	1 E	Decapod
Fig. 28.	AV 	2-10-2	1 E 1	Santa-Fé
Fig. 29.	AV 	4-10-0	2 E	Mastodont
6 essieux accouplés				
Fig. 30.	AV 	2-12-0	1 F	—
Fig. 31.	AV 	0-6+6-0	C+C	Système Mallet



Grâce à leur simplicité et à leur clarté, les notations américaine et allemande par symboles chiffrés constituent un progrès réel, mais ne résolvent pas entièrement le problème de la désignation complète des locomotives. En effet, elles ne disent rien des autres caractéristiques : vapeur saturée ou surchauffée, système compound, locomotives pour trains de voyageurs ou pour trains de marchandises, etc.

On a donc cherché à représenter toutes ces caractéristiques par des symboles que l'on puisse comprendre, lire et exprimer verbalement dans toutes les langues. La rédaction de l'« *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens* » a proposé, dans son numéro d'avril 1911, certaines notations dont seule celle relative aux cylindres a été retenue en langage international.

Le nombre de cylindres est indiqué par un chiffre romain entre deux points :

.IV. = 4 cylindres.

Pour la distinction de la *nature du service* auquel la locomotive est destinée, la proposition de l'« *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens* » a pris pour base les initiales des mots correspondants de la langue allemande : elle désigne, en effet :  
une locomotive pour trains express par : S (Schnellzug),  
une locomotive pour trains ordinaires de voyageurs par : P (Personenzug),  
une locomotive pour trains de marchandises par : G (Güterzug).

Quant aux locomotives-tender, on ajoute le mot « tender » en toutes lettres.

Cette notation complémentaire n'a donc pas le caractère international recherché.

---



## CHAPITRE II

### Résistance des trains à l'avancement

(656.221)

L'ingénieur de chemins de fer a pour tâche première de chercher à abaisser la résistance que les trains présentent à l'avancement ; il convient donc d'analyser cette résistance, d'en estimer la valeur et de montrer comment elle varie.

Cette résistance est toujours rapportée à la tonne de poids à remorquer, ce qui permet, d'une part, de comparer entre elles les résistances de divers véhicules et, d'autre part, de mieux concevoir ce que représente cette résistance.

Pour nous familiariser avec l'ordre de grandeur de cette résistance, nous dirons que la résistance à vaincre pour remorquer à *faible vitesse* un wagon ordinaire à marchandises, sur une voie de niveau et en alignement droit, est en moyenne de 2,5 kg par tonne de poids, de sorte qu'un wagon ordinaire chargé de 25 tonnes et pesant 10 tonnes à vide, exigera, dans ces conditions, un effort de traction de  $(25 + 10 T) \times 2,5 \text{ kg} = 87,5 \text{ kg}$ . Un train de 60 wagons chargés de 25 tonnes, sans fourgon, toujours dans les mêmes conditions de vitesse et de profil de voie, demanderait un effort de traction de  $87,5 \text{ kg} \times 60 w = 5.250 \text{ kg}$ .

On peut, selon leur nature, grouper les résistances des véhicules à l'avancement en cinq catégories :

§ 1. — La résistance due au roulement au contact de la roue et du rail. Elle est due à la déformation élastique du rail sous la charge roulante (voir tome III — la voie — page 125, renvoi (1)), aux inégalités de la voie et aux imperfections de la surface de roulement des bandages.

A la résistance au roulement, il faut ajouter celle due au frottement des fusées des essieux dans leurs coussinets.

§ 2. — La résistance de l'air et du vent, la résistance provenant des chocs dus aux inégalités de la voie.

§ 3. — La résistance due aux rampes.

§ 4. — La résistance due aux courbes.

§ 5. — La résistance à l'accélération.

L'expérience a montré qu'il convenait d'examiner séparément :

a) la résistance du matériel remorqué : voitures ou wagons ;

b) la résistance à l'avancement de la locomotive et de son tender.



### Valeur à attribuer aux formules de résistance.

Les formules qui expriment la résistance en kilogrammes par tonne traduisent les résultats d'expériences effectuées sur un réseau *déterminé* avec un matériel *donné*. Elles comportent deux ou plusieurs termes affectés de coefficients qui dépendent non seulement du matériel essayé et de la vitesse, mais varient encore avec la température, la direction du vent, la nature de la plateforme de la voie, l'espacement des traverses, la résistance du rail à la flexion, la fréquence des joints, le profil du bandage des roues et celui du bourrelet des rails, la nature des huiles de graissage.

Nombreuses sont les formules qui remontent à plus de trente ans et qu'on ne peut appliquer qu'avec la plus grande circonspection aux véhicules modernes circulant sur les voies actuelles.

Les formules qui prétendent exprimer la résistance de l'ensemble du train, locomotive comprise, sont les plus sujettes à caution et doivent être délibérément écartées. La résistance de la locomotive diffère trop de celles des voitures et des wagons, la résistance moyenne qu'une formule globale devrait exprimer varie forcément suivant le rapport du poids de la locomotive au poids total du train.

En bref, exception faite pour la résistance due aux rampes qui peut être calculée mathématiquement, les formules de résistance ne sont rigoureusement applicables qu'aux seules conditions des expériences effectuées. Étendues au matériel apparemment similaire d'un réseau quelconque, elles laissent une très grande part d'incertitude et ne peuvent donner qu'un ordre de grandeur de la valeur des résistances étudiées pour servir, par exemple, de base à un avant-projet.

Les grands réseaux qui totalisent quelque 20.000 kilomètres de voies à écartement normal peuvent se payer le luxe d'équiper un *wagon-dynamomètre* (1) et de créer un service spécial pour la détermination des résistances du matériel de traction et de transport, ils peuvent même établir une *station d'essais* (1) en vue de déterminer les résistances et les caractéristiques des locomotives ; mais, pour les réseaux de quelques milliers de kilomètres seulement, ces dépenses prennent une grande importance relative et dès lors, souvent, ces réseaux y renoncent et

— ou bien ils louent le wagon-dynamomètre d'un réseau voisin ;

— ou bien ils envoient leurs locomotives aux bancs d'essais étrangers ;

sinon, ils doivent bien se contenter de se servir de formules qui traduisent les résultats d'essais se rapportant à du matériel se rapprochant du leur.

---

(1) Chapitre VII : Essais des locomotives.



### A. — Résistance des véhicules remorqués.

#### § 1. — Résistance due au roulement et au frottement des fusées des essieux.

On les réunit par suite de la difficulté qu'on éprouve à les séparer.

Pour une voie de chemin de fer, la valeur de cette double résistance est très faible,  $\pm 2,5$  kg par tonne. La résistance au roulement proprement dite est d'autant plus faible que la voie est plus élastique, c'est-à-dire qu'elle subit moins de déformation permanente au passage des essieux.

La part de la résistance due au frottement des essieux dans leurs coussinets n'est pas prépondérante, on l'estime à la moitié environ. Elle augmente cependant avec le diamètre des fusées mais elle diminue avec le diamètre des roues. Elle augmente dans une faible mesure avec la vitesse. Enfin, la nature des métaux en contact et la qualité du lubrifiant employé exercent également leur influence.

Lorsqu'un train est resté immobile pendant un certain temps, on constate que la résistance qui s'oppose à son démarrage est beaucoup plus élevée que la résistance au roulement constatée en marche (2,5 kg/t à faible vitesse). On estime que cette résistance au démarrage varie de 15 à 20 kg/t. Cela provient de ce que, après un certain temps de stationnement, la voie se déforme d'une façon plus complète et, d'autre part, de ce que le frottement des fusées dans les coussinets est plus considérable au départ qu'après que le glissement est réalisé. Ceci s'explique d'ailleurs parce qu'au cours d'un stationnement plus ou moins long, il y a rupture du *film d'huile*, il s'ensuit que les surfaces du coussinet et de la fusée viennent en contact direct jusqu'au moment où, la rotation étant reprise, le film d'huile se rétablit entre les deux surfaces, supprimant le contact de métal à métal et assurant la transmission uniforme de la charge tout le long de la portée des fusées.

Les trains de voyageurs, dont les attelages sont bien serrés, sont particulièrement affectés par cette résistance, le démarrage du train se faisant pour ainsi dire en bloc. Un train de voyageurs de 300 tonnes pourra donner lieu à une résistance au démarrage de quelque  $300 \times 20 = 6.000$  kg.

Dans les trains ordinaires de marchandises, au contraire, les attelages sont lâches, la locomotive entraîne d'abord le premier wagon, puis le deuxième et ainsi de proche en proche et, ici, la résistance au démarrage est donc moins élevée que pour les trains de voyageurs. Mais on l'estime encore à quelque 13 kg/t.

Remarque. — Quand on utilise des boîtes à rouleaux, on peut remplacer les chiffres de 15 à 20 kg/t (trains de voyageurs) ou 13 kg/t pour les trains de marchan-



dises par 2 kg/t environ. En marche, la différence est peu sensible. Le principal avantage des boîtes à rouleaux réside dans la diminution des risques de chauffage.

Eu égard à ce que, pratiquement, l'on part de l'effort de traction disponible à la jante ou mieux encore au crochet du tender, *la résistance au démarrage de la locomotive* n'entre plus en ligne de compte.

Remarquons à ce propos que lorsque la locomotive est accrochée au train, elle vient le plus souvent de couvrir le parcours du dépôt des locomotives à la gare ou bien elle a circulé en gare pour passer d'un train à un autre. Pour le surplus, son stationnement avant le départ est de courte durée. Pour toutes ces raisons, ou bien la rupture du film d'huile n'a pas lieu ou cette rupture est incomplète.

*Du point de vue de l'exploitation*, nous tirons de ce qui précède la conséquence que l'on doit, autant que possible, choisir pour l'arrêt des trains et par conséquent aussi pour l'implantation des signaux, des tronçons de voie en palier et en alignement droit de manière à ne pas rendre plus difficile encore le démarrage des trains de forte composition, surtout des trains de voyageurs. Remarquons qu'en rampe, les attelages des trains de marchandises ont tendance à se tendre sous l'effet de la gravité.

§ 2. — Résistance de l'air et du vent, résistance provenant des chocs émanant de la voie.

Au fur et à mesure que la vitesse d'un train s'accélère, l'air oppose une résistance de plus en plus grande à son déplacement. L'expérience a montré que *la résistance de l'air* est proportionnelle *au carré* de la vitesse.

Aux abouts des rails, aux traverses mal bourrées et partout où la voie présente des défauts d'entretien, le train éprouve une résistance résultant des chocs qu'il subit ; on considère que cette résistance est *proportionnelle à la vitesse*.

Par *temps calme*, en palier et en alignement droit, la formule de la résistance  $r_a$ , due à l'air et aux chocs, se présenterait, sous sa forme la plus générale, comme suit :

$$r_a^{kg/t} = 2,5 + \alpha V + \beta V^2.$$

$V$  = vitesse en km/h.

$\alpha$  et  $\beta$  = coefficients.

A propos de la résistance de l'air, remarquons que la mise en mouvement de l'air par les parties tournantes du train n'est pas négligeable. Les roues à rayons seront à cet égard plus actives que les roues à plateau.

Il est rare que les trains circulent dans un air tout à fait calme, or *l'action du vent* est importante et peut s'exercer dans des directions très variables.



L'action d'un vent *debout* s'ajoute simplement à celle de la résistance de l'air, mais le vent a le plus souvent une direction *oblique* (fig. 32).

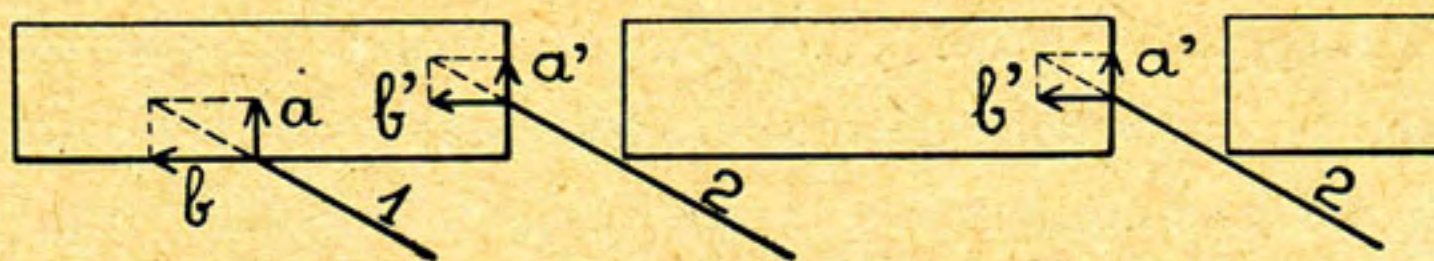


Fig. 32. — Action d'un vent oblique sur un train.

Un vent oblique qui frappe la paroi latérale des véhicules suivant la direction de la *flèche 1*, par exemple, donne lieu à une composante *a* normale à la paroi, composante qui refoule les mentonnets des bandages des roues contre les bourrelets du rail opposé, d'où naissance d'un frottement important (fig. 33).

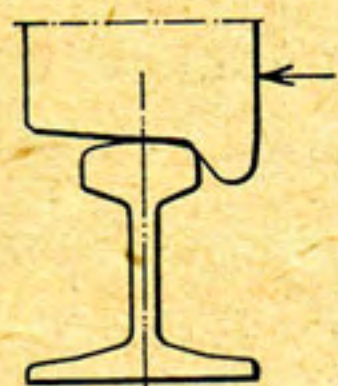


Fig. 33.

Lorsque l'action du vent s'exerce entre les véhicules, *flèche 2*, la composante *b'* agit sur la paroi frontale à la manière d'un vent debout.

Il apparaît donc que dans le cas d'un train de grande longueur composé de véhicules *courts* séparés les uns des autres par un *intervalle important*, tel un train de marchandises, l'action frontale d'un vent oblique pourra être très nuisible. Pour un train de voyageurs composé de longues voitures modernes à bogies, réunies par des soufflets et présentant le minimum d'aspérités extérieures, la composante normale aux parois longitudinales sera prédominante, tandis que l'action d'un vent debout se limitera à la résistance de la locomotive.

On s'explique aussi qu'un train de voyageurs composé de longues voitures à bogies sera, toutes choses égales, moins résistant du chef de l'action du vent qu'un train composé de voitures plus courtes à 3 essieux.

Remarquons encore que l'action du vent et de l'air sur un véhicule sera *d'autant plus grande que la surface offerte au vent sera plus grande par rapport à son poids*.

Un wagon *fermé vide* donnera lieu à une résistance par tonne plus élevée qu'un wagon à *haussettes chargé*.

Parmi les formules diverses qui groupent à la fois, la résistance de l'air, la résistance au roulement et au frottement des fusées des essieux dans leurs coussinets, celle résultant des chocs dûs à la vitesse et celle du vent, nous ne retiendrons, à titre d'exemple, que les *formules de Strahl* (1). Elles comprennent toutes :

1°) un *premier terme* où nous retrouvons la résistance de base par temps calme : 2,5 kg/t.

(1) Manuel de l'ingénieur de locomotives — Henschel — 1935.



2°) un *second terme* où nous voyons apparaître, au numérateur, une somme au carré dans laquelle interviennent :

— a) la vitesse en km/h,

— b) un supplément  $\delta V$  à la vitesse en km/h, supplément qui tient compte de l'augmentation de la résistance de l'air du chef du vent,

— au dénominateur, un coefficient  $K$  qui, lui, varie avec la nature et la composition du train envisagé.

$$r^{kg/t} = 2,5 + \frac{(V + \delta V)^2}{K}$$

$\delta V = 0$ , par calme plat (entre rarement en considération).

$\delta V = 12$ , par vent de côté de force moyenne (supplément normal).

$\delta V = 20$ , par fort vent de côté.

$\delta V = 30$ , dans le cas de vents d'orage particulièrement violents et de longue durée.

$K = 4.000$  pour les trains rapides, les express, les trains de marchandises lourdement chargés et de composition uniforme (trains de charbon, de minerais en wagons spéciaux), — courbe a (fig. 34).

$K = 3.000$  pour les trains omnibus habituels (différents types de voitures dans le train) — courbe b.

$K = 2.500$  pour les trains de messageries (composés pour la plupart de wagons courts, avec intervalles nombreux sur la longueur du train) — courbe c.

$K = 2.000$  pour les trains de marchandises de composition variée (wagons chargés et wagons vides, fourgons et wagons plats) — courbe d.

$K = 1.000$  pour les trains de wagons vides formés de wagons de marchandises à 2 essieux, — courbe e.

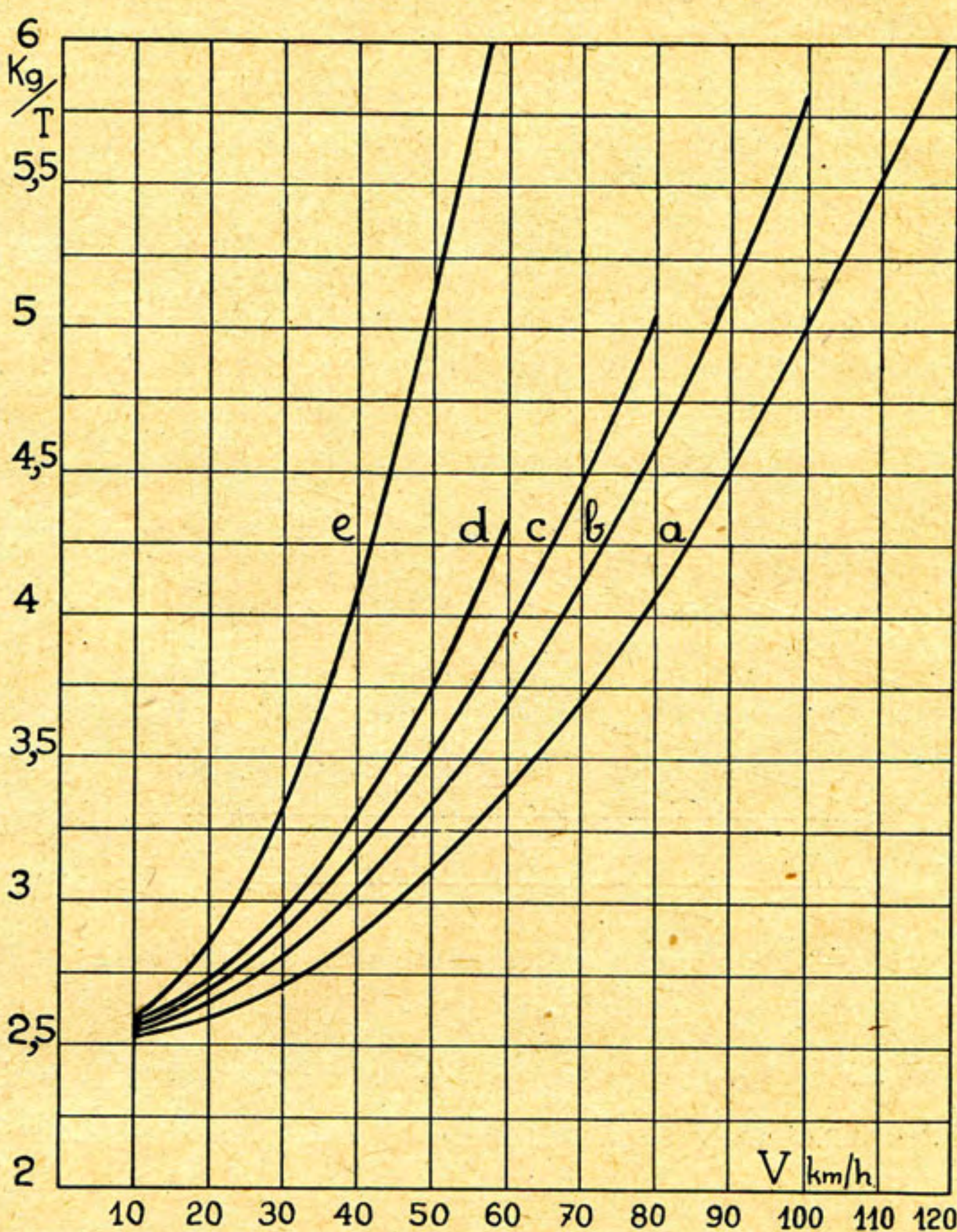


Fig. 34. — Résistance à la remorque en kg/t (par temps calme, c.-à-d.  $\delta V = 0$ ).



Pour les *voitures métalliques*, la Reichsbahn adopte des valeurs qui sont un peu inférieures à celles ci-dessus.

D'après A. Chapelon (1), pour du matériel moderne à bogies, la résistance à l'avancement varie sensiblement de 4 à 6 kg/t, lorsque l'on passe de 90 km/h à 120 km/h pour du matériel pesant environ 40 tonnes.

Pour des voitures d'un poids de 50 tonnes, la résistance diminue et peut être prise sensiblement égale à 3,5 kg/t à 90 km/h et à 5 kg/t à 120 km/h.

Pour ce même matériel, A. Chapelon a trouvé par expérience une résistance de 7 kg/t à la vitesse de 150 km/h.

### § 3. — Résistance à l'avancement due aux rampes.

Pour élever un train sur une rampe, il faut, indépendamment des résistances que nous avons étudiées jusqu'ici, vaincre la gravité :

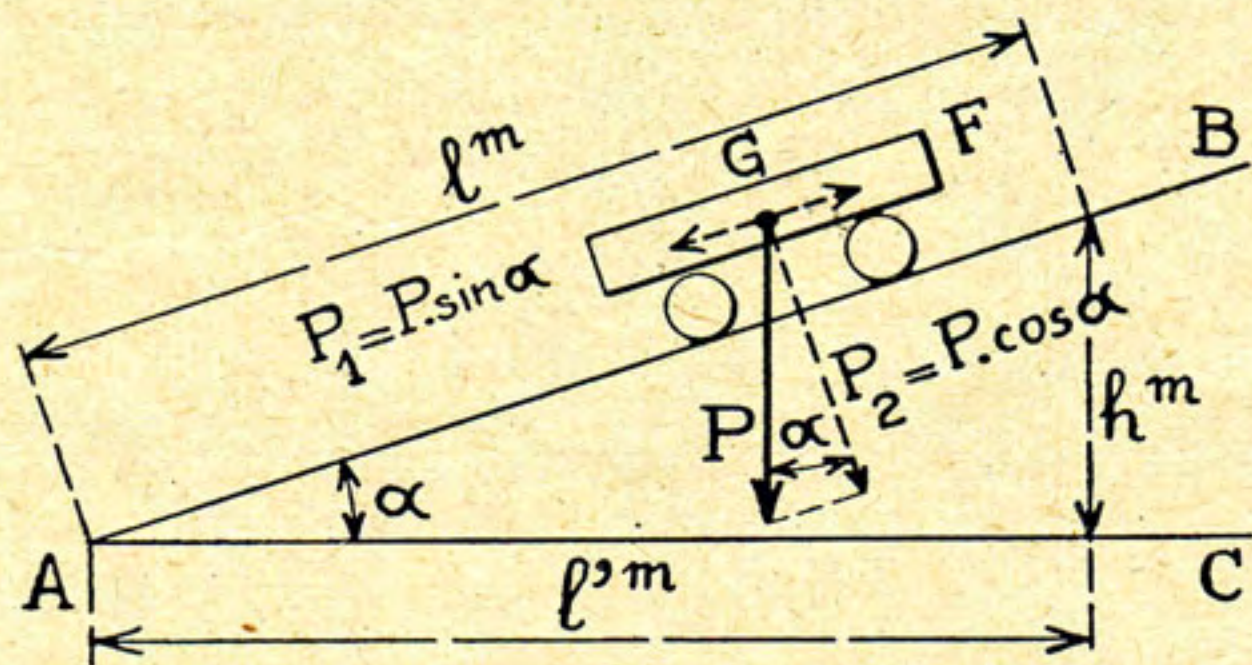


Fig. 35. — Résistance supplémentaire due aux rampes.

Considérons (fig. 35) un véhicule de poids  $P$  gravissant une voie  $AB$  en rampe de longueur  $l$  et inclinée d'un angle  $\alpha$  sur l'horizontale.

Le poids  $P$ , supposé concentré au centre de gravité  $G$ , se décompose suivant  $P_1$  dans la direction parallèle au plan de la voie et suivant  $P_2$  dans la direction perpendiculaire :

$$P_1 = P \sin \alpha.$$

$$P_2 = P \cos \alpha.$$

— a) La composante normale à la voie  $P_2^{kg} = P \cos \alpha$  intervient seule pour modifier les résistances diverses étudiées jusqu'ici. Ces résistances sont *réduites* de ce chef dans le rapport de *cosinus*  $\alpha$  à l'unité. Mais sur les lignes de chemins de fer sur lesquelles la remorque se fait par simple adhérence, les rampes ne donnent jamais à *cosinus*  $\alpha$  une valeur inférieure à l'unité de plus de un millième (2). Dès lors, lorsqu'il ne s'agit pas de chemins de fer à crémaillère ou de funiculaires, on peut sans erreur sensible, confondre avec l'unité le cosinus de l'angle d'inclinaison  $\alpha$  et appliquer au poids  $P$  les résistances étudiées ci-dessus comme si la voie était de niveau.

(1) La locomotive à vapeur par André Chapelon — 1938. Éditeur : Baillères — Paris.

(2) Si  $i = 35$  mm par m. (sensiblement le cas du plan incliné de Liège à Ans)  
 $\text{tg } \alpha = 0,035$  d'où  
 $\text{cos } \alpha = 0,99939$  et  $\alpha = 2^\circ$ .

Si  $i = 52$  mm par m. (grand maximum)  
 $\text{tg } \alpha = 0,052$  d'où  
 $\text{cos } \alpha = 0,99863$  et  $\alpha = 3^\circ$ .



— b) La composante parallèle au plan de la voie,

$$P_1^{\text{kg}} = P^{\text{kg}} \sin \alpha = P^{\text{kg}} \frac{h^{\text{m}}}{l^{\text{m}}}$$

c'est là l'expression exacte de la résistance due à la gravité et qui mesure l'effort de traction supplémentaire.

Mais nous voulons exprimer  $P_1$  en fonction de la déclivité, or celle-ci est donnée par

$$\text{tg } \alpha = \frac{h}{l'}$$

En pratique, on mesure les longueurs de voie sur la voie elle-même c.-à-d.  $l$  et non sur la projection horizontale ou  $l'$ ; cependant, eu égard à la petitesse de l'angle  $\alpha$ , on a pratiquement  $l = l'$  et  $\sin \alpha = \text{tg } \alpha$ , dès lors :

$$P_1^{\text{kg}} = P^{\text{kg}} \cdot \frac{h^{\text{m}}}{l^{\text{m}}} = P^{\text{kg}} \cdot \text{tg } \alpha = P^{\text{kg}} \cdot i^{\text{m/m}}.$$

Habituellement, on exprime la résistance  $P_1$  en kg par tonne de train, dès lors, puisque  $P$  sera dorénavant exprimé en tonnes au lieu de kg, nous ne pourrions conserver la relation qu'en exprimant la rampe  $i$  en mm au lieu de mètres, et nous aurons :

$$P_1^{\text{kg}} = P^{\text{t}} \cdot i^{\text{mm/m}}.$$

Il s'ensuit que pour obtenir, exprimée en kg, la résistance supplémentaire  $r_i$  due à une rampe, il suffit de multiplier le poids du train exprimé en tonnes, par le nombre de millimètres de rampe par mètre de longueur de voie.

Et, comme on a :

$$\frac{P_1^{\text{kg}}}{P^{\text{t}}} = i^{\text{mm/m}},$$

on peut encore dire que la résistance supplémentaire  $r_i$  due à une rampe et évaluée en kg par tonne de train, s'exprime simplement par le chiffre donnant l'inclinaison de cette rampe en millimètres par mètre.

Ainsi, la résistance supplémentaire due à une rampe de 16 mm/m (cas de la ligne du Luxembourg) pour un wagon d'un poids total (tare + chargement) de 30 tonnes, sera de  $30 \text{ t} \times 16 \text{ kg/t} = 480 \text{ kg}$  alors qu'en palier, la résistance n'eut été, à faible vitesse, que de  $30 \text{ t} \times 2,5 \text{ kg/t} = 75 \text{ kg}$ .

En rampe, l'effort de traction  $F$  devra être égal à :  $75 + 480 = 555 \text{ kg}$ .

Voilà qui nous fait toucher du doigt l'effet néfaste des rampes dans l'exploitation des chemins de fer. On peut dire que, dans le cas des fortes rampes, la résistance au roulement s'efface pour ainsi dire devant la résistance due à la rampe.

La résistance par tonne de train à ajouter à celles précédemment étudiées s'exprime par  $\pm i$  selon que l'on a affaire à une rampe ou à une pente.



Le raisonnement repris au § *b* page 17 ne fait intervenir aucune autre résistance, la résistance due à la rampe reste la même que la traction ait lieu sur une route pavée ou sur une voie de chemin de fer. Mais, les rampes ont sur les voies ferrées une influence relative beaucoup plus sensible que sur les routes ordinaires, en effet :

	Résistance au roulement, en alignement droit, en palier et à faible vitesse	Résistance supplémentaire en rampe de 33 mm/m (*)	Résistance totale
Pour un véhicule sur route	33 kg par tonne	+ 33 kg par tonne	= 66 kg soit 2 fois la résistance en palier
Pour un véhicule sur chemin de fer	2,5 kg par tonne	+ 33 kg par tonne	= 36 kg soit 14 fois la résistance en palier

(\*) Plan incliné de Liège à Ans.

*Conclusion.* — Si l'on veut retirer de la voie de chemin de fer tout le bénéfice résultant de la réduction de la résistance au roulement, on doit adopter des inclinaisons aussi réduites que possible.

Cela ne peut évidemment se faire que moyennant des dépenses de premier établissement parfois considérables et qu'il faut mettre en parallèle avec les frais de traction et d'exploitation correspondants.

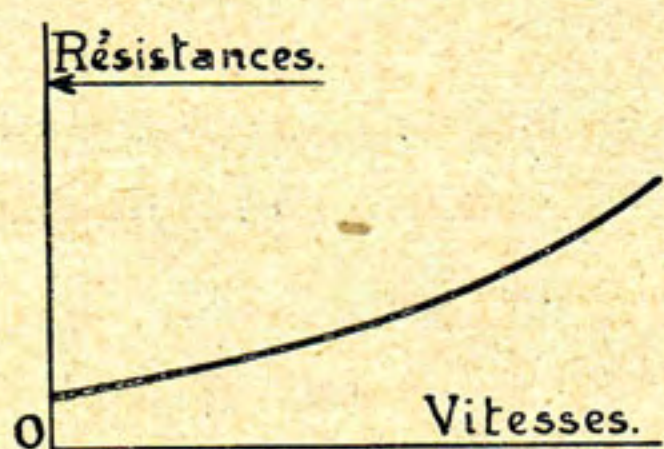


Fig. 36. — Résistance à la remorque en palier.

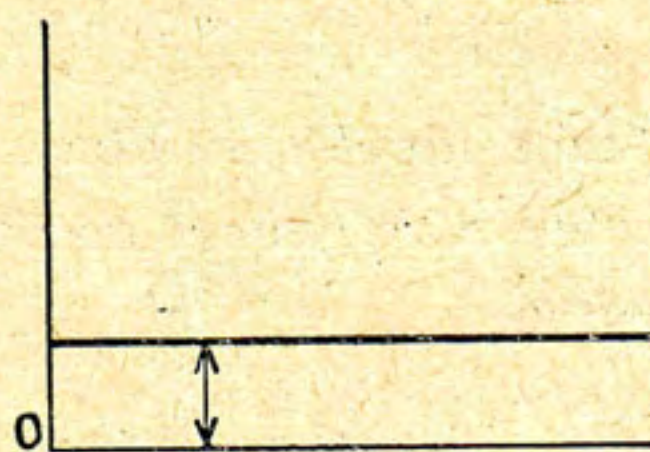


Fig. 37. — La résistance supplémentaire due à la rampe est indépendante de la vitesse.

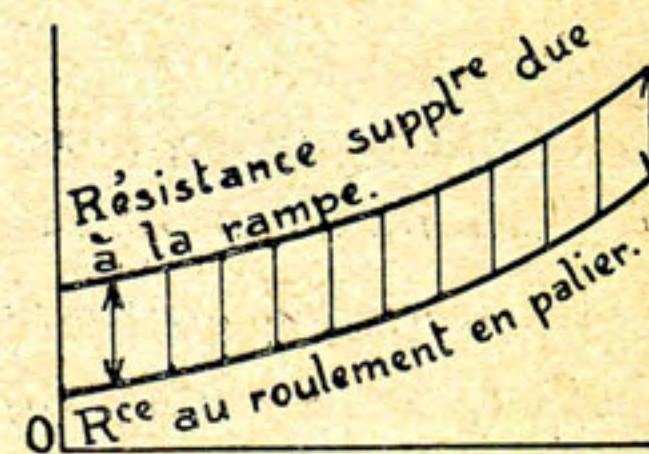


Fig. 38. — Résistance en palier et résistance en rampe.

*Remarque I.* — La résistance due à la gravité est la seule qui puisse s'évaluer mathématiquement d'une façon *exacte*, les autres résistances ne se déterminent qu'approximativement.

*Remarque II.* — La résistance supplémentaire  $r_i$  due à la rampe est *indépendante de la vitesse*, elle est constamment égale à elle-même, fig. 36 à 38.



*Remarque III.* — En palier, pour les trains de voyageurs à marche rapide, c'est la résistance de l'air qui est prédominante. Sur les fortes rampes, les grandes vitesses sont exclues, la résistance de l'air tombe fortement et c'est la résistance due au profil de la voie qui devient alors prédominante.

§ 4. — Résistance due aux courbes.

Cette résistance provient :

1°) de deux dispositions caractéristiques du matériel de chemin de fer :

— a) les roues sont calées sur les essieux,

— b) les essieux sont parallèles entre eux.

2°) de la force vive absorbée par le mouvement d'orientation du véhicule.

*Les roues sont calées sur les essieux.* — Dans une courbe, la file de rails extérieure est plus longue que la file de rails intérieure ; les deux roues devraient donc parcourir des chemins de longueur différente, or, comme elles sont solidaires de l'essieu et que les deux roues ont le même diamètre, l'une d'elles doit, tout en roulant, glisser sur le rail d'une façon permanente d'une certaine quantité. On donne bien une conicité inverse aux surfaces de roulement des bandages des deux roues d'un même essieu de telle sorte que sous l'effet de la force centrifuge, la roue extérieure roule sur un rayon  $r_1$  plus grand que le rayon  $r_2$  de roulement de la roue intérieure (1) (fig. 39), mais cette conicité est insuffisante pour empêcher le glissement, elle diminue d'ailleurs en service du chef de l'usure.

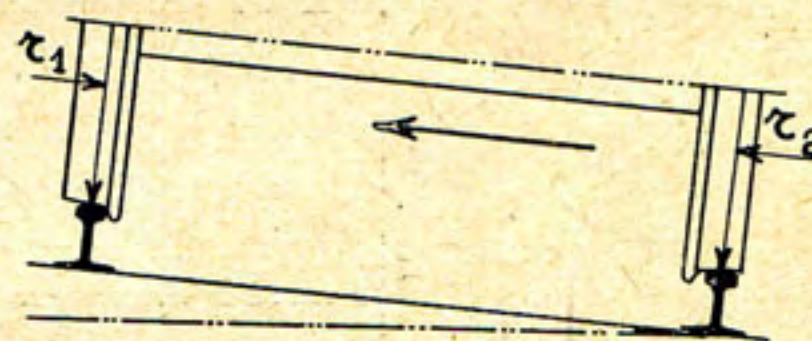


Fig. 39. — Résistance supplémentaire en courbe.

Ce glissement donne lieu à une résistance d'autant plus grande que les roues sont plus chargées et que l'écartement des rails est plus grand. Cette dernière particularité constitue l'un des avantages de l'adoption de voies à écartement réduit pour les lignes à tracé sinueux et à courbes de faible rayon (2).

Enfin, par suite du *parallélisme des essieux* (fig. 40), le mouvement de translation d'un véhicule isolé se fait dans une direction perpendiculaire aux essieux. En courbe, le mouvement d'orientation du véhicule résulte de la réaction continue que le mentonnet des bandages de la roue extérieure du premier essieu reçoit du rail exté-

(1) Le dévers donné en courbe au plan de la voie ne compense l'effet de la force centrifuge que pour une vitesse déterminée.

(2) L'écartement des voies de bord à bord des rails des *Chemins de fer Vicinaux belges* est de 1 mètre alors que celui des voies de la S. N. C. B. est de 1,435 mètre.

La commission de standardisation du 30 septembre 1925 a adopté pour les chemins de fer congolais, la voie de 1,067 m. comme voie normale et 0,600 m. comme voie étroite.



rieur. Cette réaction est, dans beaucoup de cas, accompagnée d'une réaction correspondante du rail intérieur sur le mentonnet de la roue droite de l'essieu d'arrière. Les essieux se déplacent donc en glissant sur le rail dans le sens transversal.

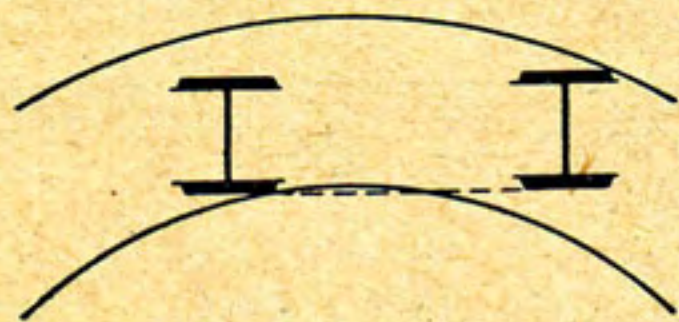


Fig. 40.

De tout ce qui précède, il résulte que la circulation en courbe a pour effet de donner naissance à des frottements par glissement importants dont la grandeur varie naturellement avec la charge des essieux mais encore dans une certaine mesure avec la disposition d'ensemble du véhicule et notamment avec l'écartement des essieux extrêmes.

En résumé, la résistance en courbe est directement proportionnelle à l'écartement des essieux et à la largeur de la voie ; elle est inversement proportionnelle au rayon de la courbe.

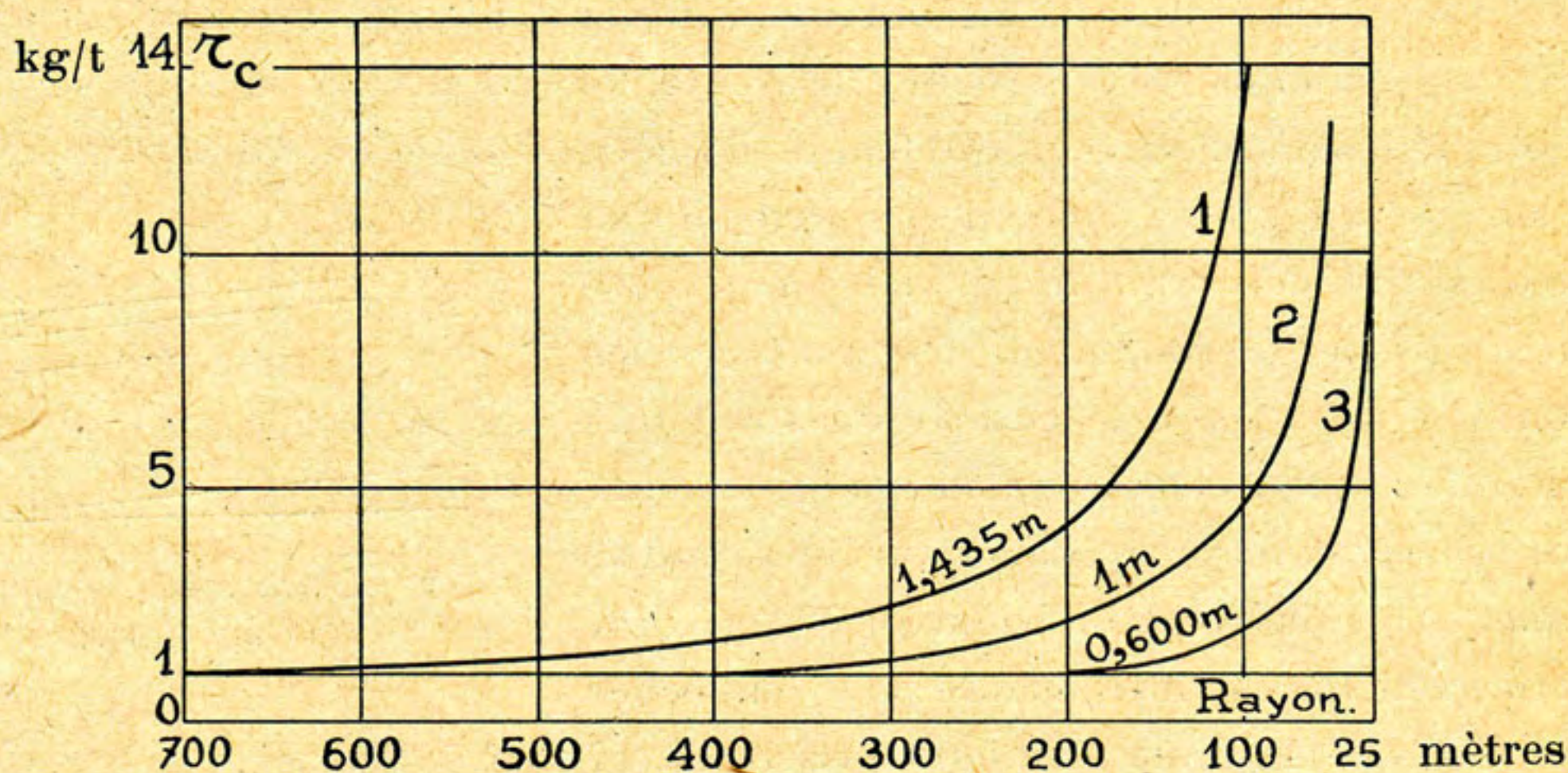


Fig. 41. — Résistance en courbe — Formule de Röckl —  
Voie normale, voies de 1 m et de 0,60 m.

Parmi les formules empiriques les plus employées pour exprimer la résistance en courbe, nous citerons :

— la formule anglaise

$$r_c = \frac{750}{R} \text{ kg/t} \quad (1)$$

$R$  étant le rayon de la courbe exprimé en mètres.

— la formule de Röckl

voie normale (1,435 m) :  $r_c = \frac{650}{R - 55} \text{ kg/t}$  (fig. 41) courbe 1 (2)

voie de 1 m :  $r_c = \frac{400}{R - 20} \text{ kg/t}$  — courbe 2 (3)

voie de 0,600 m :  $r_c = \frac{200}{R - 5} \text{ kg/t}$  — courbe 3 (4)



D'autres formules, telles les formules de *Frank*, tiennent en outre compte de l'empattement du véhicule c.-à-d. de la distance qui sépare les essieux extrêmes.

Pour la voie à écartement normal, les formules 1 et 2 ne diffèrent guère l'une de l'autre, elles montrent qu'une courbe de 750 m de rayon donne lieu à une résistance de 1 kg par tonne, elle correspond donc à une rampe de 1 mm par mètre.

Du point de vue résistance, on peut assimiler les courbes à des rampes et l'on appelle *rampe équivalente* une rampe qui, pour la même longueur, exigerait le même travail que celui nécessaire pour vaincre la résistance en courbe.

Remarquons, toutefois, qu'une rampe en ligne droite n'use pas le matériel comme une courbe en palier.

### B. — Résistance à l'avancement de la locomotive.

La résistance à l'avancement de la locomotive est représentée par la différence entre l'effort de traction indiqué développé dans les cylindres (mesuré par les diagrammes d'indicateur) et l'effort de traction correspondant disponible en palier et en alignement droit au crochet de traction du tender (mesuré au moyen du wagon dynamomètre intercalé entre le tender et le premier véhicule du train).

Cette résistance comprend :

- la résistance due au roulement,
- la résistance interne de la locomotive,
- la résistance de l'air et du vent, la résistance provenant des chocs émanant de la voie et fonction de la vitesse.

Quant aux résistances dues aux rampes et aux courbes, elles se calculent comme pour les voitures et les wagons.

De nombreux expérimentateurs ont cherché à exprimer la résistance à l'avancement des locomotives en une formule tendant à généraliser les résultats de leurs expériences en vue de leur application à un type quelconque de locomotive.

Nous ne retiendrons ici que la *formule de l'ingénieur autrichien Sanzin* qui renferme les facteurs dont l'influence est la plus marquée : charge des essieux porteurs, nombre et charge des essieux accouplés, diamètre des roues motrices, vitesse et surface frontale de la locomotive.

$$r_{l+t} = \frac{p (1,8 + 0,015 V) + P \left( a + \frac{b}{D} V \right) + 0,006 S V^2}{p + P} \text{ kg/t} \quad (5)$$

dans laquelle

$p$  = charge en tonnes des essieux *porteurs* de la locomotive et du tender.

$P$  = charge en tonnes des essieux *moteurs et accouplés* (poids adhérent).



$V$  = vitesse en km/h.

$D$  = diamètre en mètre des roues motrices et accouplées.

$S$  = surface frontale de la locomotive en  $m^2$  ou maître-couple (projection de la locomotive sur un plan normal à son axe),  $S$  est voisin de  $10 m^2$  dans les grosses locomotives modernes.

$a$  et  $b$  = coefficients expérimentaux dont la valeur varie avec le nombre d'essieux accouplés, comme suit :

Locomotives	$a$	$b$
à 2 essieux accouplés	5,5	0,08
3 » »	7	0,10
4 » »	8	0,28
5 » »	8,8	0,36

Les figures 42 à 46 donnent la loi de la variation avec la vitesse de la résistance en kg/t pour les locomotives à voyageurs types 1, 5, 9 et 10 et pour la locomotive à marchandises type 35. Il s'agit de chiffres expérimentaux obtenus au moyen du wagon dynamomètre.

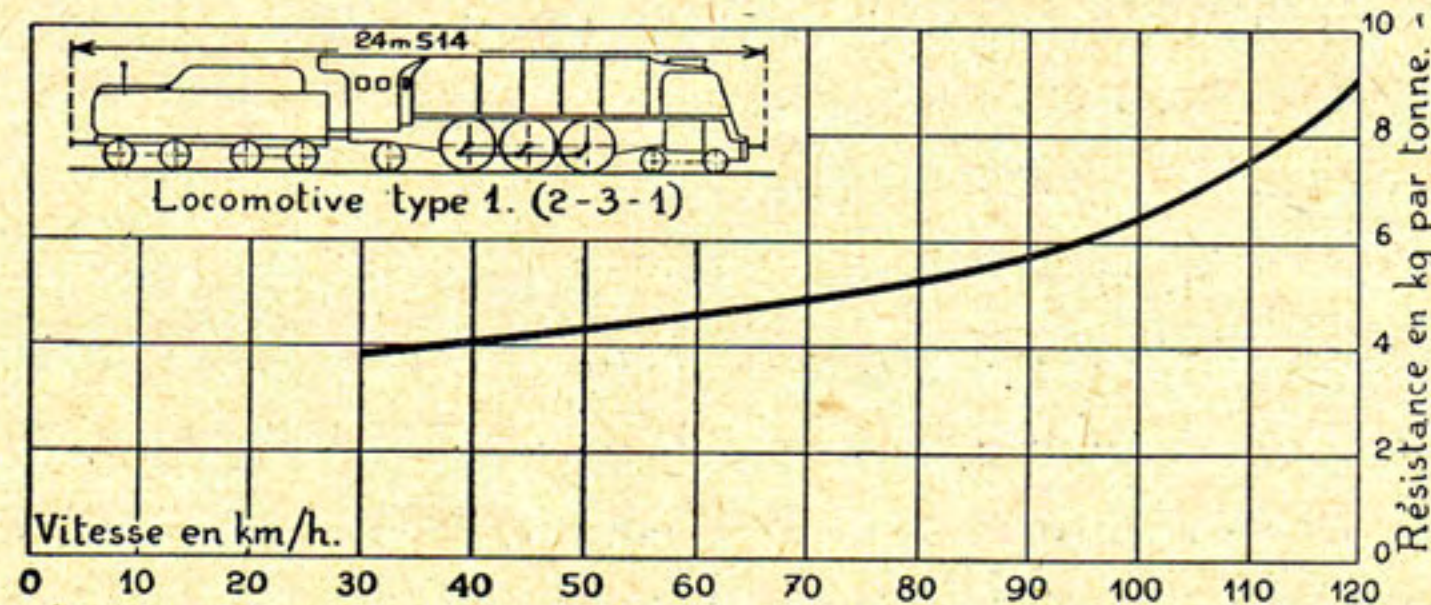


Fig. 42. — Résistance en kg/t de la locomotive à voyageurs type 1.

#### Carénage aérodynamique.

Dans la formule de *Sanzin*, le *numérateur* représente la résistance totale de la locomotive et le dernier terme se rapporte à la résistance de l'air en kg :

$$r_a = 0,006 SV^2 \quad (6)$$

comme dans les locomotives modernes,  $S = 10 m^2$ , il vient :

$$r_a = 0,06 V^2. \quad (7)$$



D'après ses propres expériences, *A. Chapelon* estime que le coefficient *0,06* est exagéré et que, pour une locomotive attelée en tête du train, ce coefficient pourrait être ramené à *0,045*, le coefficient *0,06* paraissant plutôt convenir pour une locomotive circulant isolément.

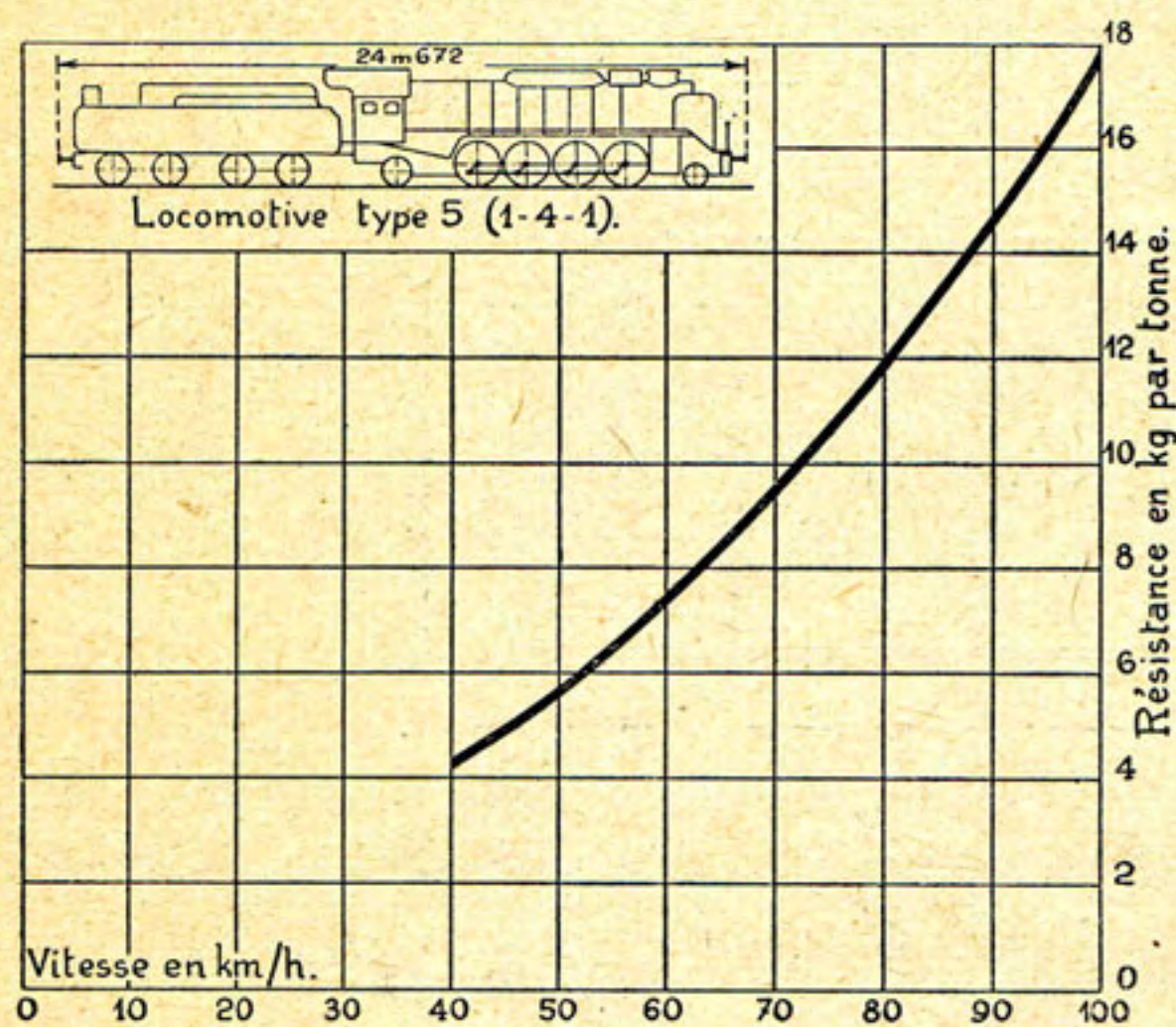


Fig. 43. — Résistance en kg/t de la locomotive à voyageurs type 5 de la ligne du Luxembourg.

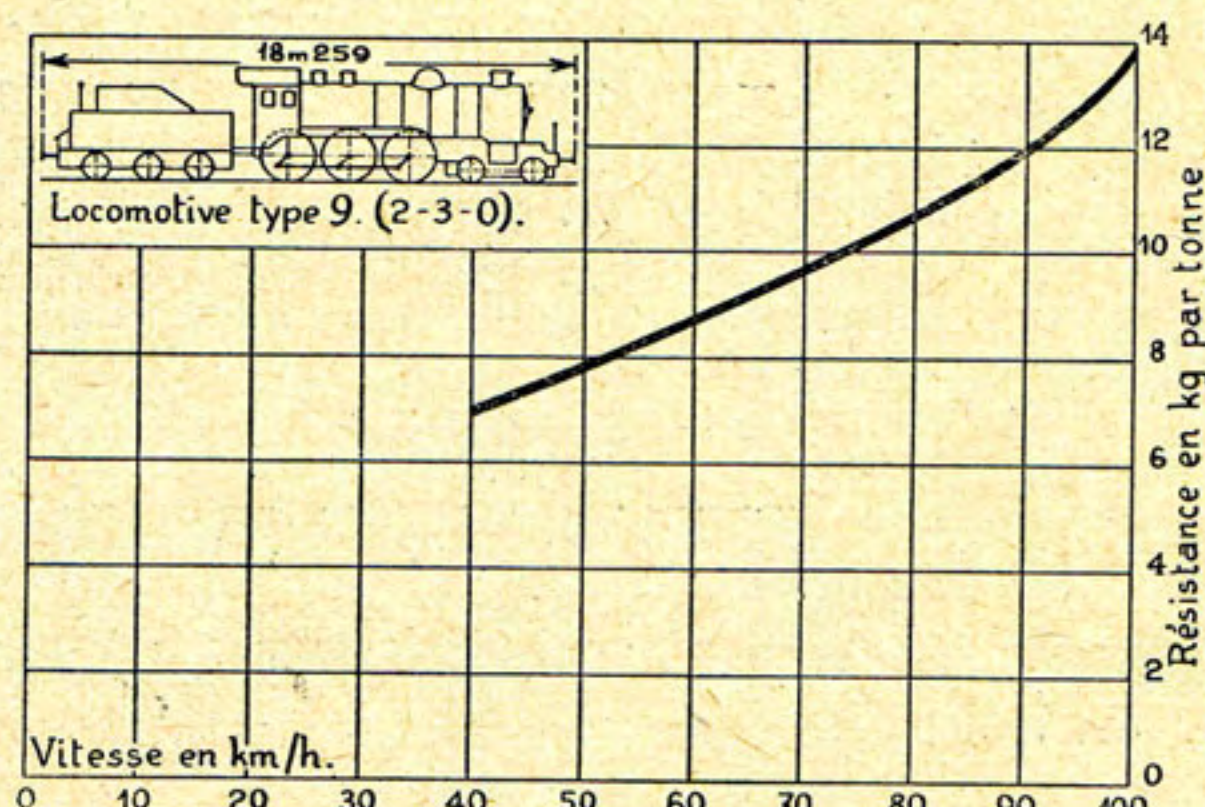


Fig. 44. — Résistance en kg/t de la locomotive à voyageurs type 9.

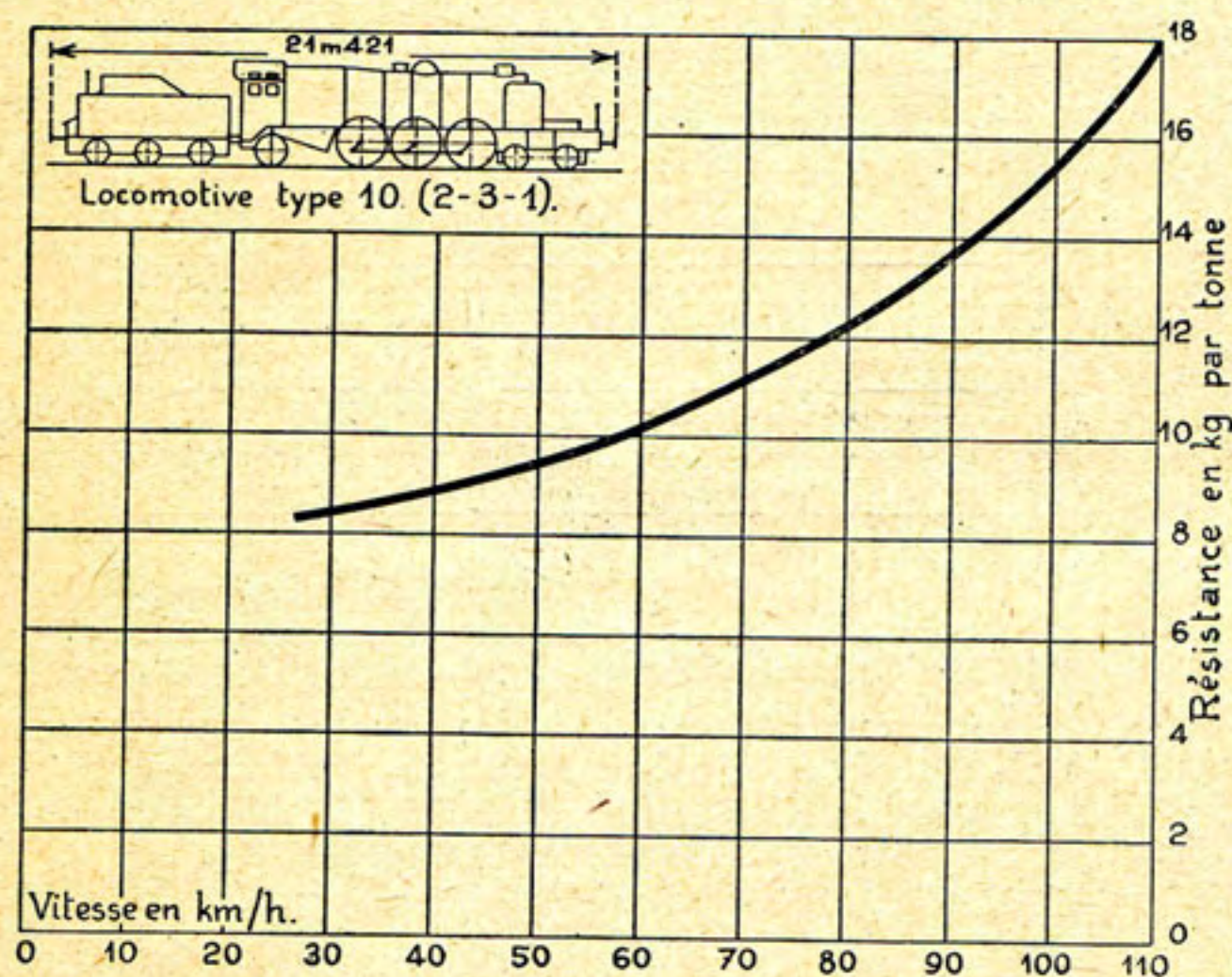


Fig. 45. — Résistance en kg/t de la locomotive à voyageurs type 10.

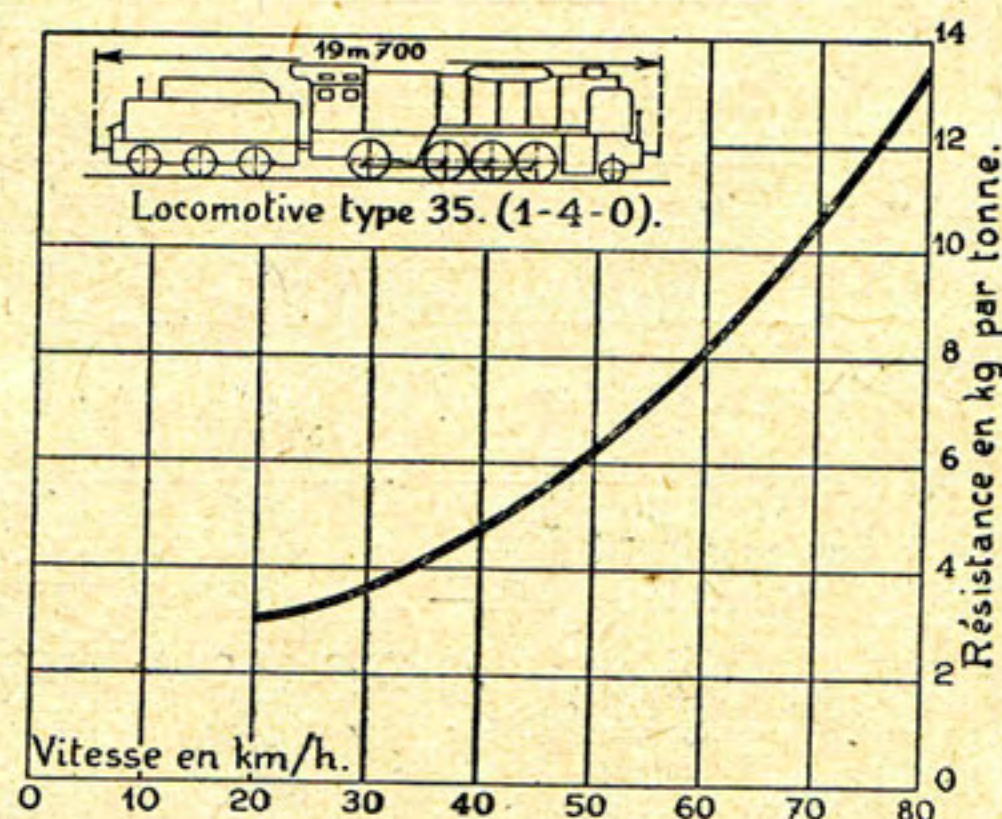


Fig. 46. — Résistance en kg/t de la locomotive à marchandises type 35 de la ligne du Luxembourg.

L'effort de traction supplémentaire exigé pour vaincre la résistance de l'air étant  $F_a = 0,045 V^2$ , la puissance  $N_a$  absorbée sera égale à :

$$N_a = 0,045 V^2 \times \frac{V_{\text{km/h}} \times 1000}{3.600 \times 75} = \frac{0,045 V^3}{270}.$$



D'après cette formule, l'effort de traction et la puissance absorbés par la résistance de l'air seraient les suivants pour des vitesses croissant de 30 en 30 km/h.

Vitesses en km/h	Effort de traction en kg $0,045 V^2$ (fig. 48)	Puissance en CV $\frac{0,045 V^3}{270}$ (fig. 47)
30 km/h	40 kg	4,5 CV
60 »	162 »	36 »
90 »	365 »	121 »
120 »	650 »	290 »
150 »	1.010 »	560 »

Grâce au *carénage aérodynamique*, on peut espérer pratiquement réduire ces chiffres de moitié et augmenter ainsi sensiblement la puissance disponible au crochet.

Ce carénage consiste à envelopper plus ou moins complètement la locomotive de tôles qui, d'une part, assurent la continuité de la surface extérieure et, d'autre part, dirigent les filets d'air.

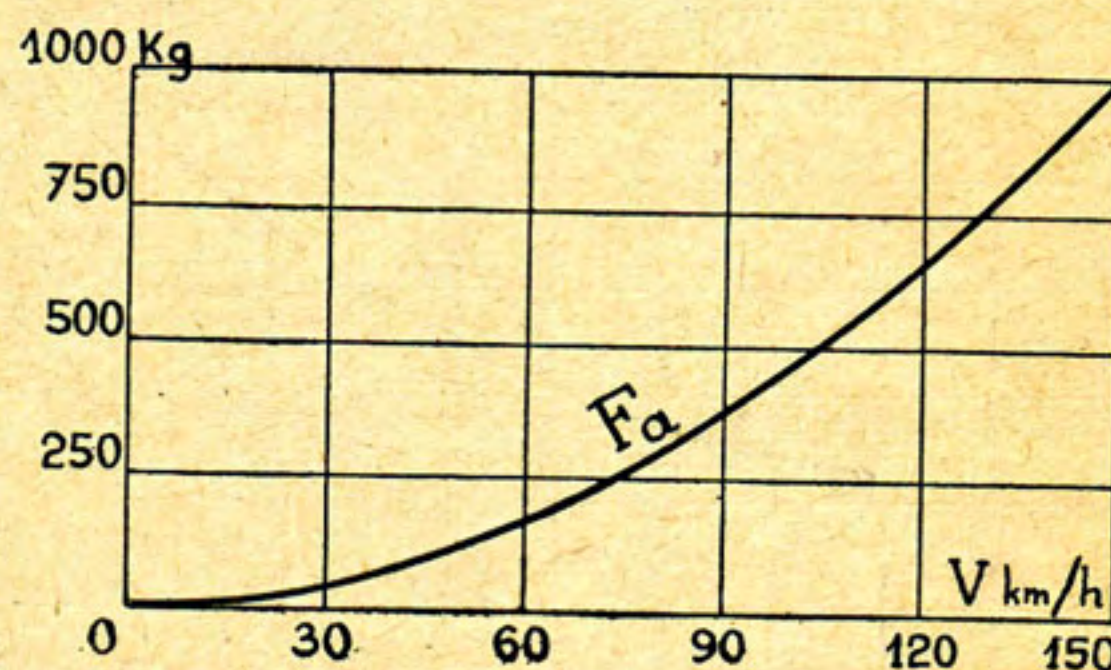
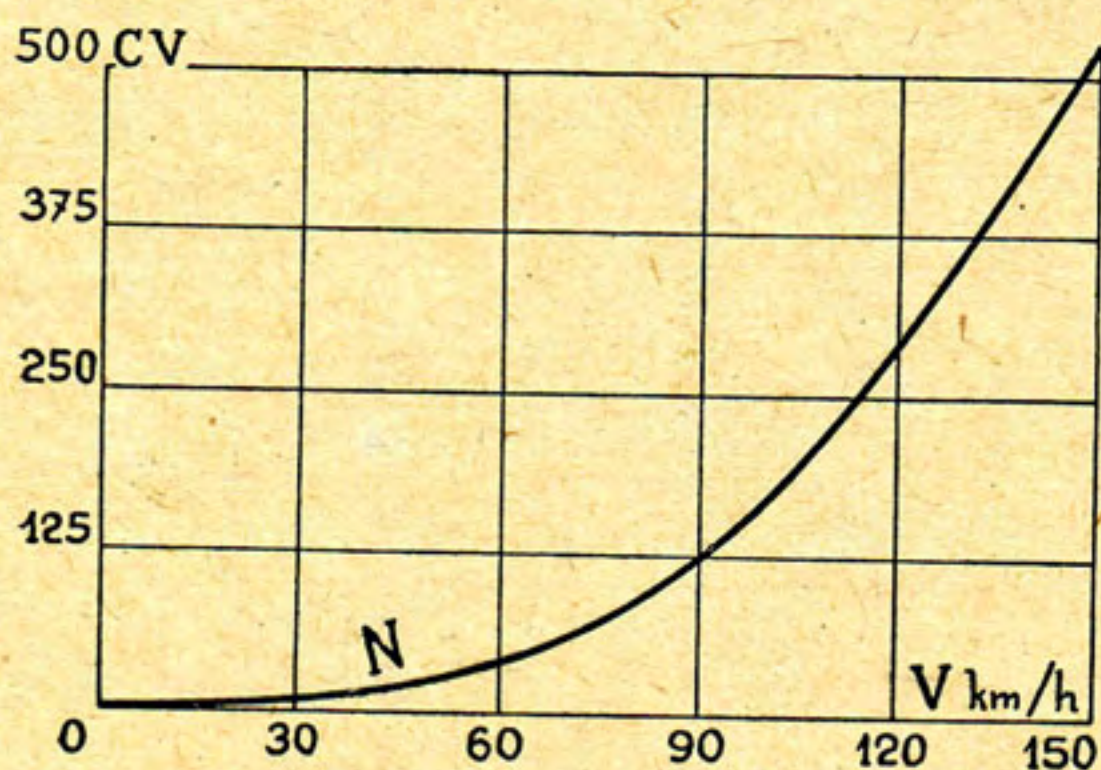


Fig. 47 et 48. — Puissance  $N$  et effort de traction  $F_a$  absorbés par la résistance de l'air pour une locomotive de  $10 \text{ m}^2$  de surface frontale.

### § 5. — Résistance à l'accélération.

Les résistances étudiées jusqu'ici se rapportent exclusivement à l'état de régime du train en mouvement c.-à-d. roulant à vitesse constante.

Mais nous avons encore à étudier la résistance due à la mise en vitesse.

La locomotive doit, en effet, fournir un effort supplémentaire suffisant pour accroître progressivement la vitesse du train.



Cet effort dépend :

- a) de la masse du train,
- b) de l'accélération que l'on désire lui imprimer.

Si l'on suppose que la vitesse du train croît régulièrement de la même quantité par seconde, c'est-à-dire que le train prend un mouvement uniformément accéléré, l'effort accélérateur en kg sera :

$$F_{acc} = m j^{m/sec^2}$$

$m$  = la masse du train entier.

$j$  = l'accélération imposée.

*Exemples.* — 1. *Accélération au départ.* — Envisageons le cas d'un train de voyageurs de 500 tonnes, locomotive comprise.

Si, partant de l'arrêt, ce train doit atteindre la vitesse de 90 km/h au bout de 2 minutes, l'accélération devra être de :

$$j^{m/sec^2} = \frac{v^{m/sec}}{t^{sec}} = \frac{90^{km/h} \times 1000^{m/km}}{3.600^{sec/h} \times 120^{sec}} = 0,20^{m/sec^2}.$$

Il s'ensuit que l'effort accélérateur devra être égal à :

$$F_{acc} = m j = \frac{500.000 \text{ kg}}{9,81^{m/sec^2}} \times 0,20^{m/sec^2} = 10.000 \text{ kg}.$$

Sous une forme générale, si la vitesse d'un train doit être portée de 0 à  $V^{km/h}$  en  $t$  secondes, la résistance à l'accélération qu'il faudra vaincre sera par tonne représentée par :

$$r_{acc}^{kg/t} = m j = \frac{P}{g} \cdot \frac{v^{m/sec}}{t^{sec}} = \frac{1.000 \text{ kg} \times V^{km/h}}{9,81 \times 3.600 \times t}.$$

*Remarque.* — Comme le montrent les figures 62 et 63 (page 45), la résistance de la charge remorquée (1) ne laisse disponible au moment du démarrage qu'un effort accélérateur réduit ( $F_{acc}$ ). Mais dès que le démarrage est réalisé c'est-à-dire après quelques tours de roues, l'effort accélérateur s'amplifie ( $F'_{acc}$ ), c'est alors que commence réellement, peut-on dire, la mise en vitesse.

2. *Reprise de vitesse en cours de route.* — Pour faire passer, en  $t$  secondes, la vitesse du train de  $V_1^{km/h}$  à la vitesse  $V_2^{km/h}$ , la locomotive devra fournir un effort accélérateur égal à

$$F_{acc} = m j = m \frac{v_2^{m/sec} - v_1^{m/sec}}{t^{sec}}.$$

---

(1) Par exemple, pour 400 tonnes de voitures, la résistance au démarrage (page 12) pourra être de  $400 \times 20 = 8.000 \text{ kg}$ .



Ainsi, après un ralentissement à 40 km/h (11 m. par sec.) du train envisagé précédemment, il faudra pour atteindre à nouveau, en *une* minute, la vitesse de 90 km/h (25 m. par sec.) que la locomotive développe un effort accélérateur de

$$F_{acc} = \frac{500.000 (25 - 11)}{9,81 \times 60} = 11.890 \text{ kg (1).}$$

3. Posons le problème précédent un peu différemment et considérons *la longueur de voie l (en mètres)* sur laquelle la vitesse doit passer de  $V_1^{\text{km/h}}$  à  $V_2^{\text{km/h}}$  sous une accélération uniforme.

La résistance à l'accélération sera donnée par la formule (2) :

$$r_{acc} = 4 \cdot \frac{V_2^2 - V_1^2}{l_m} \text{ kg/t de poids du train entier.}$$

La résistance à l'accélération résulte de l'inertie des masses considérées ; elle n'est à envisager que lors de la mise en vitesse ou lors des changements de vitesse. Dans la marche en régime, la résistance à l'accélération est nulle.

L'accélération usuelle exigée *au départ* s'élève à :

- |   |                                   |       |
|---|-----------------------------------|-------|
| 1. pour les trains de marchandises (sans booster) | de 0,04 à 0,05 m/sec <sup>2</sup> |       |
| 2. pour les trains express de voyageurs           | 0,06 à 0,07                       | »     |
| 3. pour les trains omnibus de voyageurs           | 0,15 à 0,30                       | » (3) |
| 4. pour un métropolitain                          | 0,40 à 0,60                       | » (3) |
| 5. pour les locomotives de manœuvre               | 0,10 à 0,20                       | »     |

(1) Il n'est pas exact de dire, comme on le fait parfois, que les choses se passent comme si le train partait de l'arrêt et devait atteindre dans le même temps une vitesse égale à la différence des deux vitesses envisagées (25 — 11 = 14 m. par sec.). En effet, la résistance du train croît avec le carré de la vitesse, de sorte que l'effort accélérateur dont on dispose à la vitesse de 40 km/h est moindre que celui qui est disponible quand on part de l'arrêt.

(2) Si  $F_{acc}$  représente l'effort qui doit vaincre la résistance à l'accélération exprimée en kg/t, le travail correspondant effectué sur le parcours de  $l$  mètres, sera égal à  $F_{acc} \times l_m$ .

D'autre part, le travail développé est égal à la moitié de l'accroissement de la force vive, soit par tonne :

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{9,81} (v_2^2 - v_1^2).$$

Si nous remplaçons la vitesse  $v$  en m. par sec. par la vitesse  $V$  en km/h, nous aurons :

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{9,81} \times \frac{V_2^2 - V_1^2}{3,6^2} = \frac{1000}{254} (V_2^2 - V_1^2) = 4 (V_2^2 - V_1^2).$$

Nous avons donc :

$$F_{acc} \times l_m = 4 (V_2^2 - V_1^2) \quad \text{d'où}$$

$$F_{acc} = \frac{4 (V_2^2 - V_1^2)}{l_m} \text{ kg/t de poids du train entier.}$$

(3) La nécessité d'une grande accélération au départ est d'autant plus impérieuse que les arrêts sont plus fréquents, c'est l'accélération qui est déterminante de la vitesse commerciale possible.



*Remarque.* — L'accélération des automotrices électriques de la ligne Bruxelles-Anvers est de 0,60 m/sec<sup>2</sup>.

*Exemple.* — Pour un train omnibus de voyageurs de 300 tonnes (locomotive comprise), auquel on désire imprimer une accélération de 0,30 m/sec<sup>2</sup>, on doit avoir :

$$F_{acc} = m j = \frac{300.000 \text{ kg}}{9,81 \text{ m/sec}^2} \times 0,30 \text{ m/sec}^2 = 9.000 \text{ kg.}$$

### C. — Formule récapitulative.

En résumé, la résistance totale d'un train en vitesse de régime s'exprime comme suit :

$$R^{kg/t} = P \times r + P' \times r_{l+t} + (P + P') (r_c + r_i)$$

P = poids du train en tonnes.

P' = poids de la locomotive et de son tender en tonnes.

L'effort de traction indiqué  $F_t$  doit être égal à R puisque la résistance interne et la résistance au roulement de la locomotive sont incluses dans la valeur de R.

La formule ci-dessus ne comprend donc pas la résistance à l'accélération. L'intérêt que présentent les formules qui traitent de l'accélération, c'est de permettre de vérifier si l'effort de traction disponible au départ est suffisant pour réaliser l'accélération imposée.

### D. — Longueurs virtuelles.

On peut désirer comparer deux ou plusieurs tracés de lignes de chemin de fer du point de vue des efforts de traction à développer par la locomotive.

Grâce à la connaissance de la résistance au roulement des trains en palier, en rampe et en courbe, on peut exprimer une longueur de ligne accidentée et en courbe, en une autre longueur — longueur virtuelle — équivalente à la première du point de vue travail des résistances c'est-à-dire en dépenses de traction, mais supposée en palier et en alignement droit.

1. Longueur virtuelle d'un kilomètre de ligne en rampe (fig. 49).

$l_0$  = longueur de la section en rampe,

$i^{mm/m}$  = inclinaison,

$x$  = longueur en palier équivalente à déterminer,

$r$  = résistance au roulement en palier en kg/t.

Le travail à dépenser pour la remorque en palier est égal au produit de la résistance par le chemin parcouru :  $r \cdot x$ .

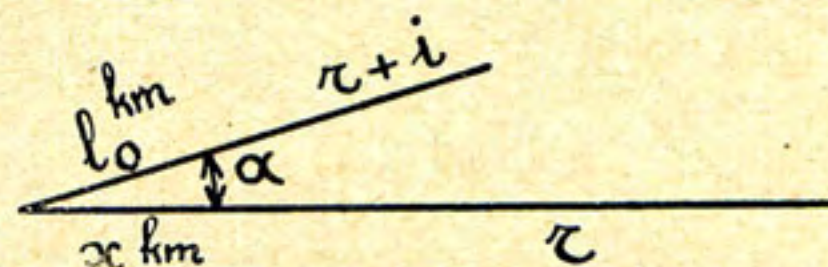


Fig. 49.



En rampe, le travail sera égal à  $(r + i) l_0$ ,  
or, on doit avoir :

$$r \cdot x = (r + i) l_0$$

d'où la longueur virtuelle

$$x = l_0 \cdot \frac{(r + i)}{r} \quad \text{ou encore}$$

la longueur virtuelle de 1 kilomètre de la ligne en rampe ( $l_0 = 1$  km) vaut :

$$x = \frac{r + i}{r} = 1 + \frac{i}{r}$$

à faible vitesse (cas des rampes), on peut poser approximativement  $r = 2,5$  kg/t, d'où  $x = 1 + 0,4 i$ .

*Exemples.*

Si  $i = 2,5$  mm/m,  $x = 1 + 0,4 \times 2,5 = 2$  km.

Si  $i = 33$  mm/m (1),  $x = 1 + 0,4 \times 33 = 14,2$  km.

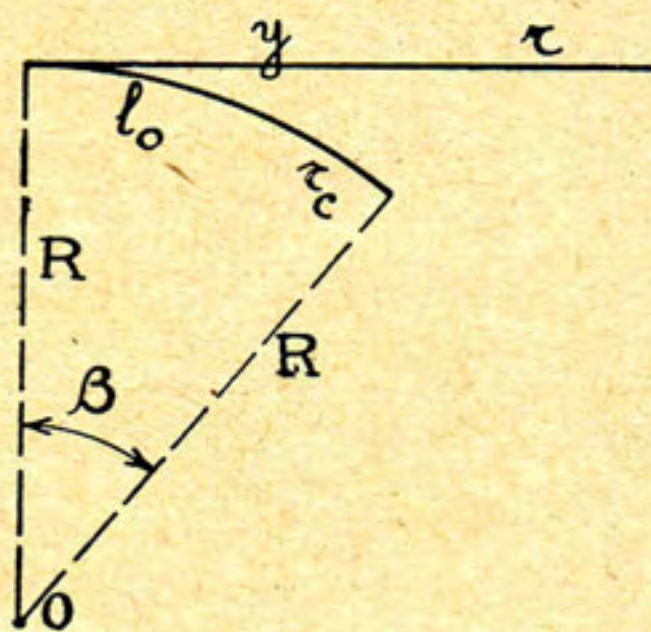


Fig. 50.

Si, en traction électrique, on peut, en pente, profiter dans certains cas de la rotation de l'induit pour renvoyer du courant dans la ligne d'adduction, en traction à vapeur, on admet que, tant qu'on n'atteint pas des rampes trop élevées, il n'y a pas lieu de tenir compte des pentes. En effet, on est obligé de freiner dans les pentes et on ne peut récupérer le travail résistant. On considère donc les sections en pente comme si elles étaient de niveau.

2. *Longueur virtuelle d'un kilomètre de ligne en courbe* (fig. 50).

Si pour  $r_c$ , nous adoptons la formule anglaise (page 20),

$$r_c = \frac{750}{R}, \quad \text{nous aurons :}$$

$$y \cdot r = l_0 \left( r + \frac{750}{R} \right)$$

$$y = \frac{l_0 \left( r + \frac{750}{R} \right)}{r} \quad \text{et, si } l_0 = 1 \text{ km,}$$

$$y = 1 + \frac{750}{r R}$$

enfin, si  $r = 2,5$  kg/t, il vient :

$$y = 1 + \frac{750}{2,5 R} = 1 + \frac{300}{R}.$$

(1) Plan incliné de Liège à Ans.



*Exemples.*

Si  $R = 300$  m,  $\gamma = 2$  km.

Si  $R = 1200$  m,  $\gamma = 1 + 0,25 = 1,25$  km.

*Moyenne pondérée.* — Lorsque l'on compare deux tracés du point de vue des difficultés de traction, il faut tenir compte de l'inégalité éventuelle du trafic dans les deux sens.

Pour cela, la longueur *virtuelle* de chacune des deux directions sera affectée des coefficients  $a$  et  $b$  proportionnels à leurs trafics respectifs et l'on divisera la somme par  $a + b$  (fig. 51).

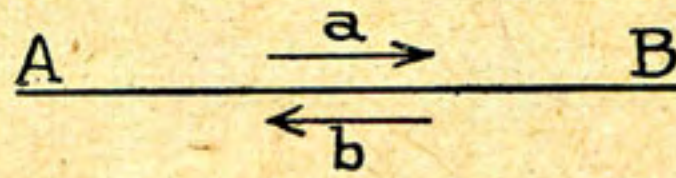


Fig. 51.

$$\text{Longueur virtuelle} = \frac{A B (\text{virtuelle}) \times a + B A (\text{virtuelle}) \times b}{a + b}$$



## CHAPITRE III

### Le Moteur

---

#### A. — L'équation de la locomotive.

Locomotive à  $n$  cylindres et à simple expansion.

Quand le mouvement du train est uniforme, le travail moteur  $T_m$  est égal au travail résistant  $T_r$ .

a) *Le travail moteur* pour une cylindrée, c'est-à-dire le travail développé sur une face du piston pendant un tour, est égal à :

$$T_m = p_m \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot l$$

$p_m$  = la pression moyenne de la vapeur en kg par  $\text{cm}^2$  relevée au moyen du diagramme d'indicateur (1).

$d$  = le diamètre des cylindres en centimètres.

$l$  = la course des pistons en mètres.

On fait abstraction de la différence des surfaces des deux faces du piston résultant, d'une part, de la présence de la tige sur la face arrière et, d'autre part, de l'absence de contretige ou encore de ce que les sections de la tige et de la contretige sont inégales.

Du chef de la cylindrée correspondant à l'autre face du piston, le travail sera double et, pour une locomotive à  $n$  cylindres, le travail moteur total pendant un tour de roues sera égal à :

$$T_m = n \times 2 \times p_m \times \frac{\pi d^2 \times l}{4}$$

d'où

$$T_m = \frac{n}{2} p_m \cdot \pi d^2 \cdot l. \quad (1)$$

Nous supposons aussi, pour le moment, que les résistances propres de la locomotive (frottements du mécanisme, résistance au roulement) sont nulles. Dans ces conditions, le travail développé par l'effort de traction est égal, sans déchet, au travail développé par la vapeur sur les pistons.

---

(1) La surface limitée par la courbe tracée par l'indicateur, divisée par la longueur de la course prise sur le même tracé, donne l'ordonnée moyenne. Celle-ci, au moyen d'un tarage à chaud convenable du ressort de l'indicateur, donne la pression moyenne en kg.



b) *Travail résistant.* — L'effort moteur  $F$ , reporté à la jante des roues motrices, est destiné à vaincre la résistance de la machine et du train à remorquer. Or, les diverses résistances qui s'opposent au mouvement du train peuvent être ramenées à une seule force  $R$ , tangente à la circonférence des roues motrices à leur point de contact avec les rails et dirigée en sens inverse de la marche du train.

Pour un tour de roues, le travail résistant sera égal à  $R$  multiplié par le chemin parcouru par le point d'application de cette résistance, lequel est égal au développement  $\pi D$  de la circonférence des roues motrices :

$$T_r = R \cdot \pi D \quad (2)$$

$D$  étant exprimé en mètres.

c) Les expressions (1) et (2) étant égales, on a :

$$\frac{n}{2} \cdot p_m \cdot \pi d^2 \cdot l = R \cdot \pi D$$

d'où

$$R = \frac{n}{2} \cdot p_m \cdot \frac{d^2 \cdot l}{D} \quad (3)$$

En mouvement de translation uniforme, à la résistance  $R$ , fait constamment équilibre l'effort de traction  $F$  développé par la locomotive et supposé reporté à la jante des roues motrices, on a donc :

$$F = R = \frac{n}{2} \cdot p_m \cdot \frac{d^2 \cdot l}{D} \quad (4)$$

Cette relation s'appelle *l'équation de la locomotive*, elle donne la valeur de l'effort de traction théorique moyen lorsque sont connus la pression moyenne, les dimensions des cylindres et le diamètre des roues motrices.

De l'équation de la locomotive, on tire les *conclusions* suivantes :

1°) L'effort de traction théorique moyen varie proportionnellement à la pression moyenne  $p_m$ . Celle-ci sera d'autant plus élevée que la pression effective à la chaudière sera plus grande, que la chute de pression entre la chaudière et les boîtes de distribution sera moindre et que l'admission aux cylindres sera plus longue.

2°) L'effort de traction est proportionnel à  $d^2 \cdot l$  c'est-à-dire au volume des cylindres.

3°) Il varie en raison inverse du diamètre  $D$  des roues motrices. Toutes choses égales, on n'atteindra donc de grands efforts de traction qu'à la condition d'adopter des roues motrices de petit diamètre.



Pour une locomotive déterminée, les éléments générateurs de sa puissance (timbre de la chaudière et volume des cylindres) sont donnés et, partant, sa puissance est limitée.

Cette puissance ne peut se dépenser qu'en ses deux éléments : force et espace parcouru en l'unité de temps c'est-à-dire en effort de traction  $F$  et en vitesse  $v$  ; l'un de ces éléments ne peut augmenter qu'au détriment de l'autre.

Le transport de la grande masse des marchandises ne justifie pas les grands sacrifices qu'exige la vitesse. Il est donc de l'essence même des trains *ordinaires* de marchandises de rouler à vitesse modérée.

Les locomotives *des trains de marchandises* étant conçues pour une allure de marche lente, l'effort de traction qu'elles seront capables de développer pourra, toutes choses égales, être d'autant plus grand.

Les *trains de voyageurs lourds*, circulant sur des lignes à fortes rampes, réclameront également de grands efforts de traction. De même, pour les *trains omnibus à arrêts fréquents*, si l'on veut obtenir des vitesses commerciales élevées (1), il faudra pouvoir disposer de grands efforts de traction seuls capables de donner au démarrage des accélérations suffisantes.

\* \* \*

Pour une locomotive donnée  $d$ ,  $l$  et  $D$  sont fixes et, partant, l'effort de traction indiqué  $F_t$  est seulement fonction de la pression moyenne  $p_m$ . Or, celle-ci n'est qu'une fraction  $\alpha$  de la pression effective à la chaudière par suite des chutes de pression entre le dôme et l'admission aux cylindres, de la détente voulue dans les cylindres, des effets de parois, etc.

On a :  $p_m = \alpha p$ .

Ce coefficient  $\alpha$  dépend donc de beaucoup d'éléments : longueur et section des tuyaux de livraison entre le dôme et les boîtes de distribution, forme, longueur et section des lumières et des conduits d'admission et d'échappement.

Il varie aussi avec la *vitesse de rotation* qui accentue le laminage de la vapeur lors de l'admission et accroît la contrepression à l'échappement. Il varie aussi avec le *degré d'admission*. Le tableau ci-après donne une idée de cette double variation dans le cas de locomotives à *vapeur saturée* pour des pressions effectives variant de 11 à 14 kg/cm<sup>2</sup>.

---

(1) On entend par *vitesse commerciale*, la vitesse obtenue en divisant la distance parcourue par le temps employé à la parcourir, la durée des arrêts étant comprise dans ce temps.



Valeur du rapport $\alpha = \frac{p_m}{p}$					
Degré d'admission	Nombre de tours de roues motrices par seconde				
	1	2	3	4	5
45 %	0,68	0,66	—	—	—
40 %	0,64	0,62	0,58	0,54	—
35 %	0,59	0,57	0,54	0,49	0,42
30 %	0,54	0,52	0,48	0,43	0,36
25 %	0,46	0,45	0,41	0,36	0,29
20 %	0,39	0,37	0,33	0,29	0,23

Ainsi, pour une locomotive à vapeur saturée timbrée à 13 kg/cm<sup>2</sup> et marchant à raison de 4 tours de roues par seconde, avec une admission de 25 %, on peut compter sur une pression moyenne de

$$p_m = \alpha p = 0,36 \times 13 \text{ kg/cm}^2 = 4,7 \text{ kg/cm}^2.$$

Pratiquement, les vitesses de marche élevées correspondent toujours à des admissions réduites.

La fig. 52 représente, d'après Henschel, la pression moyenne aux pistons en kg/cm<sup>2</sup>, en fonction du timbre de la chaudière, pour les locomotives à simple expansion et à surchauffe et pour les locomotives compound à surchauffe.

Le diagramme, représenté fig. 53, montre comment varie le coefficient  $\alpha$  avec le degré d'admission d'une part, avec la vitesse d'autre part, dans le cas des locomotives des types 10 et 1 de la Société Nationale des Chemins de fer belges. Il illustre par ailleurs

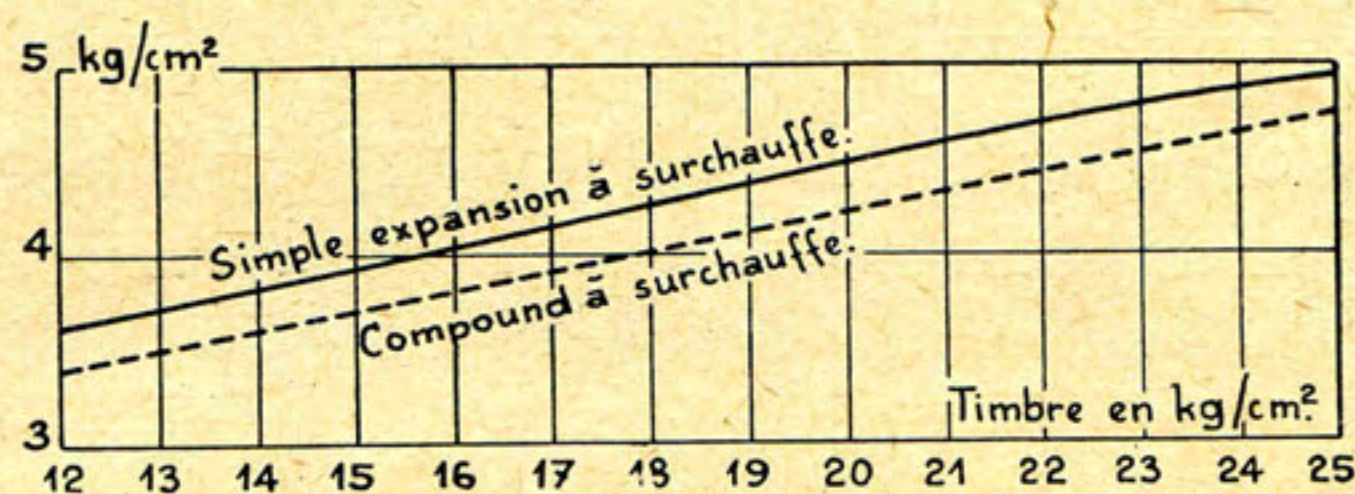


Fig. 52. — Pression moyenne aux pistons en kg/cm<sup>2</sup>.

les heureux résultats obtenus avec la locomotive nouvelle type 1 (1) dont les sections d'écoulement de la vapeur entre le régulateur du dôme et l'admission aux cylindres ont été beaucoup plus largement établies que pour la locomotive type 10 plus ancienne (1). Si nous comparons les valeurs de  $\alpha$  pour les vitesses respectives de 50 km/h et de 90 km/h, nous obtenons les chiffres repris au tableau ci-dessous :

(1) Année de fourniture	Timbre	Ces locomotives sont toutes deux à 4 cylindres égaux et à surchauffe. Le diamètre de leurs roues motrices est de 1,980 m.
Locomotive type 10 : 1910	14 kg	
Locomotive type 1 : 1935	18 kg	



Valeur du rapport $\alpha = \frac{p_m}{p}$			
Locomotive	Degré d'admission	Vitesse	
		50 km/h	90 km/h
Type 10 S. N. C. B.	40 ‰	0,46	—
	30 ‰	0,40	0,31
	20 ‰	0,34	0,26
Type 1 S. N. C. B.	40 ‰	0,55	0,43
	30 ‰	0,48	0,38
	20 ‰	0,39	0,32

Lors du démarrage, d'une part, les pertes de charge entre la chaudière et l'admission aux cylindres sont faibles, de sorte que la pression à l'admission est sensiblement égale à la pression effective  $p$  à la chaudière ; d'autre part, la vitesse des pistons étant très faible, les laminages sont peu importants ; enfin, comme le levier de changement de marche est à fond de course, la vapeur est admise à sa pleine pression pendant 75 à 80 ‰ de la course des pistons ; dans ces conditions,

$p_m$  varie entre 0,75  $p$  et 0,85  $p$  soit, en moyenne 0,8  $p$ , de sorte que l'effort de traction *indiqué maximum* est, pour une locomotive à 2 cylindres, égal à :

$$F_t = 0,8 p \frac{d^2 l}{D}. \quad (5)$$

Mais cette expression se rapporte à l'effort développé sur les pistons, les résistances internes de la locomotive (frottement du mécanisme, etc. voir page 37) absorbent une partie de cet effort — de 10 à 15 ‰ (selon le nombre d'essieux accouplés notamment) — ne laissant pratiquement disponible à la jante des roues motrices que 90 à 85 ‰.

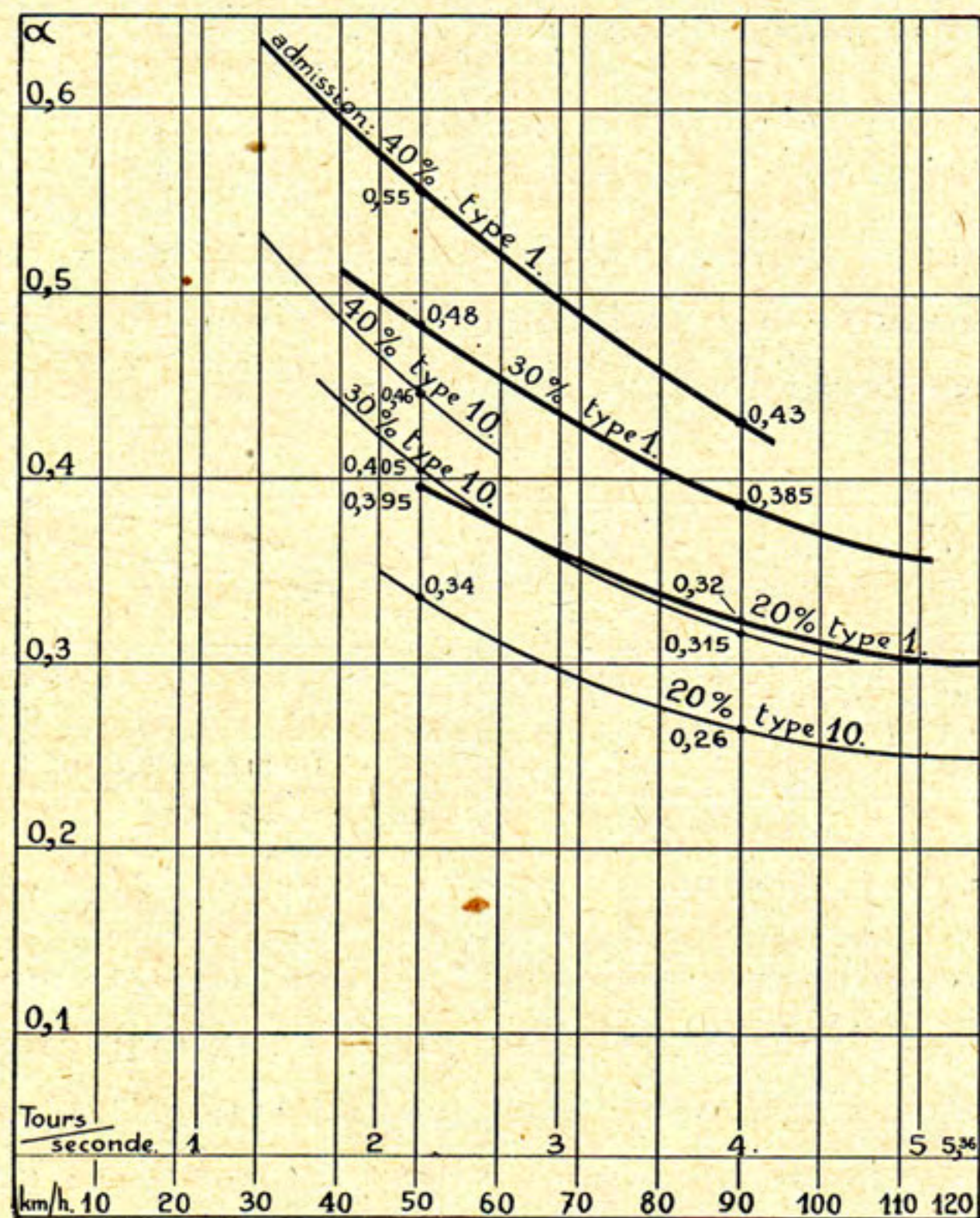


Fig. 53. — Variation du coefficient  $\alpha$  avec la vitesse et le degré d'admission — locomotives type 1 et type 10 de la S. N. C. B.

cet effort — de 10 à 15 ‰ (selon le nombre d'essieux accouplés notamment) — ne laissant pratiquement disponible à la jante des roues motrices que 90 à 85 ‰.



L'effort de traction réellement transmis à la jante des roues motrices varie entre :

$$F_j = 0,8 \times 0,9 p \frac{d^2 l}{D} = 0,72 p \frac{d^2 l}{D} \text{ et}$$

$$F_j = 0,8 \times 0,85 p \frac{d^2 l}{D} = 0,68 p \frac{d^2 l}{D}, \text{ soit en moyenne :}$$

$$F_j = 0,70 p \frac{d^2 l}{D}. \quad (5^{\text{bis}})$$

C'est généralement une formule un peu différente que l'on a adoptée jusqu'en ces dernières années,

$$F_j = 0,65 p \frac{d^2 l}{D}. \quad (6)$$

A l'heure actuelle, à la S. N. C. B., pour les locomotives les plus récentes à surchauffe à 2 ou à 4 cylindres égaux (1), on adopte la formule

$$F_j = \frac{n}{2} \times 0,75 p \frac{d^2 l}{D} \quad (7)$$

pour l'effort de traction moyen au démarrage.

#### Locomotive Compound à 2 cylindres.

Théoriquement, le travail d'une machine compound à 2 cylindres est le même que si l'on n'employait que le seul cylindre *BP* en y admettant la vapeur à la pression d'admission des cylindres *HP* tout en adoptant le même degré de détente qu'on a dans l'ensemble des 2 cylindres.

On considère dès lors la locomotive comme si elle n'avait qu'un cylindre, le cylindre *B.P.* de diamètre  $d_1$  ; on a :

$$F = \frac{1}{2} z \cdot p \frac{d_1^2 l}{D}. \quad (8)$$

Rappelons que pendant le démarrage des locomotives compound, les cylindres *HP* et *BP* sont séparés, le cylindre *HP* échappe directement à l'atmosphère tandis que le cylindre *BP* est alimenté directement par de la vapeur vive prise à la chaudière et admise au receiver à la pression maximum de celui-ci.

---

(1) Locomotive type 12 à 2 cylindres égaux, locomotive type 1 à 4 cylindres égaux.  
 $n$  = nombre de cylindres.



Il s'ensuit que l'effort de traction au démarrage sera égal à

$$F = \frac{1}{2} \alpha \left[ p \cdot \frac{d^2 \cdot l}{D} + p_1 \frac{d_1^2 \cdot l_1}{D} \right]$$

$p$  = pression du timbre de la chaudière,

$p_1$  = pression dans le receiver (habituellement 6 kg lorsque la chaudière est timbrée à 16 kg), quelquefois 8 kg,

$d$  et  $l$  se rapportent au cylindre *HP*,

$d_1$  et  $l_1$  » » *BP*.

Après le démarrage, lorsque la locomotive a atteint une certaine vitesse, on rétablit le fonctionnement compound.

**Locomotive Compound à 4 cylindres.**

En fonctionnement compound, on considère la locomotive comme si elle avait 2 cylindres (2 cylindres *BP*) chacun de diamètre  $d_1$ , d'où

$$F = \alpha \cdot p \cdot \frac{d_1^2 l}{D} \quad (9)$$

la formule 9 redevient la formule 4 mais dans laquelle  $d = d_1$ .

Au démarrage, en marche à machines séparées, on aura :

$$F = \alpha \frac{pd^2l + p_1d_1^2l}{D}$$

Valeur de  $\alpha$ . — Tant pour les Compound à 2 cylindres que pour les Compound à 4 cylindres,  $\alpha$  varie selon le rapport des volumes des cylindres *BP* et *HP*.

Rapport des volumes <i>BP/HP</i>	2	2,25	2,50	2,90
Locomotives express et à voyageurs	0,44	0,42	0,40	0,38
Locomotives à marchandises	0,50	0,48	0,45	0,40

Lorsque le diamètre  $d_1$  est connu, le diamètre du ou des cylindres à *HP* se déduit du rapport des volumes.

**Effort de traction. — Définitions.**

On peut considérer quatre expressions de l'effort de traction, expressions qui peuvent avoir une valeur très différente selon le sens qu'on y attache ; les voici par ordre décroissant de valeur :



1°) *L'effort de traction indiqué  $F_i$  est celui dont on disposerait à la jante des roues motrices sous l'action de la vapeur sur les pistons telle qu'elle apparaît aux diagrammes d'indicateur et en l'absence de toute résistance intermédiaire entre les pistons et les roues motrices.*

Il a donc supporté toutes les réductions provenant du cycle imparfait parcouru par la chaleur, de l'insuffisance de la détente, de l'action nuisible des parois, du travail utilement fait pour obtenir le tirage nécessaire à la combustion (contrepression sur les pistons résultant du rétrécissement de la tuyère d'échappement).

2°) *L'effort de traction effectif à la jante  $F_j$  est celui dont on dispose réellement à la jante des roues motrices.*

Il est égal à l'effort de traction indiqué  $F_i$  diminué de tout ce qu'il a fallu dépenser pour vaincre *les résistances internes* de la locomotive (frottements des divers organes : tourillons des essieux moteurs recevant l'action des bielles motrices, bielles d'accouplement, pistons et tiges, boutons de manivelles, crosses et pivots, tiroirs et tiges, excentriques et leurs colliers, coulisses de distribution, boîtes à huile dans leurs guides, ressorts, fusées des essieux *moteurs* dans leurs boîtes à huile).

Certaines formules donnent la résistance au roulement du véhicule-locomotive en y comprenant le frottement dans les boîtes à huile des fusées de *tous* les essieux (moteurs et porteurs). Cependant, pour les essieux *moteurs*, il faut distinguer :

a) le frottement des tourillons intérieurs ou extérieurs recevant l'action des bielles motrices et le frottement des fusées d'essieux tournant dans leurs boîtes à huile. Ces frottements font partie des résistances internes de la locomotive à déduire de  $F_i$  pour obtenir  $F_j$ .

b) la résistance au roulement proprement dite des roues, c'est-à-dire le frottement au contact du rail. Cette résistance est à comprendre dans la résistance à la remorque de la locomotive elle-même considérée comme véhicule et il doit être déduit de  $F_j$  pour obtenir le travail au crochet d'attelage dont nous allons parler.

Si, théoriquement, cette discrimination est nécessaire, pratiquement, elle n'a pas une grande importance en raison de l'imprécision qui pèse sur la détermination de ces résistances internes. On en est, en effet, réduit à estimer celles-ci entre 10 % et 15 % de l'effort indiqué  $F_i$ .

L'effort à la jante des roues motrices est celui que l'on mesure *au banc d'essais*, il ne comprend pas la résistance de la locomotive en tant que véhicule. Habituellement, on prend

$$F_j = 0,9 F_i \text{ ou } 0,85 F_i.$$



3°) L'effort de traction au crochet d'attelage de la locomotive proprement dite, tender non compris, est égal à l'effort effectif à la jante diminué de l'effort de traction qu'exige la remorque de la locomotive elle-même en tant que véhicule.

Il est égal à l'effort à la jante diminué de la résistance totale au roulement des essieux porteurs (frottement des fusées compris), celle des essieux moteurs étant déjà comptée dans le calcul de l'effort à la jante, à la résistance au roulement proprement dite près.

4°) La locomotive est toujours associée au même tender (ou au même type de tender). Ce qui intéresse l'ingénieur de traction, c'est de connaître l'effort dont il peut disposer au crochet du tender.

L'effort de traction au crochet d'attelage du tender  $F_u$  est donc l'effort dont on peut disposer pour vaincre la résistance correspondant à la charge du train à remorquer. C'est celui-là qu'on mesure directement au moyen du wagon-dynamomètre, celui-ci ne s'intercale pas entre la locomotive et le tender mais est placé immédiatement derrière le tender.

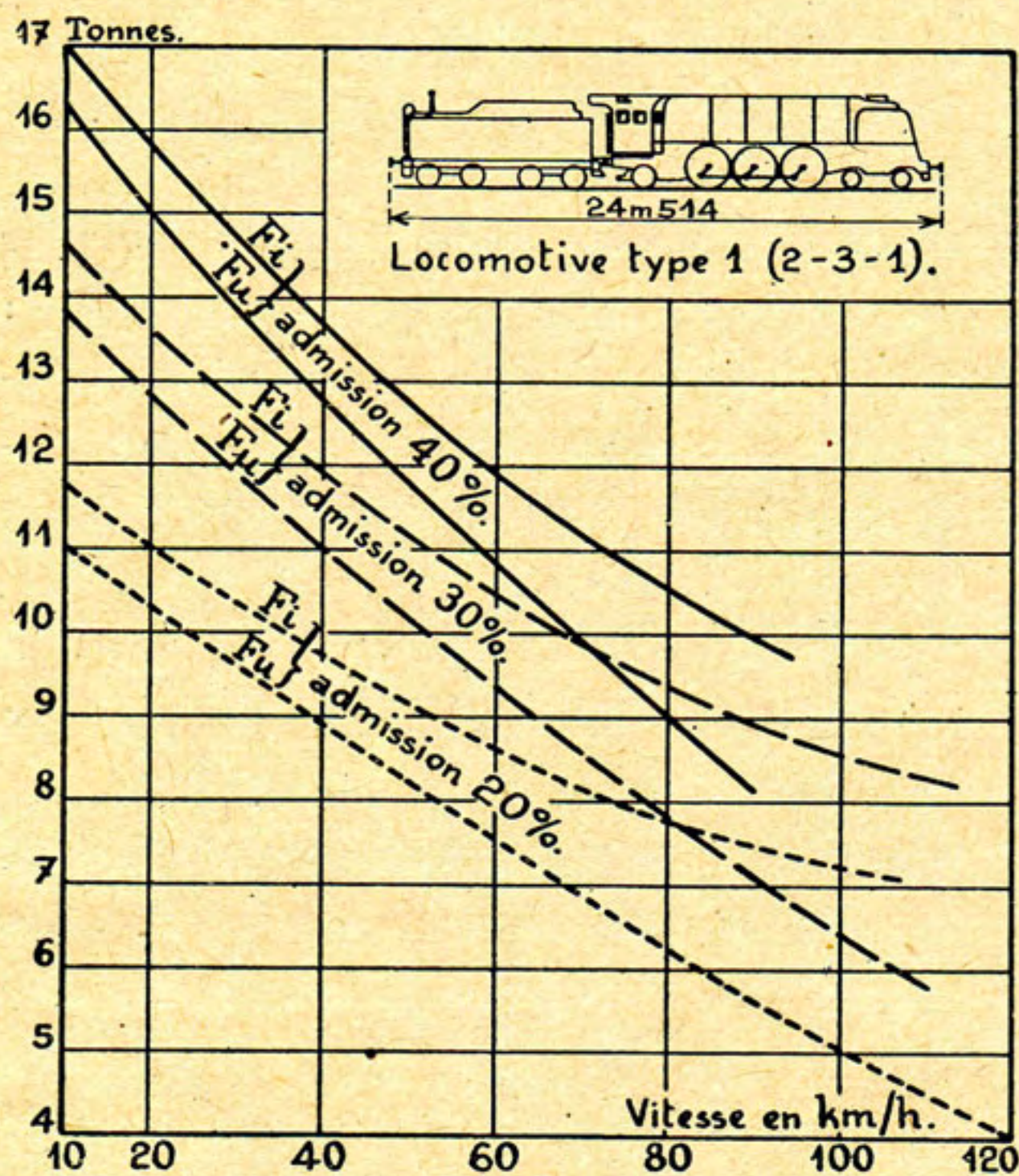


Fig. 54.

La fig. 54 relative à la locomotive Pacific type 1 montre comment varient l'effort de traction indiqué et l'effort de traction au crochet du tender aux divers crans de marche et aux vitesses usuelles.

### B. — L'équation de l'adhérence.

Le roulement sans glissement des roues motrices sur les rails produit le mouvement d'avancement de la locomotive.

Dès que l'effort de traction  $F_j$  développé tangentiellement à la jante des roues motrices dépasse l'adhérence des roues aux rails, les roues glissent et tournent sur place, on dit alors qu'elles *patinent*.



Or, l'adhérence  $A$  de la roue au rail n'est pas autre chose que l'effort de frottement que la roue serait capable de développer au contact du rail au moment où les deux surfaces commenceraient à glisser l'une sur l'autre (1). Cet effort est proportionnel au poids  $P$  qui charge la roue, il est donc égal à

$$A = f \cdot P. \quad (10)$$

$f$  étant un coefficient — le *coefficient d'adhérence* — qui varie avec la *nature et l'état* des surfaces en contact ainsi qu'avec la *vitesse*.

Il faut, pour éviter le patinage, que l'adhérence soit toujours supérieure à l'effort de traction, sinon, le frottement est vaincu :

$$f \cdot P > F. \quad (11)$$

Cette équation (11) fixe le poids adhérent nécessaire et, avec l'équation de la locomotive (4), elle permet de calculer les éléments du mécanisme moteur c'est-à-dire que ces dimensions déterminées, il ne reste plus qu'à calculer les éléments de la chaudière.

Il suit de la relation (11) que pour pouvoir admettre une grande valeur de l'effort de traction  $F$ , il faut que l'adhérence  $fP$  soit élevée. Pour accroître celle-ci, l'on peut augmenter l'un des deux facteurs  $f$  ou  $P$  ou les deux.

1°) *Valeur du coefficient d'adhérence  $f$ .* — Une grande indétermination pèse sur la valeur du coefficient d'adhérence ; il varie, d'une part, avec les conditions atmosphériques et, d'autre part, avec la vitesse.

Sous l'effet des influences atmosphériques, il varie de  $1/10$  à  $1/4$ , soit presque du simple au triple, mais ce sont là les limites extrêmes, il se tient habituellement entre  $1/7$  et  $1/5$  et, le plus généralement en pratique, on adopte la valeur moyenne de  $1/6 = 0,165$ .

En d'autres termes, l'adhérence ne représente moyennement que  $16\ 1/2\ \%$  du poids adhérent, soit  $165\ \text{kg}$  par tonne.

Lorsque l'on part de valeurs supérieures à  $1/5$  ou  $200\ \text{kg}$  par tonne de poids adhérent, les charges de trains que l'on suppose que la machine peut remorquer sont un peu fortes et l'on s'expose à des patinages dans les rampes.

La valeur la plus basse du coefficient d'adhérence correspond aux rails rendus glissants par la présence de feuilles, par le brouillard, par la rosée, par une pluie fine ou encore par l'humidité condensée dans les tunnels, par la neige, voire aussi par l'huile de graissage tombée des organes de la locomotive.

---

(1) Pour faire glisser deux corps l'un sur l'autre, c'est-à-dire pour vaincre le frottement, il faut développer une force qui mesure ce frottement.



Au contraire, un rail sec ou parfaitement lavé par une pluie abondante ou par un jet d'eau donne au coefficient d'adhérence sa valeur maximum (1).

Comme nous l'avons dit, dès que l'effort de traction dépasse l'adhérence  $fP$ , les roues pivotent sur place. On empêche le patinage ou l'on retarde le moment où les roues patinent en projetant sur le rail, devant les roues motrices, du sable fin, tamisé et bien sec (2).

On peut ainsi relever le coefficient d'adhérence jusqu'au  $1/4$ . De sorte qu'en définitive, l'effort de traction maximum à la jante ne peut dépasser 25 % du poids adhérent.

2°) Pour obtenir une grande adhérence, on peut augmenter le poids qui pèse sur les roues motrices c'est-à-dire augmenter la pression sur le rail. Mais on est limité dans cette direction par la résistance de la voie. La charge maximum par essieu est : en Belgique, de 24,7 t ; en Hollande, 18,5 t ; en France et en Suisse, 21,5 t, en Italie, 22 t ; en Allemagne 25 t ; en Amérique, 36 tonnes.

En Belgique, on ne peut donc escompter qu'un essieu moteur pourra procurer, dans des conditions moyennes, une adhérence supérieure à  $24\text{ t} \times 1/6 = 4$  tonnes et, exceptionnellement, avec recours à la sablière,  $24\text{ t} \times 1/4 = 6$  tonnes.

3°) Si la résistance du train exige un effort de traction supérieur, il faut intéresser à l'adhérence un ou plusieurs essieux en les solidarissant à l'essieu moteur par des

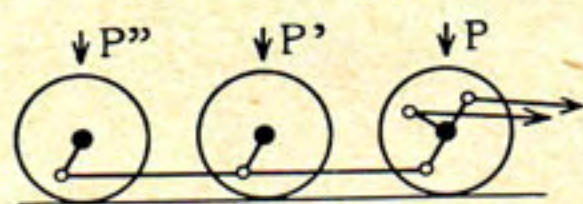


Fig. 55. — Augmentation de l'adhérence par accouplement de plusieurs essieux.

bielles d'accouplement, le poids qui charge les essieux accouplés s'ajoute à celui de l'essieu moteur et c'est le produit du poids adhérent total multiplié par le coefficient d'adhérence qui devient la nouvelle limite de l'effort de traction (fig. 55).

On aura alors :

$$f(P + P' + P'') > F. \quad (12)$$

*Remarque.* — Pour que la locomotive soit en état d'utiliser toute son adhérence, au moment où celle-ci est maximum, il faut que l'effort de traction disponible soit égal ou supérieur à l'adhérence et, en pratique, au démarrage, il en est généralement ainsi :

$$F > fP. \quad (13)$$

(1) C'est en se basant sur cette propriété qu'on a construit des appareils dénommés, assez improprement d'ailleurs, « sablières à eau chaude » qui, lançant un jet d'eau chaude entre les roues motrices et le rail, procurent un coefficient d'adhérence élevé.

Marc Seguin, qui le premier appliqua le faisceau tubulaire à la chaudière de la locomotive, écrivait à propos du chemin de fer industriel de St Etienne à Andrézieux ouvert le 1<sup>er</sup> octobre 1828 :

« L'adhérence des roues produit son plus entier effet lorsque les rails sont parfaitement secs ou » inondés d'eau. Sur le chemin de fer de St Etienne, on a eu soin de ménager sur les locomotives » quatre jets d'eau qui puisent dans le tender et tiennent les roues constamment arrosées. Ce moyen » est celui qui a le mieux réussi parmi tous les essais que j'ai tentés ».

(2) Sablière par gravité, sablière à vapeur ou mieux sablière à air comprimé.



Or, nous avons dit (formule 11 :  $fP > F$ ), que si l'effort de traction dépassait l'adhérence, la locomotive patinait. Il n'y a cependant là rien de contradictoire parce que le mécanicien dispose de deux moyens pour éviter le pivotement au démarrage :

— soit qu'il relève momentanément le coefficient d'adhérence  $f$  en faisant fonctionner la sablière ;

— soit qu'il diminue l'effort de traction  $F$  en n'ouvrant que partiellement le régulateur de la prise de vapeur au dôme ou, de préférence qu'il réduise l'admission de la vapeur aux cylindres en ramenant vers le centre le levier de changement de marche.

Bref, au démarrage, il faut que la locomotive dispose d'un grand effort de traction pour que l'on soit toujours certain de pouvoir utiliser toute son adhérence, le mécanicien s'arrangeant de façon que l'effort de traction ne dépasse jamais celle-ci.

Pour le surplus, l'effort de traction n'est maximum qu'au moment du démarrage ou à faible vitesse (fig. 56). Dès que la locomotive prend de la vitesse, la vapeur n'arrive plus qu'à pression réduite sur les pistons, la pression moyenne diminue et, partant, l'effort de traction s'abaisse et descend rapidement au-dessous de l'adhérence  $fP$ . Si la locomotive devait constamment fournir cet effort maximum, la chaudière n'y suffirait pas, la production de vapeur ne pouvant suivre l'appel provoqué par le grand nombre de cylindrées naturellement fonction de la vitesse de rotation ; le mécanicien sera alors amené forcément à marcher à admission réduite d'où chute de la pression moyenne.

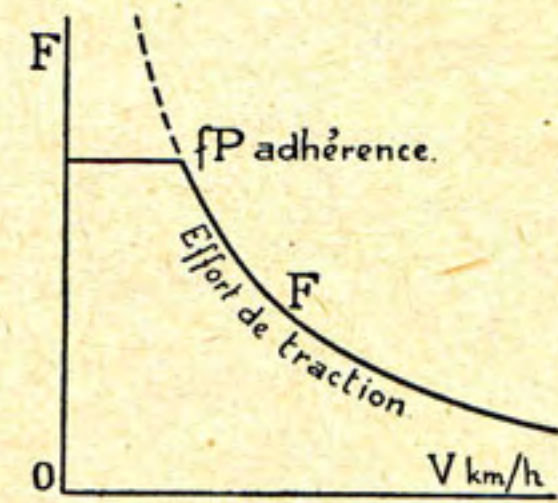


Fig. 56.

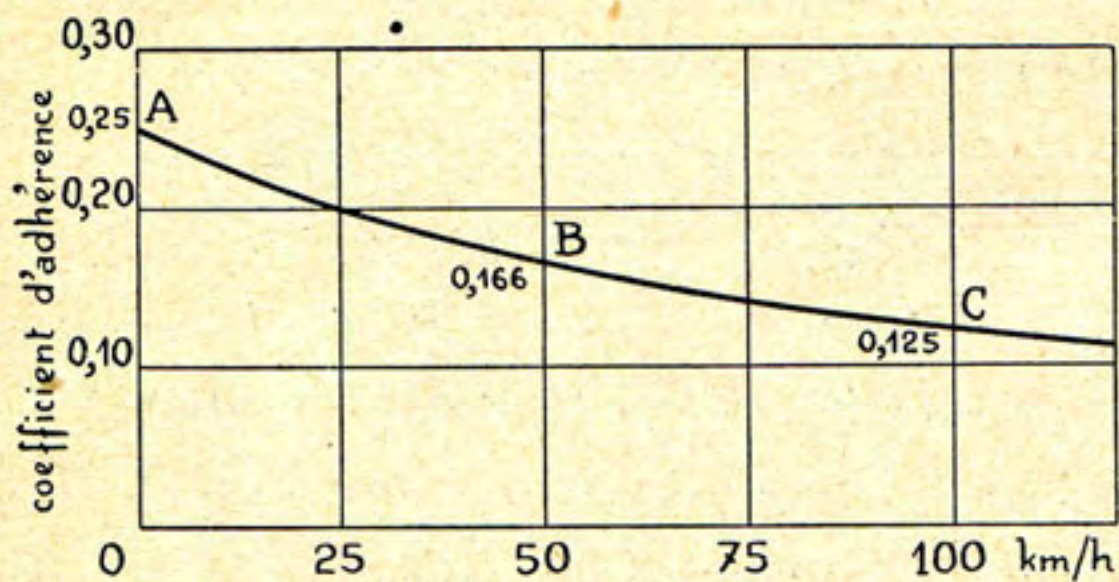


Fig. 57. — Variation du coefficient d'adhérence avec la vitesse.

Enfin, lorsque la vitesse augmente, il est désavantageux de marcher avec de grandes admissions, les contrepressions devenant trop fortes.

4°) Pour augmenter l'adhérence, on peut encore recourir au « booster » dont nous parlerons en détail au chapitre III.

5°) Le coefficient d'adhérence diminue avec la vitesse, cependant on n'a pu

encore déterminer avec précision dans quelle mesure.

D'aucuns estiment que la loi de variation du coefficient d'adhérence avec la vitesse peut se représenter par une courbe telle que ABC, fig. 57 ou s'exprimer par une formule telle que

$$f_v = \frac{f_0}{1 + 0,01 V_{\text{km/h}}}$$

dans laquelle  $f_0$  est le coefficient d'adhérence à vitesse nulle.



Selon ces estimations, un coefficient d'adhérence de 0,25 au démarrage tomberait de moitié à la vitesse de 100 km/h. Cependant, à cette vitesse, l'effort de traction lui-même est très réduit (voir § C), l'adhérence est donc encore surabondante et, à moins de circonstances locales particulièrement défavorables, le patinage semble peu à craindre.

Les causes qui abaissent le coefficient d'adhérence peuvent être tout à fait locales (goutte d'huile répandue sur le rail, par exemple), l'adhérence peut donc varier d'un essieu accouplé à l'autre et il s'ensuit que les essieux peuvent patiner *individuellement*, mais grâce à la liaison mécanique par bielles d'accouplement, les essieux ne peuvent prendre les uns par rapport aux autres que les déplacements élémentaires que permet le jeu des bielles ; une fois ce jeu épuisé, les essieux les moins adhérents s'appuient sur les autres et le patinage a chance de cesser.

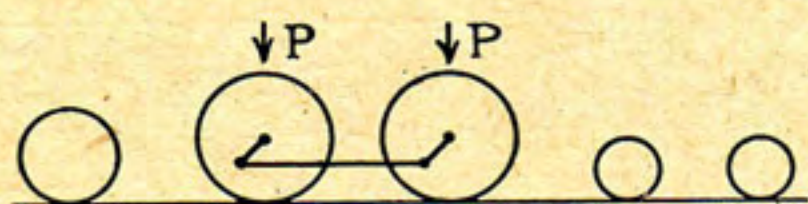


Fig. 58.

Dans le cas d'une locomotive à 4 cylindres, à 2 essieux accouplés, également chargés — une locomotive Atlantic par exemple — (fig. 58) et dans laquelle chaque groupe de cylindres commande un essieu différent, les bielles d'accouplement n'ont

d'autre rôle que de minimiser les risques de patinage en empêchant les essieux de patiner individuellement.

Nous montrerons § E page 52 comment l'effort de traction varie pendant un tour des roues motrices et comment varie aussi le couple moteur. Or, ce sont les maxima de ces efforts qui, en dépassant l'adhérence, risquent de déclencher le patinage. Il y a donc le plus grand intérêt à avoir un couple moteur aussi uniforme que possible.

Les variations maxima se rencontrent dans les locomotives à 2 cylindres et dans celles à 4 cylindres égaux et à manivelles calées à  $180^\circ$  attaquant un seul essieu.

*Remarques.* — 1°) Il y a toujours avantage, du point de vue de l'adhérence, à donner aux essieux moteurs, la charge maximum permise par la résistance de la voie.

2°) A égalité de poids adhérent total, c'est la locomotive qui présente le plus petit nombre d'essieux qui aura la moindre tendance au patinage parce que la charge par essieu accouplé est plus élevée.

### C. — Courbes caractéristiques.

#### Vitesse critique et vitesse de régime.

L'expérience montre que l'effort de traction *indiqué*  $F_i$  diminue au fur et à mesure que la vitesse augmente selon une courbe telle que *AB*, courbe qui se rapproche d'une hyperbole (fig. 59).



Mais l'effort de traction  $F$  ne peut jamais dépasser l'adhérence, sans quoi la locomotive patinerait ; si, pour fixer les idées, l'adhérence  $fP$  est égale à 4000 kg, l'effort de traction sera, dans la partie supérieure de la courbe, limité par l'horizontale  $CD$ .

L'effort de traction *indiqué* disponible sera  $CDB$  (1).

Reportons sur la même figure, (fig. 60), la courbe  $EF$  de la résistance à la remorque  $r_{l+t}$  de la locomotive et de son tender (résistance interne du mécanisme et résistance au roulement), la voie étant supposée de niveau et en alignement droit (voir page 21).

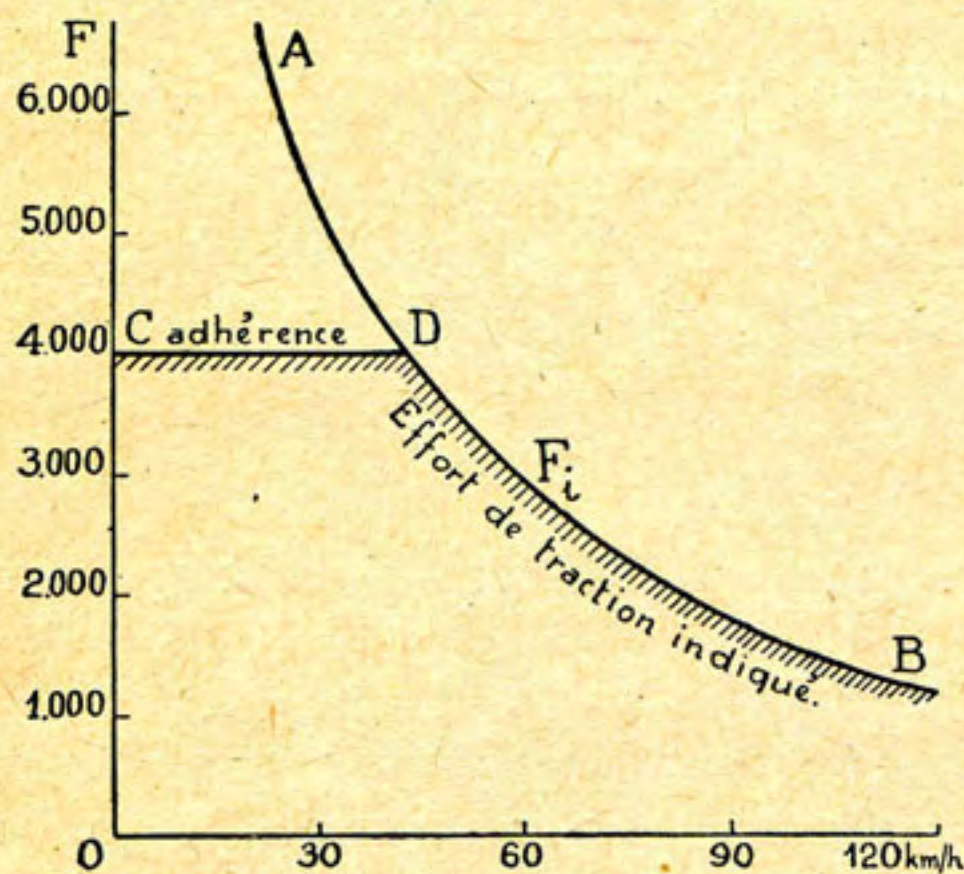


Fig. 59. — Variation de l'effort traction indiqué avec la vitesse.

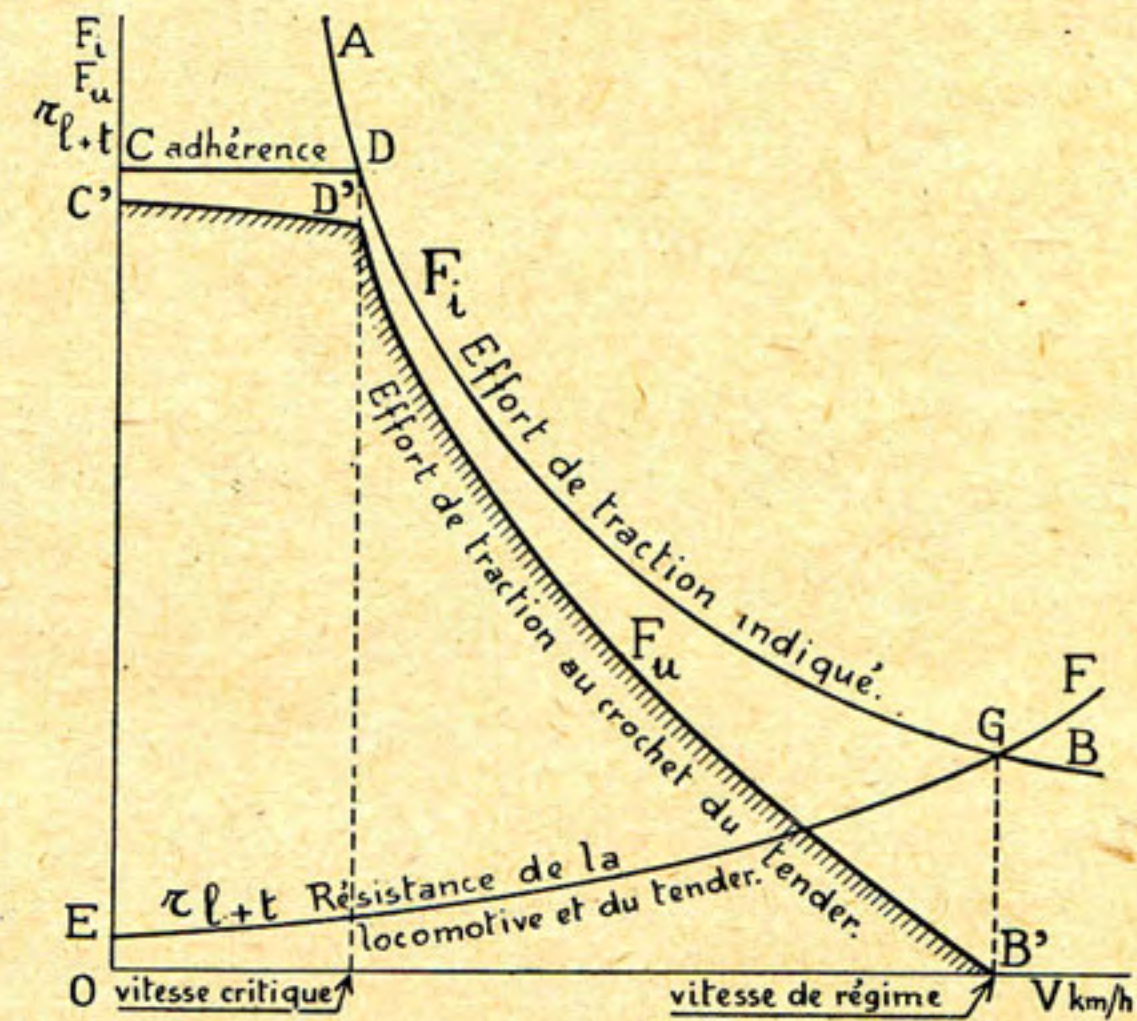


Fig. 60.

Le point d'intersection  $G$ , où l'effort de traction indiqué est égal à l'effort résistant, correspond à la *vitesse de régime* c'est-à-dire à la vitesse que la locomotive, roulant à vide, pourra soutenir indéfiniment sur une ligne de niveau et en alignement droit.

Si nous soustrayons point par point les ordonnées de la courbe  $EF = r_{l+t}$  de la courbe  $CDB$  de l'effort indiqué, nous obtiendrons la courbe  $C'D'B'$  représentant l'effort de traction au *crochet du tender* c'est-à-dire l'effort de traction *utile*  $F_u$ . Celui-ci diminue avec la vitesse encore plus rapidement que  $F_l$  et s'annule en  $B'$ , vitesse pour laquelle la locomotive ne peut plus que se remorquer elle-même, tender compris.

(1) La courbe  $DB$  représente réellement l'effort de traction *indiqué*, mais l'horizontale  $CD$ , correspondant à un effort de traction *limité par l'adhérence*, représente en réalité l'effort disponible à la *jante*. Par conséquent l'effort indiqué, de 10 à 15 % supérieur à l'effort à la jante, devrait être représenté par une horizontale se situant au-dessus de  $CD$ .

*Pratiquement*, cette distinction n'a pas une grande importance puisque l'ordonnée  $OC$  dépend du coefficient d'adhérence sur la valeur duquel pèse une grande incertitude (voir page 39).



Le point  $D'$  (fig. 60) correspond à la *vitesse critique*  $V_c$  ainsi appelée parce qu'à partir de cette vitesse le fonctionnement de la locomotive change de régime.

— au-dessous de la vitesse critique, l'effort de traction est limité par l'adhérence et la locomotive n'utilise pas la production maximum de la chaudière ;

— au-delà de la vitesse critique, la locomotive utilise tout l'effort de traction que permet la production de la chaudière.

Les deux tracés  $CDB = F_t$ ,  $C'D'B' = F_u$  caractérisent bien les propriétés pratiques d'un type donné de locomotive, c'est pourquoi on les appelle *diagrammes caractéristiques* ou *courbes caractéristiques* de la locomotive.

La courbe caractéristique  $F_u$  de l'effort de traction au crochet du tender devrait être tracée pour chaque locomotive, elle comporte :

— une partie  $C'D'$  qui se rapproche de l'horizontale et pour laquelle l'effort de traction utile est limité par l'adhérence,

— et une autre partie  $D'B'$  pour laquelle l'effort de traction est limité par la puissance de vaporisation de la chaudière.

\* \* \*

Mais ce qui nous intéresse, c'est la façon dont se comporte la locomotive lorsqu'elle remorque un train.

Si nous supposons connue (chapitre II) la loi de variation de la résistance que le

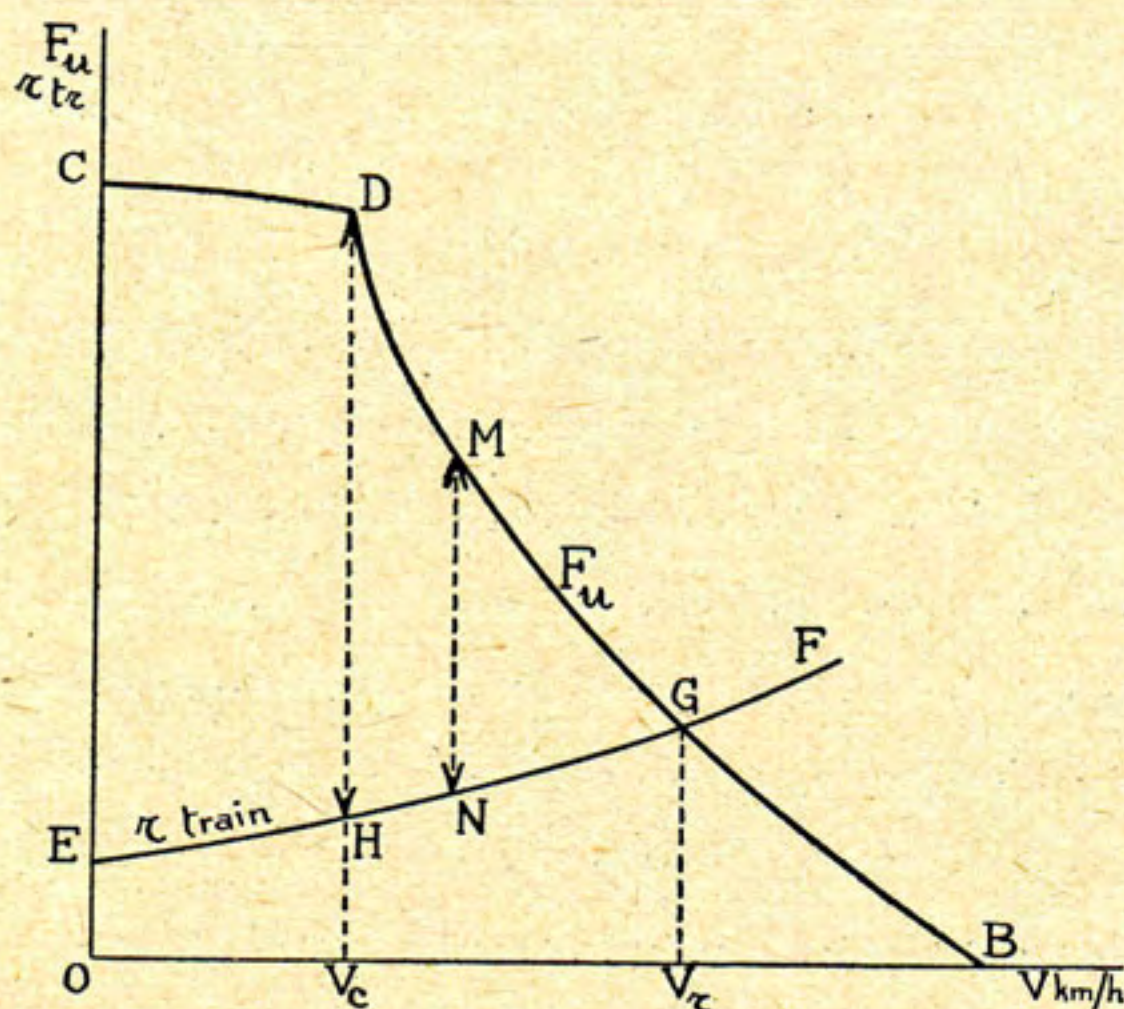


Fig. 61. — Réduction, en fonction de la vitesse, de l'effort disponible pour l'accélération.

train présente à la remorque, laquelle augmente avec la vitesse et si nous la représentons sur la fig. 61 par la courbe  $EF$ , nous constatons qu'au point d'intersection  $G$  correspondant à la vitesse  $V_r$  km/h, il y a équilibre entre l'effort de traction  $F_u$  développé et la résistance à vaincre,  $V_r$  représente donc la vitesse uniforme, la marche en régime, que le train peut soutenir indéfiniment ; c'est aussi la vitesse limite, à moins évidemment que le profil de la voie vienne à changer (pente réduisant la résistance à la remorque, alignement droit succédant à une courbe).

#### Force accélératrice.

Les différences d'ordonnée telles que  $DH$ ,  $MN$  (fig. 61) représentent l'effort de traction disponible aux différentes vitesses pour produire l'accélération du train.



Remarquons que la grandeur de ces différences  $DH$ ,  $MN$  diminue rapidement au fur et à mesure que la vitesse augmente et se rapproche du point  $G$  correspondant à la vitesse de régime  $V_r$ , c'est ce qui explique que l'augmentation de la vitesse aux approches de la vitesse de régime  $V_r$  est beaucoup plus difficile à obtenir qu'une augmentation *égale* de vitesse alors que la locomotive roule à une vitesse moindre, telle que  $V_o$  pour laquelle l'effort disponible pour produire l'accélération du train est représenté par la différence d'ordonnée  $DH$ .

D'ailleurs, pour faire passer la vitesse d'un train de  $V_o$  km/h à  $V_o + 1$  km/h, il faut dépenser un travail supplémentaire correspondant à la moitié de l'accroissement de la force vive c'est-à-dire :

$$\frac{m(V_o + 1)^2}{2} - \frac{mV_o^2}{2}$$

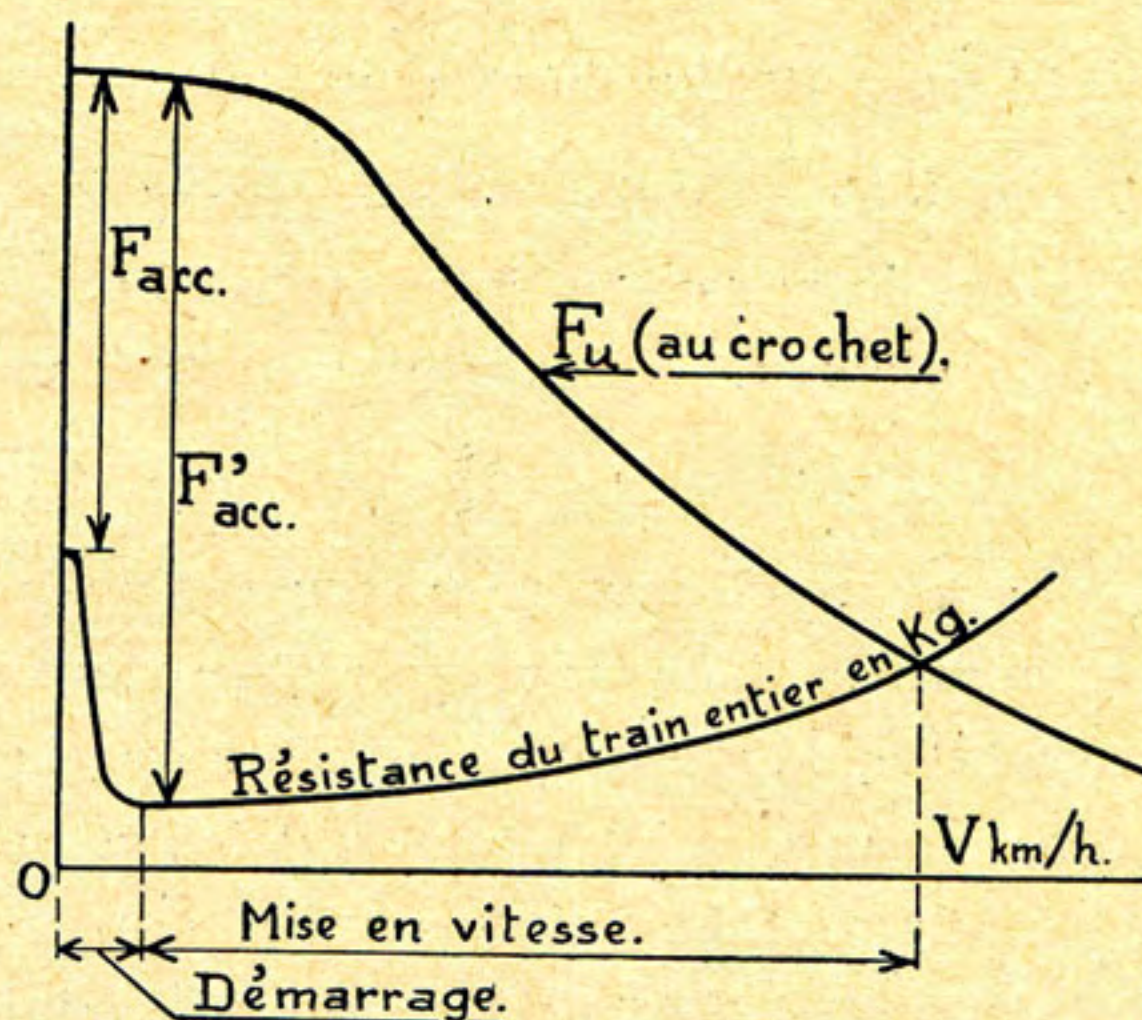


Fig. 62.

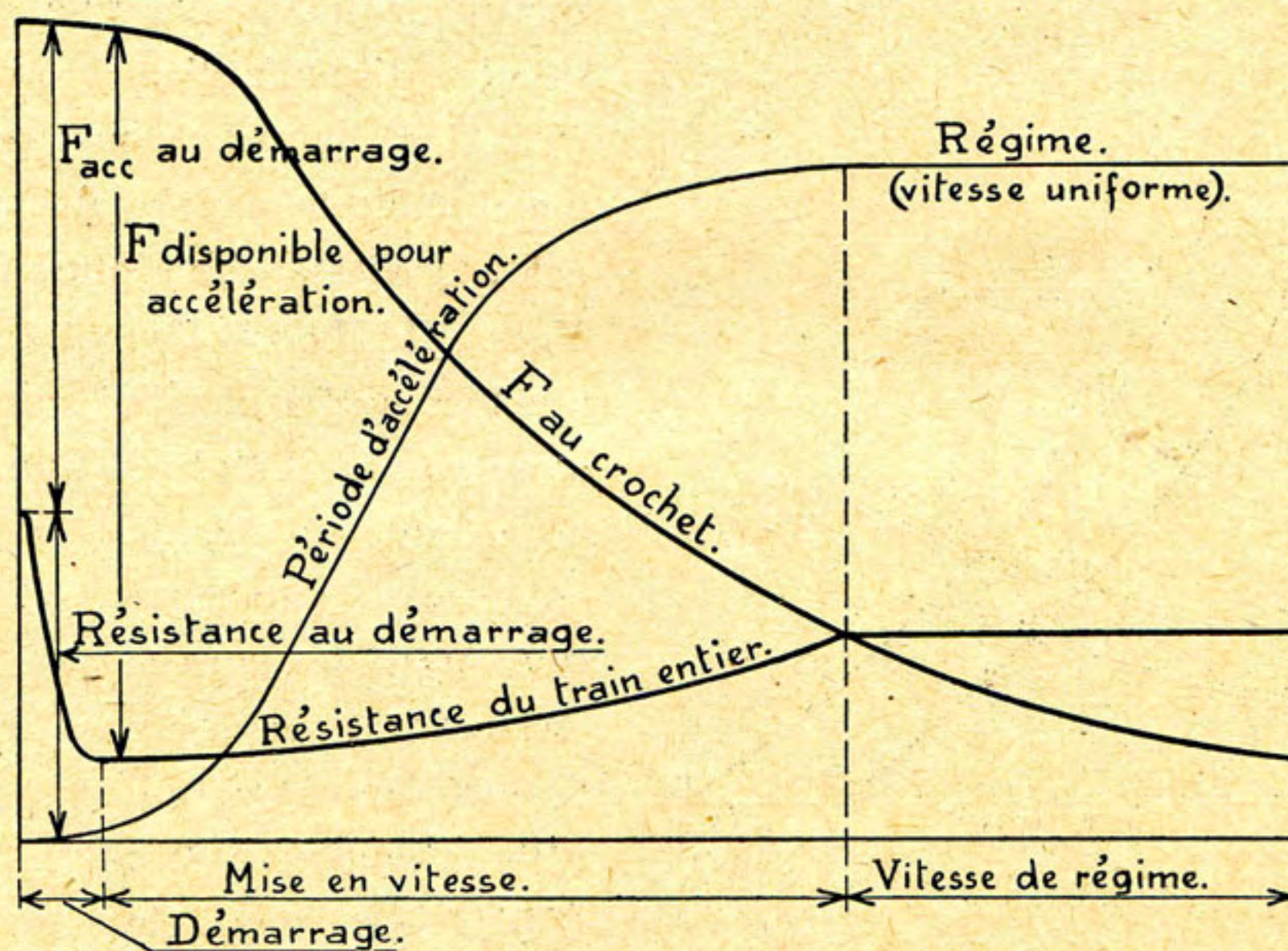


Fig. 63.

or, si  $P$  est le poids du train entier (locomotive et tender compris), on a :

$$\frac{m(V_o + 1)^2}{2} - \frac{mV_o^2}{2} = \frac{P}{2g} [(V_o + 1)^2 - V_o^2] = \frac{P}{2g} (2V_o + 1).$$



La dépense de travail dépend donc de la vitesse initiale  $V_0$ .

Si  $V_0 = 10$  km/h par exemple, la dépense est égale à :  $\frac{P}{2g} \times 21$ .

Si  $V_0 = 100$  km/h, elle devient :  $\frac{P}{2g} \times 201$ .

On dépense donc 10 fois plus de travail pour accroître d'une unité la vitesse, selon que la vitesse initiale est de 10 ou de 100 km/h.

*Conclusion.* — Les grandes vitesses coûtent très cher.

\* \* \*

La figure 62 montre comment s'opère la mise en vitesse. Au moment précis où commence le démarrage, la résistance du train a une valeur momentanément élevée (page 12) ne laissant disponible qu'une force accélératrice  $F_{acc}$ ; mais après quelques tours de roues, la force accélératrice passe à  $F'_{acc}$ .

La figure 63 montre comment on passe de la mise en vitesse à la vitesse de régime pour laquelle l'effort de traction utile équilibre la résistance du train.

\* \* \*

Si l'on connaît les courbes de résistance à la remorque  $EF$ ,  $E'F'$  de trains de compositions diverses que la locomotive peut être appelée à remorquer (fig. 64), on

peut prévoir les performances qu'elle est capable d'accomplir.

Ainsi, pour la remorque d'un train *lourd* dont la courbe de résistance est  $E'F'$ , la vitesse de régime rétrograde de  $V_r$  en  $V'_r$ . Mais si l'on attelle à ce train une locomotive *plus puissante* c'est-à-dire ayant une chaudière plus grande et possédant un poids

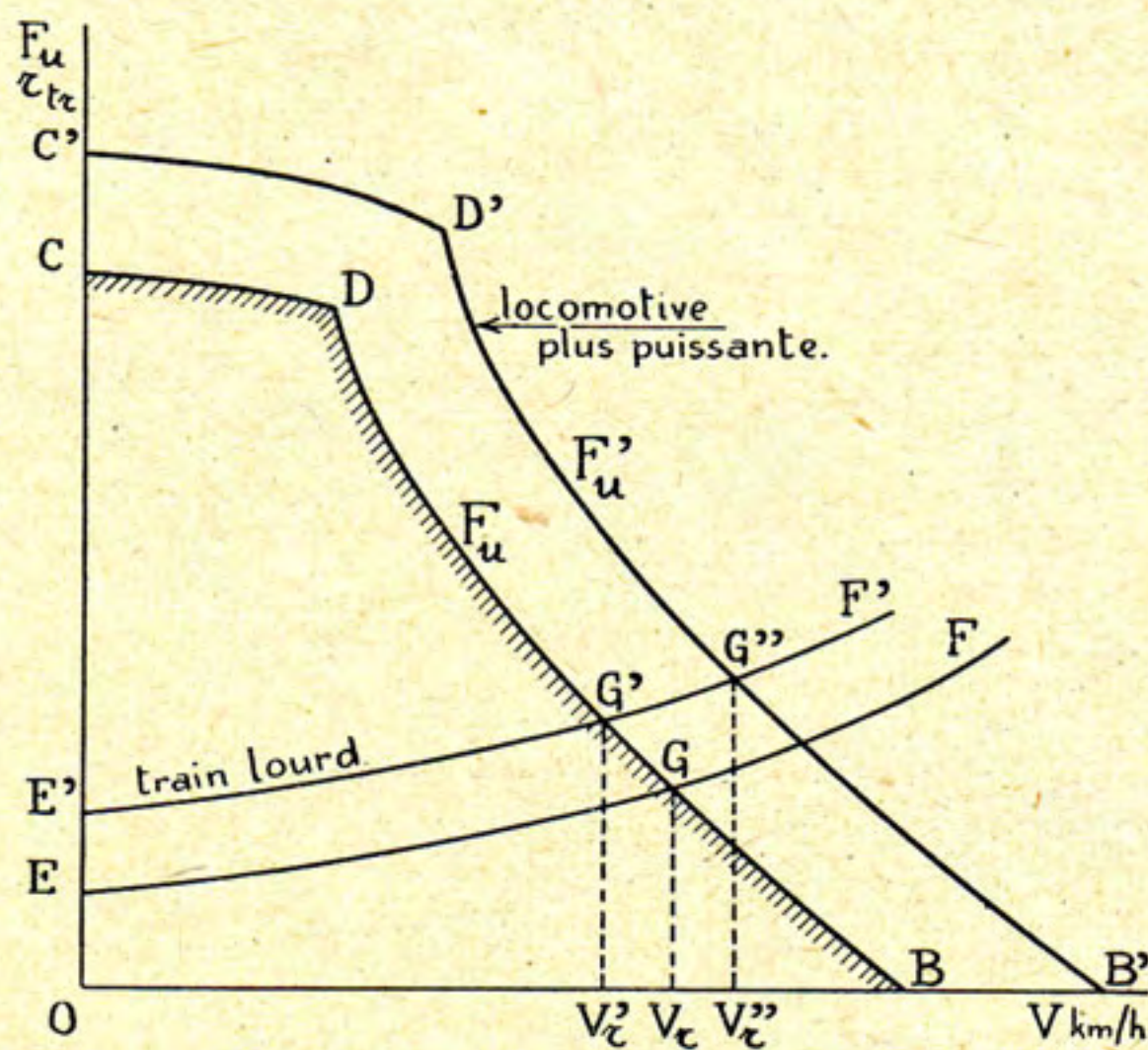


Fig. 64.

adhérent supérieur (fig. 64), la courbe caractéristique de l'effort de traction utile pourra être  $C'D'B'$  et, pour le

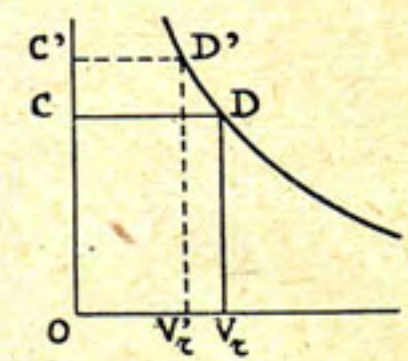


Fig. 65.

*même* train lourd à remorquer, la vitesse de régime pourra remonter jusqu'en  $V''_r$ .

Si on relevait l'adhérence en ajoutant un essieu accouplé (fig. 65) *mais en conservant la même chaudière*, la vitesse *critique*, pour laquelle le diagramme change d'allure, serait abaissée ( $V'_r$  au lieu de  $V_r$ ).



Si l'on donnait à remorquer à une locomotive pour laquelle  $F'_u = C'D'B'$  un train plus rapide mais moins lourd dont la courbe de résistance est  $E'F'$  (fig. 66) la vitesse de régime pourrait venir en  $V'_r$ .

**Traction en rampe.**

Si la courbe de résistance d'un train quelconque est  $EF$  (fig. 67), lorsque la locomotive aborde une rampe de  $\alpha$  mm par mètre, la résistance à la remorque augmente de  $\alpha$  kg par tonne de train entier (voir page 17). Cette résistance due à la

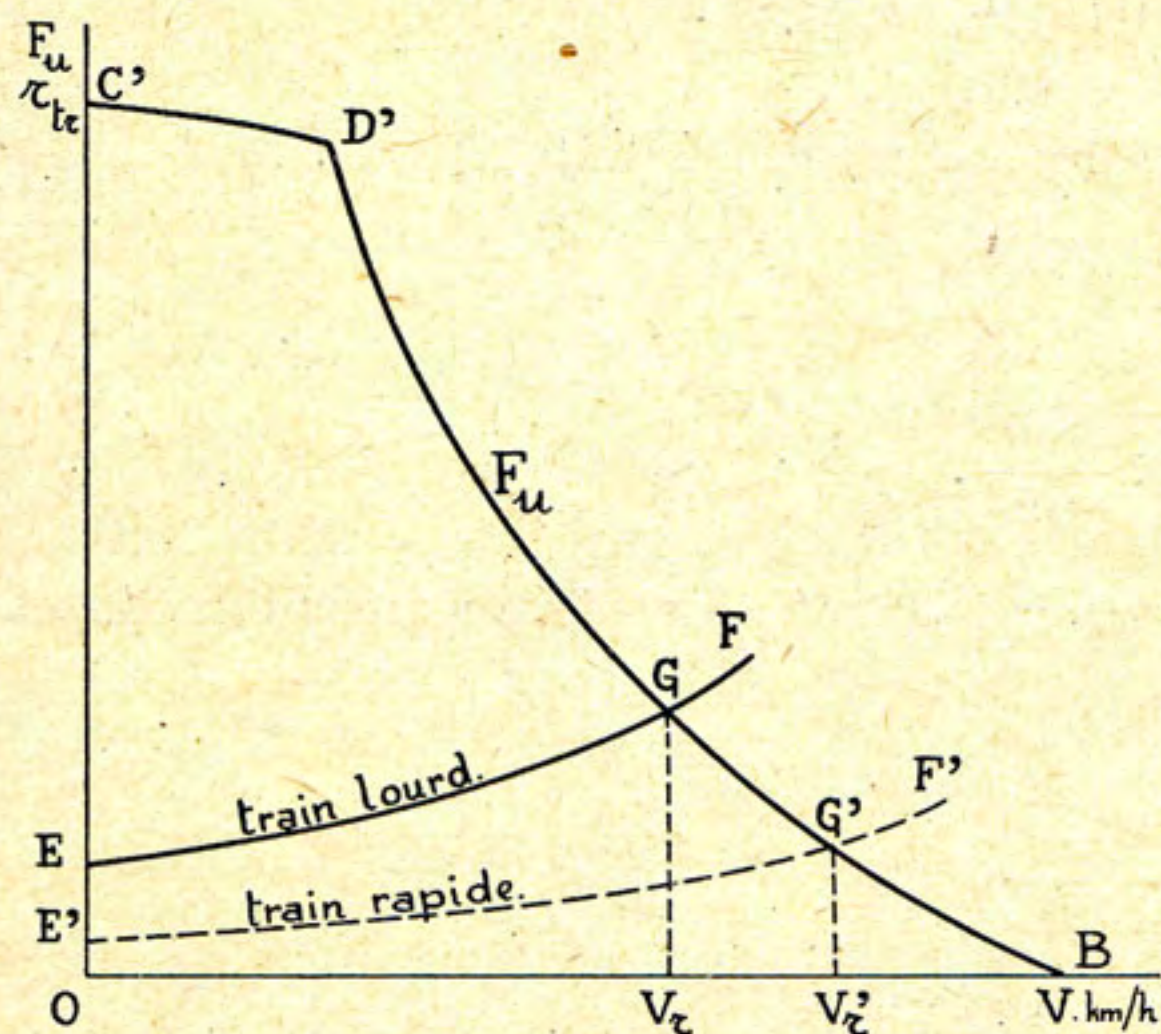


Fig. 66.

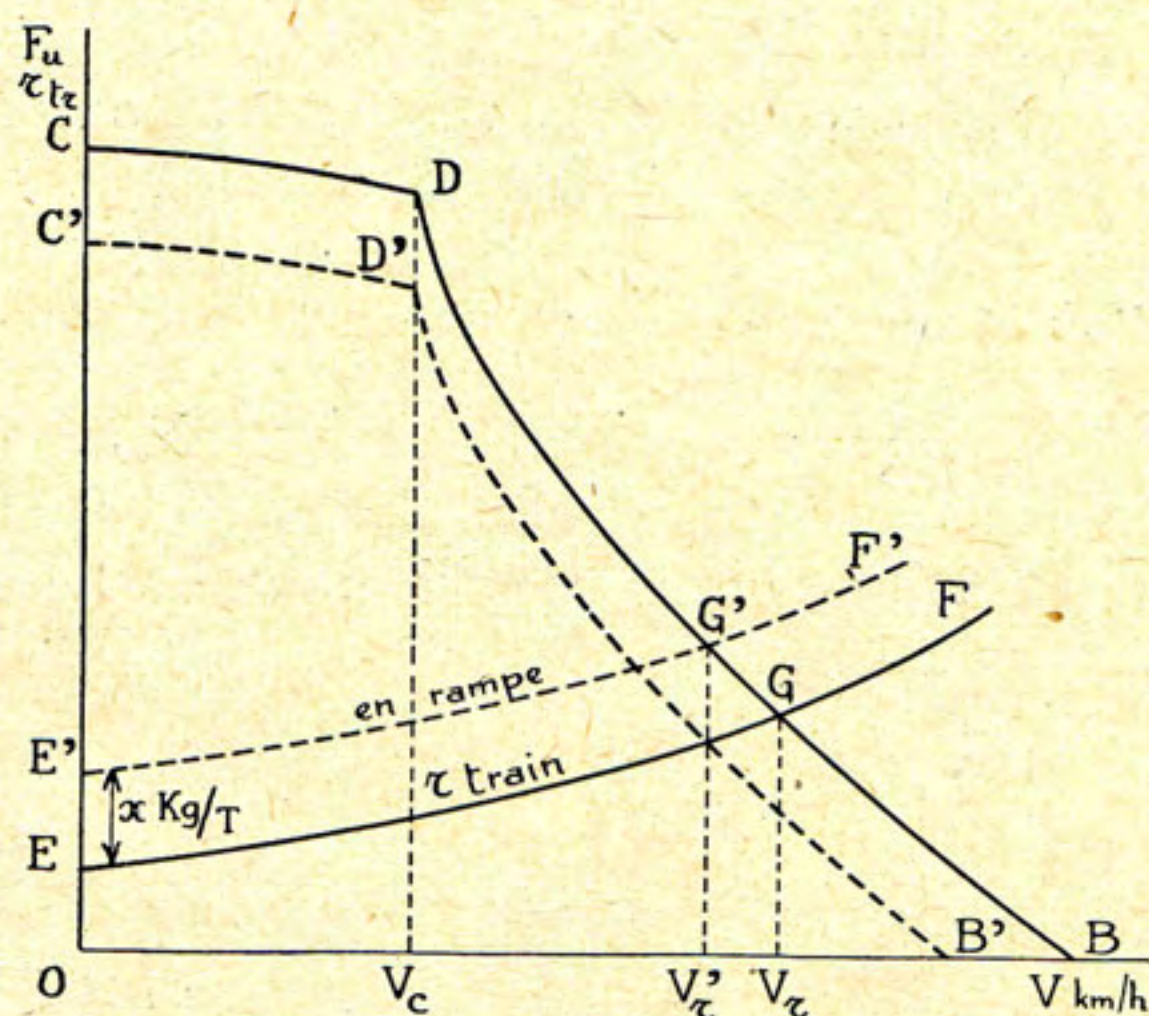


Fig. 67.

gravité reste constamment égale à elle-même quelle que soit la vitesse, de sorte que la courbe  $EF$  se déplacera en  $E'F'$  parallèlement à elle-même de  $\alpha$  kg/t et la vitesse de régime reculera de  $V_r$  à  $V'_r$ .

Mais la *vitesse critique*  $V_c$  ne changera pas car c'est comme si nous descendions la courbe de l'effort de traction parallèlement à elle-même d'une hauteur  $CC' = E'E$ . La *vitesse critique* est donc indépendante de l'inclinaison de la voie.

La résistance supplémentaire due à une *courbe*, tout en s'exprimant différemment, aurait les mêmes effets.

\* \* \*

*Conclusions.* — On peut déduire de toutes ces considérations que l'ingénieur de chemins de fer aura une double préoccupation :

- a) abaisser la courbe des résistances  $EF$  (fig. 61),
- b) relever la courbe des efforts de traction utiles  $CDB$  (fig. 61) pour augmenter les différences d'ordonnée  $MN$  représentant l'effort accélérateur disponible ou reculer vers la droite le point d'intersection  $G$  déterminant la vitesse de régime  $V_r$ .



Pour abaisser la courbe des résistances, l'ingénieur devra :

1°) construire *la voie* de manière à réduire autant que possible la résistance au roulement et les résistances supplémentaires dues aux rampes et aux courbes ;

2°) construire le *matériel roulant* de manière à réduire la résistance à la remorque aux différentes vitesses.

\* \* \*

#### D. — Puissance de la locomotive.

La puissance exprimant le travail développé dans l'unité de temps est égale à

$$N = F_t \times v^{m/sec}$$

d'où la puissance en chevaux

$$N_{cv} = F_t \times \frac{v^{m/sec}}{75}.$$

Mais, en matière de chemins de fer, la vitesse des trains s'exprime en km/h et non en m/sec.

Or,

$$v^{m/sec} = \frac{V^{km/h}}{3,6}$$

$$N_{cv} = \frac{F_t \times V^{km/h}}{75 \times 3,6} = \frac{F_t \cdot V^{km/h}}{270}. \quad (1)$$

Une même puissance de locomotive peut donc se dépenser soit à faire de la vitesse en développant un faible effort de traction, c'est-à-dire en tirant une faible charge, c'est, en général, le cas des locomotives à voyageurs ; soit à rouler à faible vitesse en exerçant un grand effort de traction, c'est le cas des locomotives à marchandises.

L'effort de traction lui-même peut, toutes choses égales, être d'autant plus grand que le diamètre des roues motrices et accouplées est plus petit, ( $F = \frac{n}{2} \cdot p_m \cdot \frac{d^2 \cdot l}{D}$  formule 4 page 31), c'est ce qui justifie les petites roues motrices et accouplées dont sont munies les machines à marchandises comparées à celles des machines à voyageurs.

A moins que l'on envisage la puissance maximum que la locomotive peut développer, la notion de puissance n'a de valeur précise que si l'on spécifie en même temps la vitesse et l'effort de traction correspondant à cette vitesse.

Remarquons encore que la *force* d'une locomotive est caractérisée par son effort de traction maximum et nous savons que celui-ci est limité par le poids adhérent c'est-à-dire par le poids que les essieux moteurs et accouplés supportent.



Quant à *la puissance* d'une locomotive, elle est mesurée par le travail maximum qu'elle peut faire *en un temps donné* et celui-ci résulte de la capacité de production de la chaudière.

Les locomotives à *voyageurs de grande vitesse* doivent avant tout pouvoir disposer d'une grande puissance de vaporisation et leur chaudière n'est jamais trop grande ; les locomotives à *marchandises* doivent, avant tout, être *fortes* et, chez elles, c'est le poids adhérent qui n'est jamais trop grand (1).

L'effort de traction pouvant être considéré comme constant pendant la période de démarrage (fig. 59), on peut dire que pendant cette période, la puissance  $N = \frac{F_t \cdot V_{\text{km/h}}}{270}$  est proportionnelle à la vitesse (fig. 68, *zone ob*).

Au fur et à mesure que la vitesse croît en partant de zéro, la chaudière fournit à chaque tour de roue la quantité de vapeur demandée par les cylindres pour que l'effort de traction puisse se développer.

Mais lorsque la vitesse atteint une certaine valeur, la quantité de vapeur appelée par les cylindres devient telle que la chaudière ne peut plus la fournir.

Dès ce moment, le mécanicien est obligé de réduire le degré d'admission aux cylindres ; mais, comme cette modification améliore le rendement du diagramme d'indicateur, il s'ensuit que l'effort de traction ne diminue pas trop vite, la vitesse continue à s'accroître de sorte que la puissance développée par la quantité de vapeur produite par la chaudière va encore en augmentant.

La puissance indiquée ne croît cependant plus proportionnellement à la vitesse (*zone bc*).

Si la vitesse continue à croître, le diagramme d'indicateur subit une autre modification qui, cette fois, est défavorable. Les effets d'étranglement aux différents passages de la vapeur dans les cylindres prennent de plus en plus d'importance et réduisent sensiblement la surface réelle du diagramme. A partir d'une certaine vitesse, on constate effectivement que la puissance indiquée que la locomotive est capable de produire, tend à diminuer (*zone cd*).

Il y a donc, pour une machine déterminée, *une vitesse optimum* à laquelle le maximum de puissance est produit.

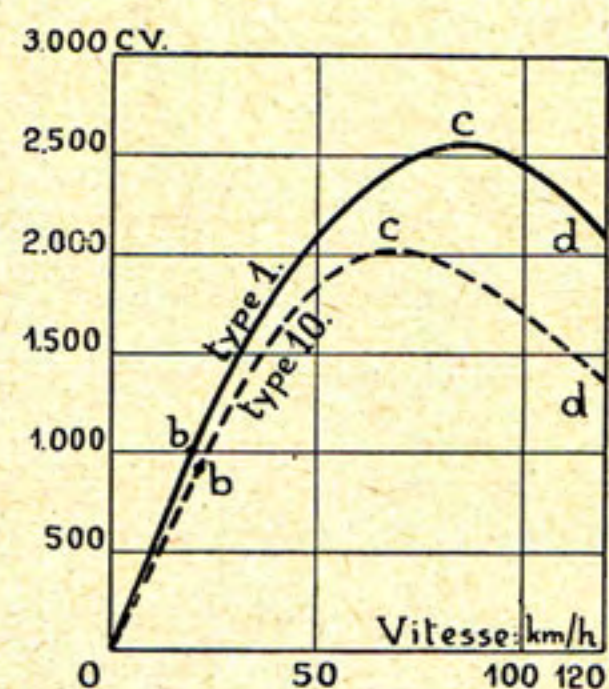


Fig. 68. — Courbes de puissance des locomotives types 10 et 1 de la S. N. C. B.

(1) Dans les locomotives *électriques*, la limite de puissance est celle des centrales alimentant la ligne de prise de courant.



La figure 69 représente la courbe de puissance de la locomotive Atlantic type 12 de la S. N. C. B.

Reportons sur le même diagramme (fig. 70), les courbes théoriques de l'effort de traction et de la puissance :

1°) Nous savons que l'effort de traction  $F_t$  diminue avec la vitesse suivant une courbe  $ABC$ . Il est limité dans sa partie supérieure  $AB$  par l'adhérence  $DB$ , la courbe utile de l'effort de traction étant  $DBC$ .

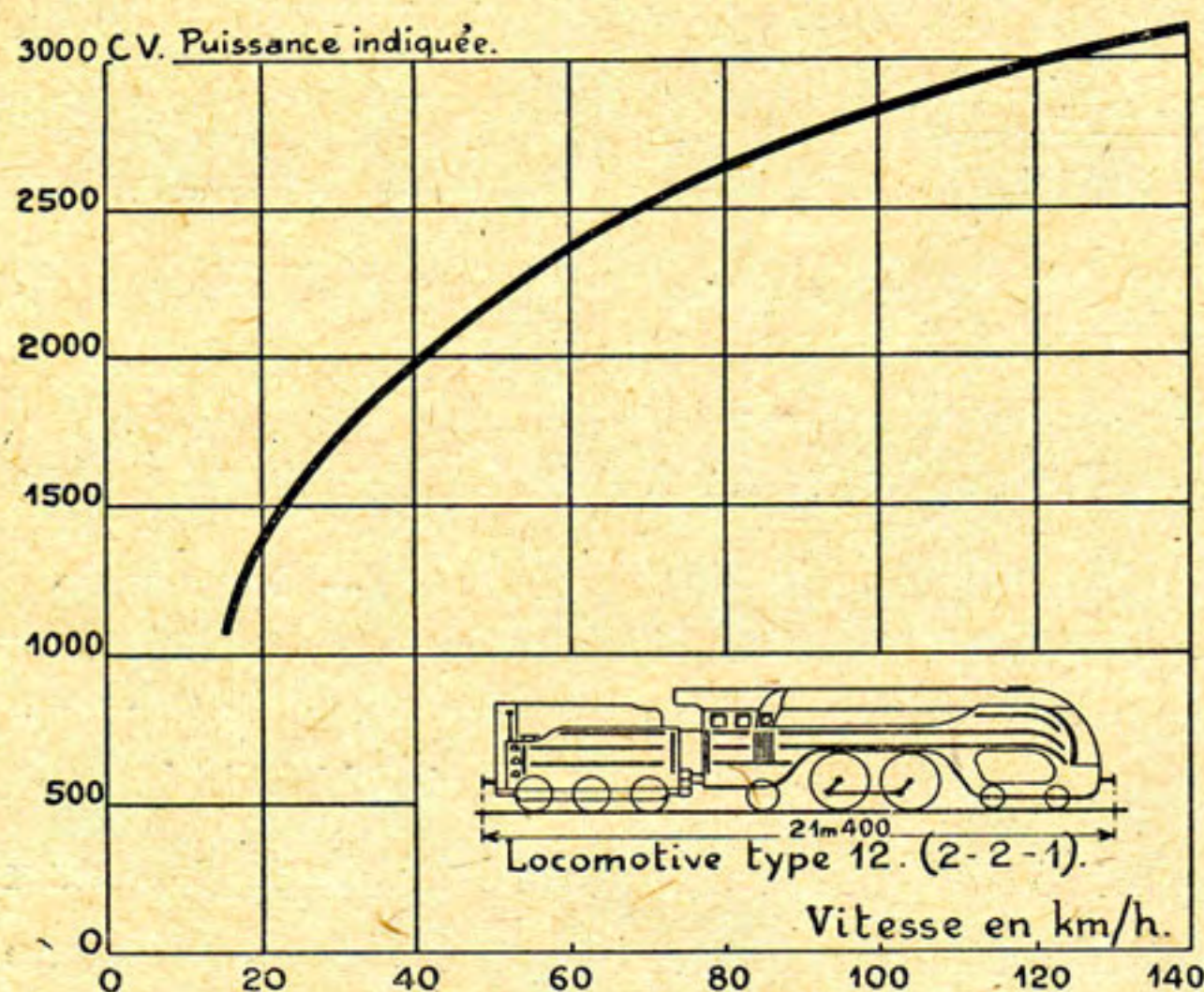


Fig. 69. — Courbe de puissance de la locomotive type 12 de la S. N. C. B.

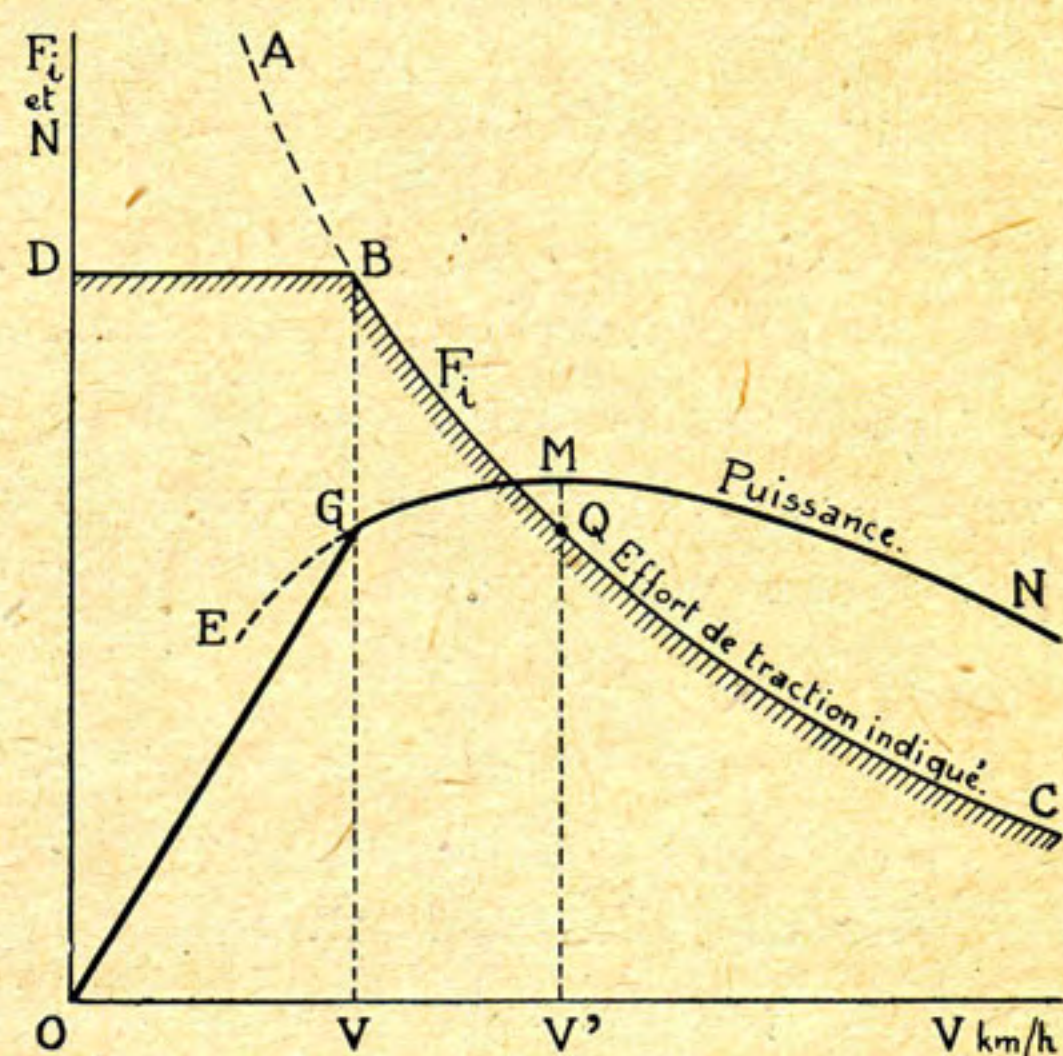


Fig. 70.

L'effort de traction  $F_t$  a une valeur très élevée au démarrage, il est constant jusqu'à la vitesse  $V$ , puis il décroît rapidement.

2°) Quant à la *puissance*, comme elle est le produit de l'effort de traction par la vitesse, elle est représentée par une courbe telle que  $OGMN$ .

A partir de la vitesse  $V$ , la puissance de la locomotive (fonction de la puissance de la chaudière et du rendement thermique) ne varie qu'assez peu avec la vitesse.

A la *vitesse optimum*  $V'$ , correspondant à la *puissance maximum*  $V'M$ , on constate que la valeur  $V'Q$  de l'effort de traction est notablement inférieure à sa valeur maximum  $OD$ , réalisée au démarrage et soutenue jusqu'à la vitesse  $V$ .

#### Puissance massique.

Une notion intéressante est celle de la *puissance massique* ou puissance par unité de poids.



La locomotive Pacific type 1 pour trains de voyageurs de la S. N. C. B. pèse, avec son tender complètement chargé, 211 t (1), elle peut développer au maximum 2.680 CV<sub>i</sub> (1.730 CV<sub>u</sub>). Sa puissance massique est donc de 13 CV<sub>i</sub>/t (8 CV<sub>u</sub>/t).

Quant à la locomotive Atlantic type 12, pour trains de voyageurs plus rapides, elle pèse 144 t (1) avec son tender complètement chargé, elle peut développer 2.700 CV<sub>i</sub> (1.750 CV<sub>u</sub>). Sa puissance massique est de 19 CV<sub>i</sub>/t (12 CV<sub>u</sub>/t).

Si nous renversons le rapport en traduisant la puissance massique *par le poids par cheval*, nous aurons :

$$\text{locomotive type 1 : } \frac{211.000 \text{ kg}}{2.680 \text{ CV}_i} = 78 \text{ kg/CV}_i$$

$$\left( \frac{211.000 \text{ kg}}{1.730 \text{ CV}_u} = 121 \text{ kg/CV}_u \right).$$

$$\text{locomotive type 12 : } \frac{144.000 \text{ kg}}{2.700 \text{ CV}_i} = 54 \text{ kg/CV}_i$$

$$\left( \frac{144.000 \text{ kg}}{1.750 \text{ CV}_u} = 84 \text{ kg/CV}_u \right).$$

Les avantages d'une puissance massique élevée c.-à-d. d'un faible poids par cheval sont les suivants :

1°) A égalité de puissance, possibilité de remorquer de plus fortes charges ; ce qu'on gagne en poids sur la locomotive peut être reporté sur la charge utile. C'est un avantage important, surtout en rampe.

2°) Le poids plus faible par unité de puissance se traduit par une réduction des dimensions d'encombrement ; il en résulte qu'on peut augmenter encore la puissance tout en restant dans les limites du gabarit.

Le plus faible poids retarde aussi le moment où la charge limite par essieu est atteinte.

(1)

Locomotive	Type 1 Pacific	Type 12 Atlantic
Locomotive seule	126 t	89,2 t
Tender à vide	36,7 t	23 t
Eau	38 m <sup>3</sup>	24 m <sup>3</sup>
Charbon	10,5 t	8 t
	211,2 t	144,2 t



3°) Les locomotives *de type courant* se paient au poids, à raison de  $x$  fr par kg (1). Plus le poids sera faible à égalité de puissance, moindre sera le prix d'achat et moins lourdement les charges d'intérêt et d'amortissement pèseront sur le budget du réseau.

Une puissance massique élevée résulte bien plus du calcul serré des dimensions des éléments constitutifs ainsi que du dessin rationnel de ceux-ci que de l'emploi de matériaux à résistance élevée.

### E. — Variation de l'effort moteur.

#### Locomotive à deux cylindres.

Le *moment de rotation* est le produit de deux facteurs variables :

1°) L'effort  $P$  exercé par la vapeur sur le piston (fig. 71) et transmis par la bielle à la manivelle suivant la composante  $Y$ .

2°) Le bras de levier  $OD$  de cet effort.

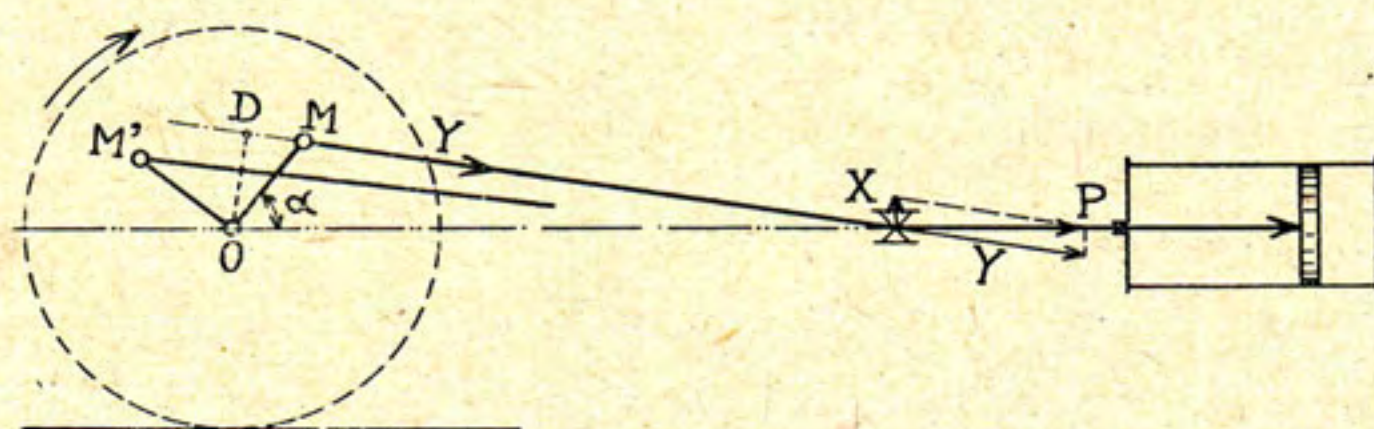


Fig. 71.

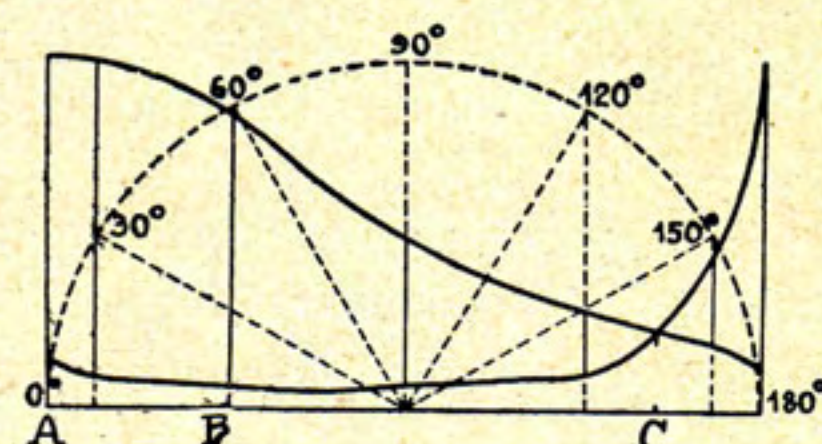


Fig. 72.

1°) L'effort  $P$  sur le piston (fig. 72) est égal à la différence des pressions sur les deux faces. Il est très élevé pendant la période d'admission  $AB$  pour laquelle la pression sur le piston est presque égale à la pression de la chaudière multipliée par la section  $S$  du piston. Il décroît rapidement pendant la détente, s'annule au point  $C$  et devient ensuite négatif, par suite de la contre-pression qui se produit sur l'autre face du piston pendant la période de compression.

2°) Le bras de levier de l'effort est nul aux points morts et passe par un maximum pour une valeur de  $\alpha$  voisine de  $90^\circ$ .

La valeur du moment de rotation passe donc quatre fois par zéro (2 points morts pour le bras de levier, 2 fois nul pour l'effort, point  $C$ ). On peut la représenter par un diagramme polaire dans lequel les vecteurs font avec une direction d'origine des angles égaux à ceux décrits par la manivelle (fig. 73).

(1) Exemple : les locomotives Pacific type 10 de la S. N. C. B., fournies en 1910, ont été payées à raison de 16,18 fr le kg et leur tender  $\frac{16,18}{2} = 8,09$  fr le kg.



Pour la clarté, les longueurs sont portées sur le prolongement de la manivelle, à partir d'un cercle de référence  $OM$ , à l'extérieur ou à l'intérieur de ce cercle selon que le moment est positif ou négatif. On obtient ainsi le diagramme  $D$  pour le cylindre de droite et un diagramme identique  $G$  pour le cylindre de gauche mais décalé en avant ou en arrière de  $90^\circ$  par rapport au premier.

On voit l'ampleur des variations périodiques produites par chacun des pistons et comment elles se compensent pour les deux ensemble en donnant le diagramme  $D + G$ . Ces moments réunis passent ensemble par quatre maxima et quatre minima. Les écarts peuvent atteindre  $20\%$  de la valeur moyenne.

L'effort moteur est donc à chaque demi-quadrant tantôt supérieur, tantôt inférieur à la résistance du train qui peut être regardée comme constante pendant un tour.

Si, au cours de ses variations, l'effort moteur devient supérieur à l'adhérence, il y a patinage des roues motrices.

Il y a donc intérêt à cet égard à ce que les écarts soient minima. Mais il est également intéressant de diminuer ces variations du point de vue de l'uniformité de l'action sur les pièces du mécanisme et notamment du point de vue du moment de torsion qui s'exerce sur les essieux, c'est ce qui se produit quand on augmente le nombre des cylindres, ainsi :

— dans les machines à *trois* cylindres, les manivelles sont calées à  $120^\circ$  (fig. 74) ou bien les deux manivelles extérieures sont calées à  $90^\circ$ , la manivelle intérieure est dirigée suivant leur bissectrice et fait un angle de  $135^\circ$  avec chacune d'elles (fig. 75).

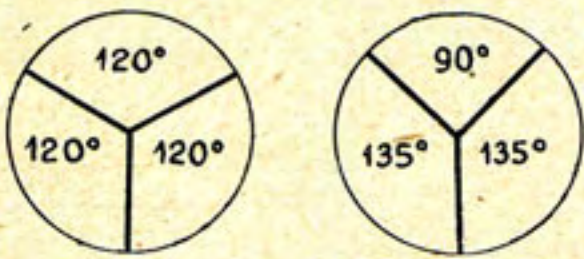


Fig. 74 et 75. — Calage des manivelles dans les locomotives à 3 cylindres.

— dans les locomotives à *quatre* cylindres, les deux manivelles extérieures sont calées à  $90^\circ$  et chacune des manivelles intérieures est orientée à  $180^\circ$  de la manivelle extérieure voisine (fig. 76).



Fig. 76. — Calage des manivelles dans les locomotives à 4 cylindres

Le nombre des cylindres, la disposition des manivelles et le mode d'utilisation de la vapeur (détente simple ou détente fractionnée) réagissent sur la variation de l'effort tangentiel pendant un tour de roue. Sous le rapport de la plus grande régularité du couple, les mécanismes se présentent comme suit dans l'ordre décroissant :

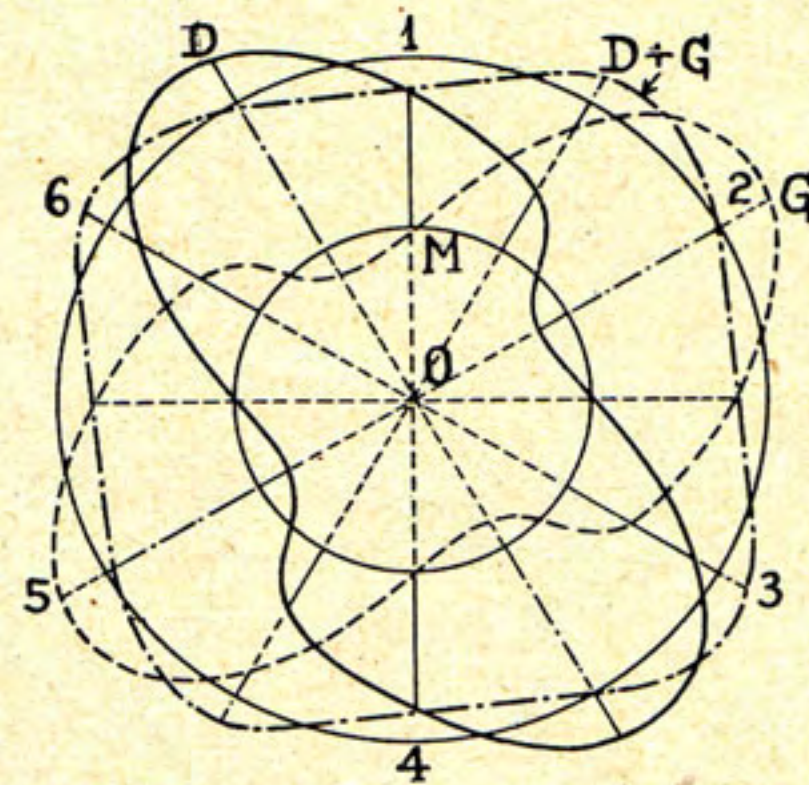


Fig. 73. — Variation du moment de rotation.



- compound à 4 cylindres,
- simple expansion à 3 cylindres,
- » » à 4 cylindres,
- » » à 2 cylindres.

*Remarque.* — Avec la traction électrique, comme avec les locomotives à turbine, la constance de l'effort périphérique sur les roues motrices permet de tabler sur un coefficient d'adhérence plus élevé.

**F. — Le Booster.**

(621.136.7)

Nous savons qu'au démarrage et aux faibles vitesses la puissance de la locomotive est limitée non pas par la capacité de production de la chaudière mais bien par l'adhérence.

Le « booster » (1) est un moteur auxiliaire à vapeur qui, au démarrage et aux faibles vitesses, utilise momentanément la charge qui pèse sur l'essieu *porteur* arrière pour augmenter l'adhérence de A en A' par exemple (fig. 77) et relever ainsi l'effort de traction en utilisant, aux vitesses inférieures à V, la partie disponible de la courbe F'F de l'effort de traction.

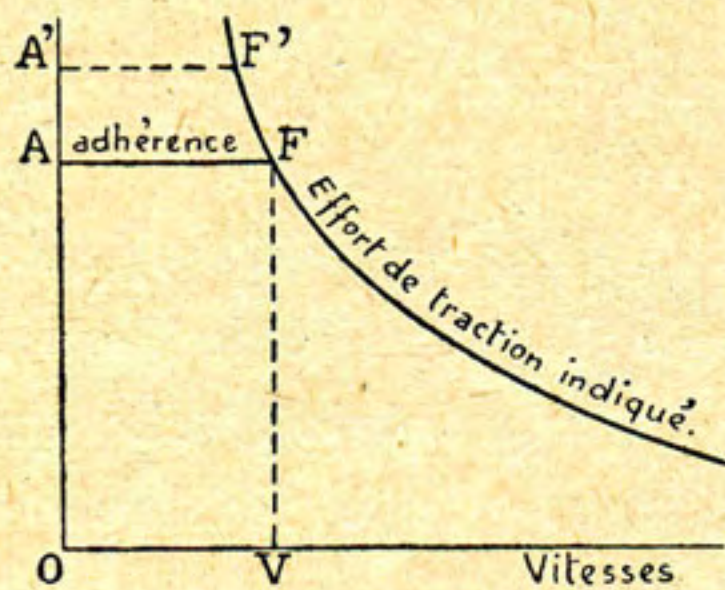


Fig. 77.

Il est employé notamment au démarrage pour accroître l'accélération et aussi à la montée des fortes rampes pour donner un coup de collier.

Inconnu, il y a une trentaine d'années, le booster a été introduit en Europe vers 1923 par la L. N. E. R. mais, à cette époque, le booster était déjà utilisé sur une grande échelle en Amérique (plus de 4.000 appareils en 1939).

L'essieu porteur arrière, supportant le foyer, est fortement chargé, sa charge se rapproche de celle des essieux moteurs et accouplés (2). Si la charge de l'essieu porteur arrière était égale à celle des essieux accouplés, l'augmentation de l'adhérence procurée par le booster pourrait atteindre (fig. 78) :

(1) Booster, du verbe anglais *to boost* = pousser par derrière, donner un coup d'épaule.

(2) S. N. C. B.	Essieu porteur arrière	Essieux accouplés			Bogie
		3 <sup>e</sup>	2 <sup>e</sup>	1 <sup>er</sup>	
Locomotive Atlantic type 12	19,3 t	—	22,4 t	23,4 t	22,1 t
Locomotive Pacific type 1	21,5 t	24 t	24 t	24 t	32,5 t



50 %	dans le cas d'une locomotive Atlantic	
33 1/3 %	id.	Pacific
25 %	id.	Mikado
20 %	id.	Santa Fé.

Ces chiffres montrent dans quels cas l'emploi du booster est le plus intéressant et donnent en même temps la limite des avantages qu'il peut procurer selon le type de machine.

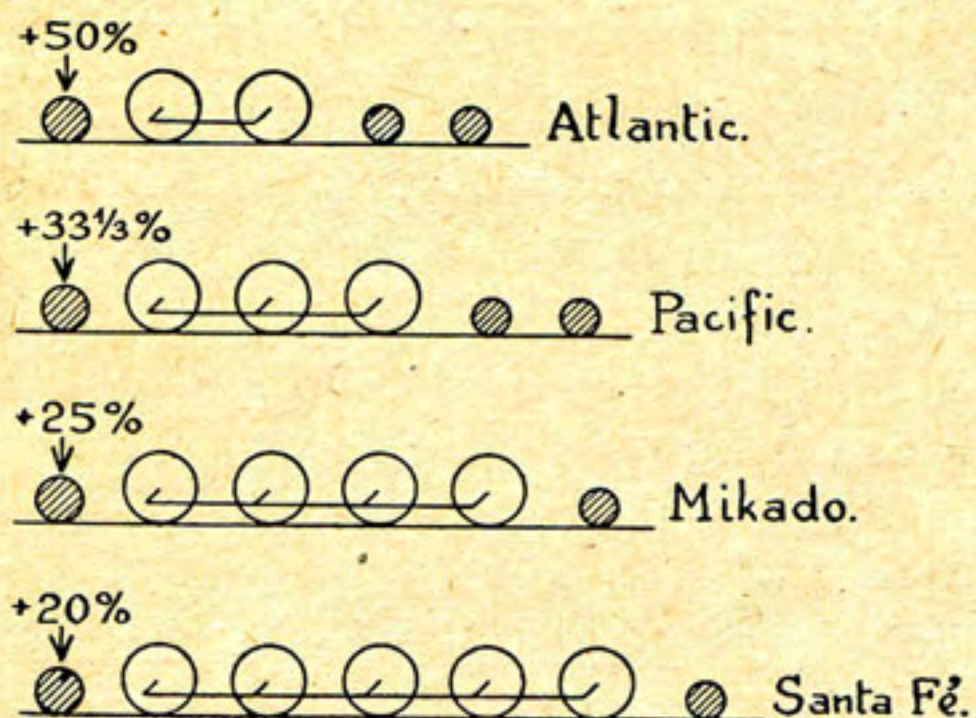


Fig. 78. — Augmentation en % de l'adhérence que peut procurer le « booster » selon le type de machine.

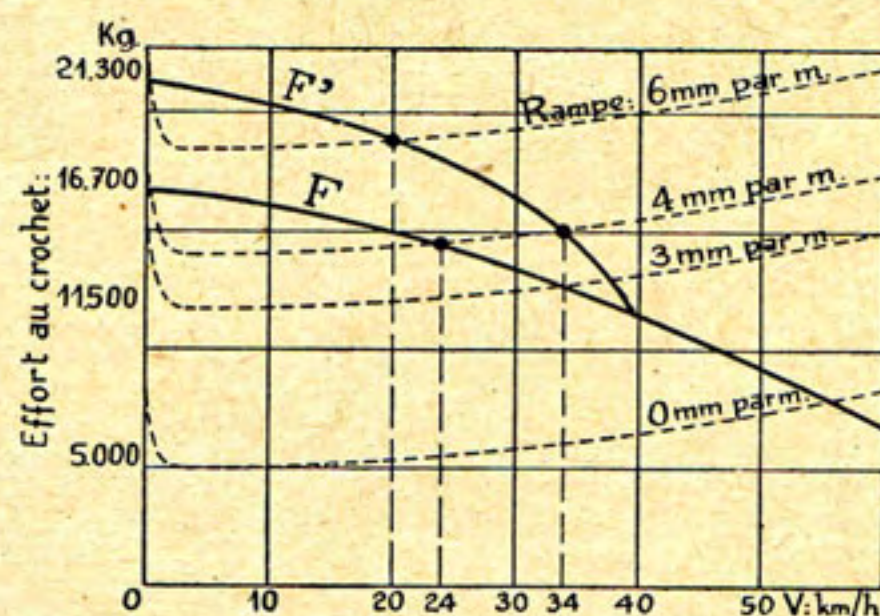


Fig. 79. — Efficacité du « booster » sur une ligne en rampe.

*Exemple montrant l'efficacité du booster.* — La figure 79 se rapporte à la remorque d'un train de 2.270 tonnes par une locomotive Pacific américaine pesant elle-même 181 tonnes, tender compris.

Les courbes en pointillé représentent la résistance du train en fonction de la vitesse sur des rampes croissant depuis le palier jusqu'à 6 mm par m. Chaque millimètre d'inclinaison supplémentaire donne lieu à une augmentation de la résistance du train seul de 2.270 kg (1).

Les courbes en traits pleins  $F'$  et  $F$  montrent la variation de l'effort de traction au crochet du tender, avec et sans booster.

Remarquons tout d'abord que l'accélération augmente plus rapidement que l'effort de traction :

Ainsi, l'effort de traction au démarrage passe de 16.700 kg à 21.300 kg ce qui représente une augmentation de 4.600 kg sur 16.700 kg ou 27 %.

Alors que la force disponible pour l'accélération, mesurée par la différence des

(1) Résistance supplémentaire due à la rampe, voir page 17, = 2.270 t  $\times$  1 kg/t pour chaque mm par mètre d'inclinaison de la rampe.







Le moteur auxiliaire est fixé au châssis de la locomotive, sous la plateforme du mécanicien. Il attaque généralement l'essieu porteur d'arrière au moyen d'un pignon et d'une roue dentée. Le booster s'applique aussi parfois aux deux essieux du bogie arrière qui supporte le foyer comme il peut être installé sous le tender pour faire participer à l'adhérence les essieux de celui-ci.

Le booster est éliminé automatiquement dès qu'on atteint une vitesse fixée d'avance.

Les boosters sont de deux types :

— ceux à *faible vitesse* qui restent en action tant que la vitesse est inférieure à 30 km/h,

— ceux à *grande vitesse* (type Franklin, par exemple) qui se développent de plus en plus et qui agissent jusqu'à ce que la vitesse atteigne 50 km/h.

Les premiers échappent directement à l'atmosphère parce qu'ils ne sont utilisés que très peu de temps au démarrage.

Les boosters à grande vitesse, travaillant plus longtemps, échappent dans la cheminée. Lorsqu'ils sont utilisés sur les machines à marchandises, ils travaillent parfois pendant plus d'une heure.

Les boosters à grande vitesse trouvent avantageusement leur emploi sur les locomotives qui ont un faible poids adhérent par rapport à la puissance élevée de leur chaudière.

L'augmentation de *prix* due à la présence de ce moteur auxiliaire est peu importante relativement au coût total de la locomotive. Quant à l'augmentation de *poids*, elle n'est guère que de 3 tonnes alors qu'elle permet de faire entrer en jeu l'adhérence d'un essieu supplémentaire chargé de 18 à 25 tonnes (1). De ce chef, l'effort de traction peut, dans des conditions moyennes, être augmenté de  $\frac{18}{6} = 3$  tonnes à  $\frac{25}{6} = 4$  tonnes (2).

L'emploi du booster, nécessairement limité aux vitesses réduites pour lesquelles la chaudière fournit un excédent de vapeur, permet :

— pour une charge donnée, de franchir des rampes plus fortes et, dans certains cas, d'éviter le recours à une machine de renfort,

— ou, pour une rampe donnée, d'accélérer notablement la vitesse ;

— ou encore de remorquer des trains avec des locomotives comportant un nombre moindre d'essieux accouplés, circulant ainsi plus facilement dans les courbes.

---

(1) Charges usuelles en Europe. En Amérique, ces charges sont notablement dépassées et atteignent 36 tonnes.

(2) Valeur moyenne du coefficient d'adhérence  $f = 1/6$ .



Lorsqu'on étudie *une nouvelle locomotive de vitesse*, le volume des cylindres doit être judicieusement fixé. En effet, la puissance de la locomotive en projet est limitée

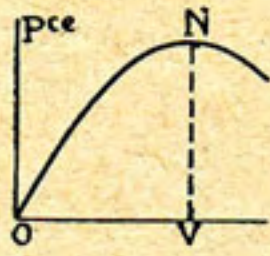


Fig. 80.

par la capacité de production de sa chaudière et elle est représentée par une courbe dont le sommet *N* correspond à la vitesse optimum *V* (fig. 80). Cette vitesse pourra elle-même être d'autant plus élevée que les cylindres seront plus petits puisqu'ainsi l'épuisement de la chaudière sera retardé.

Les locomotives de vitesse devraient donc avoir des cylindres assez petits, mais cela aurait pour effet de réduire l'effort de traction aux vitesses inférieures et partant l'accélération. A ces vitesses inférieures, la chaudière fournit un excédent de vapeur qu'un booster peut précisément absorber pour relever l'effort de traction.



## La Chaudière

(621.133)

## A. — Vaporisation.

Abstraction faite de la question de la surchauffe sur laquelle nous reviendrons, la surface de chauffe de la chaudière se compose de deux parties bien distinctes :

- la surface de chauffe *directe* constituée des cinq parois intérieures du foyer.
- la surface de chauffe *indirecte* formée de la surface intérieure des tubes à fumée.

Le *chaleur totale* engendrée dans le foyer se divise en deux parts :

1°) *la première*, c'est la chaleur contenue dans le combustible incandescent, elle se transmet essentiellement *par rayonnement* aux parois intérieures du foyer, celles-ci la cédant par conductibilité à l'eau qui les baigne sur l'autre face.

On peut se rendre compte de la puissance de ce rayonnement par la chaleur insoutenable que l'on reçoit quand on ouvre la porte du foyer pour examiner le feu.

La température du feu dans le cas de la chauffe au charbon varie de  $1.200^{\circ}$  à  $1.600^{\circ}$  (fig. 81), tandis que celle des parois ne dépasse pas  $200^{\circ}$  à  $250^{\circ}$ .

La température du foyer est d'autant plus faible que la surface de chauffe directe est plus développée.

2°) *la deuxième part*, c'est la chaleur qui est incorporée aux gaz de la combustion. Cette chaleur est transmise par *convection* c'est-à-dire par contact des gaz chauds avec la surface froide des tubes, ceux-ci cédant par conductibilité la chaleur à l'eau qui les entoure.

La transmission par convection est facilitée par le fait que le courant gazeux, partagé entre un grand nombre de tubes, est extrêmement divisé et est en contact avec une très grande surface de métal mince.

L'échange de chaleur est encore accru par la vitesse de circulation, relativement grande, des gaz dans les tubes à fumée, vitesse qui est toujours supérieure à  $15$  m par seconde et atteint jusqu'à  $30$  à  $40$  m par seconde.

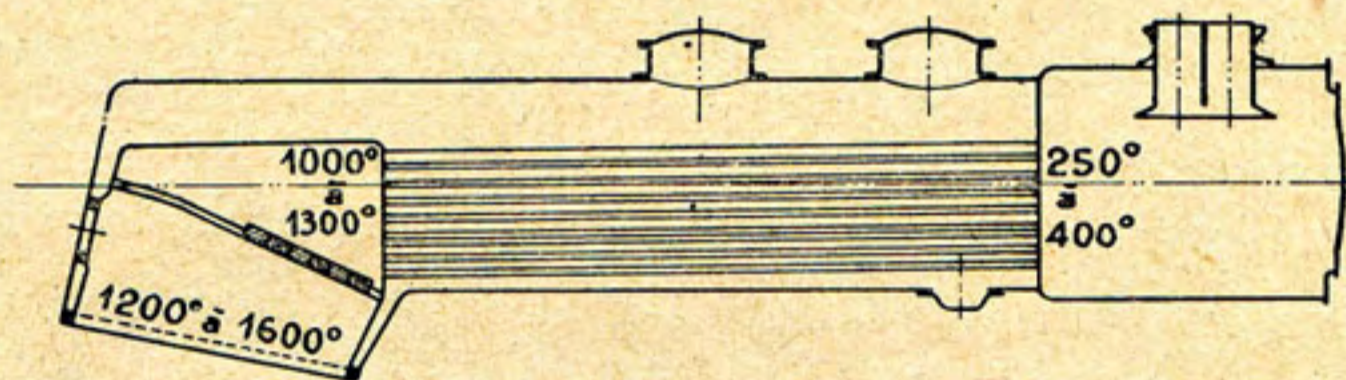


Fig. 81.



Par suite de l'absorption par les parois du foyer de la chaleur rayonnée par le charbon, la température des gaz à l'entrée des tubes à fumée n'est plus que de  $1.000^{\circ}$  à  $1.300^{\circ}$  ; à la sortie du faisceau tubulaire, elle varie entre  $250^{\circ}$  et  $400^{\circ}$  (fig. 81).

La quantité de chaleur qui, *dans le foyer*, est absorbée par *convection*, est faible. Si les parois du foyer sont effectivement léchées par le courant gazeux, la masse même des gaz ne vient pas en contact avec les parois du foyer et passe rapidement du feu dans les tubes à fumée.

Le foyer prend  $\pm 40\%$  de la chaleur totale absorbée par la chaudière ; le reste, soit  $\mp 60\%$  passe par les tubes.

#### **Surface de chauffe directe.**

Sauf le cas où l'on prolonge le foyer par une chambre de combustion, c'est la surface de grille qui détermine l'étendue de la surface de chauffe *directe*.

Dans le passé, on a souvent estimé qu'il y avait intérêt à augmenter le rapport de la surface directe (foyer) à la surface totale ; on espérait ainsi augmenter l'absorption de la quantité de chaleur rayonnée.

Cependant, l'essentiel c'est que les flammes provenant de la combustion puissent se développer dans un volume suffisamment grand *pour que la combustion soit complète avant l'entrée des gaz chauds dans les tubes*.

La quantité de chaleur dégagée par le combustible constitue évidemment un tout qui ne peut être accru par l'augmentation de la surface de chauffe directe. Si la chaleur absorbée par rayonnement était un peu plus faible dans un foyer de petit volume, il en résulterait que les gaz entreraient dans les tubes à une température un peu plus élevée et peut-être faudrait-il allonger quelque peu le faisceau tubulaire. Mais, si l'on rapporte le tout à une même surface de chauffe totale, la différence de température des gaz à la sortie de la cheminée est certainement bien faible.

#### **Surface de chauffe indirecte.**

La température des gaz chauds circulant à travers le faisceau tubulaire décroît rapidement. La surface de chauffe indirecte transmet d'autant moins de chaleur que l'on s'éloigne davantage du foyer.

Il s'ensuit, comme l'ont montré dès 1860-1864, les expériences de *Geoffroy*, Ingénieur du Nord Français, que les faibles avantages à résulter d'une absorption plus complète de la chaleur des gaz obtenue par l'augmentation de la surface de chauffe indirecte, peuvent être annihilés, d'une part, par l'augmentation de la résistance au passage des gaz, d'autre part, par le poids et le coût qui en résultent.



Geoffroy avait divisé une chaudière de locomotive de 73,78 m<sup>2</sup> de surface de chauffe totale en cinq tronçons alimentés d'eau séparément et pourvus chacun d'une soupape de sûreté (fig. 82).

Le premier tronçon comprenant le foyer, comportait 7,14 m<sup>2</sup>, les quatre autres ne comprenaient que des faisceaux de tubes comportant chacun 16,66 m<sup>2</sup>. Ils mesuraient 0,92 m de longueur.

Les taux moyens de vaporisation par m<sup>2</sup> ci-dessous ont été obtenus au cours d'un essai pendant lequel l'intensité de combustion était de 465 kg par heure (briquettes).

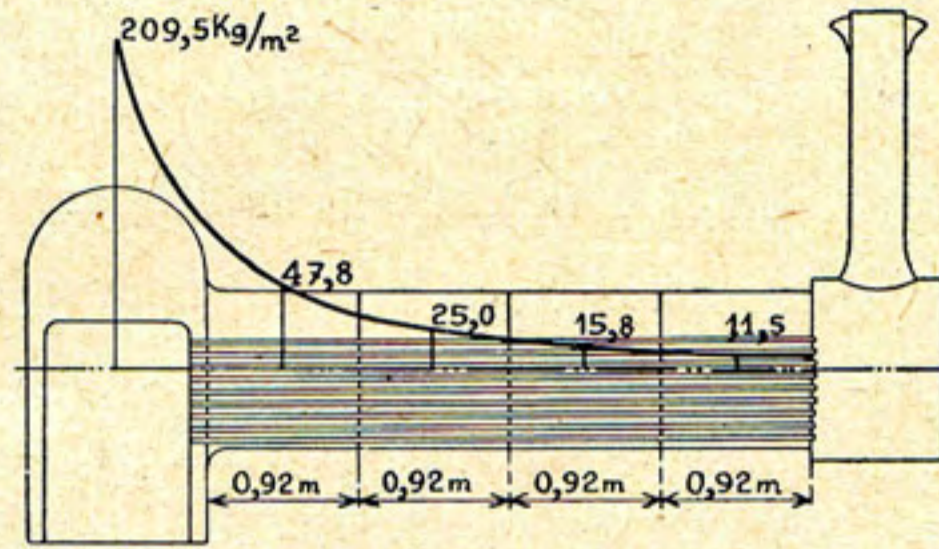


Fig. 82. — Expériences de Geoffroy.

Surface de chauffe directe	Surface de chauffe indirecte				
1 <sup>er</sup> tronçon	2 <sup>e</sup> tronçon	3 <sup>e</sup> tronçon	4 <sup>e</sup> tronçon	5 <sup>e</sup> tronçon	moyenne pour toute la chaudière
209,5 kg/m <sup>2</sup>	47,8 kg/m <sup>2</sup>	25,0 kg/m <sup>2</sup>	15,8 kg/m <sup>2</sup>	11,5 kg/m <sup>2</sup>	43,0 kg/m <sup>2</sup>

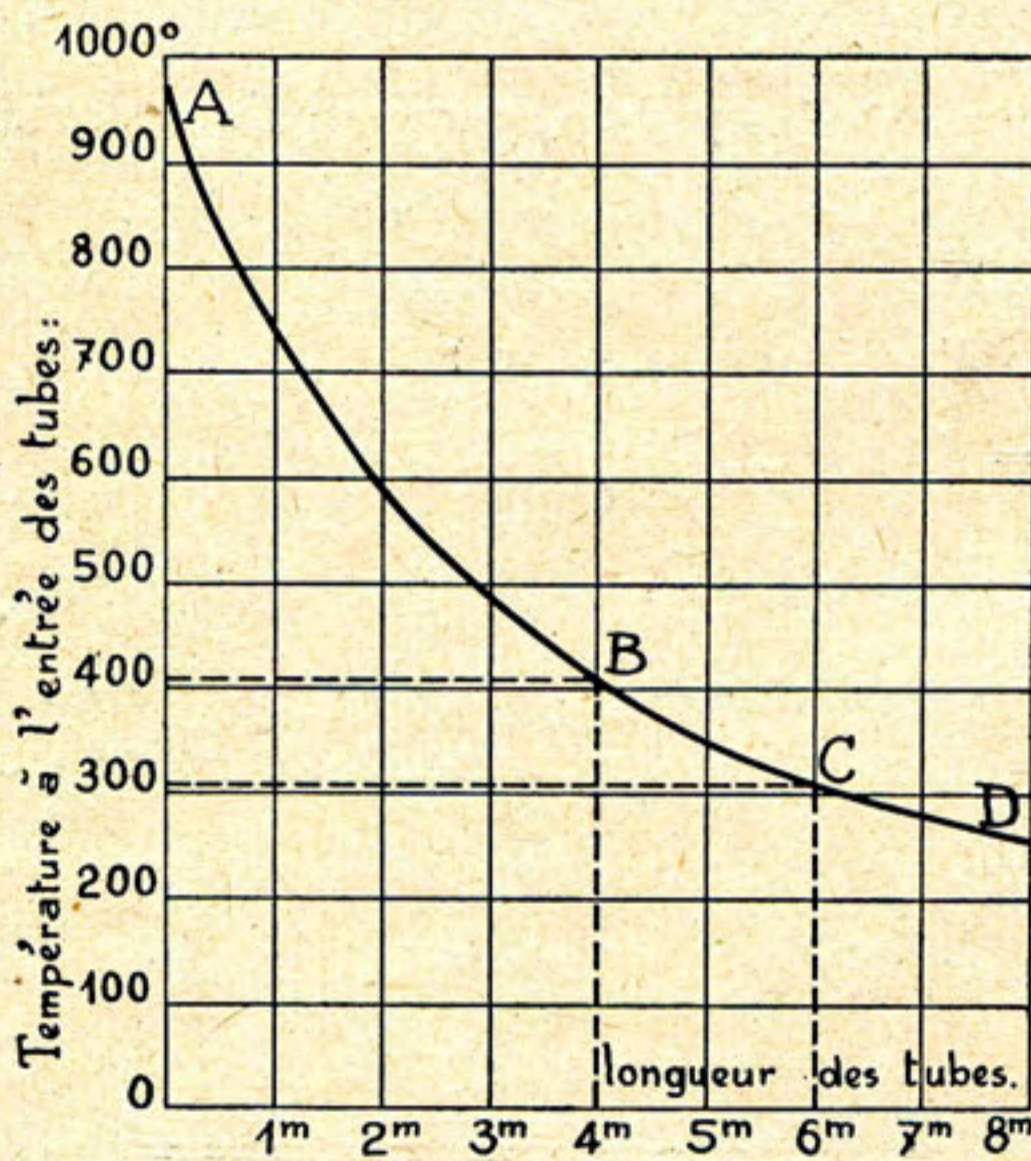


Fig. 83. — Répartition de la température des gaz le long des tubes à fumée. — Essais du Pennsylvania Railroad.

Ces chiffres sont reportés sur la fig. 82 qui montre combien la décroissance du taux de vaporisation est rapide.

La figure 83 traduit les résultats d'un grand nombre d'essais effectués par le *Pennsylvania Railroad*.

Le courbe *ABCD* montre comment varie la température moyenne des gaz le long des tubes à fumée pour une allure de chargement comprise entre 420 et 490 kg/m<sup>2</sup> de surface de grille et par heure pour des tubes lisses de 50/55 mm de diamètre.

La température à l'entrée des tubes étant de 1.000°, on constate que pour un allongement des tubes de 2 mètres entre 4 et 6 mètres, courbe *BC*, la température

tombe encore de 100°, mais pour le même allongement entre 6 et 8 mètres, courbe *CD*, elle ne descend plus que de 50°.



A cette distance de 8 mètres, la température des gaz est descendue à 250° alors que celle de l'eau qui les baigne avoisine 200°.

En ce qui concerne le rapport entre la longueur  $l$  des tubes et leur diamètre  $d$ , il résulte des essais effectués sur les chemins de fer du P. L. M. que le maximum de production de la chaudière a lieu pour une valeur constante du rapport  $\frac{l}{d}$ .

Ces expériences ont montré que, si l'on maintenait constant le vide dans la boîte à fumée et si l'on faisait varier progressivement la longueur des tubes, on constatait que la quantité totale d'eau vaporisée passait par un maximum toujours pour la même valeur de la longueur. C'est en comparant ces longueurs aux diamètres expérimentés qu'on a remarqué que le rapport  $\frac{l}{d}$  était sensiblement le même pour tous les tubes du même type soumis à l'essai, à savoir :

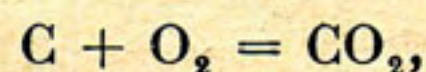
$$\frac{l}{d} = 93 \text{ pour les tubes lisses,}$$

$$\frac{l}{d} = 50 \text{ à } 55 \text{ pour les tubes Serve.}$$

### B. — Combustion.

#### Quantité d'air nécessaire à la combustion.

1°) La combustion complète du carbone pur dans l'oxygène donne de l'anhydride carbonique selon la formule :



et, compte tenu des poids atomiques rapportés à l'hydrogène, on a :

$$12 \text{ kg C} + 32 \text{ kg O}_2 = 44 \text{ kg CO}_2$$

d'où

$$1 \text{ kg C} + 2,666 \text{ kg O}_2 = 3,666 \text{ kg CO}_2.$$

La combustion *complète* d'un kg de C exige donc 2,666 kg d'O. Comme, par ailleurs, l'air atmosphérique est constitué d'un mélange ne renfermant *en poids* que 2,35 % d'O (1), il faudra, pour brûler 1 kg de C

$$\frac{2,666}{0,235} = 11,3 \text{ kg d'air.}$$

(1)

Air	En volume	En poids
Oxygène	21,33	23,58
Azote, etc	78,67	76,42

Densité par rapport à l'air	
Hydrogène	0,0694
Azote	0,967
CO	0,967
O	1,1052
CO <sub>2</sub>	1,528

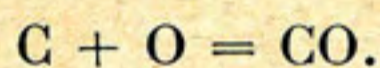


Et puisque 1 m<sup>3</sup> d'air, à 0° et à la pression atmosphérique normale, pèse 1,293 kg, il faudra

$$\frac{11,3 \text{ kg}}{1,293 \text{ kg/m}^3} = \text{environ } 9 \text{ m}^3 \text{ d'air.}$$

Cependant, dans un kg de charbon, il n'y a que de 0,760 kg à 0,890 kg de C, il ne faudrait théoriquement que de 6,8 m<sup>3</sup> à 8 m<sup>3</sup> c'est-à-dire de 8,8 kg à 10,3 kg d'air par kg de charbon brûlé. Mais, en fait, dans les foyers, le charbon en morceaux et l'oxygène de l'air ne sont pas en contact suffisamment intime, une certaine quantité d'air traverse la couche de combustible sans effet utile et l'expérience montre que les vaporisations les plus favorables obtenues dans les chaudières de locomotives correspondent à un *afflux d'air de 14,5 kg à 17,5 kg par kg de charbon brûlé.*

2°) En cas de combustion *incomplète*, il y a production d'oxyde de carbone selon la formule :



combinaison qui, par kg de C, ne dégage que 2.450 calories alors que la réaction  $\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$  dégage 8.130 calories.

Il s'ensuit que, chaque fois qu'il y aura, par suite d'insuffisance d'air, production de CO au lieu de CO<sub>2</sub>, on ne recueillera que  $\frac{2.450 \times 100}{8.130} = 30 \%$  des calories que fournirait la production de CO<sub>2</sub>.

#### **Poids des gaz de la combustion.**

Si l'on se base sur les chiffres indiqués ci-dessus le poids des gaz de la combustion sera, pour les locomotives, selon le cas et abstraction faite des cendres :

$$1 \text{ kg charbon} + 14,5 \text{ kg d'air} = 15,5 \text{ kg par kg de charbon brûlé}$$

ou

$$1 \text{ kg charbon} + 17,5 \text{ kg d'air} = 18,5 \text{ kg par kg de charbon brûlé.}$$

#### **Desiderata.**

L'intensité de la combustion se mesure par le nombre de kilogrammes de charbon brûlés par m<sup>2</sup> de grille et par heure.

Alors que dans les chaudières fixes, l'intensité varie de 40 à 100 kg/m<sup>2</sup> (valeur normale : 65 kg/m<sup>2</sup>), dans les chaudières de navires, elle atteint déjà de 85 à 140 kg/m<sup>2</sup> et, dans les chaudières de locomotives, elle monte de 220 à 650 kg/m<sup>2</sup>. La chaudière de locomotive se caractérise donc par une combustion très intense. L'allure moyenne est de 220 à 300 kg/m<sup>2</sup> ; en allure poussée, on atteint de 450 à 650 kg/m<sup>2</sup>.



Les études récentes et notamment celles entreprises sur le P. O. (1) ont mis en lumière ce fait, *qu'aux allures poussées la combustion est d'autant meilleure que l'on utilise un charbon qui cokéfie bien* c'est-à-dire qui, par distillation, donne un coke bien aggloméré. Les houilles qui donnent un coke pulvérulent ne peuvent être brûlées aux allures poussées.

Les houilles longuement stockées deviennent, par suite de leur oxydation, inaptes à bien cokéfier, il convient de les réserver aux seules locomotives à marchandises à allure peu poussée.

Quant aux locomotives des trains rapides, il y a intérêt à les alimenter de charbon le plus frais possible, il apparaît aussi recommandable de réserver à ces machines, des charbons criblés.

Par ailleurs, une fusibilité excessive des cendres donne un mâchefer qui coupe le tirage.

Une atmosphère réductrice du chef d'une insuffisance d'air favorise la formation de mâchefer, il faut donc éviter autant que possible les couches épaisses, les calibrages fins et irréguliers.

#### Chauffe à la main.

En Europe, les grilles des locomotives ne dépassent guère encore 5 m<sup>2</sup>, aussi le chargement mécanique est-il l'exception. En Amérique, les grilles des machines Mallet atteignent couramment de 7 à 10 m<sup>2</sup> et on a été amené, vers 1914, à appliquer le chargement mécanique à ces locomotives.

Si l'on chronomètre le travail d'un chauffeur expérimenté et de force musculaire normale, on constate qu'il peut charger 2,5 kg de charbon par seconde.

Pour une grille de 4 m<sup>2</sup>, à l'allure de combustion de 500 kg/m<sup>2</sup>/h, soit pour une consommation de 2.000 kg par heure, le chauffeur charge pendant  $\frac{2.000}{2,5} = 800$  secondes c.-à-d. entre le 1/4 et le 1/5 de l'heure.

On en est ainsi sensiblement à la limite (2.500 kg) de l'effort que l'on peut demander à un seul chauffeur *en régime continu de 3 à 4 heures*. Si l'effort dure moins longtemps, on peut charger au maximum 4.000 kg pendant la durée effective d'une heure et, en allure momentanée, 5.000 kg.

Par ailleurs, pendant 1/4 ou 1/5 de l'heure, la porte du foyer est ouverte pour le chargement et la quantité d'air en excès qui passe *par dessus* le charbon est telle que la combustion ne s'effectue plus dans de bonnes conditions.

---

(1) Revue Générale des Chemins de fer — Dugas — janvier 1934.

La Locomotive à vapeur — André Chapelon — 1938. — Éditeur : Baillière et fils, Rue Haute-feuille 19, Paris.



La puissance des locomotives augmentant sans cesse, on cherche à faciliter la tâche du chauffeur.

Rappelons que sur les locomotives (1 — 3 — 0) des types 6 et 16 des chemins de fer de l'État belge construites en 1896 et 1898 et destinées à la remorque des trains de voyageurs sur la ligne du Luxembourg le mécanicien était assisté par deux chauffeurs qui se relayaient.

Les grilles de ces locomotives mesuraient respectivement 5,74 m<sup>2</sup> et 6,86 m<sup>2</sup>. Le foyer (fig. 84), alimenté avec du charbon menu, brûlant sous faible épaisseur, était pourvu de deux portes.

Mais la solution du deuxième chauffeur est imparfaite parce que l'on a deux hommes en service permanent alors que l'un des deux seulement travaille.

La solution adoptée par le L. N. E. R. sur le « Fleying Scotchman » en 1928 est plus satisfaisante. Ici, c'est la longueur du parcours sans arrêt (630 km) effectué à très grande vitesse qui exige la relève de l'équipe complète, mécanicien et chauffeur, au milieu du trajet. L'équipe descendante gagne la première voiture de 3<sup>m</sup>e classe ou les lits de repos installés dans les chambrettes aménagées dans le fourgon, en passant par un couloir latéral prévu dans le tender. L'équipe de relève se rend sur la locomotive par la même chemin.

Ces deux solutions maintiennent l'une et l'autre la fréquence de l'ouverture des portes du foyer.

Dans le problème de la chauffe à la main, il va sans dire qu'il ne faut pas négliger d'étudier avec soin les dispositions propres à réduire l'amplitude et le nombre des mouvements du chauffeur, c'est-à-dire :

- les dimensions et la forme des portes du foyer, compte tenu de la surface de la grille ;
- la forme et la capacité de la pelle de chargement (la capacité varie de 6 à 9 kg) ;
- le niveau et la distance de la sole du tender par rapport à la porte du foyer et par rapport au niveau du plancher sur lequel se tient le chauffeur.

Pour éviter tout *travail de rapprochement du charbon*, il faut que la gravité amène le charbon au point où le chauffeur remplit sa pelle. Sur les longs tenders, on peut recourir aux « *pousseurs mécaniques* » qui rapprochent convenablement le charbon.

Les conditions optima pour le travail du chauffeur étant supposées satisfaites et la surface de grille augmentant sans cesse, se pose la question du *chargement mécanique*.

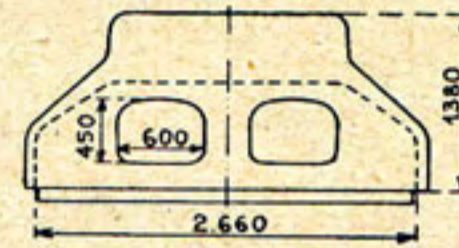


Fig. 84. — Foyer des locomotives types 6 et 16 de la ligne du Luxembourg desservies par deux chauffeurs.



### Chauffe mécanique.

Le problème du chargement mécanique est assez difficile à résoudre car on ne dispose pas de beaucoup de place sur les locomotives.

En Amérique, on emploie surtout les chargeurs *Duplex* et *Elvin*.

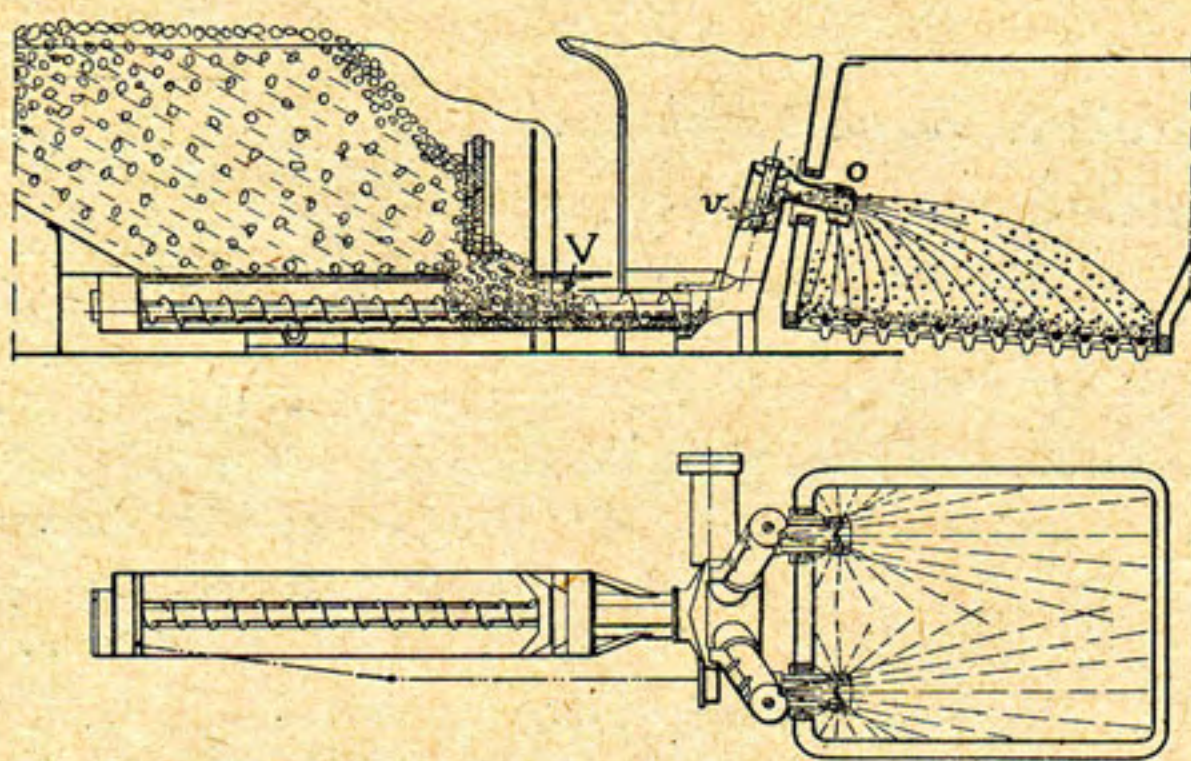


Fig. 85. — Chargeur mécanique américain Duplex.

1°) Dans le chargeur *Duplex* (fig. 85), le charbon est amené du tender par une vis sans fin *V* dans une petite trémie placée devant la plaque du foyer ; de là, deux autres vis sans fin *v*, obliques et parallèles à cette plaque, le montent à droite et à gauche, devant deux orifices *o*. Soufflé par un jet de vapeur, le charbon est projeté sur la grille par ces orifices.

Des déflecteurs assurent sa répartition sur toute l'étendue de la grille.

2°) Dans le chargeur *Elvin*, le charbon, amené du tender par une chaîne sans fin, tombe dans une trémie, puis passe dans un concasseur d'où deux vis sans fin l'élèvent jusqu'à deux orifices.

Devant chaque orifice, le charbon tombe alternativement sur deux pelles mécaniques qui, à tour de rôle, le projettent sur la grille.

Dans les deux dispositifs, l'intensité de chargement désirée est obtenue en réglant la vitesse de la vis ou de la chaîne sans fin.

Les chargeurs mécaniques exigent l'emploi de menus bien secs car les vis sans fin ne peuvent transporter des menus mouillés sans qu'elles soient exposées aux obstructions. Or, ces menus secs tombent d'assez haut, ils sont entraînés et brûlent mal, alors que, dans le chargement à la main, le chauffeur les mouille pour éviter cet entraînement.

Avec le chargement mécanique, l'alimentation en charbon est continue, l'appel d'air comburant est constant, le foyer est fermé, la température est uniforme. Mais, par contre, leur défaut principal est l'obligation d'employer du charbon en petits morceaux, il peut en résulter une plus forte dépense, notamment aux fortes allures, par suite d'une proportion importante d'imbrûlés entraînés dans la boîte à fumée. Aussi, avec les chargeurs mécaniques, la consommation de charbon est-elle généralement de quelque 10 % supérieure à celle du chargement à la main.

### Combustibles liquides.

Dans les pays producteurs de pétrole, notamment en Roumanie, au Caucase, dans le Sud des États-Unis, beaucoup de locomotives sont chauffées exclusivement



soit à l'*huile minérale brute*, soit au *mazout* (résidu après distillation de l'essence ou du pétrole lampant).

Le mazout, plus épais que l'huile brute, a un pouvoir calorifique de  $\pm 10.500$  calories contre  $\pm 8.000$  calories pour un charbon demi gras à 10 % de cendres. La densité du mazout à 15° varie entre 0,900 et 0,950.

Dans les *pays non producteurs*, le mazout et l'huile brute coûtent plus cher que le charbon et beaucoup plus que ne le comportent les différences de pouvoir calorifique.

Dans ces pays, le mazout a été employé *seul* pour faciliter la conduite de locomotives confiées à un seul homme, machines de manœuvre, par exemple, ou bien il a été utilisé en *chauffage mixte* soit pour supprimer la fumée à la traversée de longs tunnels, soit encore pour donner un coup de collier dans les rampes (1).

La température de la flamme atteignant quelque 1.700°, le foyer doit recevoir un *revêtement réfractaire* composé d'une sole remplaçant la grille, de murettes latérales et d'une voûte.

Le *brûleur* est placé à l'arrière du foyer ou à l'avant. Dans ce dernier cas, il est placé sous la voûte. La flamme s'avance alors vers l'arrière du foyer, contourne la voûte, puis se dirige vers la plaque tubulaire. Quand le brûleur est placé à l'arrière

---

(1) Au cours des années 1925 à 1932, le *Chemin de fer de Matadi à Léopoldville* a utilisé sur une assez grande échelle la chauffe au gasoil.

Les raisons qui l'ont amené à remplacer la chauffe au charbon par la chauffe au gasoil n'étaient cependant pas la recherche d'une économie, car la chauffe au gasoil s'est avérée sensiblement plus coûteuse que la chauffe au charbon.

Le chemin de fer du Congo a pratiqué la chauffe au gasoil pour des raisons d'exploitation qui méritent d'être relevées.

En 1925, le trafic de l'importation (sens Matadi-Léopoldville) l'emportait nettement sur le trafic à l'exportation. D'autre part, l'ancienne ligne, à l'écartement de 0,765 m, (avec rampes de 45 mm/m et courbes de 50 m de rayon) était dès ce moment exploitée à la limite de sa capacité de transport. La chauffe des chaudières *aux briquettes* immobilisait un grand nombre de wagons pour le transport des briquettes vers les parcs à combustible échelonnés le long de la ligne. Chaque tonne de briquettes était transportée sur la ligne au détriment du tonnage mis à la disposition de la clientèle. Or, il existait une pipe-line d'Ango-Ango (Matadi) à Léopoldville avec stations de pompage réparties le long de la ligne. Dès lors, si on alimentait les foyers de locomotives au gasoil, en utilisant la pipe-line pour le transport du gasoil, on augmentait sérieusement la capacité de transport du chemin de fer.

C'est ainsi que la chauffe au gasoil a aidé le chemin de fer du Congo à franchir la période critique qui s'est prolongée jusqu'en 1932, date de la mise en service de la nouvelle ligne, à l'écartement de 1,067 m, (avec rampes de 17 mm et courbes de 250 m de rayon, exceptionnellement 150 m). Entretemps, par suite du développement industriel et agricole de la Colonie, le trafic à la descente (sens Léopoldville-Matadi) était devenu prépondérant, de sorte que les raisons qui avaient justifié précédemment l'adoption de la chauffe au gasoil n'existaient plus et les foyers furent progressivement transformés pour la chauffe au charbon. Quelques locomotives remorquant les trains de voyageurs, ont néanmoins continué à être alimentées au gasoil jusqu'en 1936 en raison de l'absence de fumée.



du foyer, le jet enflammé est dirigé vers le dessous de la voûte. On a alors parfois observé que, sous la violence du tirage, le jet est relevé et attiré vers la plaque tubulaire avant d'atteindre la voûte.

Le brûleur comporte deux conduits : le conduit supérieur amène le mazout, le conduit inférieur reçoit la vapeur qui projette le mazout en une nappe pulvérisée dans le foyer. La consommation de vapeur est assez importante, quelque 10 % de la vapeur produite.

La manœuvre combinée des robinets de vapeur et de mazout permet de régler l'allure depuis la mise en veilleuse jusqu'au débit maximum.

Il faut qu'à la sortie du brûleur, un mélange très intime des particules pulvérisées et de l'air comburant soit assuré. Une combustion incomplète se signale par l'apparition d'une fumée noire ou fortement colorée. Un regard ménagé dans la paroi arrière permet d'observer le feu.

Le mazout est préalablement réchauffé par un serpentín de vapeur pour le rendre fluide.

Le chauffeur est libéré de tout effort physique, mais pour obtenir une conduite économique, il doit surveiller attentivement l'arrivée de l'air, le robinet d'admission du mazout, la prise de vapeur du brûleur et celle du réchauffeur.

Pour allumer une locomotive froide, il faut pouvoir disposer d'une prise de vapeur à 2 ou 3 kg de pression par cm<sup>2</sup>.

En outre de leur grand pouvoir calorifique, les combustibles liquides offrent les *avantages* suivants :

- rapidité d'allumage et de mise en pression,
- facilité de conduite,
- absence de fumée,
- propreté du matériel,
- facilité de réapprovisionnement.

#### **Charbon pulvérisé.**

La possibilité d'employer des combustibles *de qualité inférieure* est l'une des causes principales des tentatives faites en vue de l'application du charbon pulvérisé aux locomotives.

Le charbon pulvérisé se présente sous la forme de particules extrêmement ténues (1/100 à 1/50 de mm), c'est une poussière impalpable qui coule comme un liquide.

Par suite du faible volume du foyer des locomotives des types habituels comparé à celui des chaudières fixes, l'usage du charbon pulvérisé a donné lieu à de grandes difficultés, l'emploi rationnel de ce mode de chauffage demanderait des chaudières



construites spécialement avec de très vastes chambres de combustion impraticables sur les locomotives.

Les études entreprises en Allemagne par la *Studien Gesellschaft für Kohlenstaubfeuerung* (1) et par l'A. E. G. ont démontré la nécessité d'insuffler le pulvérisé dans le foyer dans un état de très grande finesse et de le *mélanger* avec une fraction très élevée de l'air nécessaire à la combustion.

Les particules de charbon sont très facilement entraînées, leur surface étant très grande par rapport à leur masse, c'est un véritable nuage de poussière qui se déplace avec une vitesse d'autant plus grande que l'allure est plus poussée. Il faut donc qu'à la sortie du brûleur, la combustion soit très prompte sous peine de ne pouvoir s'accomplir entièrement dans le foyer.

Les cendres en fusion atteignent facilement la plaque tubulaire et couronnent très rapidement l'entrée des tubes (birdnesting ou nid d'oiseau) au point de les boucher après un parcours très faible (50 km à la Reichsbahn) rendant impossible la continuation du service.

La Reichsbahn qui, depuis quelques années, a introduit le chauffage au pulvérisé a dû se résoudre au seul emploi du *lignite*, combustible très inflammable et exempt de cendres fusibles.

Les brûleurs utilisés sont du *type à turbulence* de modèles divers. Le combustible entraîné par l'air primaire sort sous un angle déterminé par certains orifices tandis que l'air secondaire arrive par d'autres orifices sous des angles différents, ce qui réalise un brassage énergique.

Eu égard au faible pouvoir calorifique du lignite ( $\pm 4.500$  calories) vis-à-vis du charbon moyen ( $\pm 7.500$  calories), à production de chaleur égale, il en faudra davantage en poids :  $7.500/4.500 = 1,67$ . Si, pour fixer les idées, l'emploi du pulvérisé réalise 15 % d'économie, il faudra néanmoins  $1,67 \times 0,85 = 1,40$  soit 40 % de plus en poids, d'où la nécessité de plus grands tenders ou d'une réalimentation plus fréquente en cours de route.

*Le prix du pulvérisé* joue un rôle décisif dans l'opportunité de son application aux locomotives étant donné que l'économie est compensée partiellement par l'élévation des frais de premier établissement et des charges financières qui en résultent, ainsi que par les sujétions supplémentaires. Il faut, en effet, une installation de pulvérisation (séchage, broyage, stockage), des wagons spéciaux pour le transport, un appareillage spécial pour le chargement à l'air comprimé sur le tender.

---

(1) Cette Société comprend les Sociétés Henschel, Borsig, Hanomag, Krupp, Schwartzkopff et le Syndicat des charbons.



En outre de la possibilité de brûler des combustibles de qualité inférieure, on peut faire valoir en faveur du pulvérisé les avantages suivants :

- facilité de la conduite du feu,
- allumage et extinction instantanés,
- possibilité d'une combustion complète car les moindres particules sont mises au contact de l'air.

Par ces trois côtés, de même que par le mode de combustion, la chauffe au pulvérisé s'apparente à la chauffe au combustible liquide.

*Conclusion.* — Dans l'état actuel de la question, le pulvérisé semble confiné aux locomotives à faible parcours et aux locomotives de manœuvre.

### C. — Épuration des eaux d'alimentation des chaudières de locomotives.

(621.133.7)

On se rend compte de l'importance qui s'attache à l'épuration des eaux d'alimentation quand on considère qu'à la S. N. C. B., par exemple, la consommation journalière est de 77.000 m<sup>3</sup> d'eau.

La S. N. C. B. a créé en 1930 un service spécial d'épuration des eaux. Le programme comportait l'installation d'épurateurs dans tous les postes où la consommation atteignait 200 m<sup>3</sup> par jour et pour lesquels le degré hydrotimétrique était de 25° ou plus.

Certaines eaux, non susceptibles d'être convenablement épurées, devaient être remplacées par d'autres.

En 1938, 44 postes d'épuration fonctionnaient. La dureté moyenne des eaux de l'ensemble des postes était tombée de 28° à 6°.

La consommation journalière en eau épurée est de 50.000 m<sup>3</sup> ce qui représente 68 % de la consommation globale.

Les résultats obtenus sont très satisfaisants ; on ne constate plus guère d'incrustations sur les tôles, on ne trouve plus qu'un léger dépôt de matières friables s'enlevant facilement sous la simple pression de la main. Seules les eaux épurées provenant d'eaux brutes fortement sulfatées restent encore agressives, entraînant le remplacement prématuré des tubes en acier.

L'épuration enlève chaque jour 10 tonnes de matières incrustantes. Il s'ensuit naturellement une réduction de consommation de combustible et des frais de réparation aux chaudières qui couvre et au-delà les dépenses.

Mais pour que des résultats aussi favorables se maintiennent, il faut exercer une surveillance attentive sur les installations et procéder régulièrement à l'analyse des eaux épurées.



D. — Surchauffe (1).

(621.133.3)

Du fait de la surchauffe, le volume de la vapeur est notablement augmenté, cette dilatation se produit sans augmentation de la pression. Il s'ensuit que, sous réserve de la remarque de la page suivante, à volume égal de vapeur admis dans les cylindres, il faudra une quantité de vapeur moindre en poids ou, ce qui revient au même, pour le même poids de vapeur consommé, on pourra faire usage de cylindres de plus grand volume et augmenter ainsi la puissance de la locomotive.

L'avantage de l'accroissement du volume dû à la surchauffe se mesure le mieux par un exemple :

Pour une pression absolue de 13 atmosphères, la température de la vapeur saturée est de 190° et son volume spécifique est de 0,155 (155 litres pour 1 kg vapeur) ;

à 250°, c'est-à-dire pour une surchauffe de 60°, le volume spécifique est égal à 0,177 ;

à 300°, surchauffe de 110°, il est de 0,196 ;

à 350°, surchauffe de 160°, il est de 0,216,

soit, pour 350°, une augmentation de  $216 - 155 = 61$  litres par kg de vapeur ou  $\frac{6.100}{216} = 28\%$ .

Si nous considérons un cylindre de 100 litres de capacité ( $d = 440$  mm,  $l = 650$  mm), dans lequel nous faisons une admission de 30 %, soit, en l'espèce, une introduction de 30 litres de vapeur par cylindrée, nous voyons qu'un kg de vapeur saturée à 13 atmosphères absolues donnera  $\frac{155 \text{ l}}{30 \text{ l}} = 5$  cylindrées, alors qu'un kg de vapeur surchauffée à la température de 350° donnera  $\frac{216 \text{ l}}{30 \text{ l}} = 7$  cylindrées (2).

Mais, comme il faut dépenser du combustible pour surchauffer la vapeur, les économies de combustible sont plus faibles que les économies d'eau.

Ainsi, ce kilogramme de vapeur contiendra dans le cas de la vapeur saturée 655 calories, si l'eau d'alimentation est prise à 10°, tandis que dans le cas de la vapeur surchauffée, il renfermera 735 calories, les calories supplémentaires correspondent à une consommation supérieure en charbon, de sorte que, à la pression et aux températures envisagées, si l'économie d'eau est de 28 %, celle du calorique n'est que de 19 %.

(1) — Locomotives à vapeur par J. Nadal — 2<sup>me</sup> édition — Éditeur : Doin, Paris 1921.

— La locomotive à vapeur par A. Chapelon — Ouvrage cité.

(2) A 17 kg absolus, 1 kg de vapeur saturée à 203° a un volume de 0,120 m<sup>3</sup> et contient 672 calories. Par la surchauffe à 350°, ce kg occupe un volume de 0,167 m<sup>3</sup> et contient 752 calories.



Une température de surchauffe de  $300^{\circ}$  procure déjà des économies d'eau de 20 à 25 %, les économies de charbon variant de 10 à 30 % selon les conditions de marche.

Ces économies d'eau et de combustible permettent en outre l'emploi de tenders plus légers d'où possibilité d'augmentation de la charge utile remorquée. A égalité de capacité de tender en eau, la surchauffe permet des prises d'eau moins fréquentes, d'où amélioration des horaires.

*Remarque.* — Cependant l'accroissement de rendement n'est pas en proportion de l'accroissement correspondant du volume de la vapeur parce que, pendant la détente, la pression de la vapeur surchauffée tombe un peu plus vite que celle de la vapeur saturée sèche ; la loi de détente est en moyenne

$$p v^{1,33} = C^{te} \text{ pour la vapeur surchauffée et}$$

$$p v^{1,13} = C^{te} \text{ (pratiquement } p v = C^{te}) \text{ pour la vapeur saturée sèche.}$$

Si l'on veut avoir dans les deux cas *le même travail* (surface du cycle), on devra avoir une admission un peu plus longue avec la vapeur surchauffée (fig. 86).

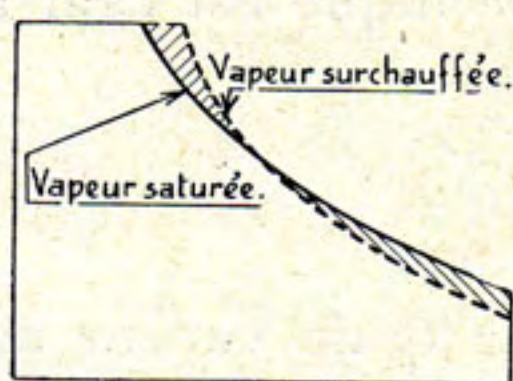


Fig. 86.

L'intérêt de la surchauffe réside à la fois dans la très grande réduction des effets de paroi, dans la moindre densité de la vapeur et dans la facilité de circulation plus grande dans les conduits étranglés (1).

Contrairement à la vapeur saturée pour laquelle chaque pression correspond à une température bien déterminée, en vapeur surchauffée, la pression et la température sont indépendantes. C'est pourquoi, avant 1914, on croyait que la température de la vapeur surchauffée pouvait être choisie indépendamment de la pression de marche et, systématiquement, on profitait de l'accroissement de rendement dû à la surchauffe pour ramener le timbre à un chiffre modéré en vue de réduire les frais d'entretien des chaudières ; à cette époque, le timbre des locomotives à surchauffe variait de 12 à 14 kg alors que les locomotives compound étaient déjà timbrées à 16 kg.

Actuellement, le timbre des locomotives à surchauffe est moyennement de 18 kg, pression qui marche de pair avec la température de  $400^{\circ}$ .

Le degré d'humidité de la vapeur à la fin de la détente est d'autant plus grand que l'on marche à pression plus élevée. Or, de ce degré d'humidité dépend principalement l'intensité des phénomènes d'action de paroi, l'intérêt pratique qui s'attache à la surchauffe est donc d'autant plus grand que l'on utilise des pressions plus élevées. Mais par suite de l'abaissement plus rapide de la courbe de détente de la vapeur

(1) Rappelons que les pertes par action de paroi augmentent quand l'admission de vapeur diminue ; elles décroissent quand la vitesse augmente.



surchauffée, pour avoir dans les deux cas l'égalité du titre de la vapeur, en même temps qu'on augmentera la pression, il faudra augmenter le degré de surchauffe.

Pour des pressions dépassant 20 kg, on estime aujourd'hui que la température de 400° est encore trop faible et, pour les hautes pressions (supérieures à 25 kg), on entrevoit de revenir à la résurchauffe aux cylindres *B. P.* des locomotives compound.

Par suite de la mauvaise conductibilité de la vapeur, il faut pour réaliser un surchauffeur efficace,

- diviser cette vapeur en filets très minces,
- la brasser par des changements de direction,
- lui donner une grande vitesse,
- la mettre en contact de gaz présentant, par rapport à elle, une différence de température aussi grande que possible.

L'expérience a montré que le degré de surchauffe dépend :

1°) du nombre des tubes à surchauffe ; ce nombre conditionne, en effet, la répartition des gaz affectés d'une part à la vaporisation, d'autre part à la surchauffe ;

2°) pour un type de surchauffeur donné, du rapport  $\frac{S_2}{S_1}$  de la section de passage des gaz à travers les tubes *surchauffeurs* à la section de passage à travers les tubes *bouilleurs* ;

3°) du rapprochement plus ou moins prononcé vers le foyer des extrémités des tubes surchauffeurs afin qu'ils soient touchés par des gaz à une température suffisamment élevée ;

4°) de la vitesse de circulation de la vapeur dans les éléments surchauffeurs.

En proportionnant convenablement les éléments de la chaudière et de son surchauffeur, on atteint aujourd'hui des températures de surchauffe de 400°, voire de 425°, alors qu'avant 1930, on ne dépassait qu'exceptionnellement 350°.

Il a fallu pour employer les températures de 400° et plus, recourir à des huiles de graissage très pures, peu sujettes au cracking et légèrement compoundées à l'aide de graisses animales de haute qualité. En même temps, on a dû employer pour les segments et les cylindres, des fontes spéciales à *structure perlitique*, capables de conserver leur élasticité et de résister à l'usure.

\* \* \*

D'après *Henschel* (1), la surface de surchauffe  $S'$ , mesurée à l'extérieur des tubes (celle qui est touchée par le feu) est égale à

$$S' = \text{de } 33 \text{ à } 45 \% \text{ de } S.$$

$S$  = surface de chauffe vaporisante.

---

(1) Manuel de l'ingénieur de locomotives.



**E. — Rendement thermique global de la chaudière.**

Le rendement thermique global  $r$  de la chaudière résulte du produit du rendement  $r_c$  de la combustion par le rendement  $r_s$  des surfaces de chauffe :  $r = r_c \times r_s$ .

Or, l'on constate expérimentalement que le rendement thermique  $r_s$  des surfaces de chauffe (1) d'une locomotive normalement proportionnée est sensiblement constant quelle que soit l'allure de la combustion. Il est de 85 % pour une combustion de 200 kg/m<sup>2</sup> de surface de grille et par heure et ne tombe qu'à 82,5 % pour une combustion exceptionnellement poussée de 1.600 kg/m<sup>2</sup>/h.

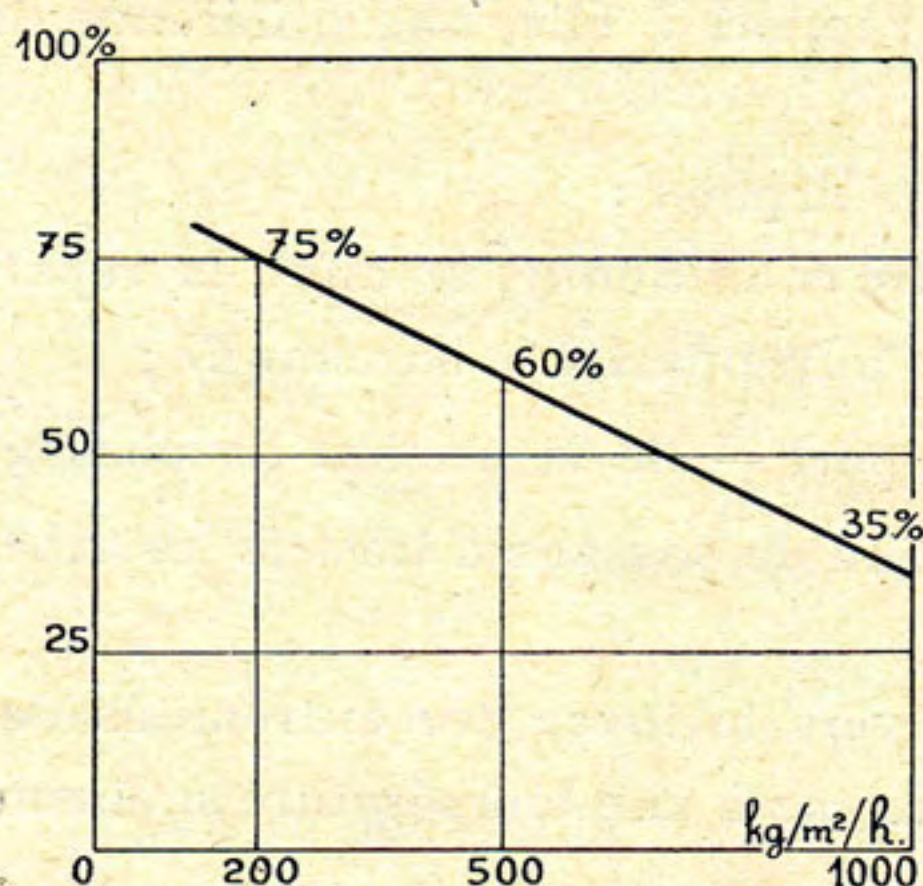


Fig. 87. — Rendement thermique global de la chaudière.

Il s'ensuit que la décroissance du rendement thermique global est pratiquement due uniquement à la chute du rendement  $r_c$  de la combustion.

Si  $C$  représente l'allure de la combustion en kg/m<sup>2</sup>/h, on peut, avec A. Chapelon, représenter (fig. 87) la courbe moyenne du rendement thermique global par la formule :

$$r \% = 85 - 0,05 C. \quad (1)$$

Ce qui revient à dire que le rendement thermique moyen d'une chaudière de locomotive chauffée à la main peut, aux faibles allures (200 kg/m<sup>2</sup>/h), atteindre des chiffres de l'ordre

de 75 %, pour descendre à 60 % pour une allure déjà poussée de 500 kg/m<sup>2</sup>/h et tomber à 35 % pour une allure exceptionnelle de 1.000 kg/m<sup>2</sup>/h.

**Quels sont les facteurs qui conditionnent la puissance de production de vapeur d'une chaudière de locomotive ?**

On peut, avec *von Borries*, rapporter la puissance maximum de la locomotive ainsi que sa puissance de vaporisation à la surface de chauffe totale  $S$  de sa chaudière.

Cependant *Strahl* a fait remarquer que pour une même surface de grille, la vaporisation par heure ( $Q$  kg) n'augmente pas proportionnellement à la surface de chauffe  $S$  : elle croît beaucoup plus lentement (2). Il en résulte que plus la surface de

(1) C.-à-d. le rapport entre les calories absorbées et celles développées par la combustion.

(2) Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure — 1913.



chauffe devient importante relativement à la surface de grille, plus petite devient la vaporisation rapportée au m<sup>2</sup> de surface de chauffe ( $q = \frac{Q}{S}$ ).

La même loi ne s'observe pas lorsque l'on rapporte la vaporisation à la surface de grille  $G$  ( $q' = \frac{Q}{G}$ ). Le poids de vapeur  $q'$  ne varie que dans des limites étroites.

Il est donc rationnel de rapporter la vaporisation maximum au mètre carré de surface de grille (1).

Dans le cas du chauffage à la main, il est certain que le *premier facteur* qui conditionne la puissance maximum de production de la chaudière, c'est la quantité de chaleur qui peut être produite dans le foyer. Or, toutes choses égales, cette quantité de chaleur dépend de la quantité de charbon qu'on peut y brûler par heure et celle-ci est déterminée en volume et en poids par la surface portante c'est-à-dire par la surface de la grille.

Le *second facteur*, c'est le tirage. Celui-ci est caractérisé par le rapport  $\frac{h}{C_p}$  de la dépression à la contrepression à l'échappement.

\* \* \*

La chaleur produite dans le foyer doit pouvoir être absorbée aussi complètement que possible par la chaudière. *Pour qu'il en soit ainsi, il faut qu'il existe un certain rapport entre la surface de chauffe vaporisante  $S$  m<sup>2</sup> et la surface de grille  $G$  m<sup>2</sup>.*

Lorsque la surface de chauffe vaporisante est égale à environ 60 fois la surface de grille :  $S = \pm 60 G$ , elle peut absorber facilement toute la chaleur produite.

Le coefficient 60 n'a rien d'absolu, il varie entre 50 et 70.

Le plus généralement, le coefficient se rapproche de 60 sur les locomotives à vapeur saturée, et de 50 sur les locomotives à vapeur surchauffée.

Si le coefficient est plus faible, la vaporisation est plus abondante mais les pertes de chaleur par la cheminée sont plus élevées. Si le coefficient est plus grand, toute la

---

(1) A. Chapelon préconise la formule suivante pour la détermination de la puissance de production de la chaudière :

$$Q' = P_{ci} G. C. r.$$

$Q'$  = quantité de chaleur en calories transmise à l'heure à la vapeur produite.

$P_{ci}$  = le pouvoir calorifique inférieur du combustible utilisé.

$G$  = la surface de grille en m<sup>2</sup>.

$C$  = le taux de chargement en kg/m<sup>2</sup> de surface de grille et par heure.

$r$  = le rendement thermique de la chaudière en fonction du chargement horaire.



chaleur produite est absorbée mais la vaporisation est moindre, l'équilibre de température entre les gaz et les tubes ayant lieu avant que les gaz aient achevé leur parcours dans le faisceau tubulaire.

On se rend compte par ailleurs, que le coefficient dépend de la nature du charbon utilisé (menu, gailleux, briquettes) et de l'allure du chargement, facteurs qui réagissent sur la forme du foyer et l'étendue de la surface de chauffe. Il est clair que

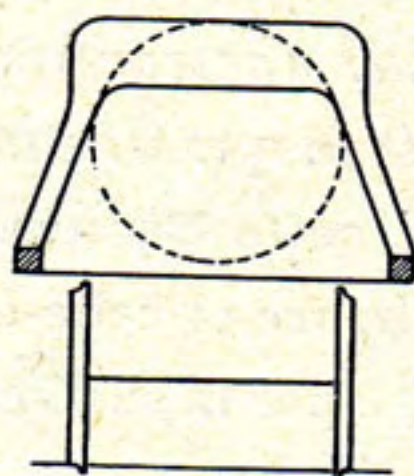


Fig. 88.

dans le cas d'un foyer *débordant*, consommant du charbon menu, brûlant sous faible épaisseur (fig. 88), la surface de grille aura un grand développement par rapport à la surface de chauffe totale et l'on pourra avoir  $S < 60 G$ , tandis que avec un foyer *étroit* consommant des briquettes ou du gailleux (fig. 89) l'on pourra avoir  $S > 60 G$ . Mais, dans un cas comme dans l'autre, le rapport des surfaces de chauffe *directes* (foyer) et *indirectes* (tubes) pourra varier.

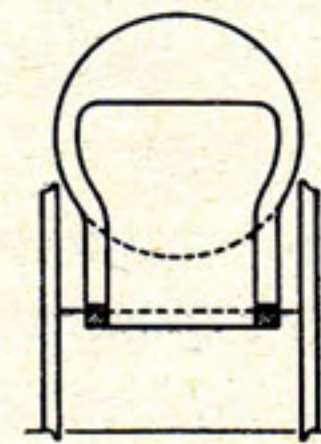


Fig. 89.

Les chemins de fer qui prennent la surface de chauffe  $S$  comme point de départ de la détermination de la puissance de vaporisation de la chaudière, se basent sur ce que le *régime moyen d'évaporation* ne doit pas dépasser 57 à 60 kg/m<sup>2</sup>/h de la surface de chauffe vaporisante (tubes lisses) eu égard à l'utilisation économique du combustible et à la bonne conservation de la chaudière. Cependant dans les locomotives modernes, on atteint jusqu'à 80 kg/m<sup>2</sup>/h mais c'est au dépens du rendement.

La production spécifique de vapeur diminue avec le nombre de tours par seconde des roues motrices : de 57 kg/m<sup>2</sup>/h pour 4 à 5 tours par seconde, elle tombe à 40 kg pour 2 tours par seconde.

Lorsque l'on prend la surface de grille  $G$  pour base de la puissance de vaporisation de la chaudière, l'on peut employer la formule simple de *Nadal*

$$Q \text{ kg/h} = 4.000 G \text{ m}^2,$$

qui donne la quantité de vapeur qui peut être produite normalement par heure d'une façon continue.

Elle revient à dire qu'un mètre carré de surface de *grille* produit 4.000 kg de vapeur à l'heure, ce qui correspond, par exemple, à une combustion de 500 kg par m<sup>2</sup> et par heure, le charbon étant supposé donner 8 kg de vapeur par kilogramme de charbon.

Signalons, cependant, qu'en ces dernières années, le chemin de fer du *P. O.* aurait pu atteindre, au cours d'expériences, une production horaire exceptionnelle de plus



de 7.000 G, grâce à l'emploi d'un foyer étroit et profond, à l'usage d'une voûte en briques très développée et à l'emploi d'échappements donnant un tirage aussi fort que nécessaire. Au cours de ces essais, la vapeur était produite à la pression de 20 atmosphères, à la température de 400°, l'eau d'alimentation étant prise à 10°.

**F. — Dimensions de la chaudière.**

Les dimensions de la chaudière dépendent essentiellement de la puissance  $N$  exigée de la locomotive fonctionnant en régime. Pour un effort de traction indiqué  $F_t$  et une vitesse  $V$  km/h,

$$N_t^{cv} = \frac{F_t \times V}{270}.$$

Connaissant d'autre part la consommation minimum usuelle  $q$  kg de vapeur par CV/heure *indiqué* (voir tableau ci-dessous), pour le cas de la vitesse la plus économique, on en déduit *la production horaire  $Q$  exigée de la chaudière.*

$$Q^{kg/h} = N_t^{cv} \times q \text{ kg/cv/h indiqué.} \tag{2}$$

Consommation *minimum* de vapeur  $q$  kg par CV/h indiqué.

Locomotives	Consommation de vapeur $q$ kg par CV/h indiqué
1. Compound à large circuit de vapeur et à haute surchauffe (400°)	5 à 5,5 kg
2. Compound à surchauffe (350° et plus)	6,5 à 6,8 kg
3. Simple expansion à 2 ou 3 ou 4 cylindres à surchauffe (350° et plus)	6,7 à 7 kg
4. Compound à vapeur saturée	9,5 à 10 kg
5. Simple expansion à vapeur saturée	11 à 13 kg

La figure 90 représente d'après Henschel, la consommation de vapeur en kg par CV/h indiqué, *en fonction du timbre de la chaudière* pour les locomotives à simple expansion et à surchauffe et pour les locomotives compound à surchauffe.



Il s'agit maintenant de déterminer la *surface de chauffe vaporisante S* et la *surface de grille G*.

Nous avons vu que, eu égard à l'utilisation économique du combustible et à la bonne conservation de la chaudière, le régime moyen d'évaporation ne doit pas dépasser 57 à 60 kg de vapeur par m<sup>2</sup> de surface de chauffe et par heure ; dès lors,

$$S_{m^2} = \frac{Q^{kg/h}}{57 \text{ à } 60} \quad (3)$$

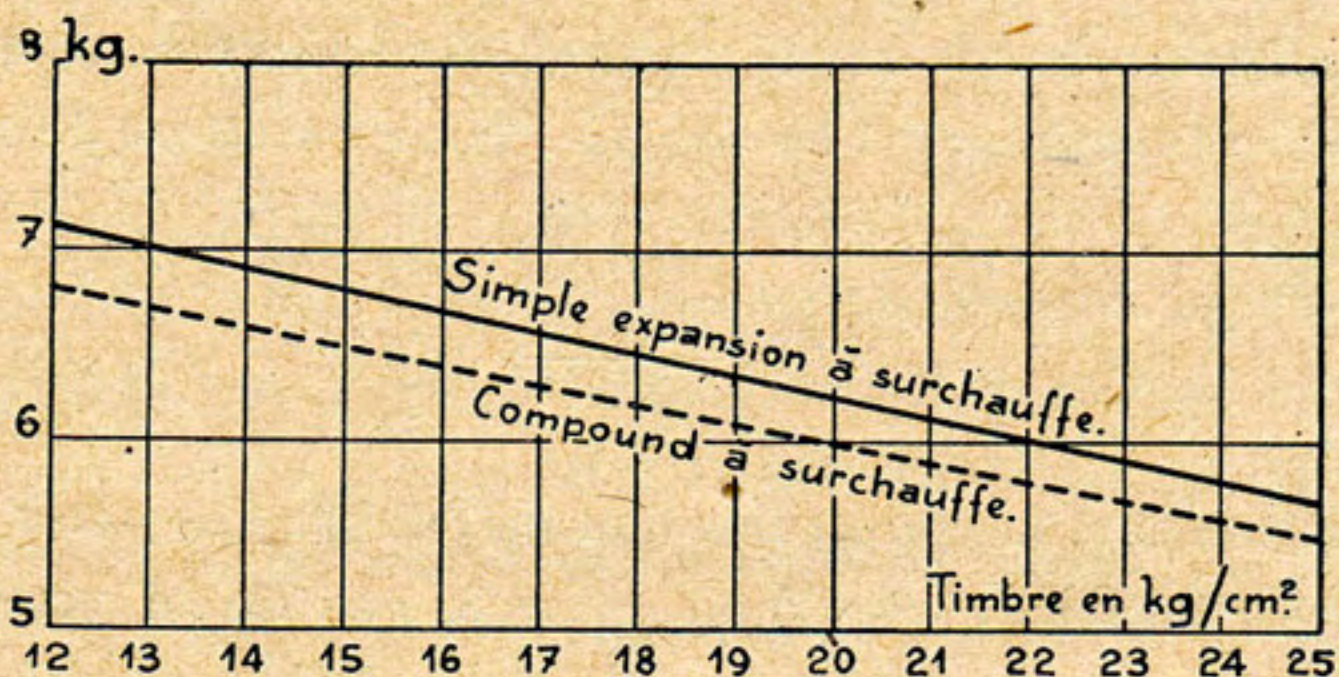


Fig. 90. — Consommation de vapeur en kg par CV/h indiqué.

Quant à la *surface de grille G*, elle sera, comme nous l'avons vu, égale à :

$$G_{m^2} = \frac{S_{m^2}}{50 \text{ à } 70} \quad (4)$$

La connaissance de la surface de grille détermine à peu près les dimensions et le poids de la chaudière.



## CHAPITRE V

### L'Échappement (1)

(621.133.5)

Le rôle de l'échappement dans la locomotive est capital ; c'est lui qui établit une liaison fonctionnelle entre ses deux éléments essentiels : la chaudière et le moteur à vapeur.

L'éjecteur formé par le tuyau de décharge des cylindres et par la cheminée proportionne d'une manière automatique et particulièrement simple la production de la chaudière aux besoins du moteur.

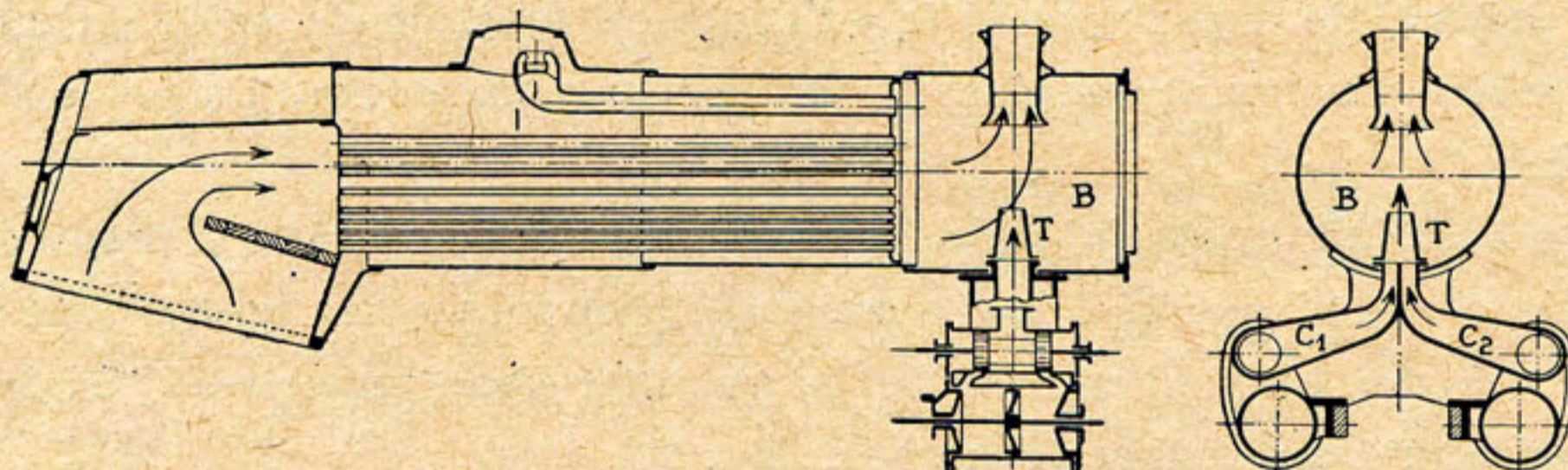


Fig. 91 et 92. — Mécanisme de l'échappement.

Les tuyaux de décharge  $C_1$ ,  $C_2$  venant des cylindres, fig. 91 et 92, se réunissent dans la boîte à fumée  $B$  de manière à ne plus former qu'un tuyau unique dont l'ouverture  $T$  débouche dans l'axe de la cheminée.

La vapeur de décharge sortant à très grande vitesse par la cheminée entraîne l'air et les gaz qui remplissent la boîte à fumée. Ce départ de l'air et des gaz crée une *dépression* qui se propage en s'affaiblissant quelque peu à travers la tubulure jusque dans le foyer. Il en résulte que, sous l'effet de la pression atmosphérique, l'air extérieur filtre à travers la grille, traverse le combustible en le brûlant ; les gaz résultant de cette combustion s'engouffrent dans le faisceau tubulaire, débouchent dans la boîte

(1) La locomotive à vapeur — A. Chapelon, 1938 — Éditeur Baillière, Paris.

Étude sur l'échappement des locomotives — F. Legein — Bulletin du Congrès des chemins de fer — janvier, février, mars 1920.

Locomotive — Boulvin, 1912.

Revue générale des chemins de fer — août et septembre 1928.

Revue générale des chemins de fer — février et mars 1935, novembre 1935 — Godfernaux.

Bulletin du Congrès des chemins de fer — avril 1933, novembre 1935.



à fumée et de là, sont entraînés au dehors par la vapeur de décharge. Tel est le mécanisme de l'échappement.

Nous verrons plus loin comment l'échappement réalise *l'automaticité du tirage*.

### A. — Quel est le problème à résoudre ?

Il faut que l'allure de combustion dans le foyer soit telle que, à chaque instant, la quantité de vapeur *produite* corresponde à la quantité de vapeur *dépendue*. Cet équilibre étant réalisé, la pression et le niveau de l'eau dans la chaudière resteront constants, condition nécessaire pour que la puissance susceptible d'être demandée au moteur puisse être continue.

### B. — Courbes caractéristiques.

1°) Le poids  $Q$  de *vapeur produite* à l'heure est fonction du poids du combustible brûlé par heure et par  $m^2$  de surface de grille et par conséquent du poids d'air admis sous la grille.

Or, ce poids d'air  $p_a$  est lui-même fonction de la dépression  $h$  produite dans la boîte à fumée par le dispositif d'échappement ( $p_a$  est proportionnel à  $\sqrt{h}$ ) de sorte que, en dernière analyse, on peut représenter la quantité d'eau vaporisée  $Q$  en fonction de la dépression  $h$  par une courbe telle que 1, fig. 93.

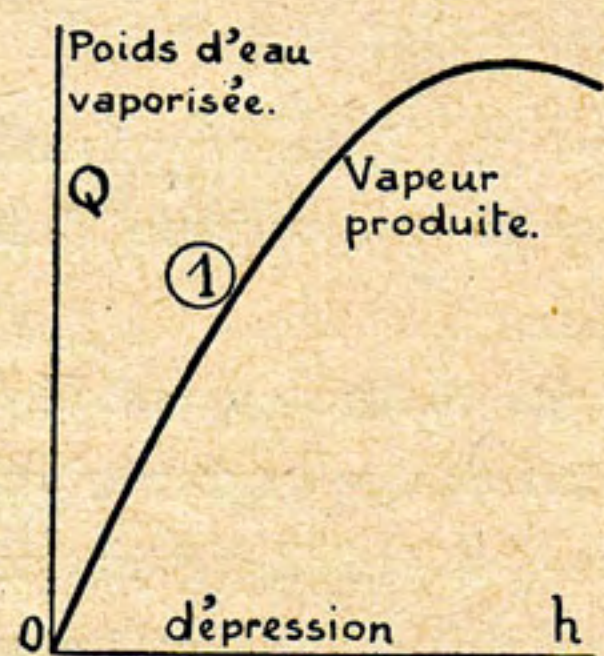


Fig. 93

Cette courbe présente un maximum. On conçoit, en effet, qu'il puisse exister une valeur déterminée de la dépression  $h$  pour laquelle la production de vapeur  $Q$  est maximum. En deçà de cette valeur  $h$ , la quantité d'air admise n'est pas suffisante ; au-delà, elle est trop forte, le feu risque d'être arraché et il faut changer la nature du combustible.

2°) Pour un même poids de vapeur rejeté par l'échappement, l'entraînement des gaz de la boîte à fumée sera d'autant plus énergique que la vapeur sortira avec une vitesse plus grande par l'orifice du tuyau de décharge. Or, cette vitesse elle-même sera d'autant plus grande que la pression de la vapeur d'échappement sera supérieure à la pression atmosphérique.

Cet excédent de pression et la vitesse qui en résulte, peuvent être réglés en donnant la dimension convenable à la section d'extrémité du tuyau de décharge, c.-à-d. à l'ouverture de sortie de la tuyère  $T$  (fig. 94).

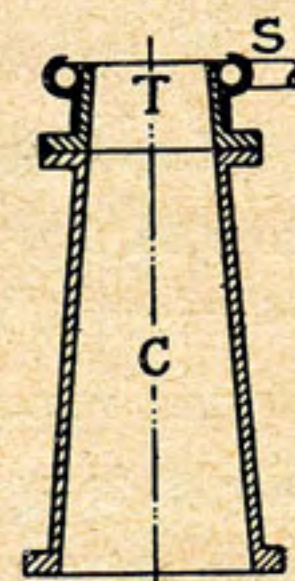


Fig. 94. — Tuyau de décharge surmonté de sa tuyère.



Mais lorsque, pour accroître la vitesse d'écoulement, l'on réduit la section de la tuyère, le piston refoule beaucoup plus difficilement la vapeur usagée dans la colonne d'échappement. La contrepression qui s'oppose au mouvement du piston lorsque l'une ou l'autre de ses faces est mise à l'échappement, diminue naturellement le travail utile que la vapeur vive produit dans les cylindres. Cette réduction de puissance donne la mesure de ce que coûte le travail de l'échappement.

La contrepression sur les pistons se mesure par l'excédent de pression de la vapeur de décharge sur la pression atmosphérique ; elle varie de quelque 150 gr/cm<sup>2</sup> à 500 gr/cm<sup>2</sup> selon que l'on marche à faible allure ou que l'on force celle-ci, mais il arrive qu'elle atteigne 800 gr/cm<sup>2</sup>.

La *dépression*  $h$  dans la boîte à fumée dépend de la résistance que le combustible offre au passage de l'air (nature, épaisseur), de la résistance que le faisceau tubulaire oppose à la circulation des gaz, de la quantité de charbon à brûler par heure. Elle varie de 100 mm à 300 mm d'eau, mais elle monte parfois à 400 mm.

La dépression est liée à la *contrepression*  $c_p$  par une relation qui dépend essentiellement des qualités particulières de l'échappement utilisé.

Cette relation se détermine expérimentalement en mesurant les valeurs correspondantes de  $h$  et de  $c_p$ , elle peut être représentée par la courbe 2, fig. 95, ou par la courbe 3, fig. 96, si l'on intervertit simplement les ordonnées et les abscisses.

La courbe 2, fig. 95, est approximativement une droite, c'est-à-dire qu'il existe un rapport sensiblement constant entre la

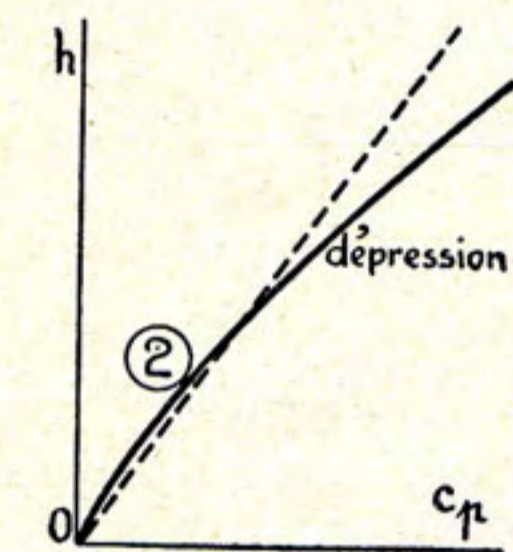


Fig. 95.

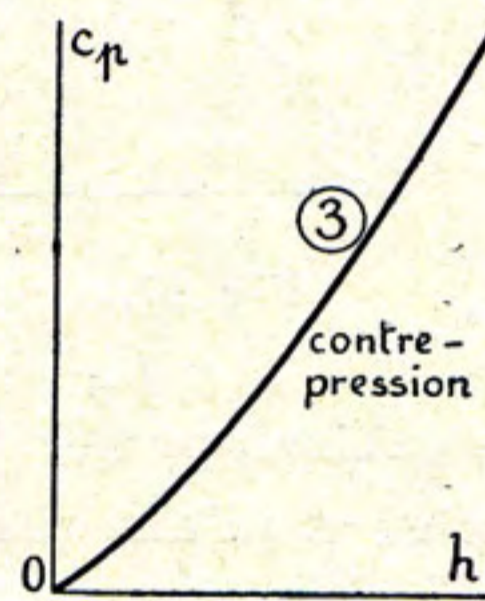


Fig. 96.

dépression  $h$  dans la boîte à fumée et la compression à l'échappement  $c_p$  :

$$\frac{h}{c_p} = \text{constante.} \quad (\text{A})$$

En fait, la courbe 2 présente une légère concavité tournée vers l'axe des contrepressions, c'est-à-dire que la contrepression  $c_p$  croissant, la dépression  $h$  n'augmente pas tout à fait dans la même proportion.

3°) Par ailleurs, si l'on considère une valeur constante de la section  $s$  de la tuyère d'échappement, la contrepression  $c_p$  varie elle-même comme le carré du poids  $q$  de vapeur dépensée qui s'échappe par seconde, la relation est de la forme

$$q^{\text{kg/sec}} = Ks \sqrt{c_p} \quad (\text{B})$$

dans laquelle  $K$  est une constante (1).

(1) Avec une tuyère de section fixe, le manomètre de contrepression à l'échappement constitue un véritable compteur de vapeur.



Puisqu'on a d'autre part  $\frac{h}{c_p} = c^{te}$ , (formule A), la courbe 2 peut être remplacée par la courbe 4, tracée en prenant  $q$  pour ordonnée (fig. 97).

4°) La superposition des courbes 1 et 4 (fig. 98), montre clairement les relations qui doivent exister entre les caractéristiques de l'échappement et celles de la chaudière pour que l'équilibre entre la quantité de vapeur réellement dépensée  $q$  et la quantité de vapeur produite  $Q$  puisse être réalisé.

La courbe 4 donne le poids de vapeur  $q$  exigé par l'échappement pour produire la dépression  $h$  dans la boîte à fumée, la courbe 1 donne le poids de vapeur  $Q$  que la chaudière pourra produire quand cette dépression sera réalisée.

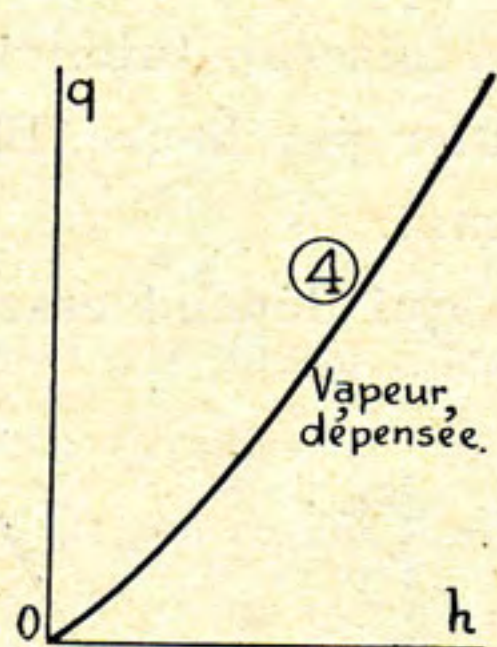


Fig. 97.

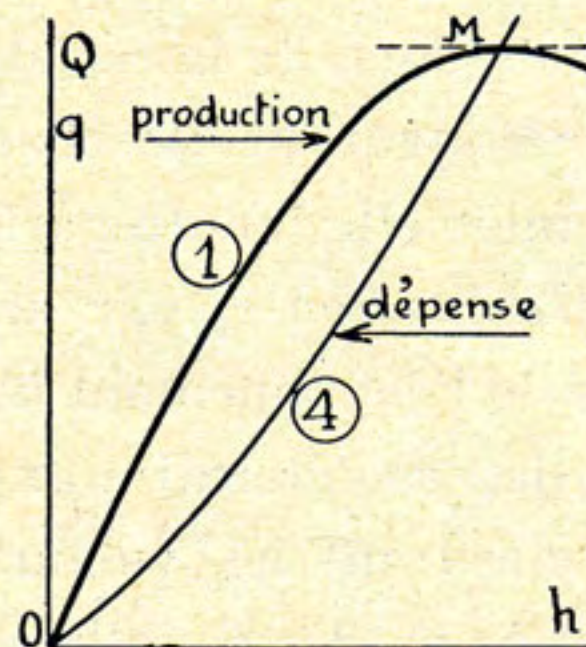


Fig. 98.

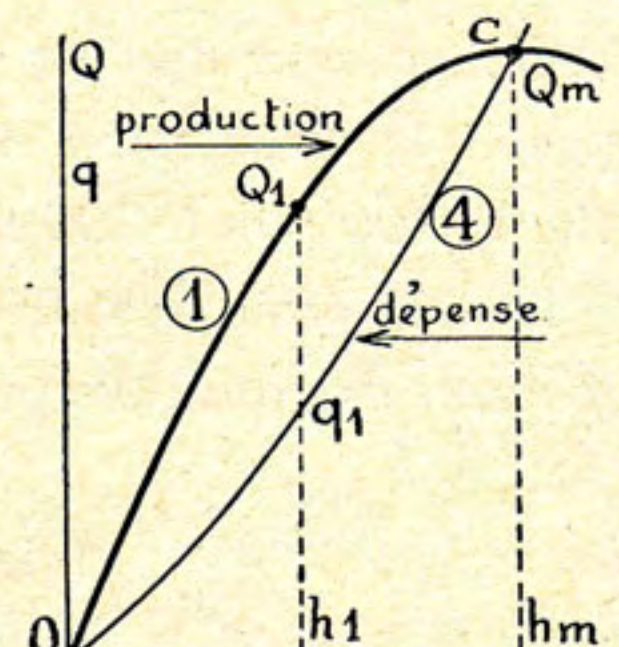


Fig. 99.

Ainsi, pour créer une dépression  $h_1$  dans la boîte à fumée (fig. 99), l'échappement exigera qu'une quantité de vapeur  $q_1$  passe par seconde à travers la tuyère et, lorsque ce vide  $h_1$  sera créé, il provoquera une allure de combustion sur la grille telle que la chaudière pourra produire une quantité de vapeur  $Q_1$  supérieure à la quantité de vapeur  $q_1$  nécessaire pour produire le tirage.

Mais, en fait, les quantités  $q$  et  $Q$  sont égales puisque la quantité de vapeur produite par la chaudière s'écoule en totalité par l'échappement. La fig. 99 montre que pour toutes les dépressions inférieures à  $h_m$ , la quantité de vapeur exigée par l'échappement est moindre que la quantité de vapeur que la chaudière peut produire. La vaporisation pourra donc être poussée progressivement, sans qu'il soit nécessaire de modifier le réglage de l'échappement et cela, jusqu'à ce que la dépression atteigne la valeur  $h_m$  correspondant à l'intersection des deux courbes, le point C marquant l'état de régime. Cela suppose, bien entendu que le foyer est alimenté en conséquence.

*Conclusion.* — Le point d'intersection C des deux courbes correspond à la production de vapeur maximum  $Q_m$  que permet d'obtenir l'échappement du type utilisé et tel qu'il a été réglé.



Il s'ensuit que l'insuffisance de production d'une chaudière peut très bien ne pas provenir d'une insuffisance de ses dimensions mais peut trouver son origine dans l'emploi d'un dispositif d'échappement défectueux ou d'un dispositif d'échappement convenable mais mal réglé, le point d'intersection des deux courbes se situant trop bas.

Naturellement, pour pouvoir utiliser effectivement toute la puissance dont une chaudière est capable, il faut (fig. 98) que le dispositif d'échappement soit tel que sa courbe caractéristique 4 coupe la courbe caractéristique de production 1 de la chaudière dans le voisinage du maximum  $M$  de cette courbe 1, en restant d'ailleurs un peu en-deçà. Ainsi, la production sera toujours en léger excédent sur la dépense. Il n'est pas indiqué de dépasser le maximum  $M$ , mais celui-ci doit pouvoir être atteint.

Pour réaliser cet idéal, il suffit de serrer suffisamment l'échappement c'est-à-dire de réduire à suffisance la section  $s$  de la tuyère de manière à incliner la courbe  $OA$  vers le bas jusqu'en  $OB$  (fig. 100).

Cependant, on est limité dans cette voie par le fait que la contrepression  $C_p$  augmente en même temps que la dépression et il peut arriver que l'augmentation de la contrepression soit telle que l'on perde plus en puissance du côté moteur que l'on ait gagné du côté chaudière en augmentant la dépression.

Il faudra donc adopter le type d'échappement capable de donner la plus grande dépression avec le minimum de contrepression.

Remarquons qu'un excès de serrage de la tuyère peut aussi limiter la puissance de production de la chaudière parce que la dépression qui en résulte soulève le feu, l'arrache et l'entraîne dans la boîte à fumée rendant la tenue du feu impossible.

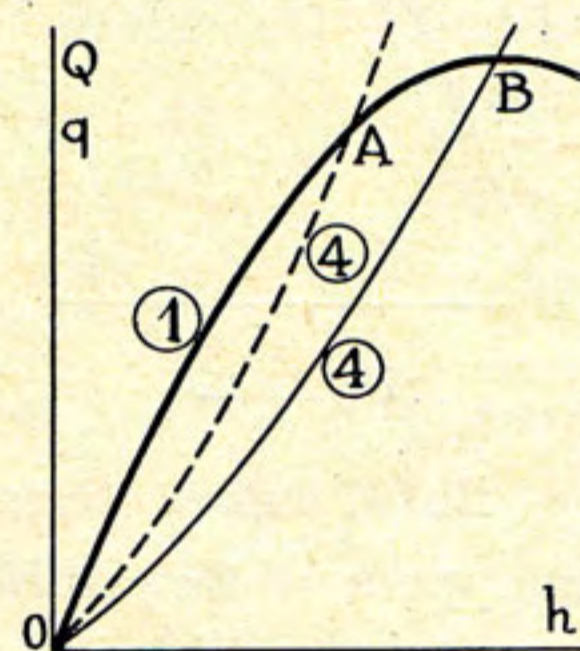


Fig. 100.

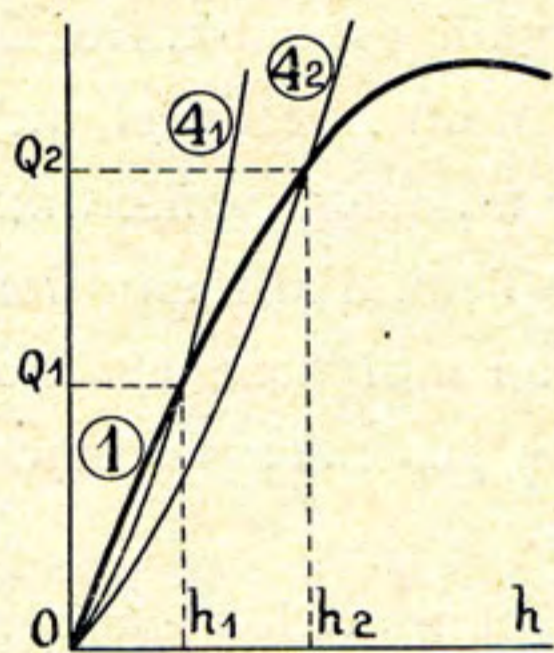


Fig. 101.

Lorsque l'échappement adopté permet de produire une quantité de vapeur  $Q$  alors qu'une quantité  $q$  suffit parce que la locomotive remorque un train plus léger qu'à l'ordinaire, on modérera l'allure de la vaporisation soit en réglant le tirage en fermant plus ou moins les clapets du cendrier, soit en modérant le chargement du foyer, soit en usant des deux moyens.

5°) Les deux courbes 1 et 4 ne présentent en réalité qu'une très faible courbure et s'écartent peu l'une de l'autre ; par des modifications très voisines ( $s$  et  $s - ds$ ) de la section de la

tuyère d'échappement procurant des dépressions  $h_1$  et  $h_2$  (fig. 101), la puissance limite correspondante de production de la chaudière peut être ou très faible telle que  $Q_1$  ou beaucoup plus grande telle que  $Q_2$ . Cela montre que, d'une part, un réglage précis



de la tuyère d'échappement sur chaque locomotive est nécessaire et que, d'autre part, ce réglage ne peut être considéré comme *mis au point* que lorsque la locomotive vaporise bien à toutes les allures c'est-à-dire quand on peut atteindre le maximum de production susceptible d'être obtenu avec la chaudière.

6°) Le faible écart qui existe entre les positions des courbes 1 et 4 montre encore que l'utilité des dispositifs d'échappement *variables* est très restreinte.

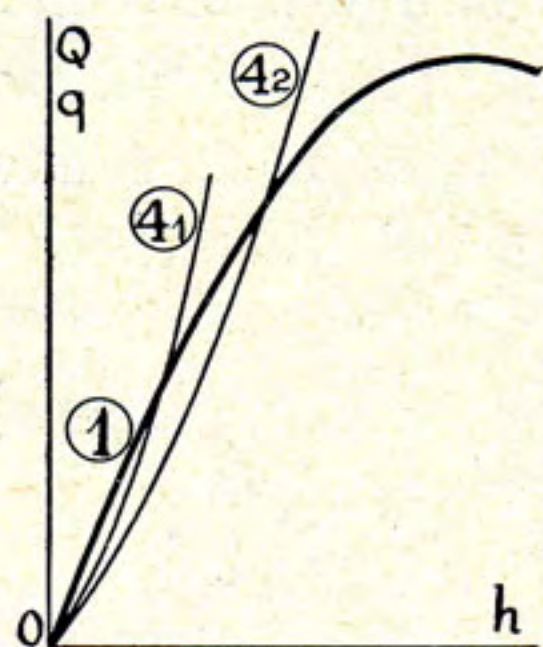


Fig. 102.

La *variabilité* n'a, en effet, pour but que de pouvoir passer à *volonté* d'une courbe telle que  $4_1$ , fig. 102, à une courbe telle que  $4_2$  en réduisant la section  $s$  de la tuyère à  $s - ds$  ; mais, comme ces courbes sont très voisines, le champ des variations efficaces est très restreint et, une fois que l'on a déterminé expérimentalement la section de tuyère qui donne une bonne vaporisation à toutes les allures, le mécanicien n'éprouve pas le besoin de la modifier. Il pourrait cependant ne plus en être de même en cas de changement important dans la nature du combustible employé.

En d'autres termes, *pratiquement*, l'échappement variable se transforme en échappement fixe après que l'on a trouvé expérimentalement la section optimum de la tuyère.

\* \* \*

#### Influence sur le tirage d'un prélèvement de vapeur à l'échappement.

Quand on prélève une certaine quantité de vapeur sur l'échappement soit pour faire fonctionner un injecteur, soit pour réchauffer l'eau d'alimentation, la quantité de vapeur usagée qui sort par la tuyère est moindre que celle qui passe par le moteur, la contrepression est moindre et, toutes choses égales, la dépression est moindre. On pourrait croire que, dans ces conditions, la vaporisation sera moins facile et qu'il faudra alors resserrer l'échappement s'il est variable ou utiliser un échappement fixe approprié. Cela n'est pas certain parce que, par le réchauffage de l'eau d'alimentation, l'on introduit des calories dans la chaudière. On devra donc brûler moins de charbon et le tirage pourra être plus faible sans inconvénient. Il ne faudra pas nécessairement resserrer l'échappement.

Cependant, l'expérience montre que l'activité réduite de la combustion donnera lieu à une température de *surchauffe* légèrement moindre.

En ce qui concerne *la contrepression*, si le prélèvement de vapeur à l'échappement est de 15 %, par exemple, la quantité de vapeur qui passera par la tuyère sera

$$q' = 0,85 q$$

$q$  étant la quantité de vapeur ayant passé par le moteur.



Comme les contrepressions sont approximativement proportionnelles au carré des débits (formule B, page 81), elles seront dans le rapport  $1/0,85^2$  c.-à-d.  $1/0,72$  selon qu'il n'y aura pas ou qu'il y aura réchauffage.

Si l'on marche à faible allure avec une contrepression de  $100 \text{ gr/cm}^2$  avec alimentation par injecteur ordinaire, cette contrepression tombera à  $72 \text{ gr/cm}^2$  dans le cas du réchauffeur d'eau, soit un gain de  $28 \text{ gr/cm}^2$ . Mais, si l'on marche à forte allure avec une contrepression de  $500 \text{ gr/cm}^2$ , par exemple, la nouvelle contrepression sera de  $360 \text{ gr/cm}^2$ , soit un gain de  $140 \text{ gr/cm}^2$ . Celui-ci, dans le cas d'une machine de vitesse roulant à  $140 \text{ km/h}$ , peut correspondre à un gain de  $80$  à  $100$  chevaux.

Outre l'économie de chaleur, le réchauffeur est intéressant sur les machines très poussées et à très grande vitesse, puisqu'il permet de réduire sérieusement la contrepression à l'échappement.

\* \* \*

La contrepression qui s'exerce sur les faces du piston mises à l'échappement et qui résulte du rétrécissement de la tuyère constitue la pression motrice qui force la vapeur usagée à pénétrer dans l'atmosphère avec une certaine vitesse et, c'est cette vitesse qui provoque l'aspiration des gaz du foyer.

La contrepression dépend de la qualité du dispositif d'échappement utilisé car celui-ci nécessite, *sui vant son propre rendement*, une énergie plus ou moins grande pour *aspirer*, d'une part, les gaz de la combustion à travers la chaudière et pour les *rejeter* d'autre part, à l'atmosphère.

L'échappement doit donc remplir *une double fonction*, plus ou moins bien différenciée selon les systèmes adoptés :

1°) une fonction de *mélange*, dont le but est de réaliser la pénétration intime de la vapeur usagée aspirante et des gaz aspirés ;

2°) une fonction *d'évacuation* des gaz à l'atmosphère avec travail de refoulement pour que les produits de la combustion puissent passer de la pression à laquelle ils se trouvent dans la boîte à fumée à la pression atmosphérique.

Dans les systèmes *modernes* d'échappement, on cherche à réaliser ces deux fonctions dans deux parties distinctes :

1°) dans la première partie (tuyère spéciale et petticoat, par exemple), le mélange se fait dans la proportion désirée ;

2°) dans la seconde partie (petticoat et cheminée), la pression est vaincue sans nouveau mélange.



C. — Comment est-on arrivé progressivement aux systèmes modernes d'échappement ?

1. Dispositif « à petticoat » des Américains.

Avec le système primitif d'échappement ne comportant qu'une seule tuyère placée sous la cheminée (fig. 91 et 92, page 79) et ne réalisant qu'un seul étage d'aspiration, il est difficile d'obtenir un tirage uniforme dans tous les tubes.

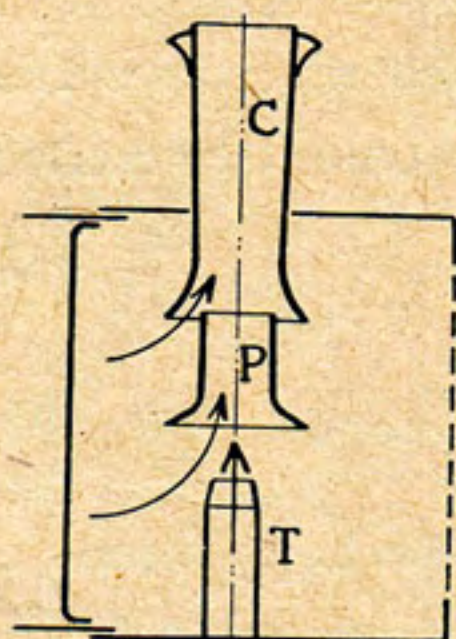


Fig. 103. — Dispositif d'échappement américain « à petticoat ».

Depuis très longtemps, la pratique américaine a consacré le dispositif représenté fig. 103 et fig. 104 comportant l'intercalation entre la cheminée *C* et la tuyère *T* d'un ou de plusieurs ajutages coniques *P*, appelés *petticoats* (de l'anglais : jupe).

L'orifice de la tuyère est placé relativement bas, le jet de vapeur de décharge et les gaz entraînés sont reçus dans le premier petticoat, qui joue par rapport au petticoat qui le surmonte le rôle de tuyère et ainsi de proche en proche jusqu'à la cheminée.

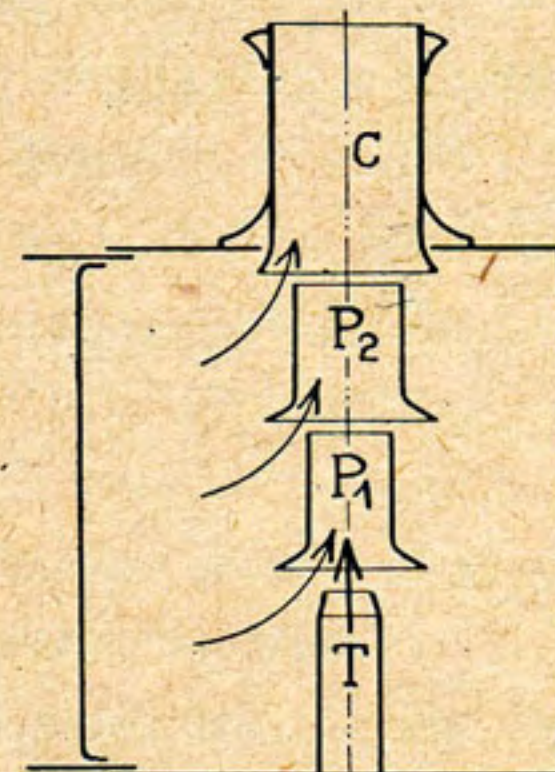


Fig. 104. — Petticoats multiples.

En multipliant les zones d'aspiration, les petticoats favorisent, en l'échelonnant, le mélange de la vapeur de décharge et des gaz aspirés et réduisent les pertes de charge dues aux chocs des veines qui s'affrontent lors du mélange. En outre, les gaz étant aspirés dans plusieurs régions, la dépression se répartit plus également dans le faisceau tubulaire et l'uniformité du tirage sur toute l'étendue de la grille est mieux assurée.

L'énergie épargnée par l'emploi de plusieurs ajutages est employée à communiquer de la vitesse à un poids plus grand de fluide.

C'est le petticoat inférieur qui est le plus efficace, de même le second est plus efficace que le troisième et ainsi au fur et à mesure qu'on se rapproche de la cheminée. Aussi convient-il de bien choisir les dimensions et le niveau du premier petticoat.

La multiplicité des étages d'aspiration des petticoats peut être intéressante lorsque les différentes parties du faisceau tubulaire offrent une résistance inégale au passage des gaz, par suite notamment de la présence des tubes surchauffeurs. Il convient, cela va sans dire, que les points d'aspiration multiples soient judicieusement étagés devant la plaque tubulaire de boîte à fumée.

Remarquons que le débit d'un tube à fumée dépend non seulement de la puissance



d'aspiration produite par l'échappement *au droit* de ce tube, mais dépend encore des résistances qui s'opposent à la circulation des gaz sur tout leur parcours c'est-à-dire du cendrier, de la couche de combustible, de l'ampleur et de l'orientation de la voûte, de la section et de la longueur du tube considéré (fig. 91 et 92, page 79).

### 2. Tuyères à jets multiples.

En 1919, l'ingénieur finlandais *Kylälä* a imaginé de placer immédiatement au-dessus de la tuyère de décharge un ajutage spécial constitué de quatre tuyères s'amorçant sur une embase commune, fig. 105 à 107 et dont la section horizontale rappelle celle d'un trèfle à quatre feuilles. La partie inférieure est évasée pour favoriser l'aspiration des gaz. Les tuyères à jets multiples atténuent les pertes de charges par choc pendant l'opération de mélange, les gaz aspirés rencontrant presque tangentiellement les veines aspirantes.

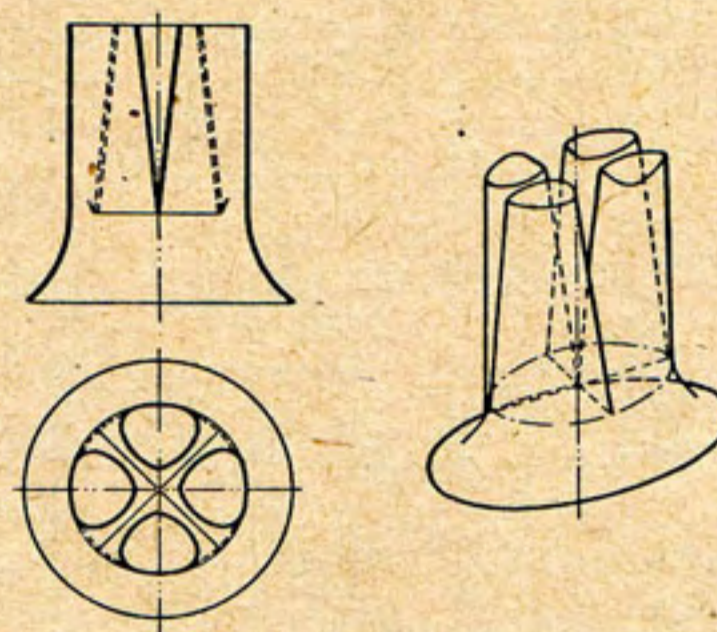


Fig. 105 à 107. — Échappement Kylälä.

### 3. Échappement Kylchap.

L'ingénieur français *Chapelon* a utilisé l'échappement *Kylälä* sous deux combinaisons différentes :

1°) Il se sert (fig. 108) d'une tuyère conique circulaire ordinaire *T* mais munie à sa partie supérieure de 4 barrettes trapézoïdales placées en croix et divisant le jet de

vapeur de décharge en 4 parties qui s'engagent dans les 4 tuyères d'un ajutage *Kylälä*. Un petticoat américain s'intercale entre le *Kylälä* et la cheminée ; c'est le type d'échappement *K/C*.

2°) Le petticoat est supprimé, fig. 109, mais la cheminée est terminée à sa partie inférieure par une sorte de *trompe* surmontant le *Kylälä*, c'est le type *K/T*.

Ces deux systèmes, combinant les conceptions *Kylälä* et *Chapelon*, ont été dénommés échappements

*Kylchap*. On les rencontre associés au système de la

*double cheminée*, innovation introduite avec succès dès septembre 1923, sur les locomotives *Pacific*, type 10, de la Société Nationale des Chemins de fer belges par l'ingénieur *F. Legein*, dispositif dont nous parlerons page 88.

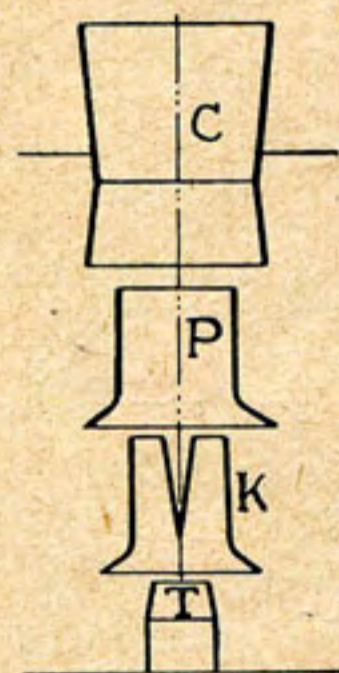


Fig. 108. — Échappement K/C.

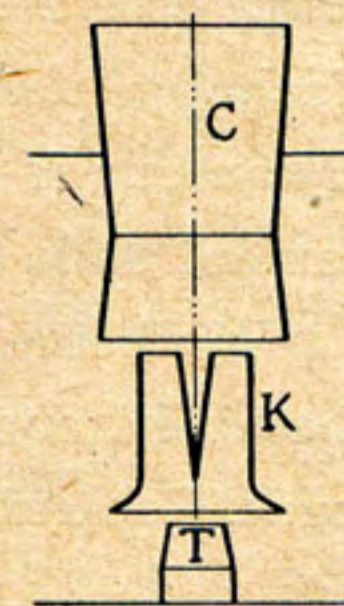


Fig. 109. — Échappement K/T.



En septembre 1931, une locomotive type 9 (n° 908) du dépôt de Bruxelles-Nord de la S. N. C. B. a été munie d'un échappement Kylchap (1).

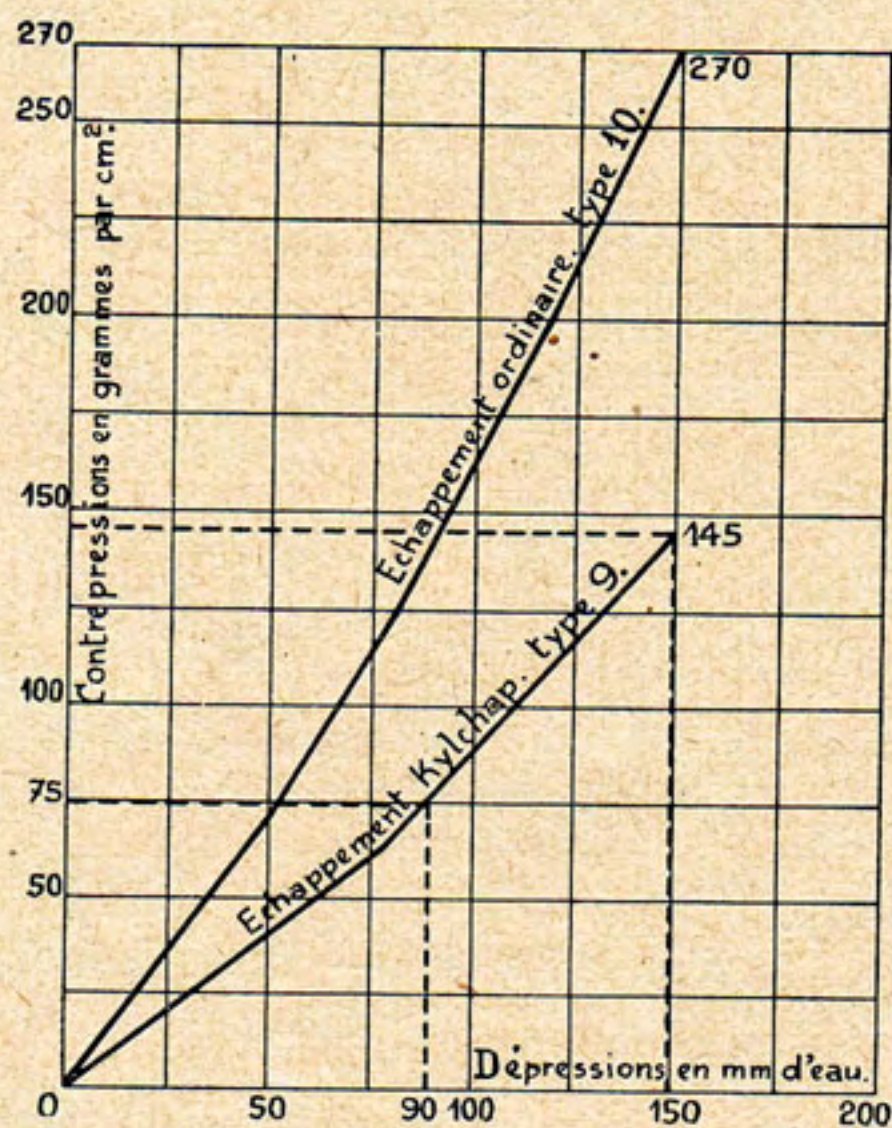


Fig. 110. — Résultats obtenus par un échappement *Kylchap* monté sur une locomotive du type 9 de la S. N. C. B.

La figure 110 montre la loi de variation de la contrepression relevée au cours des essais. On voit que pour une dépression de 150 mm d'eau, la contrepression atteint 145 grammes par  $\text{cm}^2$ ; pour des dépressions de 90 mm habituelles avec ce type de machine, la contrepression ne dépassait guère 75  $\text{gr}/\text{cm}^2$ .

Ces contrepressions sont relativement basses comparées à celles obtenues avec un échappement ordinaire sur des locomotives du type 10 où, pour une dépression de 150 mm d'eau, la contrepression était de 270  $\text{gr}/\text{cm}^2$  (fig. 110).

Pour une même dépression de 150 mm, une différence de contrepression de  $270 - 145 = 125$   $\text{gr}/\text{cm}^2$ , appliquée à la locomotive type 9 correspond à une économie de puissance de 66 CV (2).

#### 4. Double cheminée.

L'augmentation de la puissance des locomotives a entraîné l'augmentation de la surface de grille. Dès lors, pour assurer un tirage convenable dans le foyer, il faut agrandir tout le dispositif d'échappement dans la boîte à fumée et, notamment, augmenter la hauteur  $H$  qui sépare l'orifice supérieur de la tuyère d'échappement de la base de la cheminée, fig. 111.

Malheureusement, le gabarit limitant la hauteur de la cheminée, conditionne la hauteur totale du dispositif d'échappement. Cependant, si l'on fait usage de *deux cheminées jumelles*

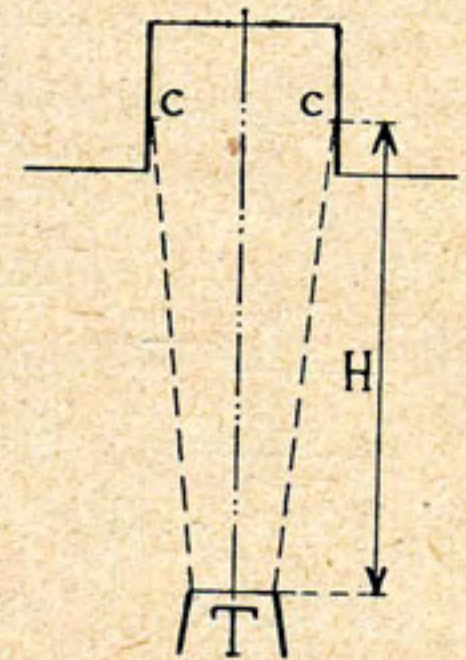


Fig. 111.

(1) Cette machine était incorporée dans une série de services de trains à marche rapide comprenant notamment les trains Pulmann Ostende-Cologne, Bruxelles-Calais et Edelweiss.

(2) Locomotive type 9 (2-3-0) :

$d = 0,445$  m,  $l = 0,640$  m,  $D = 1,980$  m,  $V = 120$  km/h,  $v = 33$  m/sec.

$C_p = 125$   $\text{gr}/\text{cm}^2$ , 4 cylindres égaux,  $n = \frac{v}{\pi D} = 5$  t/sec.

L'économie est égale à :

$$\frac{\pi d^2}{4} \times l \times C_p \times 2 \times 4 \text{ cyl.} \times n \times \frac{1}{75} = \frac{3,14 \times 44,5^2 \times 0,64 \times 0,125 \times 2 \times 4 \times 5}{4 \times 75} = 66 \text{ CV.}$$



correspondant à une tuyère d'échappement également dédoublée, on peut conserver les hauteurs usuelles tout en assurant un fonctionnement normal du tirage de la locomotive. En effet :

Désignons par  $d$  le diamètre de la tuyère  $T$  (fig. 112), par  $s$ , sa section,  $D$  le diamètre de la cheminée et  $S$  sa section.

L'expérience montre que le jet de vapeur prend une forme tronconique, l'inclinaison de la génératrice étant de  $1/10$ .

Il a été constaté que le tirage augmente avec la hauteur de la cheminée mais pas dans une forte proportion ; l'essentiel c'est que le cône de vapeur touche les parois et il est désirable que la cheminée ait une hauteur  $h$  égale au moins à son diamètre  $D$ , au-dessus de la circonférence de contact  $c$  (marge de sécurité).

Si le diamètre  $D$  est trop grand, le jet passe à travers la cheminée sans toucher les parois et le tirage diminue considérablement (1).

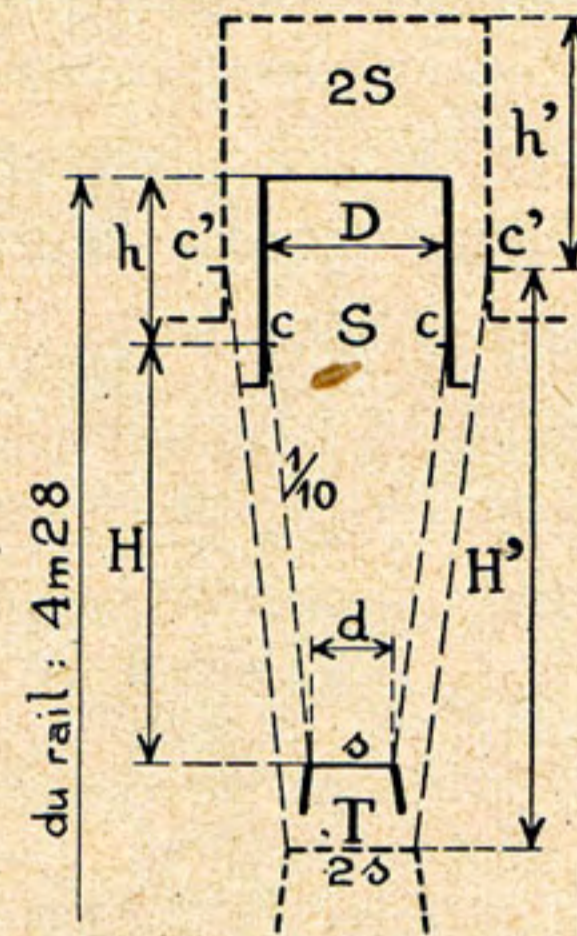


Fig. 112.

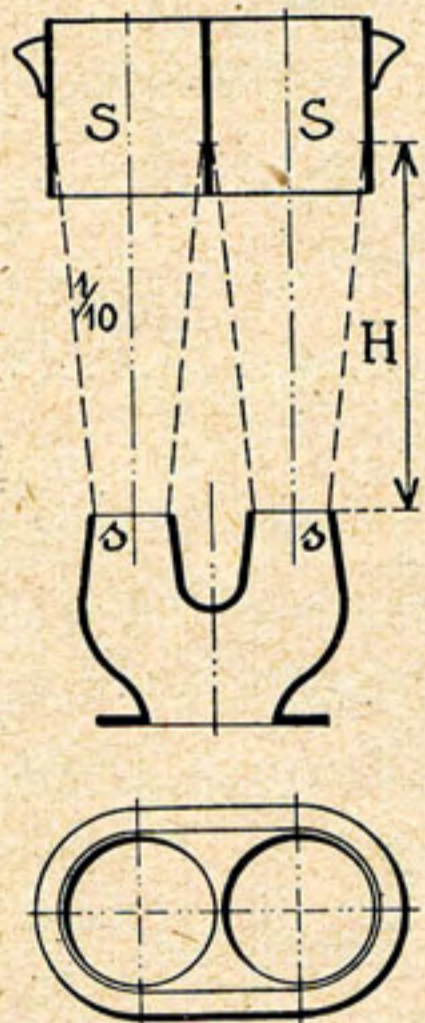


Fig. 113 et 114. — Cheminées jumelles avec tuyère d'échappement dédoublée.

Considérons à présent une locomotive existante dont le sommet de la cheminée est à 4,28 mètres au-dessus du rail (fig. 112) limite permise par le gabarit. La surface de grille  $G = 2 \text{ m}^2$ , le diamètre  $d$  de la tuyère = 130 mm.

Si l'on se propose de construire une locomotive dans laquelle  $G = 4 \text{ m}^2$ , il faudra, pour évacuer la production double de vapeur, une tuyère de section double, donc un diamètre égal à  $\sqrt{2}$  fois le diamètre de la tuyère de la locomotive existante.

Le diamètre  $D$  de la cheminée sera de même  $\sqrt{2}$  fois plus grand ; la hauteur  $H$  entre la tuyère et la cheminée également (2). Or, il se peut que la place fasse défaut pour augmenter la hauteur dans cette proportion.

Mais, si l'on utilise deux tuyères de diamètre  $d$ , égales à celle de la locomotive modèle, fig. 113 et 114, la section totale voulue sera réalisée et, en prenant deux cheminées identiques à celle du modèle, la hauteur  $H$  pourra être conservée.

(1) C'est pourquoi il vaut mieux régler l'échappement en employant une *barrette*, qui diminue la section sans en modifier le pourtour (fig. 115), que d'agir sur le diamètre de l'ouverture. Dans ce dernier cas, le cône de vapeur se rétrécit et pourrait passer librement par la cheminée sans toucher les parois, d'où diminution de l'efficacité du tirage, c'est dans la mesure où cette éventualité est à craindre qu'une barrette est préférable.



Fig. 115.

(2) Dans un dispositif à  $n$  cheminées, la distance nécessaire  $H$  est réduite dans le rapport  $\sqrt{n}$ . Certaines locomotives américaines sont pourvues d'échappements *quadruples*.



On aura alors réalisé un échappement fonctionnant dans les mêmes conditions que sur la locomotive de puissance moitié moindre prise pour modèle et cela, avec la même hauteur  $H$ .

On pourrait aussi résoudre le problème en rétrécissant suffisamment la tuyère pour arriver à une hauteur admissible du cône de vapeur, tout en réalisant le tirage voulu, mais alors la contrepression augmenterait aux dépens de l'économie.

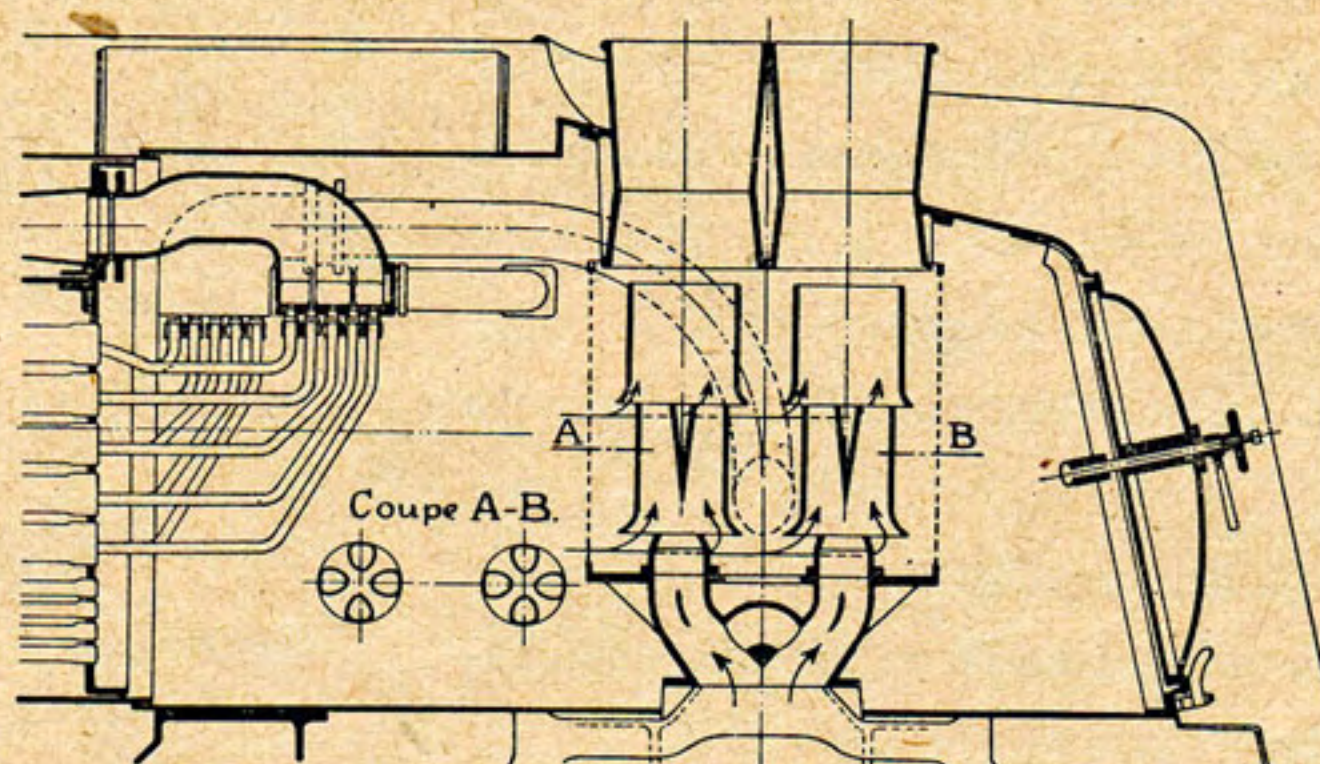


Fig. 116. — Double cheminée système *Legein* — Échappement *Kylchap* — Locomotives types 1 et 12 de la S. N. C. B.

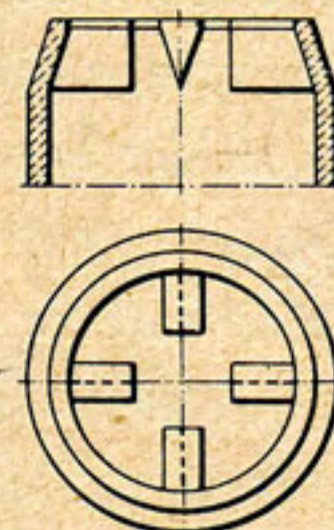


Fig. 117 et 118.

Les locomotives Pacific type 1 et Atlantic, type 12, de la S. N. C. B. sont munies d'une double cheminée avec échappement *Kylchap*, fig. 116. Les figures 117 et 118 montrent les quatre amorces de barrettes qui coiffent la tuyère.

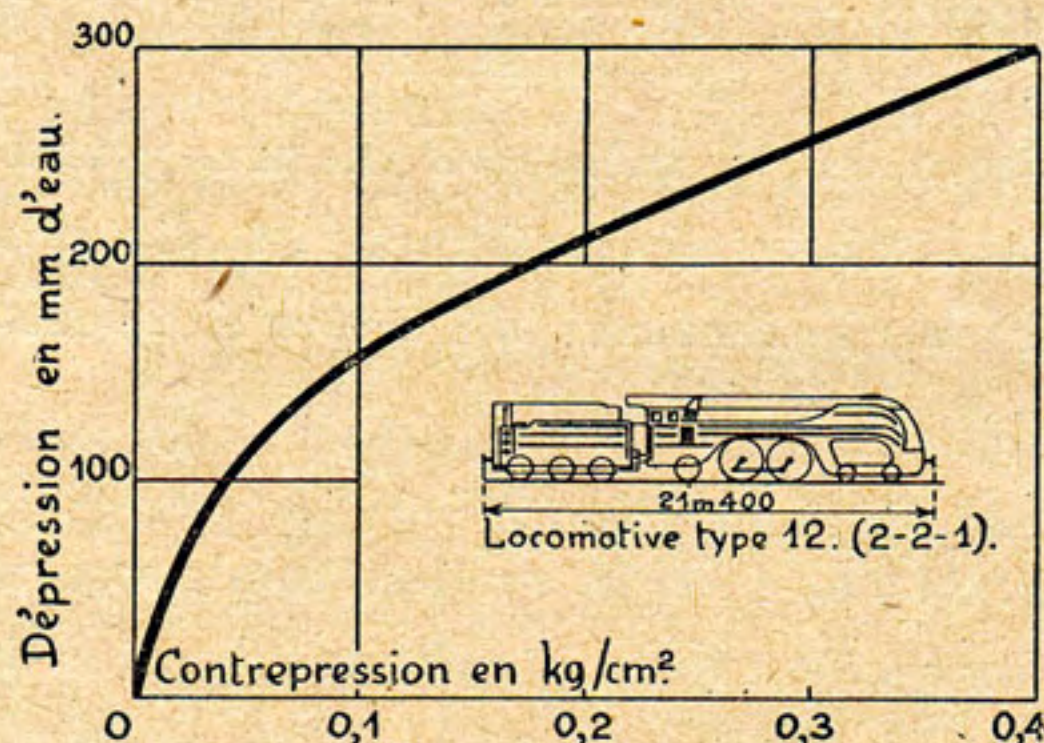


Fig. 119.

La figure 119 donne, pour la locomotive type 12 les dépressions exprimées en mm d'eau dans la boîte à fumée en fonction des contrepressions d'échappement exprimées en  $\text{kg}/\text{cm}^2$ .

Habituellement, on place les deux cheminées l'une derrière l'autre plutôt que côte à côte transversalement pour éviter l'inégalité de l'activité de la combustion sur les côtés droit et gauche de la grille pouvant résulter de légères différences dans les deux échappements ou d'un serrage

inégal de leurs tuyères. Par ailleurs, le gabarit affectant une section transversale plus ou moins circulaire, la disposition transversale côte à côte peut, dans certains cas, être impossible.



*Conclusion.* — Si nous voulons résumer les progrès réalisés dans l'échappement en ces dernières années, nous soulignerons la conjugaison des dispositifs à jets multiples avec les systèmes à zones d'aspiration étagées déchargeant dans une ou plusieurs cheminées de section largement établie.

Ces modifications se traduisent par une augmentation de la puissance de la locomotive résultant d'un débit plus uniforme du faisceau tubulaire, obtenu avec une dépression moindre, avec des pertes de charge inférieures, sous l'effet d'une contre-pression motrice moins importante.

Le rendement énergétique des dispositifs modernes d'échappement est presque double de celui des systèmes anciens.

#### D. — Le Centrage.

Le bon fonctionnement de n'importe quel dispositif d'échappement est intimement lié à un centrage parfait par rapport à l'axe de la cheminée.

Un *décentrage longitudinal* dérègle le feu sur la longueur de la grille, avec éventuellement, arrachage du feu à l'avant ou à l'arrière.

Un *décentrage transversal* produit un dérèglement entre les deux côtés de la grille.

#### E. — Variabilité de la section de la tuyère d'échappement.

Nous avons dit, page 84, que les échappements variables ont une utilité très restreinte et qu'ils permettent surtout de faciliter la mise au point de la section optimum de la tuyère.

La variabilité a d'ailleurs perdu beaucoup de son intérêt depuis l'introduction des dispositifs modernes d'échappement. C'est donc plutôt pour mémoire que nous citerons les échappements variables à *valves*, à *cône mobile*, à *trèfle*, très employés sur les locomotives françaises de types anciens, de même que l'échappement *annulaire variable Boty* et l'échappement à *lanterne* utilisés autrefois sur les locomotives belges.

Remarquons, enfin, que le fonctionnement des échappements variables laisse souvent à désirer. Ceux-ci comportent, en effet, une série d'organes frottant les uns sur les autres et qui se trouvent dans un milieu (escarbilles, température, humidité) qui nuit beaucoup à leur bonne conservation. Ils nécessitent pour le moins un entretien constant.

---



## CHAPITRE VI

# Projet d'une locomotive à vapeur

### Détermination des dimensions du mécanisme.

Avant d'entreprendre le calcul des dimensions à donner au mécanisme moteur d'une locomotive, recherchons les proportions que la pratique a consacrées.

#### 1. Diamètre des roues motrices.

Lorsque l'on veut faire de la vitesse, il faut donner au diamètre des roues motrices une valeur suffisamment grande pour que le nombre  $n$  de tours par seconde ne soit pas trop élevé. Le diamètre des roues motrices est, en effet, lié à la vitesse maximum que la locomotive doit pouvoir atteindre par la relation :

$$v^{m/sec} = \pi D^m \times n^{t/sec}. \quad (A)$$

Or, on admet généralement pour  $n$  un maximum de 6 t/sec afin :

1°) de ne pas apporter trop de perturbation dans la distribution de la vapeur dans les machines à tiroirs mûs par coulisse ;

2°) d'éviter de donner aux pièces du mécanisme (pistons, etc.) de trop grandes vitesses. La vitesse linéaire du piston  $v_p$  ne doit pas dépasser 8 à 9 m/sec.

$$v_p = 2 l . n \quad (B)$$

(1) Exemples :

1°) Locomotive Mikado (1 — 4 — 1), type 5 de la S. N. C. B. remorquant les trains de voyageurs sur la ligne du Luxembourg en rampe de 16 mm/m.

$$V_{max} = 100 \text{ km/h.}$$

$$D = 1,700 \text{ m.}$$

$$l = 0,720 \text{ m.}$$

d'où

$$v = \frac{100}{3,6} = 27,7 \text{ m/sec.}$$

$$n = \frac{v}{\pi D} = \frac{27,7}{3,14 \times 1,70} = 5,2 \text{ t/sec.}$$

$$v_p = 2 l . n = 2 \times 0,720 \times 5,2 = 7,50 \text{ m/sec.}$$

2°) Locomotive Atlantic (2 — 2 — 1), type 12 de la S. N. C. B. remorquant les trains balnéaires rapides sur la ligne de Bruxelles à Ostende.

$$V_{max} = 140 \text{ km/h.}$$

$$D = 2,100 \text{ m.}$$

$$l = 0,720 \text{ m.}$$

d'où

$$v = \frac{140}{3,6} = 39 \text{ m/sec.}$$

$$n = \frac{v}{\pi D} = \frac{39}{3,14 \times 2,10} = 6 \text{ t/sec.}$$

$$v_p = 2 l . n = 2 \times 0,730 \times 6 = 8,65 \text{ m/sec.}$$



On a :

$$D = \frac{v}{\pi n} = \frac{V_{\text{km/h}}}{3,6 \times \pi n}. \quad (\text{C})$$

*Le diamètre des roues motrices sera donc d'autant plus grand que la vitesse de marche sera plus élevée.*

Cependant le diamètre des roues motrices est limité par la nécessité de ne pas employer des cylindres d'un volume excessif (question de gabarit). En effet, si  $D$  est très grand, on ne peut, toutes choses égales, réaliser de grands efforts de traction qu'à la condition d'avoir des cylindres de grand volume puisque  $F = p_m \frac{d^2 \cdot l}{D}$ .

Les réseaux qui cherchent à réduire le nombre de modèles de cylindres, doivent agir sur le diamètre des roues motrices pour obtenir les efforts de traction variables avec les différents types de locomotive.

Remarquons que puisque l'effort de traction varie, d'une part, en raison inverse du diamètre des roues motrices et que, d'autre part, il est limité par l'adhérence, laquelle augmente avec le nombre et la charge des essieux accouplés, l'on peut dire que le diamètre des roues motrices varie en sens inverse du nombre d'essieux accouplés.

On a, en effet, d'une part (page 31) :

$$F = p_m \frac{d^2 \cdot l}{D},$$

d'autre part (page 40) :

$$F \leq f(P + P' + P''), \quad \text{d'où}$$

$$p_m \frac{d^2 \cdot l}{D} \leq f \times \text{nombre d'essieux accouplés.}$$

Remarquons encore que les roues motrices d'un diamètre exagéré ont un poids énorme qui peut être reporté plus avantageusement sur la chaudière.

Quand la locomotive patine, la masse des roues motrices et accouplées, tournant très rapidement, forme volant et, lorsque le pivotement s'arrête brusquement sous l'action de la sablière, il peut en résulter des bris de pièces ou des décalages (1).

---

(1) L'essieu moteur *droit* de la locomotive type 1 à 4 cylindres égaux de la S. N. C. B. pèse 4,7 t, l'essieu *coudé* 5,4 t. Dans la locomotive type 12 à 2 cylindres intérieurs, l'essieu *coudé* pèse 6,9 t.

Si l'on rapproche ces poids des diamètres repris au tableau de la page 95, on constate que le poids d'un essieu moteur, droit ou coudé, exprimé en tonnes, est toujours supérieur au *double* du diamètre des roues motrices, exprimé en mètres.

Exemple : Si  $D = 2$  m,  $P > 4$  tonnes.



Actuellement, pour les *locomotives de vitesse*, on dépasse rarement 2,10 mètres pour le diamètre des roues motrices (1) ; pour les *locomotives à marchandises*, le maximum est 1,50 m pour les machines à 3 ou 4 essieux accouplés et 1,40 pour les machines à 5 essieux accouplés (2). Ce n'est qu'exceptionnellement qu'on descend au-dessous de 1,30 m (machines de manœuvre).

A cet égard, *la limite théorique minimum* est donnée par la considération que le diamètre des roues motrices doit être au moins égal à la *course* des pistons augmentée du jeu nécessaire ( $\pm 45$  cm) pour que la grosse tête de bielle ne pénètre pas dans la limite inférieure du gabarit lorsque le bouton de manivelle est dans sa position la plus basse. En fait, c'est plutôt le diamètre de la roue qui limite la longueur de la course, ce qui veut dire que l'on aura de petites courses avec de très petites roues.

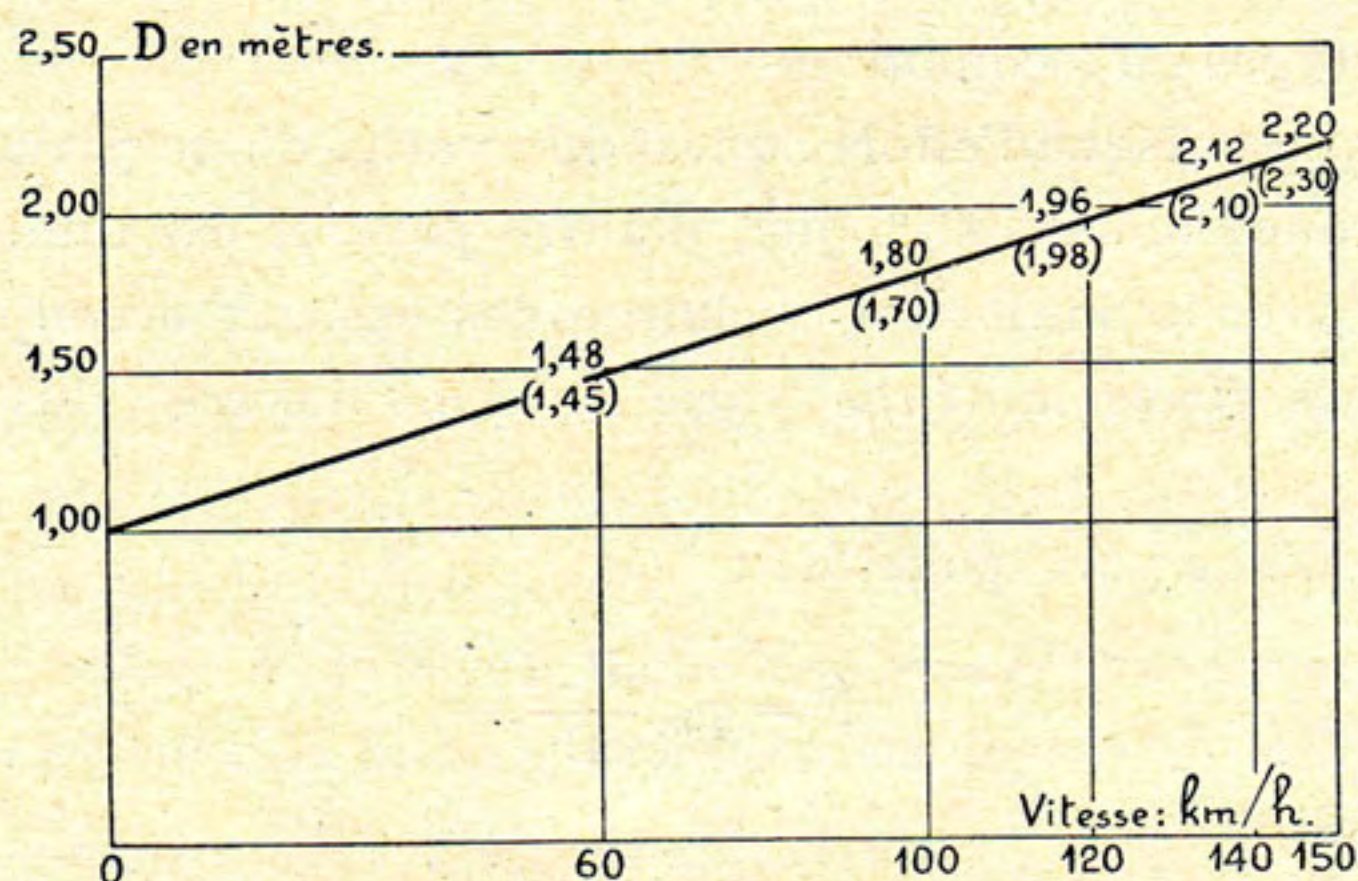


Fig. 120. — Diamètre des roues motrices. — Les chiffres supérieurs correspondent aux valeurs données par la formule D. — Les chiffres entre parenthèses sont les valeurs réelles.

Remarquons encore que plus grand est le rayon de la roue et plus grande est la sécurité lors de la circulation sur les croisements aigus et sur les traversées (3).

La formule empirique suivante nous paraît pouvoir être adoptée car elle donne des chiffres qui, comme le montre le tableau ci-dessous et la figure 120, se rapprochent sensiblement de ceux de la pratique actuelle :

$$D^m = 1 \text{ m} + 0,008 V^{\text{km/h}}. \quad (\text{D})$$

(1) Dans les machines anglaises à roues libres, on a atteint 2,286 m (Midland) et 2,480 m (Great Northern).

Les locomotives récentes 2—3—2, série 05, de la Reichsbahn construites pour remorquer 250 tonnes à 150 km/h en palier ont des roues motrices de 2,30 m.

(2) La locomotive à marchandises type 35 de la S. N. C. B. (Consolidation = 1—4—0) a des roues motrices de 1,450 m, la course du piston est de 0,720 m.

(3) Tome III — La Voie — pages 164 et 167.



Exemples	V km/h	Diamètre	
		D'après formule	Réel
<b>S. N. C. B. :</b>			
Locomotive Atlantic, type 12	140	2,12 m	2,10 m
» Pacific, type 1	120	1,96 m	1,98 m (*)
» Mikado, type 5	100	1,80 m	1,70 m
» Consolidation, type 35	60	1,48 m	1,45 m
<b>Reichsbahn :</b>			
Locomotive 2—3—2, série 05	150	2,20 m	2,30 m

(\*) Cote anglaise de 6 pieds 6 pouces.

## 2. Course des pistons et diamètre des cylindres.

A volume de cylindre égal, il est préférable de réduire le diamètre et d'augmenter la course. En effet :

1°) A puissance égale, les pressions sur les articulations sont moindres puisqu'elles sont directement proportionnelles à la surface du piston. Le travail absorbé par les résistances passives et l'usure sont moindres. Les organes peuvent aussi être plus légers.

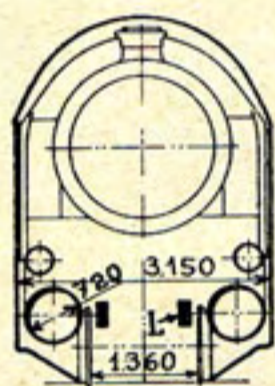


Fig. 121. — Locomotive Mikado, type 5, S.N.C.B. L = Longerons.

2°) Le volume de l'espace mort diminue avec le diamètre du cylindre. Le jeu laissé entre le fond du cylindre et le piston à bout de course restant le même, plus la course est longue et plus, à puissance égale, le diamètre est petit et plus le volume de l'espace mort est réduit.

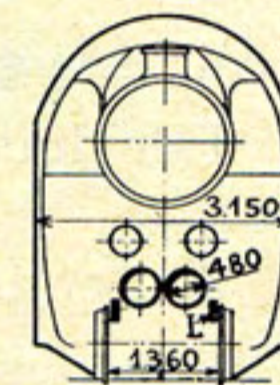


Fig. 122. — Locomotive Atlantic, type 12, S.N.C.B. L = Longerons.

3°) Les cylindres de petit diamètre sont plus faciles à installer. On est limité par l'écartement des longerons pour les cylindres intérieurs et par le gabarit pour les cylindres extérieurs (fig. 121 et 122).

Cependant, la course ne doit pas être trop longue si le nombre de tours des roues motrices par seconde est lui-même élevé, sinon la vitesse linéaire du piston ( $v_p = 2l.n$ ) pourrait devenir exagérée (limite 8 à 9 m/sec). Enfin, le diamètre des roues motrices limite aussi la course des pistons comme nous l'avons vu page 94.

Les formules ci-après, dans lesquelles  $D$  représente le diamètre des roues motrices, donnent assez exactement les limites entre lesquelles se tient la course des pistons selon le type de locomotive :

- |                                    |                                   |     |
|------------------------------------|-----------------------------------|-----|
| Locomotives à voyageurs et express | $l^m = 0,30 \text{ à } 0,40 D^m.$ | (E) |
| » à marchandises et de manœuvres   | $l^m = 0,45 \text{ à } 0,55 D^m.$ | (F) |



En fait, actuellement, la course descend rarement au-dessous de 600 mm, les courses de 720 mm, voire de 750 mm, sont fréquentes (1), les courses de 850 mm sont exceptionnelles.

### 3. Grands ou petits cylindres ?

Toutes choses égales, il vaut mieux que le volume des cylindres soit plutôt trop grand que trop petit :

*Trop grand*, il n'expose qu'au patinage au démarrage, l'effort de traction dépassant l'adhérence, inconvénient auquel le mécanicien peut toujours obvier.

*Trop petit*, la locomotive peut ne pas être en mesure d'utiliser toute son adhérence au démarrage quand le coefficient d'adhérence a sa valeur maximum.

Avec des cylindres trop petits, il faut, pour développer en vitesse le travail nécessaire, marcher à plus grande admission, d'où détente tronquée et plus grande consommation.

*En résumé*, les cylindres doivent être assez grands pour que l'effort moteur ne soit limité à faible vitesse que par l'adhérence et, aux grandes vitesses, que par la capacité de production de la chaudière.

### 4. Longueur de la bielle motrice.

Elle doit être au moins égale à 5 1/2 à 8 fois le rayon de la manivelle.

### 5. Sections des lumières.

Dans les locomotives modernes bien étudiées, le rapport entre les sections des lumières et la surface des pistons qui était habituellement de 1/10, est passé à 1/7. (On a multiplié les sections par  $\sqrt{2}$ ). Pour éviter les surprises, on s'efforce de se rapprocher de 1/5 ce qui revient à doubler les sections de passage habituelles et à diviser par 4 les pertes de charge par laminage.

Toutes les parties du circuit de vapeur, y compris le régulateur, les tuyaux d'admission et éventuellement les tuyaux de communication entre les cylindres HP et BP, doivent être étudiées dans le même esprit. On augmente aussi le volume des boîtes à vapeur HP afin de faire disparaître les oscillations de pression. On a pu ainsi, sur le P. O., faire passer la pression au receiver de 2,2 à 5,4 kg/cm<sup>2</sup>.

(1)

Locomotives S. N. C. B.	Course	Diamètre des cylindres
Atlantic type 12	720 mm	480 mm (2 cyl. int.)
Pacific type 1	720 mm	420 mm (4 cylindres)
Mikado type 5	720 mm	720 mm (2 cyl. ext.)
Consolidation type 35	720 mm	650 mm (2 cyl. ext.)



### Calcul d'une locomotive.

A ce jour, on a construit tant de types de locomotives répondant aux programmes les plus divers, qu'il est toujours possible de trouver parmi les machines existantes et donnant satisfaction, un type de locomotive correspondant sensiblement à celui que l'on a en vue.

Dès lors, pratiquement, on ne calcule pas les locomotives depuis A jusqu'à Z, on part d'un type existant et l'on examine comment on modifiera telle au telle caractéristique pour satisfaire au problème spécial que l'on a à résoudre.

Ceci dit, nous donnerons cependant, à titre d'application de l'exposé qui précède, un exemple de calcul de locomotive.

#### A. — Méthode classique.

**Problème.** — Rechercher les caractéristiques d'une locomotive capable de remorquer par temps calme un train composé de voitures à bogies pesant 250 tonnes à la vitesse de 110 km/h sur une ligne en rampe de 2 mm/m et courbe de 1.000 m de rayon. La charge limite par essieu est de 24 tonnes.

Le problème résolu, nous nous réservons d'examiner si la locomotive sera capable de maintenir la vitesse de 80 km/h en rampe de 8 mm/m et d'atteindre, après 7 minutes, la vitesse de 120 km/h en palier et en alignement droit.

Nous choisissons le timbre de 18 kg/cm<sup>2</sup>.

Le point de départ, c'est la détermination de l'effort de traction indiqué à développer, lequel doit vaincre la résistance offerte par le train entier c.-à-d. y compris la locomotive et le tender. Or, nous ne connaissons ni le poids de la locomotive, ni celui du tender.

Nous pouvons cependant procéder par approximation :

*Hypothèse sur le poids de la locomotive et du tender.*

**Le tender.** — Le poids du tender comporte son poids propre à vide et celui des approvisionnements en eau et en charbon. Les caractéristiques du train à remorquer indiquent à suffisance qu'il faudra couvrir de longs parcours sans arrêt ; nous adopterons en conséquence des soutes à eau de 24 m<sup>3</sup> et un chargement de charbon de 8 tonnes, soit 32 tonnes au total.

En première approximation, nous remarquerons que, d'une manière générale, le poids en tonnes d'un tender vide est sensiblement égal à celui de sa capacité en eau exprimée en m<sup>3</sup>. En l'espèce, le tender vide pèserait 24 tonnes. C'est précisément le poids du tender à 3 essieux attelé à la locomotive Atlantic type 12 de la S. N. C. B., tender de même capacité en eau et en charbon que celui prévu.



Le tender en ordre de marche pèsera donc  $32 + 24 = 56$  tonnes, soit  $\frac{56}{3} = 18$  tonnes par essieu.

**La locomotive.** — Eu égard au profil de la ligne (2 mm/m), à la vitesse imposée (110 km/h), à la charge à remorquer (250 tonnes), au poids maximum par essieu (24 tonnes), nous pouvons dire d'avance qu'il faudra deux essieux accouplés, mais peut-être trois.

Par suite de la vitesse de 110 km/h, la locomotive devra être pourvue à l'avant d'un bogie directeur.

*Les essieux du bogie directeur* sont toujours beaucoup moins chargés que les autres essieux parce que ce sont eux qui, en courbe, en pressant sur le rail extérieur, forcent la machine à tourner. Si ces essieux étaient trop fortement chargés, la pression latérale en courbe sur le rail extérieur serait trop grande. Il faut cependant que ces essieux soient suffisamment chargés pour qu'ils n'escaladent pas le rail à la faveur de l'angle d'attaque de la roue et du rail. Nous adopterons une charge de 12 tonnes soit 24 tonnes pour les deux essieux.

Les données du problème impliquent une chaudière puissante, par conséquent un foyer développé, d'où l'utilité d'un *essieu porteur à l'arrière des roues motrices* pour supporter le foyer. Nous le supposerons à priori chargé de 19 tonnes.

Quant aux *essieux moteurs et accouplés*, nous userons de la limite permise par essieu, soit 24 tonnes.

*En résumé*, la locomotive sera du type Atlantic 2 — 2 — 1 ou du type Pacific 2 — 3 — 1.

Examinons d'abord si une locomotive type Atlantic suffira. Dans ce cas, le poids hypothétique sera :

*Locomotive* : 24 t (bogie) + 48 t (2 essieux accouplés) + 19 t (1 essieu porteur AR) = 91 tonnes.

*Tender* : 56 tonnes.

*Locomotive et tender* : 91 + 56 = 147 tonnes = P'.

### 1. Résistance du train entier.

Nous avons (page 27) :

$$F_t = R = P_{tr} \cdot r + P' \cdot r_{l+t} + (P + P') \left( \frac{750}{R} + i \right).$$

a) *résistance de la charge remorquée*  $P_{tr}$  : d'après la formule de *Strahl*, page 15, nous aurons :

$$r = 2,5 + \frac{V^2}{k} = 2,5 + \frac{110^2}{4.000} = 2,5 + 3 = 5,5 \text{ kg/t.}$$

$$P_{tr} \times r = 250 \text{ t} \times 5,5 \text{ kg/t} = 1.375 \text{ kg.}$$



b) *résistance de la locomotive et du tender* : la formule de *Sanzin*, page 21, donne :

$$r_{l+t} = \frac{p(1,8 + 0,015 V) + P \left( a + \frac{b}{D} \cdot V \right) + 0,006 SV^2}{p + P}$$

$$p = 56 \text{ t (tender)} + 24 \text{ t (bogie)} + 19 \text{ t (essieu porteur AR)} = 99 \text{ t,}$$

$$P = 48 \text{ t (essieux accouplés),}$$

$$p + P = 147 \text{ t,}$$

$$a = 5,5 \quad b = 0,08 \quad S = 10 \text{ m}^2.$$

Reste à déterminer le diamètre  $D$  des roues motrices. Eu égard à la vitesse normale de 110 km/h, la formule (D)

$$D = 1 \text{ m} + 0,008 V \text{ (page 94), donnerait}$$

$$D = 1,88 \text{ m, nous adopterons } D = 1,90 \text{ m.}$$

Ce diamètre nous donnera 5,6 tours par seconde :

$$n = \frac{V}{3,6 \times \pi D} = \frac{110}{3,6 \times 3,14 \times 1,90} = 5,6 \text{ t/sec.}$$

Dès lors, la formule de *Sanzin* devient :

$$r_{l+t} = \frac{99(1,8 + 0,015 \times 110) + 48 \left( 5,5 + \frac{0,08}{1,90} \times 110 \right) + 0,006 \times 10 \times 110^2}{147} =$$

$$\frac{99 \times 3,45 + 48(5,5 + 4,6) + 726}{147} = \frac{1.550}{147} = 10,5 \text{ kg/t.}$$

$$P' \times r_{l+t} = 147 \times 10,5 = 1.550 \text{ kg.}$$

## 2. Effort de traction indiqué à la vitesse de régime.

$$F_t = R = P_{tr} \times r + P' \times r_{l+t} + (P_{tr} + P') (r_c + r_i) =$$

$$1.375 + 1.550 + (250 + 147) \left( \frac{750}{1.000} + 2 \right) = 1.375 + 1.550 + 1.091 = 4.016 \text{ kg.}$$

## 3. Puissance indiquée.

La puissance indiquée développée à la vitesse de 110 km/h est égale à

$$N_i = \frac{F_t \times V}{75 \times 3,6} = \frac{4.016 \times 110}{270} = 1.636 \text{ CV}_i.$$

## 4. La chaudière.

a) *La production horaire de vapeur exigée de la chaudière est selon la formule (2) page 77 :*

$$Q^{\text{kg/h}} = N_i^{\text{CV}} \times q^{\text{kg/CV}_i}$$

or nous venons de voir que  $N_i = 1.636 \text{ CV}$ .



Quant à la consommation minimum par CV/h indiqué (tableau de la page 77), elle est estimée entre 6,7 à 7 kg pour une locomotive à simple expansion et à surchauffe ; d'autre part, la figure 90, page 78, donne 6,5 kg pour le timbre de 18 kg/cm<sup>2</sup> dans le cas de l'admission et de la vitesse les plus économiques, enfin, pour la vitesse de 5,6 tours/sec des roues motrices, la figure 123 montre que la consommation est voisine de 6,6 kg, c'est ce dernier chiffre que nous adopterons, nous obtiendrons pour la production horaire de vapeur nécessaire :

$$Q = N_i \times q = 1.636 \times 6,6 = 10.800 \text{ kg/h.}$$

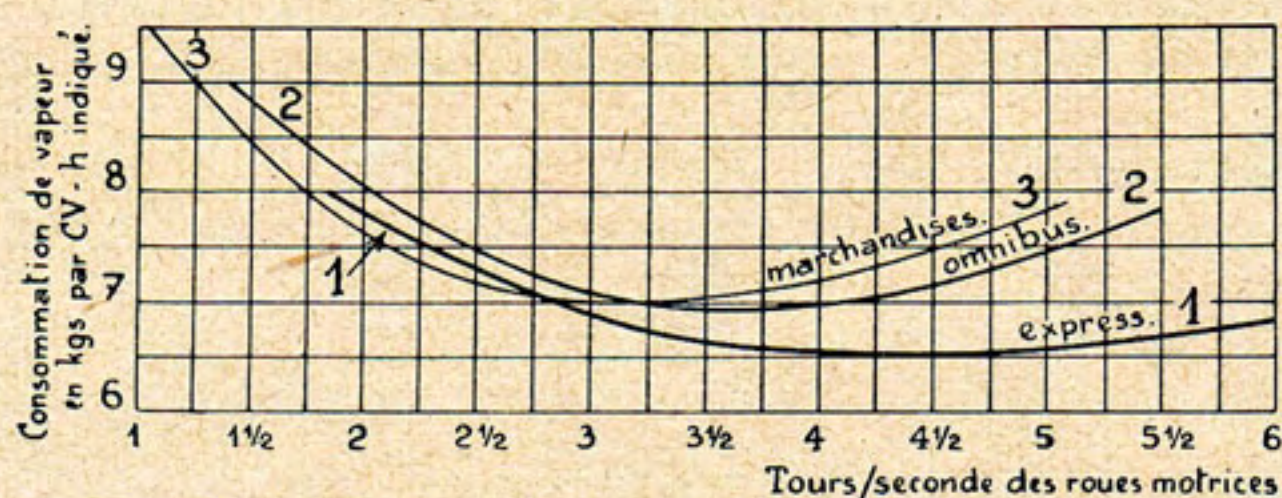


Fig. 123. — Courbes de Henschel. — Consommation de vapeur en kg par CV/heure indiqué — locomotive à surchauffe et à simple expansion, timbre : 14 à 16 kg pour les trains de marchandises, 16 à 18 kg pour les trains de voyageurs — régime d'évaporation : 57 kg/m<sup>2</sup>/h — température de la vapeur surchauffée : 350 à 400°.

b) Par ailleurs, la surface de chauffe vaporisante  $S$  pourrait être donnée par la formule (3), page 78 :

$$S_{m^2} = \frac{Q_{kg/h}}{57 \text{ à } 60}$$

Nous pourrions cependant adopter un dénominateur plus élevé tel que 70, mais il est préférable de ménager la chaudière, c'est pourquoi nous adopterons 65.

Nous avons dès lors :

$$S = \frac{10.800}{65} = 166 \text{ m}^2.$$

c) La surface de grille  $G$  s'en déduit par la formule :

$$G_{m^2} = \frac{S_{m^2}}{50 \text{ à } 70}, \quad \text{d'où}$$

$G = \frac{166}{50} = 3,30 \text{ m}^2$ , que nous porterons à 3,50 m<sup>2</sup>, la surface de grille étant, avec le poids adhérent, l'élément essentiel de la locomotive.

d) Surface de surchauffe  $S'$ .

Comme nous désirons pouvoir atteindre un degré de surchauffe élevé, nous adopterons pour la surface de surchauffe 45 % de la surface de chauffe (page 73), il vient :

$$S' = 166 \times 0,45 = 75 \text{ m}^2.$$

### 5. Mécanisme moteur.

Nous prévoyons que 2 cylindres suffiront.

Pour le timbre de 18 kg/cm<sup>2</sup>, la figure 52, page 33, donne, dans le cas de la



surchauffe, pour la pression moyenne  $p_m$  aux cylindres :  $4,25 \text{ kg/cm}^2$ . Ce chiffre est faible pour une machine moderne dans laquelle les tuyaux de livraison et les conduits d'admission sont largement proportionnés, la course du tiroir étant aussi suffisamment longue pour provoquer une ouverture rapide des lumières et éviter les étranglements ; nous pourrions aller jusqu'à  $5,5 \text{ kg}$ , nous adopterons

$$p_m = 4,8 \text{ kg/cm}^2.$$

Nous fixons la course à  $0,720 \text{ m}$  ce qui donne une vitesse linéaire au piston

$$v_p = 2 l \cdot n = 2 \times 0,720 \times 5,6 = 8 \text{ m/sec.}$$

Enfin, eu égard à la valeur de  $F_i = 4.016 \text{ kg}$  (en régime), le diamètre des cylindres sera donné par la formule :

$$F_i = p_m \cdot \frac{d^2 \cdot l}{D} \quad (\text{page 31})$$

dans laquelle :  $p_m = 4,8 \text{ kg/cm}^2$ ,  $l = 0,720 \text{ m}$ ,  $D = 1,900 \text{ m}$ ,

$$d^{cm} = \sqrt{\frac{F_i \times D}{p_m \times l}} = \sqrt{\frac{4.016 \times 1,90}{4,8 \times 0,72}} = \sqrt{\frac{7.630}{3,45}} = \sqrt{2.210} = 47 \text{ cm.}$$

#### 6. Effort de traction au démarrage.

$$\begin{aligned} F_{i \max} &= \text{environ } 0,75 \times p \cdot \frac{d^2 \cdot l}{D} \\ &= 0,75 \times 18 \times \frac{47^2 \times 0,72}{1,90} = 13,5 \times 837 = 11.300 \text{ kg.} \end{aligned}$$

#### 7. Poids adhérent.

Au démarrage, avec la sablière, on peut compter (page 40) sur un coefficient d'adhérence  $f = \frac{1}{4}$ . L'adhérence  $A = f(P + P')$  doit être plus grande que l'effort de traction au démarrage (page 40) :

$$f(P + P') > 11.300 \text{ kg,}$$

or  $P + P' = \text{charge sur les essieux accouplés} = 48 \text{ tonnes}$ , donc

$$\frac{48.000}{4} > 11.300 \quad \text{ou} \quad 48.000 > 45.200.$$

Nous constatons que 2 essieux accouplés suffisent et que notre hypothèse d'une locomotive type Atlantic se vérifie. Dans le cas contraire, nous recommencerions les calculs dans l'hypothèse d'une locomotive Pacific.



Le rapport du poids adhérent à l'effort au démarrage est de

$$\frac{48.000}{11.300} = 4,25.$$

### 8. Poids de la locomotive.

Le poids d'une locomotive vide et sans son tender varie de 450 kg à 550 kg par m<sup>2</sup> de surface de chauffe vaporisante S<sup>m<sup>2</sup></sup> (1), si nous prenons le chiffre intermédiaire de 510 kg, nous aurons, avec S = 166 m<sup>2</sup> :

166 m<sup>2</sup> × 0,510 t = 85 tonnes, soit environ 94 tonnes en service (charbon dans le foyer, eau dans la chaudière).

Ce ne sont évidemment là que des ordres de grandeur. Rappelons que pour le calcul, nous sommes partis d'un poids probable de 91 tonnes.

### 9. Puissance massique.

Si nous ajoutons au poids de 94 tonnes de la locomotive, les 56 tonnes du tender en ordre de marche, la puissance massique ressortira à :

$$\frac{150.000 \text{ kg}}{1.636 \text{ CV}_t} = 91 \text{ kg/CV}_t \quad \text{tender compris et}$$
$$\frac{94.000 \text{ kg}}{1.636 \text{ CV}_t} = 57 \text{ kg/CV}_t \quad \text{pour la locomotive seule.}$$

\* \* \*

On se rend compte par tous les calculs qui précèdent que l'on dispose d'une certaine latitude dans le choix des chiffres (coefficients ou rapports), cependant, seule, une longue expérience permet au praticien de faire parmi ces chiffres le choix le plus judicieux.

*Remarque.* — Les éléments essentiels de la locomotive déterminés en projet, commence l'étude détaillée pièce par pièce : dimensions, dessin, poids, emplacement, en ayant toujours en vue la répartition finale des charges. Comme ces pièces sont suffisamment standardisées, l'on peut déterminer ces poids avec une très grande approximation.

On se trouve en fin de compte en présence d'une masse de poids déterminé et l'on calcule la position de son centre de gravité. Cela étant, le centre de gravité occupant une position invariable, on vérifie si la position des essieux sous le châssis donne bien la répartition des poids la plus convenable sur chacun des appuis. On pourra, au besoin, mais dans une limite très restreinte, changer la position des essieux pour améliorer la répartition des charges.

---

(1) Locomotive Pacific type 1 S. N. C. B. : 490 kg par m<sup>2</sup> de S (vide), tender non compris.  
Locomotive Atlantic type 12 S. N. C. B. : 506 kg       »       »       »       »



**B. — Vérifications.**

a) La locomotive ainsi définie, sera-t-elle capable de maintenir la vitesse de 80 km/h en rampe de 8 mm/m avec la même charge de 250 tonnes ?

Si, dans les expressions  $r_{tr}$  et  $r_{l+t}$  de la méthode classique, nous introduisons les valeurs :

$$V = 80 \text{ km/h}, \quad i = 8 \text{ mm/m}, \quad R = \infty,$$

nous trouvons :

$$r = 4,1 \text{ kg/t},$$

$$P_{tr} \times r = 1.025 \text{ kg},$$

$$r_{l+t} = 7,5 \text{ kg},$$

$$P' \times r_{l+t} = 1.102 \text{ kg},$$

$$F_t = 5.303 \text{ kg},$$

$N_t = 1.571 \text{ CV}_t$ , puissance inférieure à celle précédemment trouvée ( $1.636 \text{ CV}_t$ ). La condition est satisfaite.

b) La locomotive pourra-t-elle atteindre après 7 minutes, la vitesse de 120 km/h en palier et en alignement droit ?

Pour cette vérification, nous utiliserons les courbes de Labrijn, fig. 124 (1).

La verticale passant par la division 7 minutes rencontre l'horizontale menée par la division 120 km/h en un point qui correspond à la puissance nécessaire :

$$N = 4,2 \text{ CV par tonne de poids de train (locomotive comprise).}$$

Le train pèse  $250 \text{ t} + 147 \text{ t} = 397 \text{ t}$ , d'où

$$N_t^1 = 397 \text{ t} \times 4,2 \text{ CV}_t = 1.667 \text{ CV}_t.$$

La verticale passant par 8 minutes donnerait pour 120 km/h,  $N = 4 \text{ CV}_t$  d'où

$$N_t^2 = 397 \times 4 = 1.588 \text{ CV}_t \text{ (2).}$$

Nous avons vu que la locomotive développait  $N_t = 1.636 \text{ CV}_t$  à la vitesse de 120 km/h, en rampe de 2 mm/m et en courbe de 1.000 m de rayon, cette puissance est intermédiaire entre  $N_t^1 = 1.667 \text{ CV}_t$  et  $N_t^2 = 1.588 \text{ CV}_t$ , correspondant respectivement aux temps de parcours de 7 et de 8 minutes.

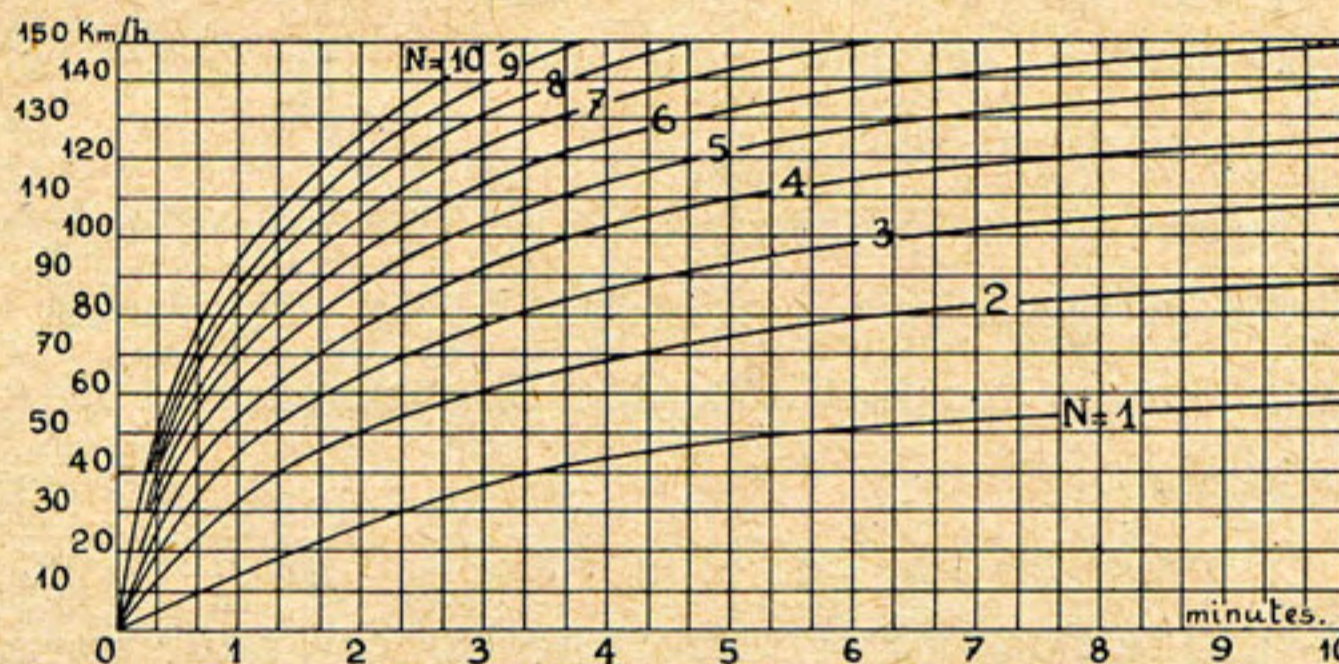


Fig. 124. — Courbes de Labrijn. — Puissance  $N$  nécessaire par tonne de train entier pour atteindre en  $x$  minutes la vitesse de  $y$  km/h.

(1) Nouvelle méthode pour la détermination de la puissance des locomotives en vue d'obtenir des temps de démarrage fixes. — P. Labrijn — Spoor- en Tramwegen — n° 10 du 9 mai 1942.

(2) Pour atteindre 120 km/h après 8 minutes, il faut pouvoir réaliser une accélération de  $0,07 \text{ m/sec}^2$  :

$$j = \frac{v \text{ m/sec}}{t \text{ sec}} = \frac{120 \text{ km/h} \times 1.000 \text{ m/km}}{3.600 \text{ sec} \times 8 \times 60 \text{ sec}} = 0,07 \text{ m/sec}^2.$$



**C. — Méthode des bureaux d'études.**

Dans les bureaux d'études, on n'utilise pas la méthode classique ; *on part de l'horaire fixé par le service de l'Exploitation* et l'on s'appuie sur les résultats obtenus dans la pratique par tel type de locomotive dont les performances se rapprochent des conditions imposées.

Nous exposons au chapitre IX, le calcul mécanique de l'horaire d'un train. Par ce procédé, on calcule l'horaire en partant des données suivantes :

l'effort de traction que peut développer, aux différentes vitesses, la locomotive dont on dispose,

la charge et la nature du matériel à remorquer,

les caractéristiques de la ligne (distances, inclinaisons, rayon des courbes, emplacement des stations, des bifurcations et des postes de block, vitesses maxima admises).

Pour le calcul des éléments d'une locomotive, *on prend cette méthode à rebours* c.-à-d. que l'on part de l'horaire imposé pour remonter à l'effort de traction. Connaisant la loi de variation avec la vitesse de la résistance à la remorque du matériel, on détermine les efforts accélérateurs nécessaires pour réaliser les vitesses imposées, section par section de ligne.

Pour chaque vitesse, on ajoute à l'effort accélérateur l'effort résistant du matériel et on remonte ainsi à l'effort de traction et de celui-ci à la puissance.

\*  
\* \* \*

**Programme de construction de 1944 de la S. N. C. B.**

Les figures 125 à 127 et 128 à 130 représentent les deux plus récentes locomotives pour trains de voyageurs de la S. N. C. B. : la locomotive Pacific type 1 et la locomotive Atlantic type 12.

Les figures 131 à 136 représentent les schémas des locomotives types 103, 106, 34, 107, 108 et 109 dont la S. N. C. B. envisage la construction.

Les caractéristiques principales de ces locomotives sont reproduites au tableau ci-après.

A l'heure où nous rédigeons ces pages, les études sont toujours en cours, il s'ensuit que ces caractéristiques et ces schémas doivent être considérés comme approximatifs, car, au fur et à mesure que progresse la rédaction des projets, l'on peut être amené à y apporter des modifications.



1944 — Programme de construction de la S. N. C. B.

Locomotives types		103	106	34	107	108	109
Service		Voyageurs	Marchandises	Marchandises	Mixte	Mixte	Manceuvres
Caractéristiques		2-3-0 Ten Wheel	1-4-0 Consolidation lourde	1-4-0 Consolidation lourde	1-4-0 Consolidation légère	1-3-0 Mogul	0-5-0 Ten Coupler
Timbre	(p) kg/cm <sup>2</sup>	18	18	18	18	18	18
Cylindres	nombre	2	4	3	2	2	2
	diamètre (d) mm	480	435	490	535	535	535
Course des pistons (l) mm		720	650	680	720	590	660
Diamètre des roues motrices (D) mm		1.800	1.520	1.520	1.520	1.520	1.350
Surface de la grille	m <sup>2</sup>	3,60	5,13	5,13	3,60	2,80	2,25
Effort de traction $\frac{0,75 pd^2 l}{D}$ (*)	kg	12.440	21.850	21.750	18.300	15.000	18.890
Poids adhérent	tonnes	57	92	92	76	61,5	85
Poids en ordre de marche	tonnes	85	107	108	85	71,6	85

(\*) au démarrage.



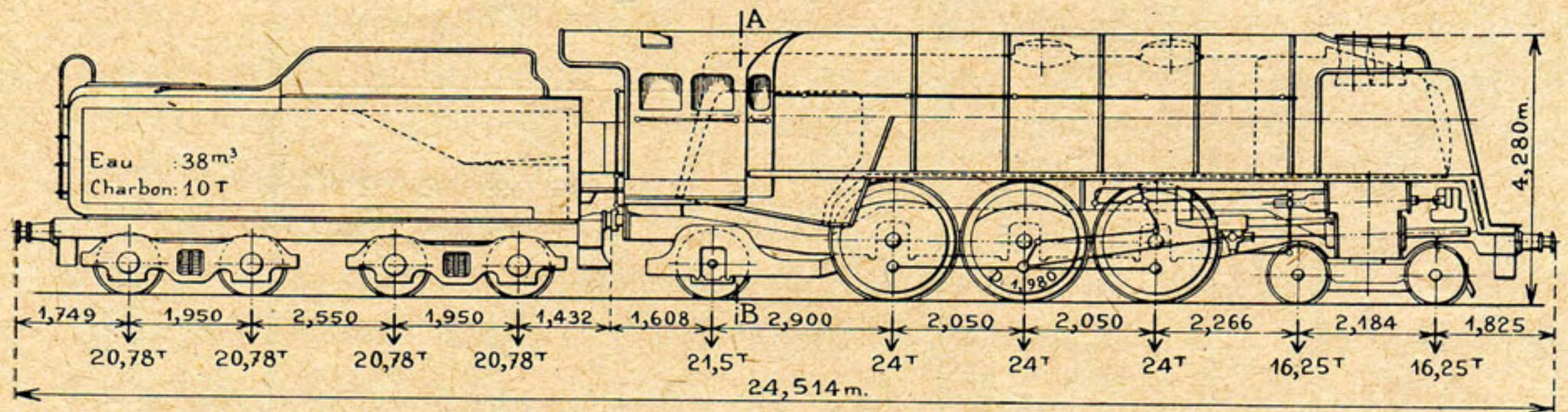


Fig. 125.

Coupe A-B.

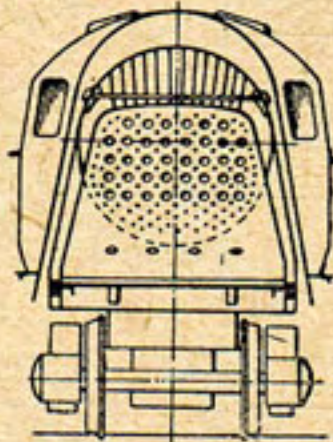


Fig. 126.

Fig. 125 à 127. — Locomotive Pacific type 1 de la S. N. C. B. construite en 1935 pour la remorque des trains de voyageurs lourds, à la vitesse soutenue de 120 km/h sur lignes de niveau.

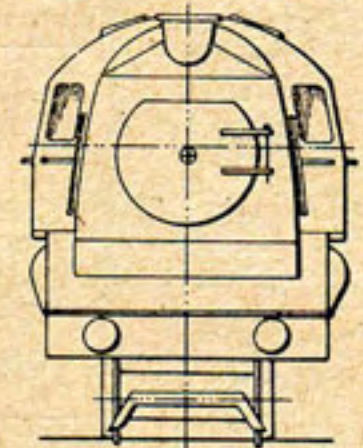


Fig. 127.

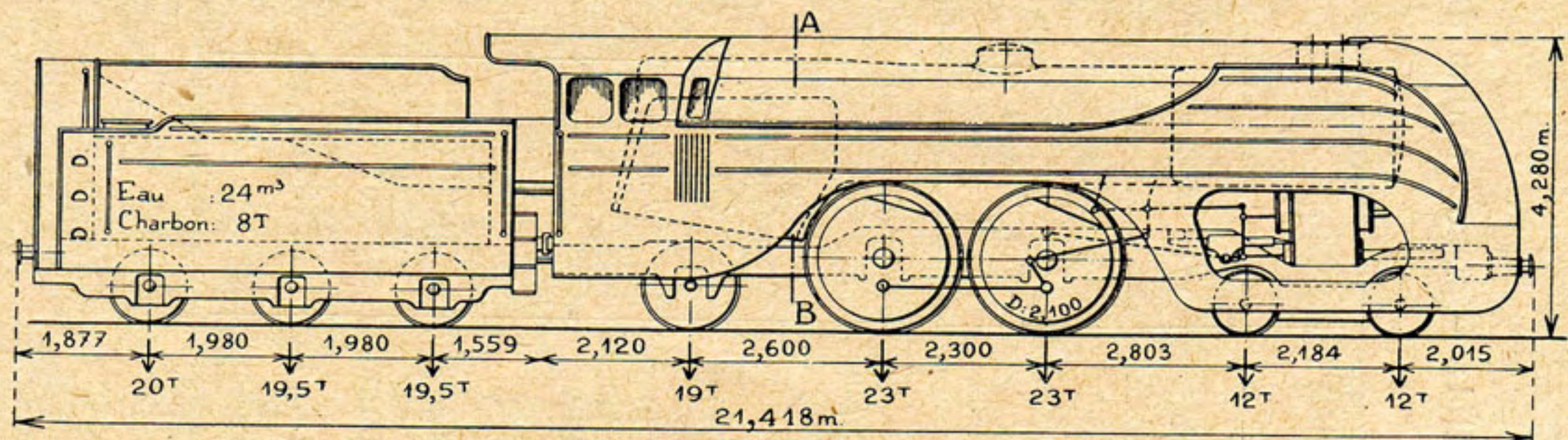


Fig. 128.

Coupe A-B.

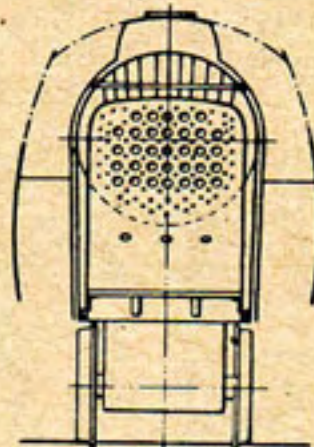


Fig. 129.

Fig. 128 à 130. — Locomotive Atlantic type 12 de la S. N. C. B. construite en 1939 pour la remorque des trains de voyageurs de 250 tonnes, à la vitesse maximum de 150 km/h sur lignes de niveau.

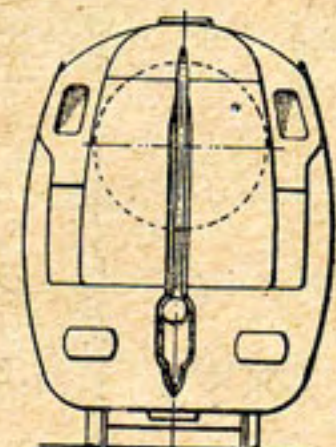


Fig. 130.



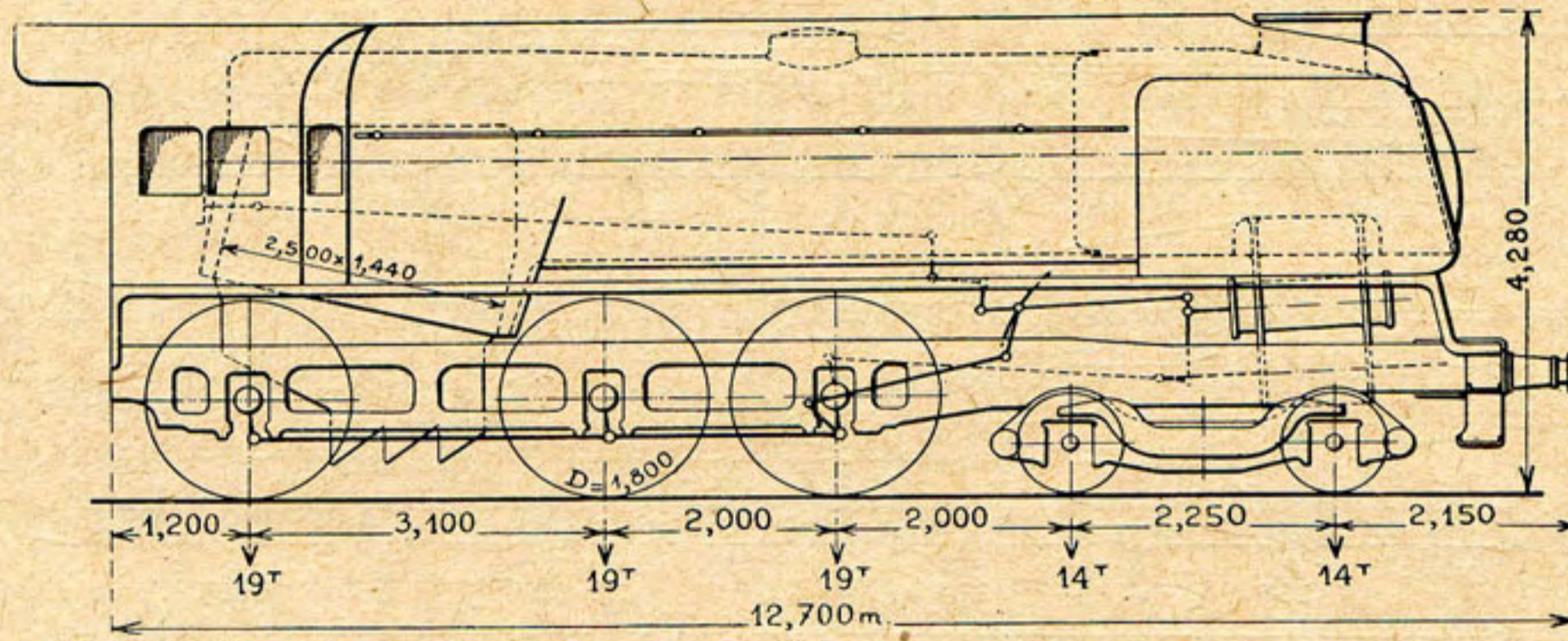


Fig. 131. — Locomotive 103 (2 — 3 — 0), Ten Wheel, pour trains de voyageurs.

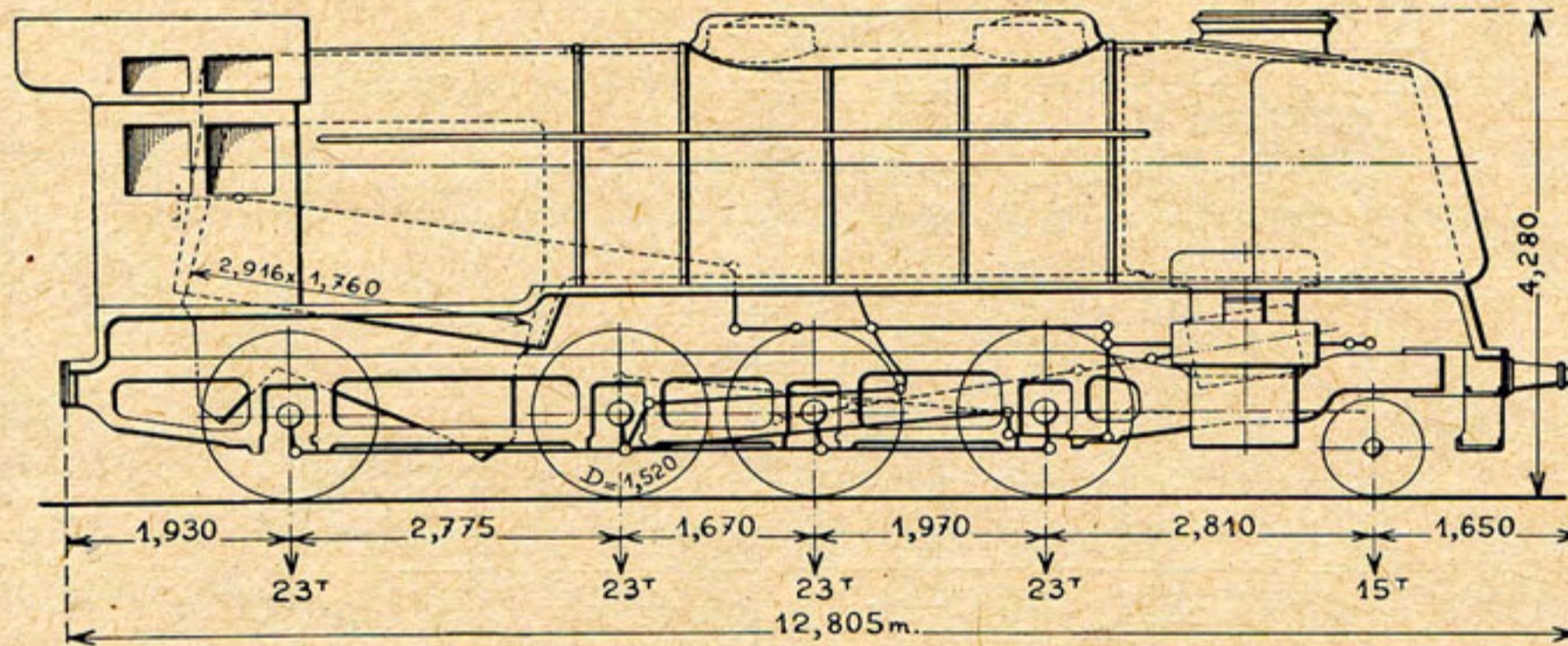


Fig. 132. — Locomotive 106 (1 — 4 — 0), Consolidation *lourde* à 4 cylindres, pour trains de marchandises.

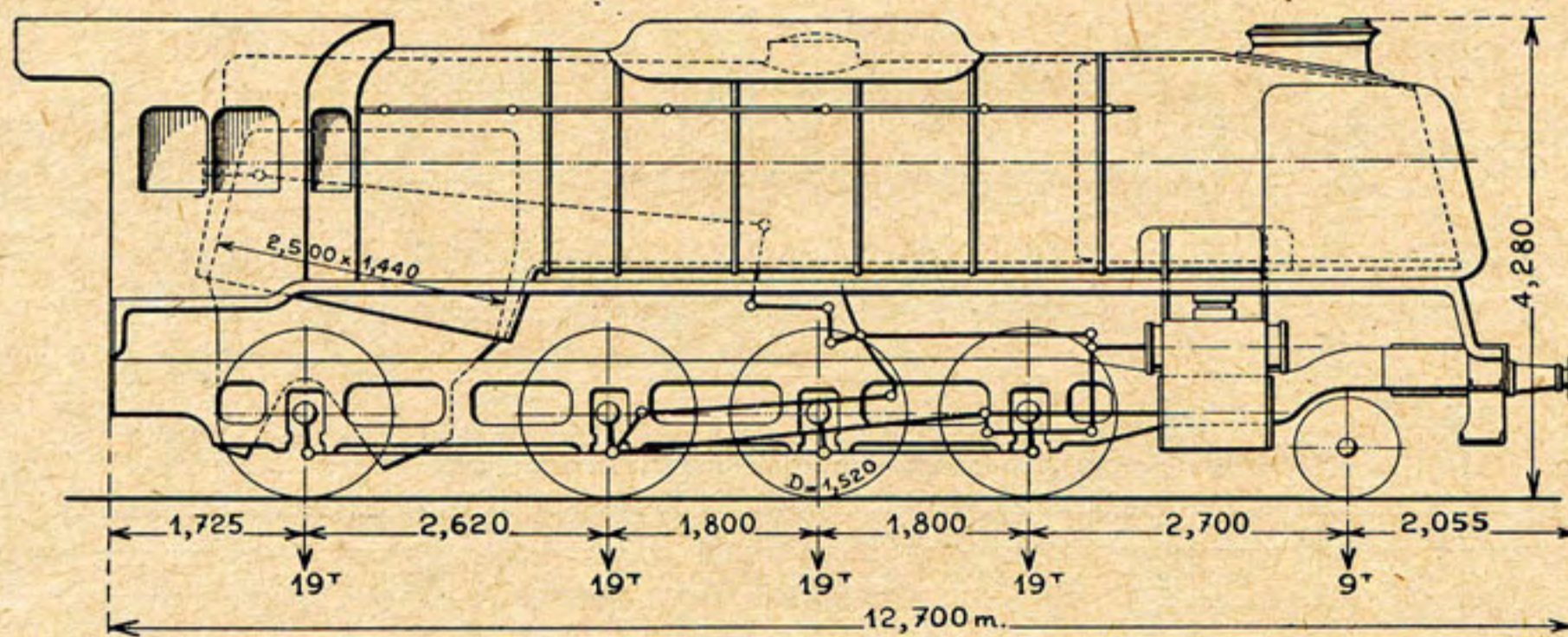


Fig. 133. — Locomotive 34 (1 — 4 — 0), Consolidation *lourde* à 3 cylindres.



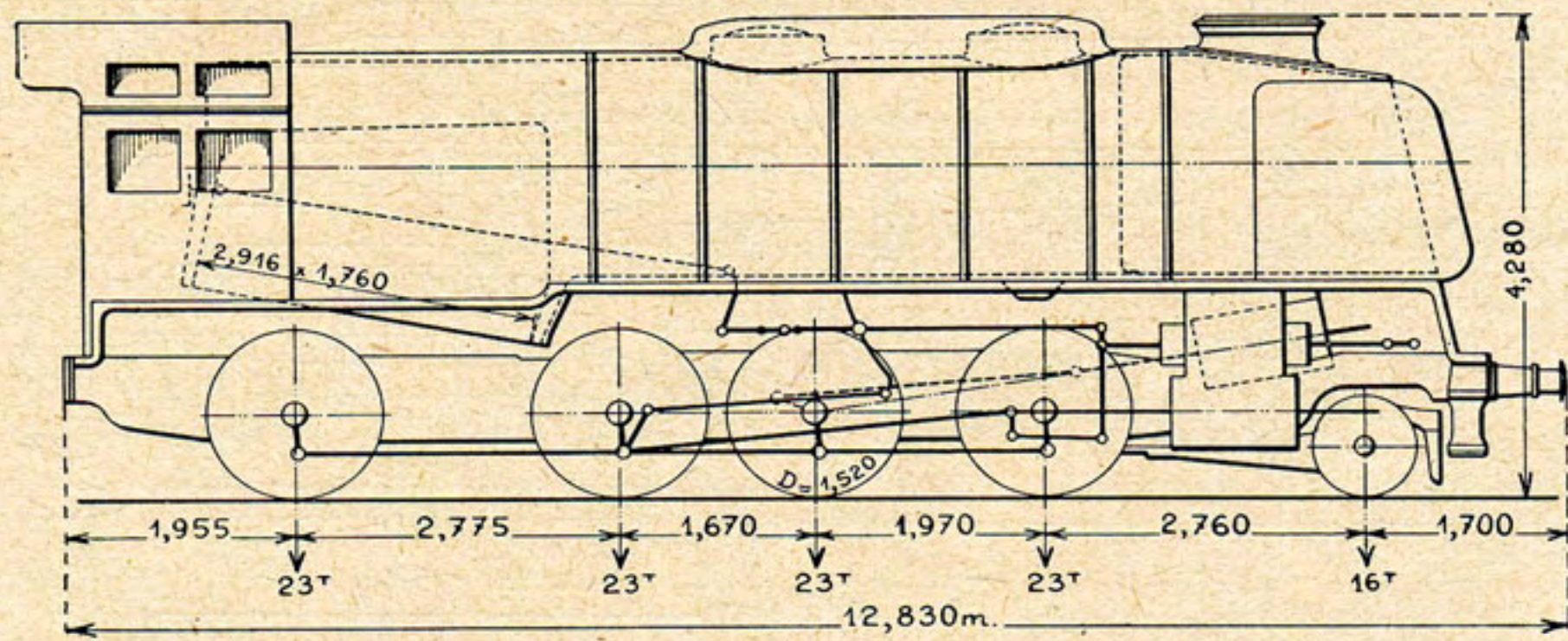


Fig. 134. — Locomotive 107 (1 — 4 — 0), Consolidation légère à 2 cylindres.

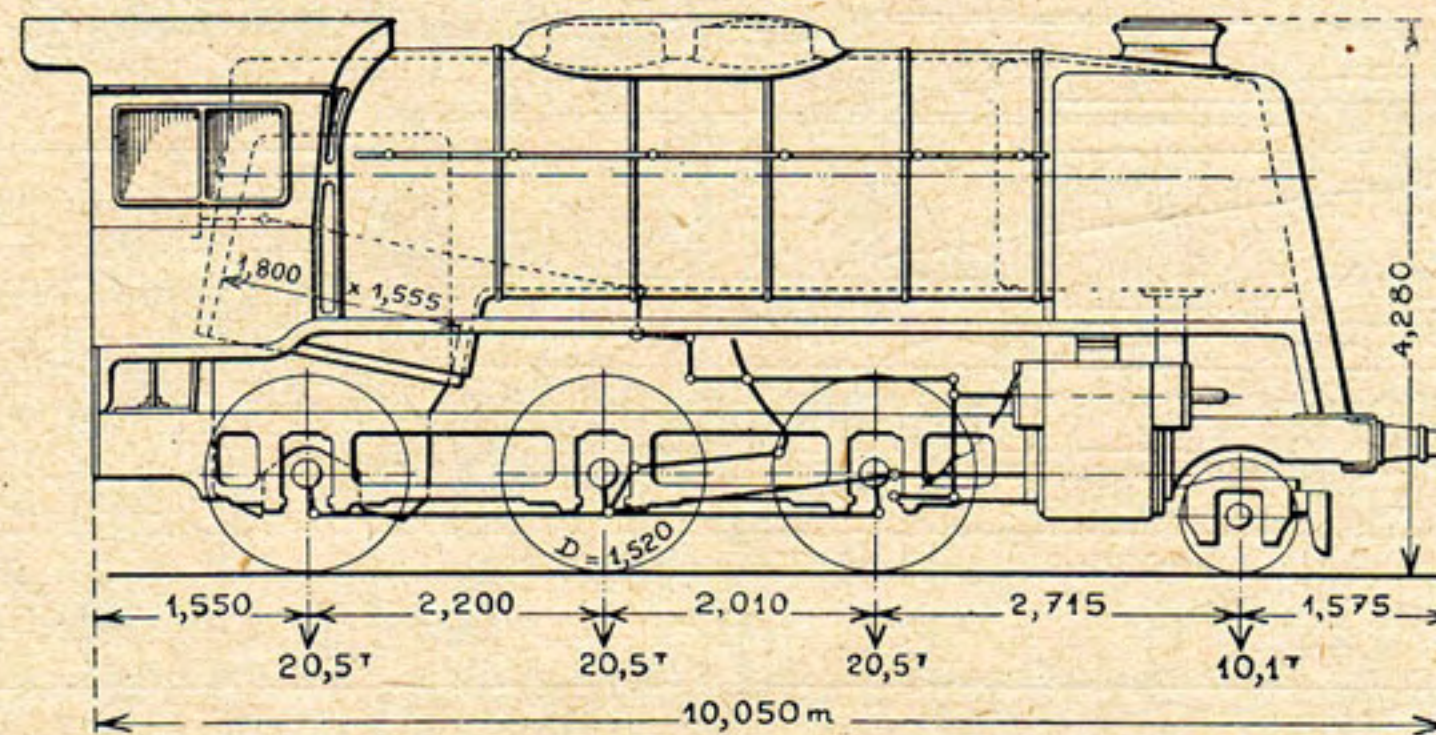


Fig. 135. — Locomotive 108 (1 — 3 — 0), Mogul, pour services mixtes.

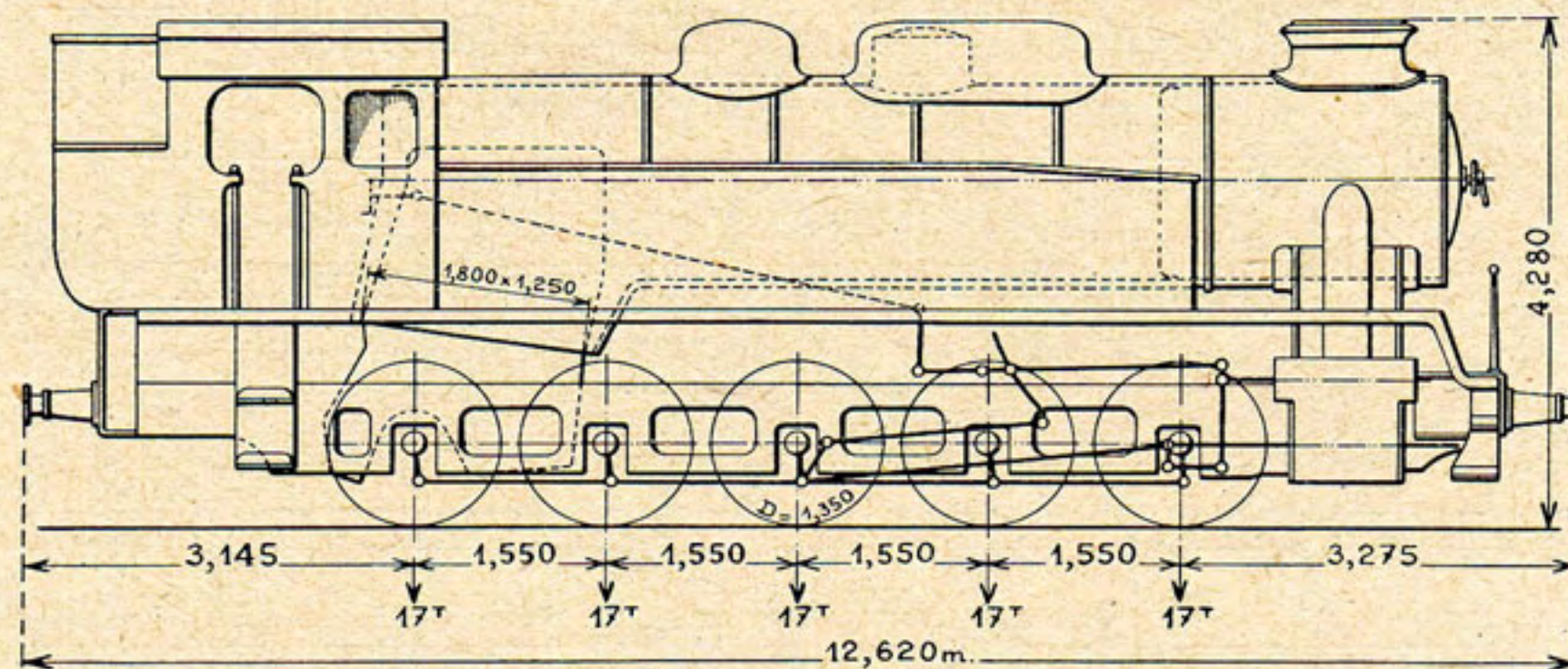


Fig. 136. — Locomotive 109 (0 — 5 — 0), Ten Coupler, pour le service de manœuvres.



**Pratique américaine.**

Les Américains sont, en général, restés fidèles à la conception de la locomotive à 2 cylindres extérieurs. Ces locomotives sont à simple expansion et à surchauffe.

Les machines *articulées*, du type Mallet, sont à simple expansion à surchauffe ou Compound.

Les locomotives américaines sont caractérisées par leur grande puissance : les plus récentes développent de 5.000 à 7.000 CV indiqués soit 4.000 à 6.000 CV au crochet du tender.

La surface de grille varie alors de 7,5 à 12,5 m<sup>2</sup>. Le timbre actuel est de 21 kg, le poids par essieu de 30 à 33 t avec maximum de 36 t.

Le tableau ci-après donne les caractéristiques principales de quelques locomotives américaines récentes :

Réseau	Chicago and North Western	Santa-Fé	Santa-Fé	Norfolk and Western
Service	Voyageurs		Marchandises	
Année de construction	1938	1938	1938	1938
Locomotive : type	2—3—2	2—4—2	1—5—2	1—4—0+0—4—1
Mode de fonctionnement	S. E. II s. <sup>(1)</sup>	S. E. II s.	S. E. II s.	C. IV s. <sup>(2)</sup>
Surface de grille	8,42 m <sup>2</sup>	10 m <sup>2</sup>	11,25 m <sup>2</sup>	9,9 m <sup>2</sup>
Timbre	21 kg	21 kg	21,7 kg	21 kg
Diamètre des cylindres	636 mm	711 mm	762 mm	636/992 mm
Course des pistons	737 mm	813 mm	865 mm	813 mm
Diamètre des roues motrices	2,13 m	2,03 m	1,88 m	1,445 m
Poids adhérent	98 t	130 t	169 t	237 t
Poids total	187 t	226 t	248 t	266 t
<i>Tender</i>				
Eau	76 m <sup>3</sup>	76 m <sup>3</sup>	76 m <sup>3</sup>	83 m <sup>3</sup>
Charbon ou mazout	22,7 t	26 m <sup>3</sup>	21 t	23 t
Poids total	164 t	180 t	163 t	171 t

<sup>(1)</sup> S. E. II s. = Simple expansion — 2 cylindres — surchauffe.

<sup>(2)</sup> C. IV s. = Compound — 4 cylindres — surchauffe.

Aux États-Unis, tout est sacrifié au but à atteindre : le rendement intensif du matériel, pourvu à cet effet de tous les perfectionnements connus.

Une locomotive qui reste dans un dépôt alors qu'elle est en état de rouler apparaît comme un signe de gaspillage.

Aussi, les dépôts américains équipés de locomotives modernes donnent-ils souvent l'impression d'être vides. Si l'on demande : où sont les locomotives ? On répond d'un air justement étonné : elles roulent sur la ligne.



## CHAPITRE VII

### Essais des locomotives

---

Les essais peuvent s'effectuer *au banc d'essais* ou bien *sur la ligne en employant un wagon-dynamomètre* (1).

Seules les expériences *au banc d'essais*, c'est-à-dire dans des installations fixes qui sont de vrais laboratoires, permettent d'effectuer des mesures précises et d'obtenir des résultats rigoureusement comparables.

Cependant, un essai au banc ne peut évidemment reproduire les conditions variables d'un essai en ligne et, notamment, ne peut tenir compte des circonstances atmosphériques variables, du refroidissement des cylindres, des irrégularités du profil de la voie, des arrêts imprévus à des signaux.

Par ailleurs, pour *un essai en ligne*, donnant toute satisfaction, il faudrait pouvoir choisir une section de voie toujours la même, en bon état permanent d'entretien, en ligne droite, en palier ou en rampe constante et de longueur telle que l'on puisse, sans trop gêner l'exploitation, remorquer le train d'essai à *vitesse constante* pendant une couple d'heures. Une telle durée est nécessaire pour pouvoir éliminer les erreurs de mesure du combustible au début et à la fin de l'essai. Ces conditions uniformes, qui seules permettent des comparaisons précises, sont rarement réalisées.

#### A. — Bancs d'essais de locomotives.

Les premières recherches dans une installation fixe furent faites en Amérique en 1891 à l'Université de *Purdue* (Indiana-Etats-Unis) par le *professeur Goss*, mais le plus grand progrès accompli par la suite fut réalisé par la station d'essais installée en 1905 à l'*Exposition de St. Louis* par le *Pensylvania Railroad*, station d'essais qui fut transférée ensuite dans les ateliers de la Compagnie à *Altoona*.

Parmi les stations européennes modernes, nous citerons :

1°) *En Angleterre*, la station de *Swindon*, du *Great Western Railway* qui doit être complétée, selon les projets de *M. Gresley*, par un tunnel aérodynamique, de

---

(1) Une étude très complète sur ce sujet a paru dans le Bulletin du Congrès des chemins de fer de mai 1936 sous le titre : La puissance des locomotives : méthodes de calcul et de mesure par *Diamond* (d'après *The Railway Gazette*). L'auteur expose la genèse des diverses méthodes employées dans les différents pays et dégage les qualités et les défauts de ces méthodes.



manière que la locomotive puisse être placée dans un courant d'air pour marquer l'effet de la marche sur le taux de la combustion. Les réseaux anglais ont aussi décidé de construire en commun un banc d'essais à *Rugby*, la construction en était commencée en 1939.

2°) *En Allemagne*, la station que la Reichsbahn possède à *Grünwald*, depuis 1930 mais qu'elle réserve à des essais spéciaux.

3°) *En France*, la station des Grands Réseaux français (aujourd'hui S. N. C. F.) installée en 1933 à *Vitry-sur-Seine*, près de Paris.

Le fonctionnement du banc d'essais de *Vitry*, le plus moderne parmi toutes les installations de ce genre, peut se résumer à grands traits comme suit (1) :

Lorsque la locomotive est amenée à son emplacement, ses roues reposent sur des rouleaux de telle sorte que les axes des roues de la locomotive et ceux des rouleaux se trouvent dans un même plan vertical. On peut déplacer les rouleaux pour les amener au contact des roues de la locomotive à essayer selon l'écartement des essieux de celle-ci.

Quand la locomotive à essayer est mise en mouvement, ses roues entraînent les rouleaux dans leur mouvement de rotation, *mais ces rouleaux sont freinés*. La locomotive peut ainsi prendre appui sur les rouleaux, comme elle prend appui, en marche normale, sur les rails, et exercer un effort de traction sur un dynamomètre hydraulique attaché solidement à un point fixe. Le freinage plus ou moins grand des rouleaux permet de régler la vitesse des roues de la locomotive.

La puissance développée par la locomotive est mesurée à chaque instant par le produit de l'effort de traction exercé sur le dynamomètre par la vitesse à la périphérie des roues (2). En faisant varier le freinage des rouleaux, on peut essayer la locomotive à toutes les vitesses et à toutes les puissances que l'on désire.

Dans une salle spéciale, on retrouve tous les appareils de mesure dont sont équipés les wagons-dynamomètres. Au banc d'essais, il est beaucoup plus facile qu'en ligne de relever le travail indiqué, de mesurer les quantités de charbon que l'on peut brûler par m<sup>2</sup> de surface de grille et par heure, ainsi que la consommation de vapeur aux différentes vitesses et aux différents crans de marche.

Par contre, il est impossible d'étudier au banc d'essais la résistance au roulement de la machine.

---

(1) *Revue Générale des chemins de fer*, octobre 1933, Banc d'essais de locomotives de *Vitry-sur-Seine* par *Pierre Place*.

(2) Un compteur de tours donne à chaque instant la vitesse que prendrait la locomotive si elle roulait sur une voie ordinaire.



## B. — Essais en ligne.

### 1. Méthode d'essais belge.

On fait remorquer à la locomotive, à essayer des trains de charges et de vitesses croissantes, un wagon-dynamomètre étant intercalé entre le tender et le premier véhicule du train.

On obtient la résistance au roulement de la *locomotive et du tender* ( $r_{l+t}$ ) en soustrayant de la résistance totale du train, établie à l'aide de l'ergomètre d'inertie *Doyen*, la résistance des voitures ou des wagons, mesurée par le dynamomètre au crochet d'attelage du wagon côté tender.

Pendant l'essai, le régulateur est fermé sur une distance d'environ un kilomètre et à un certain nombre de vitesses différentes pour relever les indications permettant de calculer le travail de la vapeur à la jante des roues motrices (voir chapitre suivant).

### 2. Méthode polonaise.

Nous avons souligné la presque impossibilité de trouver en ligne une section de voie en alignement droit, en palier ou en rampe constante, de longueur suffisante pour remorquer le train d'essai à *vitesse constante* pendant une couple d'heures. Pour éliminer l'influence des variations du profil de la voie, le *professeur polonais Czczott*, reprenant les études commencées par le *professeur russe Lomonossoff*, a recours à une *locomotive auxiliaire régulatrice* dont le rôle est de régler la vitesse à une valeur constante malgré les variations du profil.

*Sur les rampes*, la locomotive régulatrice ajoute son effort à celui de la machine d'essai, elle fournit l'effort supplémentaire nécessaire pour l'élévation sur la rampe de la locomotive d'essai et du train.

*Sur les pentes*, on freine la locomotive régulatrice en même temps qu'un certain nombre de wagons ou voitures du train.

Le train d'essai est donc composé dans l'ordre suivant : la locomotive à essayer, le wagon dynamomètre, des voitures ou les wagons, la locomotive régulatrice.

On marche avec la locomotive à essayer :

à ouverture de régulateur constante,

à cran d'admission constant,

à réglage de l'échappement constant

et à vitesse constante, c'est-à-dire à puissance indiquée constante.

### 3. Méthode allemande.

Le *professeur allemand Nordmann* emploie également les locomotives auxiliaires mais il supprime la rame de voitures ou wagons et remplace la résistance de celle-ci par celle d'une ou de plusieurs locomotives régulatrices marchant à *contrevapeur*.



La marche à contrevapeur ayant présenté à l'usage certains inconvénients d'ordre mécanique, le professeur Nordmann freine les locomotives régulatrices par un *frein à compression d'air* (1) d'où la dénomination donnée à la méthode allemande *d'essais à locomotives-freins* (*Bremslocomotiven*).

Comme dans la méthode polonaise, la locomotive d'essai fonctionne à vitesse constante et à puissance indiquée constante.

La différence entre les deux méthodes peut se caractériser, comme le fait observer le professeur Nordmann, de la manière suivante. Dans la méthode polonaise, la locomotive de freinage constitue le régulateur de l'effort de traction dans le train qui, lui, constitue la charge principale. Dans la méthode allemande, la locomotive-frein fournit exclusivement la résistance réglable du train.

A l'heure actuelle, quand les réseaux français complètent les essais au banc par des essais en ligne, c'est la méthode à vitesse constante et à cran de marche constant avec utilisation de locomotives-freins qu'ils utilisent.

---

(1) Les pistons moteurs, au lieu d'aspirer les gaz de la boîte à fumée, aspirent de l'air extérieur.



## CHAPITRE VIII

### Mesures dynamométriques

Les éléments nécessaires à la détermination du mouvement d'un mobile, train de chemin de fer ou autre, sont : la masse, la trajectoire, les chemins parcourus, les temps, les vitesses, les forces et les accélérations. En chemin de fer, la masse et la trajectoire sont connues à priori, le wagon-dynamomètre sert à mesurer les autres éléments.

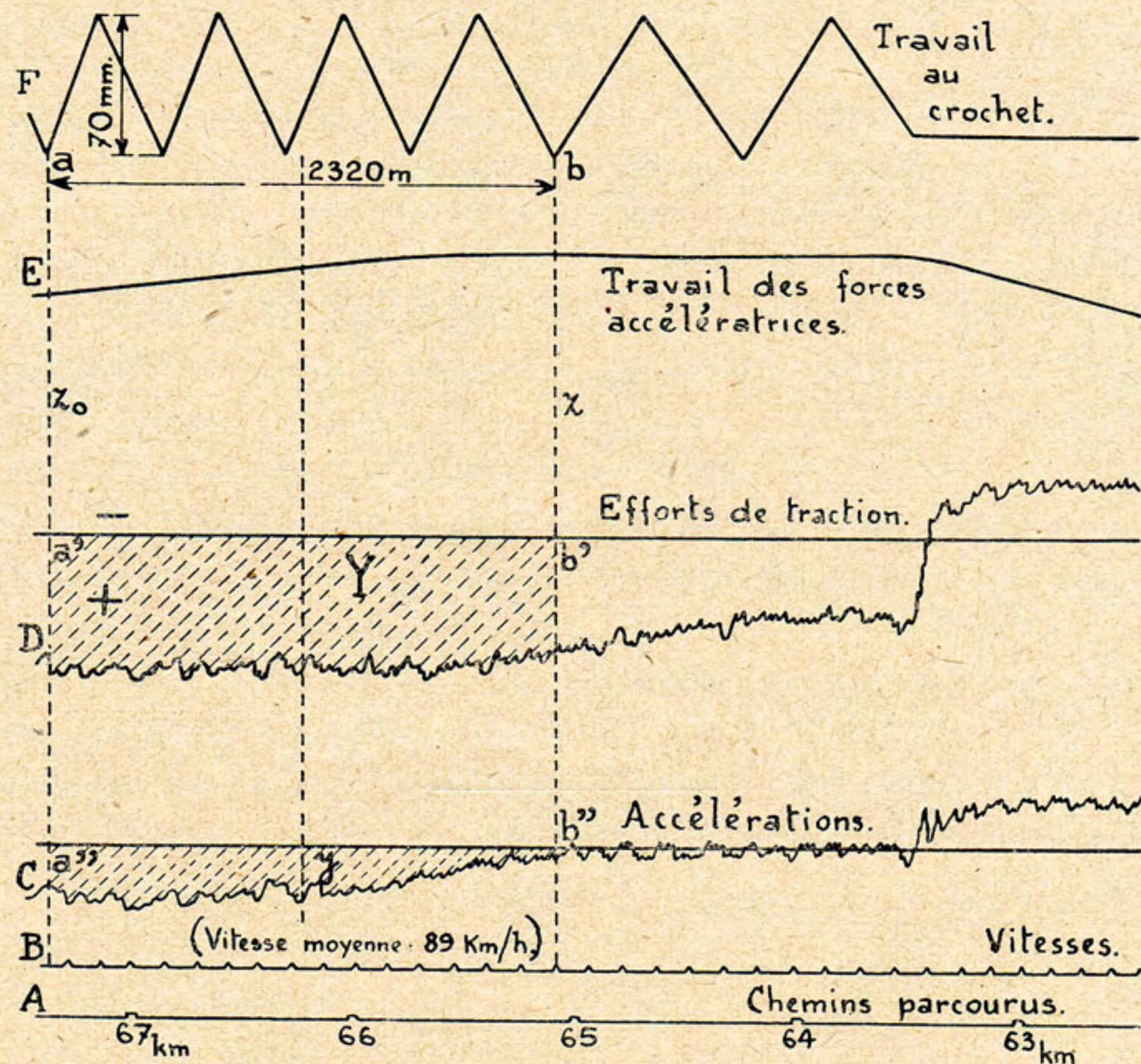


Fig. 137.

Les diagrammes relevés au moyen du wagon-dynamomètre des chemins de fer belges, sont du type représenté fig. 137.

1°) Les chemins parcourus sont relevés au moyen du tracé A (fig. 137 et 138) qui donne le pointage kilométrique (600 mm de déroulement du papier à diagramme par kilomètre, déroulement commandé par un essieu du wagon).



2°) *Les temps* sont donnés par une horloge qui marque une encoche sur le papier toutes les 6 secondes, c'est le tracé B (fig. 137 et 139).

3°) *La vitesse* peut être donnée par un indicateur de vitesse, doublé d'un enregistreur, mais la façon la plus pratique est de diviser l'espace parcouru (*tracé A*) par le temps (*tracé B*). Avec les caractéristiques du wagon, la vitesse  $V$  en km/h est exprimée par le nombre  $n$  de mm compris entre deux encoches successives (fig. 139).

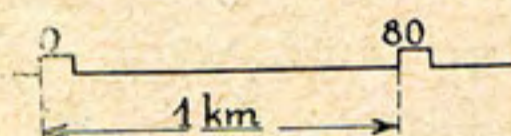


Fig. 138.

4°) Les ordonnées  $y$  du *diagramme C* mesurent à chaque instant l'*accélération j* donnée par le dynamomètre d'inertie de Des-

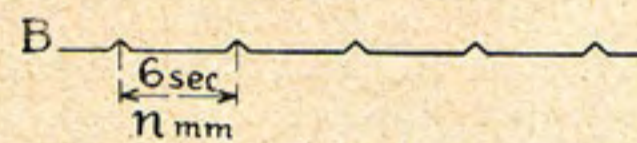


Fig. 139.

douits (voir page 116). Mais cette accélération est celle produite :

- soit par l'effort du moteur diminué de la résistance au roulement ;
- soit par la résistance au roulement seule, dans le cas où l'on marche avec le régulateur de la locomotive fermé ;
- soit par l'action des freins, augmentée de la résistance au roulement.

5°) *Les forces accélératrices*, positives ou négatives, sont données dans ces trois cas, par le produit de la masse par l'accélération ( $f_{acc} = m \cdot j$ ).

6°) *Les efforts développés au crochet de traction* sont mesurés par le ressort dynamométrique, ordonnées  $Y$  de la *courbe D*.

Cependant les diagrammes de l'accélération (n°4 ci-dessus, *courbe C*) et de l'effort au crochet (n° 6, *courbe D*) sont d'allure si mouvementée qu'il est impossible d'y mesurer exactement ces forces *en un point déterminé* ; on est forcé de considérer *une section du parcours* voisine du point intéressant et de chercher les *valeurs moyennes* de ces efforts sur cette section.

Pour cela, on planimètre les surfaces comprises entre les diagrammes et leur ligne des zéros, on divise ensuite les valeurs de ces surfaces par la longueur de la section considérée et l'on obtient ainsi des *moyennes* très exactes des ordonnées  $Y$  de l'effort de traction et  $y$  de l'effort accélérateur.

Cependant lorsqu'on désire établir, par exemple, la loi de la résistance au roulement d'un type de matériel donné, il faut calculer cette résistance à des vitesses variées et dans des circonstances atmosphériques diverses. Ces nombreux planimétrages deviennent alors très assujettissants.

Aux chemins de fer belges, au lieu de planimétrer ces surfaces, on est parvenu à faire donner ces moyennes *automatiquement* par le wagon lui-même.

La *surface* comprise entre le *diagramme C* (fig. 137) et sa ligne des zéros est proportionnelle au travail des forces accélératrices, de même, la *surface* correspon-



dante du *diagramme D* (fig. 137) est proportionnelle au travail au crochet de traction, on peut obtenir directement ces travaux, grâce d'une part à l'emploi du *totalisateur du travail au crochet de traction* et, d'autre part, grâce à l'*ergomètre d'inertie* de l'Ingénieur en chef des chemins de fer belges *Doyen*, ergomètre qui totalise le travail des forces accélératrices  $F_{acc}$  (voir page 119).

### 1. Mesure de l'effort de traction.

On adjoint à la barre qui trace les ordonnées  $Y$ , un totalisateur composé :

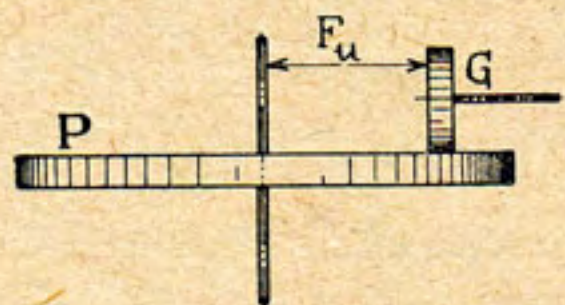


Fig. 140. — Travail au crochet de traction.

a) d'un *plateau P* (fig. 140) tournant autour d'un axe vertical avec une vitesse proportionnelle à celle du train.

b) d'un *galet G* s'appuyant sur ce plateau. Ce galet, relié au ressort dynamométrique, s'écarte de son centre proportionnellement à l'effort de traction  $F_u$ . Si aucun effort n'est exercé sur la barre de traction, le galet occupe le centre du plateau.

Le nombre de tours du galet est donc proportionnel au *travail* au crochet de traction.

Par l'intermédiaire d'engrenages réducteurs, le galet commande un stylet qui inscrit sous forme de barres  $F$  (fig. 137), obliques à cause du déplacement du papier, des ordonnées montantes et descendantes. Une barre, d'après les données constantes du mécanisme, représente un certain nombre de kilogrammètres. Quand la plume a tracé une *ordonnée* égale à 70 mm, un renversement de mouvement la ramène automatiquement en arrière de sorte que le diagramme a l'aspect d'une série de triangles.

### 2. Mesure des forces accélératrices.

L'*ergomètre d'inertie de Doyen*, qui totalise le *travail* des forces accélératrices, combine les propriétés du *pendule de Desdouits* avec celles de la *roulette intégrante d'Abdank-Abakanowicz* (1).

#### A. — Pendule d'inertie ou dynamomètre d'inertie de Desdouits (2).

*Mesure de l'accélération d'un train au moyen du pendule.*

Une masse pendulaire  $m$  (fig. 141) peut osciller autour du point  $o$  qui fait partie du train dont on veut mesurer l'accélération  $j$ .

(1) Note explicative concernant l'intégraphe d'Abdank-Abakanowicz : École Militaire — Musée de mathématiques — 31 octobre 1902, par *Em. Lefèvre*, capitaine du génie, professeur d'analyse. (Définition de la courbe intégrale, quelques propriétés de la courbe intégrale, description de l'intégraphe, manière de se servir de l'appareil).

(2) *Revue Générale des Chemins de fer*, octobre 1883 et mai 1890 : Expériences de *Desdouits*, Ingénieur en chef des chemins de fer de l'État français.



Sous l'action de l'inertie, la masse pendulaire prend une position oblique  $om'$  dans laquelle elle est en équilibre sous l'effet : d'une force d'inertie  $mj$  dirigée en sens contraire de l'accélération  $j$ , de la pesanteur  $mg$  et de la tension de la tige  $m'o$ .

La somme des moments de ces forces par rapport au point  $o$  est donc nulle et l'on peut écrire :

$$mj \cdot om' \cos \beta - mg \cdot om' \sin \beta = 0$$

d'où

$$j = g \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (1)$$

Si le prolongement de la tige du pendule commande un stylet  $B$ , le déplacement  $AA' = y$  sera reporté sur le papier enregistreur en  $BB'$ , or

$$y = l \operatorname{tg} \beta \quad \text{d'où}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{y}{l}$$

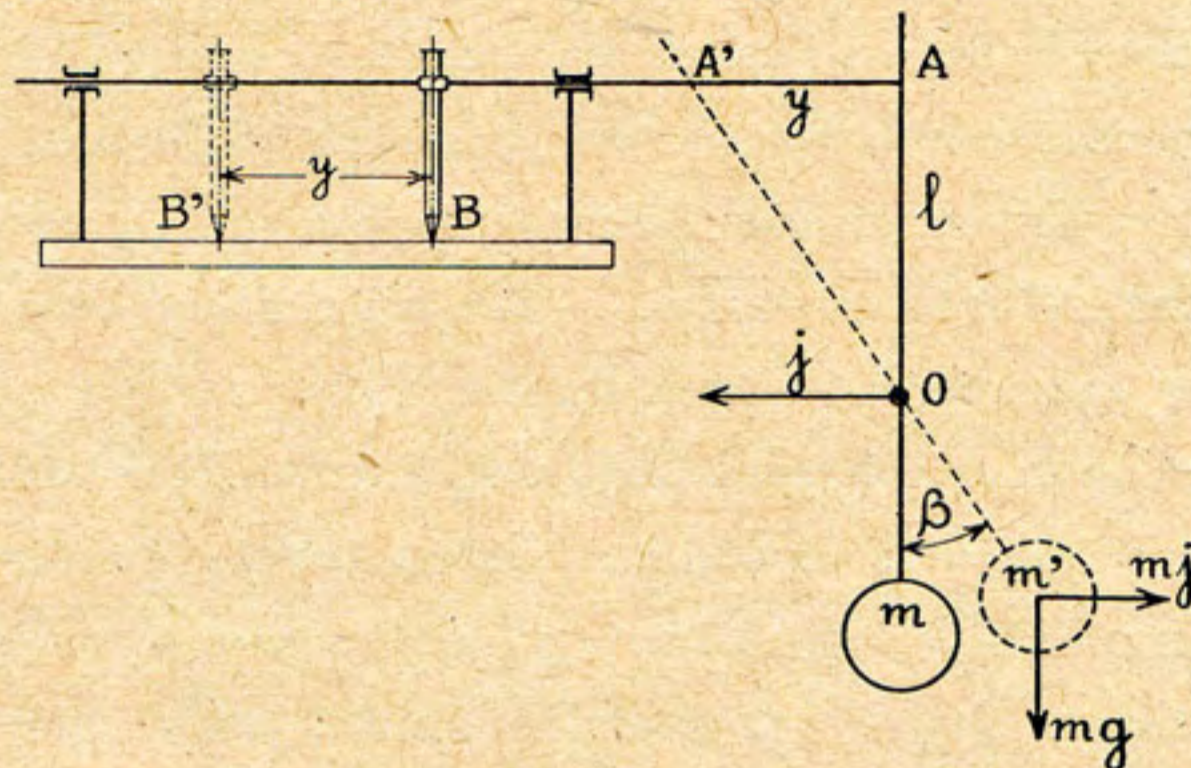


Fig. 141. — Pendule de Desdoutis.

et l'expression de l'accélération de la relation (1) devient :

$$j = \frac{g}{l} \cdot y \quad (2)$$

$y = AA' = B'B$  est donc proportionnel à  $j$ .

Quant à la *force accélératrice* qui est égale à la résultante des efforts moteurs et résistants, elle est égale à la masse du train multipliée par l'accélération, soit :

$$F_{acc} = \frac{P}{g} \cdot \frac{g}{l} \cdot y = \frac{P}{l} \cdot y.$$

Pour une tonne de train et une longueur  $l = 1000$  mm,  $P = 1000$ ,  $l = 1000$  et  $F_{acc} = y$ ; ce qui signifie que la force accélératrice  $F_{acc}$  par tonne de train est exprimée par l'ordonnée  $y$  mesurée en mm.

Par ailleurs, si l'on ferme le régulateur, l'effort moteur disparaît et il ne reste que la force accélératrice négative due à la résistance du train, d'où un moyen simple de déterminer celle-ci.

Pour bien poser le problème, nous remarquerons que :

Dans la marche à régulateur fermé, les efforts résistants sont seuls en jeu (nous supposons que l'on opère en palier); ils se composent de la résistance propre de tous les véhicules, locomotive comprise, et des frottements du mécanisme moteur.

Dans la marche à régulateur ouvert, l'accélération positive ou négative résulte de la différence entre l'effort moteur développé sur les pistons et les résistances de



toute nature, ces résistances sont, à la même vitesse, les mêmes qu'à régulateur fermé, sauf celle du mécanisme moteur qui est un peu plus grande et qui varie d'ailleurs avec le degré d'admission.

*Expériences à régulateur fermé.* — Le train étant lancé à une vitesse déterminée, si l'on supprime l'action de la vapeur, le pendule dynamométrique fournit immédiatement une ordonnée  $y$  qui fait connaître l'accélération négative et, par suite, la résistance par unité de poids du train tout entier, pour la vitesse considérée.

*Expériences avec admission de vapeur aux divers crans de marche.* — *Mesure des efforts moteurs.* — Le régulateur étant ouvert en grand et la vis de changement de marche à un cran donné, l'ordonnée  $y_1$ , fournie par le diagramme, mesure l'effort moteur appliqué à la jante, diminué de la résistance propre du train pour la vitesse considérée : la valeur de ce terme soustractif s'obtient, comme dit plus haut, en fermant le régulateur,  $y_2$  étant la nouvelle valeur de l'ordonnée, il s'ensuit que la somme ( $y_1 + y_2$ ) mesure l'effort appliqué à la jante pour la vitesse et le cran de marche considérés.

Enfin, la différence entre l'effort à la jante ainsi mesuré et l'effort indiqué sur les pistons fourni par l'indicateur de Watt, donne la valeur de la résistance interne de la locomotive.

\* \* \*

*Pendant la marche, l'inclinaison du profil de la voie est sans influence sur les indications du pendule.* — En effet, supposons (fig. 142) que le wagon-dynamomètre qui porte le pendule se trouve au repos sur une pente d'inclinaison  $\alpha$ .

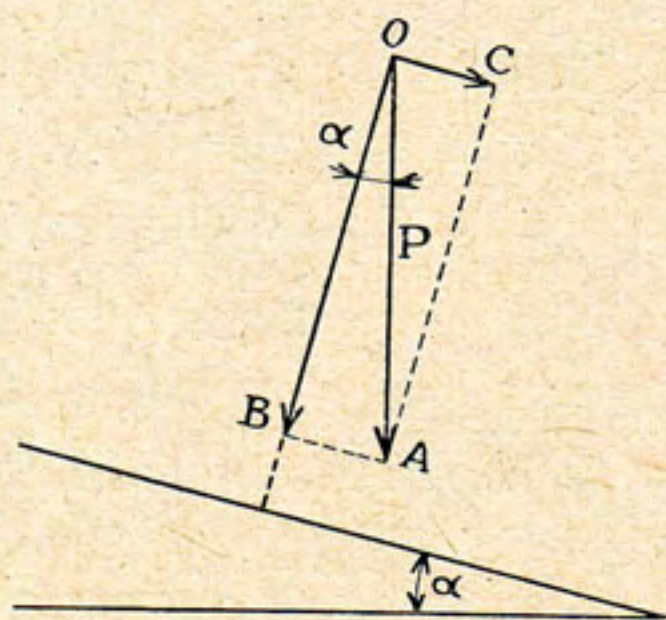


Fig. 142. — Les indications du pendule d'inertie sont indépendantes de l'inclinaison de la voie.

Le pendule prendra la direction de la verticale  $OA$  et la force qui le sollicite dans cette direction pourra se décomposer en deux autres :

$$OB = P \cos \alpha \quad \text{et}$$

$$OC = P \sin \alpha.$$

Si l'on suppose maintenant, simple conception de l'esprit, que le wagon-dynamomètre, obéissant à la gravité, roule librement sur la pente c.-à-d. comme le ferait un mobile soustrait à toute résistance, son mouvement sera sans effet sur la composante  $OB$ , mais il fera naître dans le pendule une réaction d'inertie  $AB$  égale à  $P \sin \alpha$  c'est-à-dire égale mais de signe contraire à  $OC$ . Il s'ensuit

que le pendule, restant soumis à la seule action de la composante  $OB$  normale au plan de la voie, prendra la direction de cette force.



C'est ce que Desdouits a traduit en disant : « Les indications du dynamomètre » d'inertie sont indépendantes de l'inclinaison de la voie et expriment toujours la » résultante des efforts moteurs et résistants du train, abstraction faite de l'action » éventuelle de la pesanteur. En effet, la composante statique introduite par la gravité » est identiquement détruite en marche par sa composante d'inertie ».

Par conséquent, si  $F_{acc}$  est la résultante des efforts moteurs et résistants, abstraction faite de la gravité, rapportés à une tonne de train, l'accélération  $j$ , marquée par le pendule, sera donnée par la formule :

$$F_{acc} = m \cdot j^{m/sec^2} \quad \text{d'où}$$

$$j = \frac{g}{1000} \cdot F_{acc} \quad (4)$$

tandis que l'accélération réelle  $j'$  du train (c'est-à-dire  $\frac{dv}{dt}$ ) qui est soumis non seulement à l'action de la force  $F_{acc}$ , mais encore à celle de la gravité, sera :

$$j' = \frac{g}{1000} (F_{acc} \pm i^{mm/m}). \quad (5)$$

En pente, si la locomotive développe l'effort moteur *exactement suffisant* pour vaincre la résistance au roulement du train, l'accélération  $j$  lue au diagramme sera égale à zéro (l'effort accélérateur inscrit :  $F_{acc} = mj = 0$ , formule 4), alors qu'elle est nettement positive et égale à  $j' = \frac{g}{1000} \cdot i^{mm/m}$  (formule 5).

De cette remarque importante, il résulte que dans tous les cas où l'on aura en vue les efforts *moteurs et résistants*, par exemple, dans le calcul du travail de la vapeur, dans la recherche de la résistance au roulement du train, dans l'étude de l'efficacité d'un frein, etc., il faudra considérer l'accélération  $j$ , mais chaque fois qu'il s'agira d'apprécier les variations de la vitesse, il faudra recourir à l'accélération  $j'$ .

#### B. — Ergomètre d'inertie de J. Doyen (1).

L'ergomètre d'inertie se compose (fig. 143) :

a) d'un cylindre creux  $C$  qui reçoit un mouvement de rotation commandé par un essieu du wagon-dynamomètre. Les déplacements des génératrices du cylindre sont donc proportionnels aux déplacements de l'essieu sur la voie c'est-à-dire *aux chemins parcourus*.

(1) L'ergomètre d'inertie de Joseph Doyen par A. Huberti — Bulletin du Congrès des Chemins de fer — janvier 1909.

Méthode belge d'essai de la locomotive en route par Joseph Doyen — Bulletin du Congrès des Chemins de fer — décembre 1910.



b) ce cylindre  $C$  peut en outre se déplacer librement le long de son axe en entraînant avec lui un stylet  $s$  qui trace sur le papier enregistreur le diagramme dont nous parlerons plus loin.

Ces déplacements longitudinaux sont provoqués par une roulette  $r$ , fortement biseautée, presque tranchante, pressée contre le cylindre par un ressort. La roulette tranchante jouit de cette propriété qu'elle peut rouler sur le cylindre, mais qu'elle ne peut jamais glisser sur la surface de celui-ci.

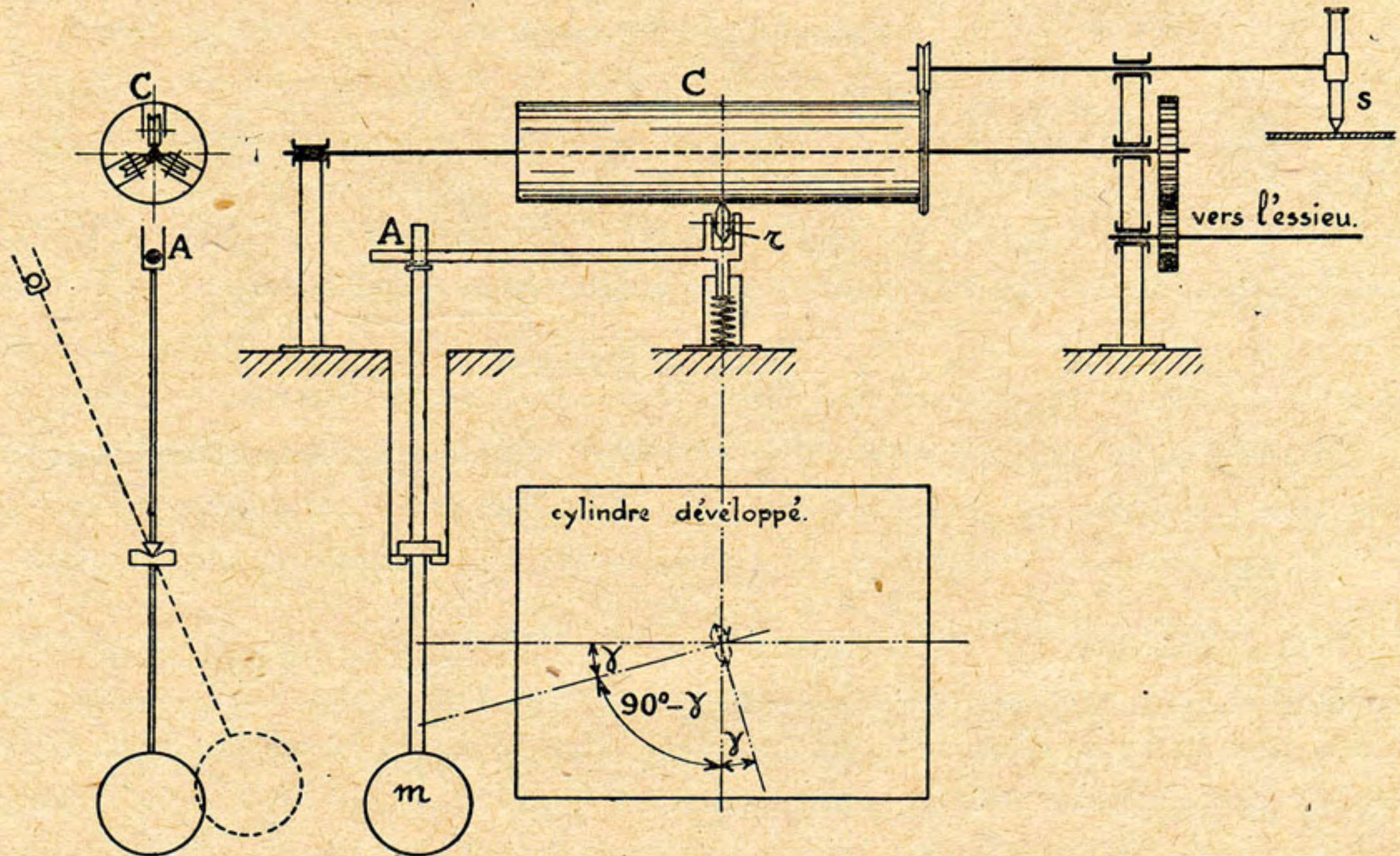


Fig. 143. — L'ergomètre d'inertie de Joseph Doyen.

Le plan de rotation de la roulette peut pivoter autour de l'axe vertical de l'étrier qui la supporte de façon à pouvoir prendre :

- soit la position perpendiculaire aux génératrices du cylindre,
- soit une position oblique quelconque par rapport à ces génératrices.

Or, comme on le voit sur la figure en  $A$ , l'orientation du plan de la roulette dépend précisément de la position du pendule de Desdovits. Ainsi, quand le pendule est vertical, le plan de rotation de la roulette est perpendiculaire aux génératrices du cylindre, celui-ci ne subit alors aucun déplacement longitudinal et le point de contact de la roulette décrit une section droite sur le cylindre. C'est le cas des forces accélératrices nulles :  $F_{acc} = 0$ .



Au contraire, si le pendule prend une position oblique, la roulette s'incline et le cylindre sur lequel elle appuie, *glisse* dans le sens de son axe, tout en tournant ; il s'ensuit que le point de contact de la roulette décrit sur le cylindre, non plus un cercle, mais un arc d'hélice.

Le stylet *s*, conduit par le cylindre dans son déplacement longitudinal, inscrit sur le papier enregistreur une courbe dont les ordonnées sont proportionnelles au travail des forces accélératrices.

### C. — Mesure de la résistance au roulement du train.

Nous avons vu que la flèche d'un ressort relié au crochet de traction du wagon-dynamomètre (côté tender), mesure l'effort  $F_u$  appliqué au crochet de traction.

Cet effort est inscrit sur un papier enregistreur par un stylet relié au ressort.

L'effort  $F_u$  est égal à chaque instant à la résistance au roulement  $r$  du matériel *remorqué*, augmentée de l'effort positif ou négatif de l'accélération et majorée de la force positive ou négative de la gravité.

On a :

$$F_u = \frac{P}{1000} \cdot r \pm \frac{P}{g} \cdot j' \pm \frac{P}{1000} \cdot i \quad (6)$$

$j'$  étant l'accélération réelle c'est-à-dire  $\frac{dv}{dt}$ .

Par ailleurs, le diagramme tracé par le pendule d'inertie de Desdouts, donne à chaque instant l'ordonnée  $y$ , laquelle mesure l'accélération  $j$  produite par la résultante des efforts moteurs et résistants *quelles que soient les modifications du profil de la voie*.

La formule (6) devient alors :

$$F_u = \frac{P}{1000} \cdot r + \frac{P}{g} \cdot j \quad (7)$$

d'où l'on tire la valeur de la résistance au roulement du train d'essai, trouvée pratiquement :

$$r = \frac{1000}{P} \cdot F_u \pm \frac{1000}{g} \cdot j. \quad (8)$$

Enfin, si l'on marche à *régulateur fermé*  $F_u = 0$  et l'on a :

$$r = \frac{1000}{g} \cdot j.$$


---



## CHAPITRE IX

### Calcul mécanique de l'horaire des trains

---

Pour un train en marche, comme pour tout mobile, il existe une relation entre l'accélération  $j$ , la vitesse  $v$  et la distance parcourue  $l$  :

$$F \text{ (effort accélérateur)} = m \cdot j, \quad j = \frac{v}{t} \quad \text{et} \quad v = \frac{l}{t}$$

Dans l'appareil *Cuypers* pour le calcul des temps de parcours (1), les déplacements de 3 organes sont liés entre eux par la même relation que celle qui existe entre l'accélération, la vitesse et la distance parcourue.

Si on a préalablement déterminé l'accélération qu'une locomotive donnée peut imprimer à un train de composition définie, il suffit de déplacer l'index de l'accélération le long de la courbe traduisant la variation de l'accélération avec la vitesse pour que, l'appareil étant mis en marche, on puisse lire sur le 2<sup>e</sup> index le temps de parcours et sur le 3<sup>e</sup> index, la vitesse.

#### 1. Problème à résoudre.

Le problème à résoudre est le suivant :

Connaissant les caractéristiques : de la ligne parcourue, de la charge à remorquer et de la locomotive, il s'agit d'établir à tout instant les valeurs de la vitesse et du chemin parcouru par le train.

a) *Ligne parcourue.* — On connaît les distances, les inclinaisons, le rayon des courbes, les vitesses maxima admises, l'emplacement des stations, des bifurcations, des postes de block, etc.

Tenant compte de la résistance due aux courbes, on établit un tableau donnant tous les éléments de la ligne parcourue :

---

(1) Bulletin du Congrès des Chemins de fer — Mars 1936 — par F. Cuypers — Ingénieur principal à la S. N. C. B.



Ligne de . . . . . à . . . . . Stations	Distances cumulées m	Vitesses maxima autorisées km/h	Inclinaisons mm/m
A . . . . .	6.341 6.800	50	
B . . . . .	8.590 9.000	120	+ 8,4
C . . . . .	10.205 10.600	120	- 4,7
D . . . . .	11.914		
E . . . . .	13.585	120	+ 6,6
etc. . . . .	14.750		

b) *Charge à remorquer.* — On connaît le type des voitures utilisées et leur poids, on connaît la loi de la variation de la résistance  $r$  de ce matériel avec la vitesse (fig. 144).

c) *Locomotive.* — On connaît la valeur de l'effort de traction *indiqué*  $F_i$  aux différentes vitesses (fig. 145), ainsi que la loi de variation de la résistance  $r_{l+t}$  de la locomotive et de son tender aux différentes vitesses (fig. 144).

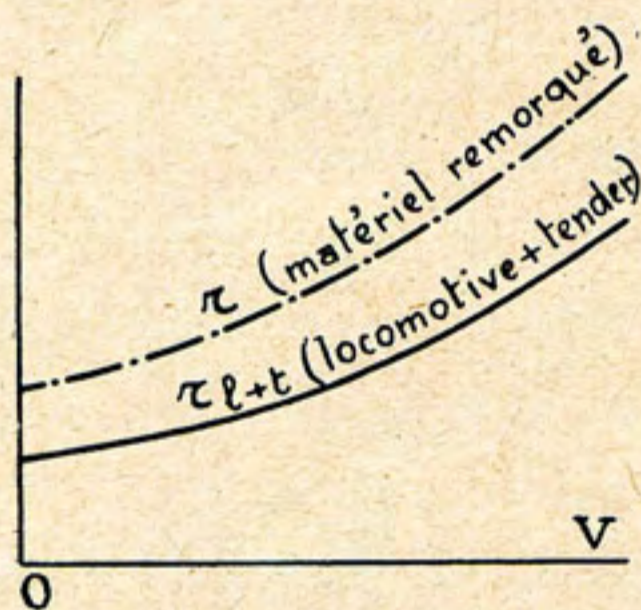


Fig. 144.

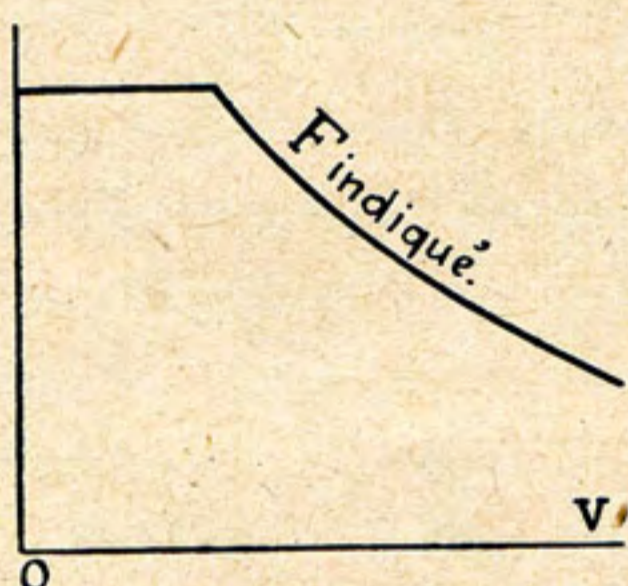


Fig. 145.

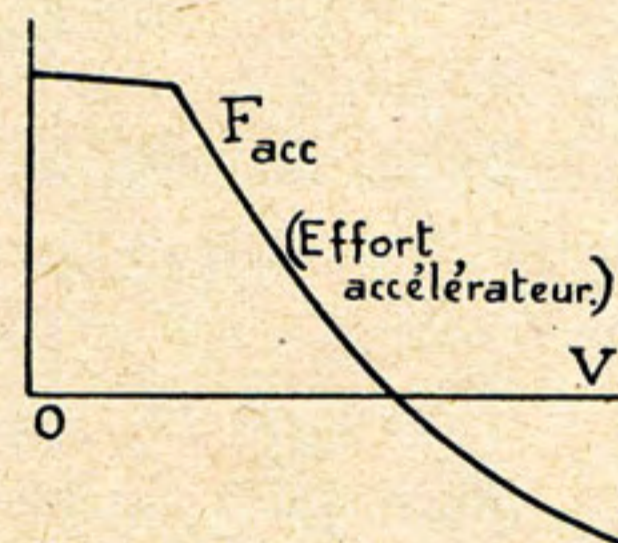


Fig. 146.

En retranchant de  $F_i$ , la résistance  $r_{l+t}$  de la locomotive et du tender, on obtient l'effort de traction au crochet du tender  $F_u$  (page 43). Si de  $F_u$ , on déduit la résistance  $r$  de la charge remorquée, on obtient (fig. 146) la loi de la variation de l'effort accélérateur  $F_{acc}$  avec la vitesse dans le cas de la remorque *en palier* (page 44).

On en déduit (fig. 147), la loi de variation de l'accélération  $j$  avec la vitesse ( $F_{acc} = m \cdot j$ ), toujours en palier.

Ce diagramme ( $j, v$ ), fig. 147, étant établi, l'appareil Cuypers permettra d'effectuer tous les calculs relatifs à l'horaire.



2. Description et fonctionnement de l'appareil Cuypers.

1° La rotation d'un plateau  $P$  (fig. 148) représente l'écoulement du *temps*. Par exemple, 1 tour de plateau représente 1/10 de minute (1).

Un galet  $G$  est mis en contact avec le plateau tournant  $P$ . Le nombre de tours de  $G$  sera proportionnel au produit du nombre de tours de  $P$  par l'excentricité  $j$  du galet  $G$  sur le plateau  $P$ .

Si  $\delta t$  est l'accroissement du temps, le nombre de tours du galet  $G$  sera donc proportionnel à  $j \cdot \delta t$ .

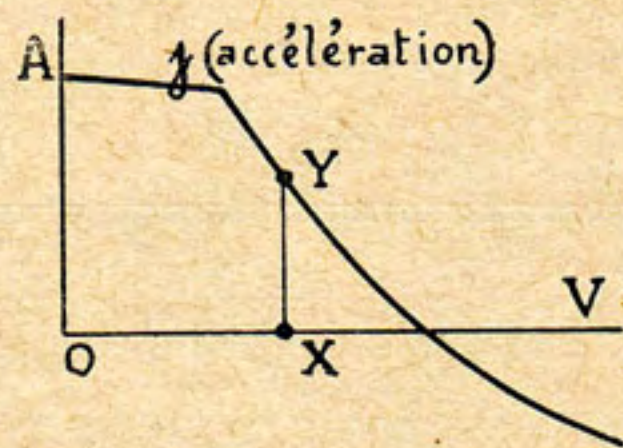


Fig. 147.

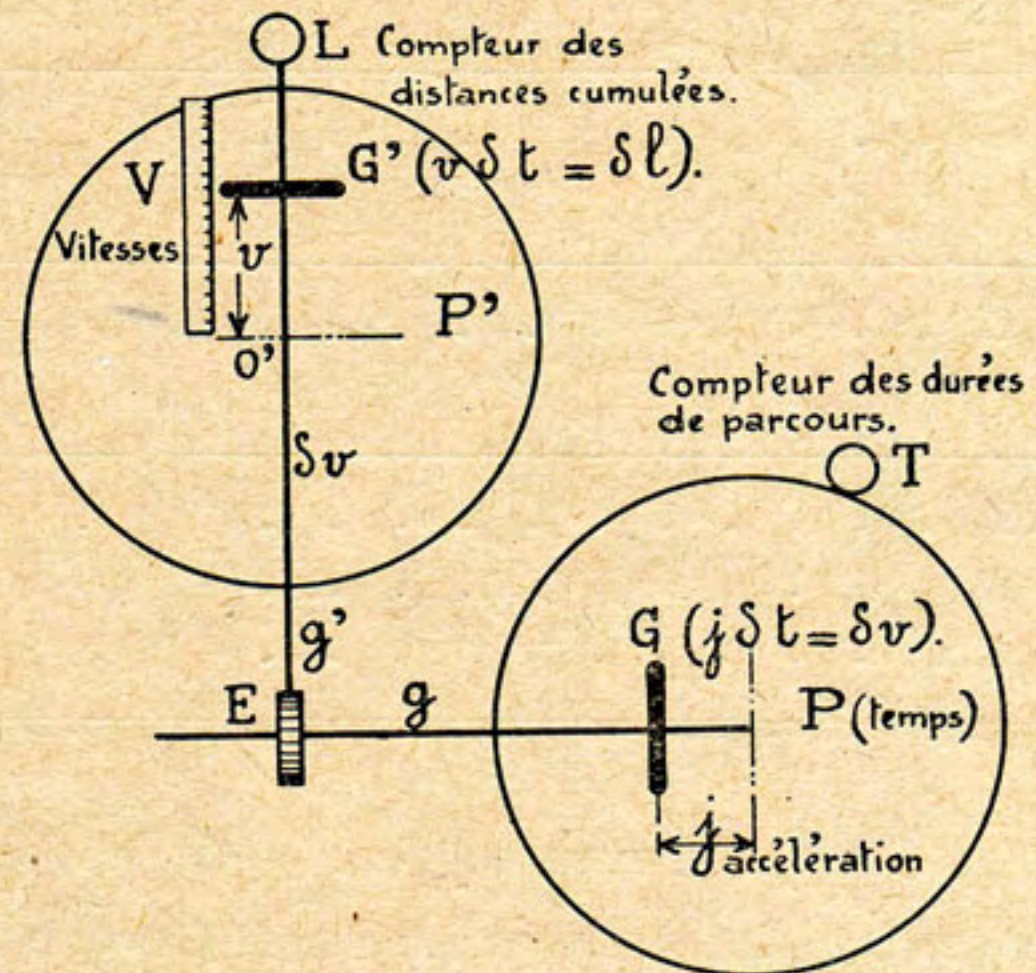


Fig. 148. — Principe de l'appareil Cuypers.

Si, par ailleurs, l'excentricité  $j$  représente l'accélération d'un mouvement et si  $\delta v$  représente l'accroissement de vitesse, on aura aussi

$$\delta v = j \cdot \delta t.$$

La rotation de  $G$  est donc proportionnelle à l'accroissement de vitesse.

2° Le mouvement de rotation de l'axe  $g$  de  $G$  est transformé par un engrenage  $E$  et une crémaillère  $g'$  en un mouvement de translation. En bout de la crémaillère  $g'$  est monté un galet  $G'$  mis en contact avec un plateau tournant  $P'$ .

L'avancement de  $g'$  est donc proportionnel à l'accroissement de vitesse.

On règle l'appareil de telle façon que, pour une vitesse nulle,  $G'$  soit au centre de  $P'$ . L'excentricité de  $G'$  sur  $P'$  sera donc proportionnelle à la vitesse (2).

Quant au plateau  $P'$ , il a un mouvement proportionnel à celui de  $P$ .

3° Conformément à ce qui a été dit ci-dessus, la rotation de  $G'$  sera proportionnelle au produit

$$v \cdot \delta t,$$

expression qui représente l'accroissement  $\delta l$  du chemin parcouru.

$$\delta l = v \cdot \delta t.$$

(1) Cette notion est indépendante de la vitesse de rotation du plateau.

(2) Les caractéristiques de l'appareil sont telles qu'il donne directement  $V$  en km/h au lieu de la vitesse  $v$  en m/sec.







Dans ces conditions, si l'on met la machine en marche,  $P$  et  $P'$  tourneront,  $G$  tournera et sa rotation mesurera l'accroissement de la vitesse.

Quand  $G$  tourne, le cylindre tourne également en déroulant le diagramme  $j, v$  devant l'index  $i$ . En agissant sur la manivelle  $m$ , on guidera l'index le long de la ligne représentant l'accélération sur le diagramme.

Dès lors, à chaque instant et quelle que soit la valeur de la vitesse,  $xy = j$  sera toujours égale à  $XY$  c'est-à-dire à l'accélération.

Dans ces conditions, la rotation de  $G'$  mesurera le chemin parcouru et la règlette  $V$  indiquera en regard de  $G'$  la vitesse de marche.

Ces lectures seront faites avec facilité sur la règlette  $V$  (vitesses), sur le compteur  $T$  (temps) et sur le compteur  $L$  (distances). A chaque instant de la marche, on connaîtra donc le chemin parcouru et la vitesse de marche (1).

**Remarque sur une voie déclive.**

Tout ce qui précède se rapporte à un train circulant en palier.

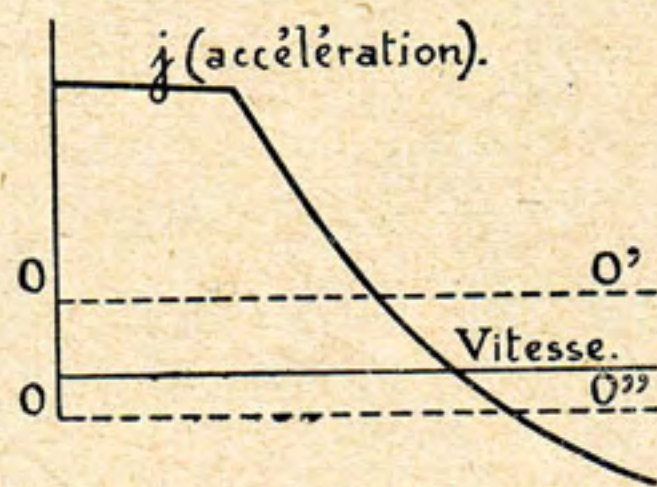


Fig. 150.

Pour une inclinaison quelconque de la voie, on remarquera que le diagramme  $j, v$  (fig. 148) reste valable si l'on déplace la ligne des abscisses vers le haut en  $OO'$  (fig. 150) d'une quantité égale à  $0,981 \text{ cm/sec}^2$  pour  $1 \text{ mm}$  par mètre de rampe. En effet, dans ces conditions, l'accélération  $g$  en  $\text{m/sec}^2$  est réduite dans le rapport de  $1$  à  $1/1.000$ .

Pour réaliser ce déplacement sur le diagramme enroulé sur le cylindre  $C$ , la tringle  $t$  est graduée en rampes et pentes (fig. 150), le zéro de la graduation correspondant au palier. Pour une inclinaison donnée, il suffit de mettre l'index  $i$  en regard du chiffre désiré.

*Remarque.* — La machine permet de calculer les éléments de l'horaire non seulement pour les trains à vapeur, mais aussi des autres modes de traction ; il suffit de déterminer le diagramme  $j, v$  de ces tracteurs.

(1) *Caractéristiques de construction :*

Un tour de  $P$  représente l'écoulement de  $1/10$  de minute. Le compteur  $T$  donne le  $1/100$  de minute.

Un tour de  $G$  représente un accroissement de vitesse de  $1 \text{ km}$  à l'heure.

Pour le diagramme  $j, v$ , on prend  $2 \text{ mm}$  d'abscisse pour  $1 \text{ km/h}$  ;  $1 \text{ cm}$  d'ordonnée représente une accélération de  $1 \text{ cm/sec}^2$ .

Sur la tringle  $t$ ,  $1 \text{ mm}$  de rampe est représenté par  $9,81 \text{ mm}$ .

Sur la règlette  $V$ ,  $2 \text{ mm}$  mesurent  $1 \text{ km/h}$ .

Un tour de  $G'$  représente  $1$  hectomètre et le compteur  $L$  permet de lire jusqu'au mètre parcouru.



## DEUXIÈME PARTIE

# Autres modes de traction

### CHAPITRE I

## Autorails (1)

#### Caractéristiques du moteur à combustion interne du point de vue de la traction sur voies ferrées.

La locomotive à vapeur à pistons à échappement libre a un rendement thermique très défavorable atteignant péniblement 10 %.

Si l'on peut atteindre quelque 18 % dans les locomotives à turbine, grâce à la condensation, c'est au prix de grandes complications et d'un coût de premier établissement élevé entraînant de fortes charges financières. Dans ces conditions, l'emploi pour la traction sur voies ferrées des moteurs à combustion interne, c'est-à-dire des moteurs à explosion (essence) et des moteurs à combustion progressive (huile lourde) est très intéressant puisque leur rendement peut atteindre respectivement 25 % et 35 %.

Malheureusement, du point de vue de l'application à la traction sur rails, le moteur à combustion n'a pas une caractéristique aussi favorable que le moteur à vapeur.

Nous savons, en effet, que pour la locomotive à vapeur, l'effort de traction indiqué  $F_t$  varie avec la vitesse suivant une courbe ABC, fig. 151, qu'il est limité dans sa partie supérieure AB par l'adhérence DB et que la courbe utilisable de l'effort de traction est DBC.

Nous constatons que l'effort de traction a une valeur très élevée au démarrage c'est-à-dire précisément au moment où la résistance à vaincre est grande, il reste constant jusqu'à la vitesse critique  $V$ , puis décroît suivant une loi sensiblement hyperbolique.

---

(1) Nous réservons la dénomination d'automotrices aux véhicules automoteurs électriques à captation de courant (fil aérien ou 3<sup>e</sup> rail).

Nous dénommons autorail un véhicule automoteur autonome; ainsi, un véhicule automoteur électrique à accumulateurs s'appellerait « autorail » tout comme les véhicules à moteur à combustion interne.



Quant à la *puissance*, comme elle est le produit de l'effort de traction par la vitesse, elle est représentée par une courbe telle que  $OGN$  (voir page 148). A partir de la vitesse  $V$ , la puissance de la locomotive (fonction de la puissance de la chaudière et du rendement thermique) ne varie qu'assez peu avec la vitesse.

A la vitesse optimum  $V'$ , correspondant à la puissance maximum  $V'M$ , la valeur  $V'Q$  de l'effort de traction est notablement inférieure à sa valeur maximum  $OD$ , réalisée au démarrage et soutenue jusqu'à la vitesse  $V$ .

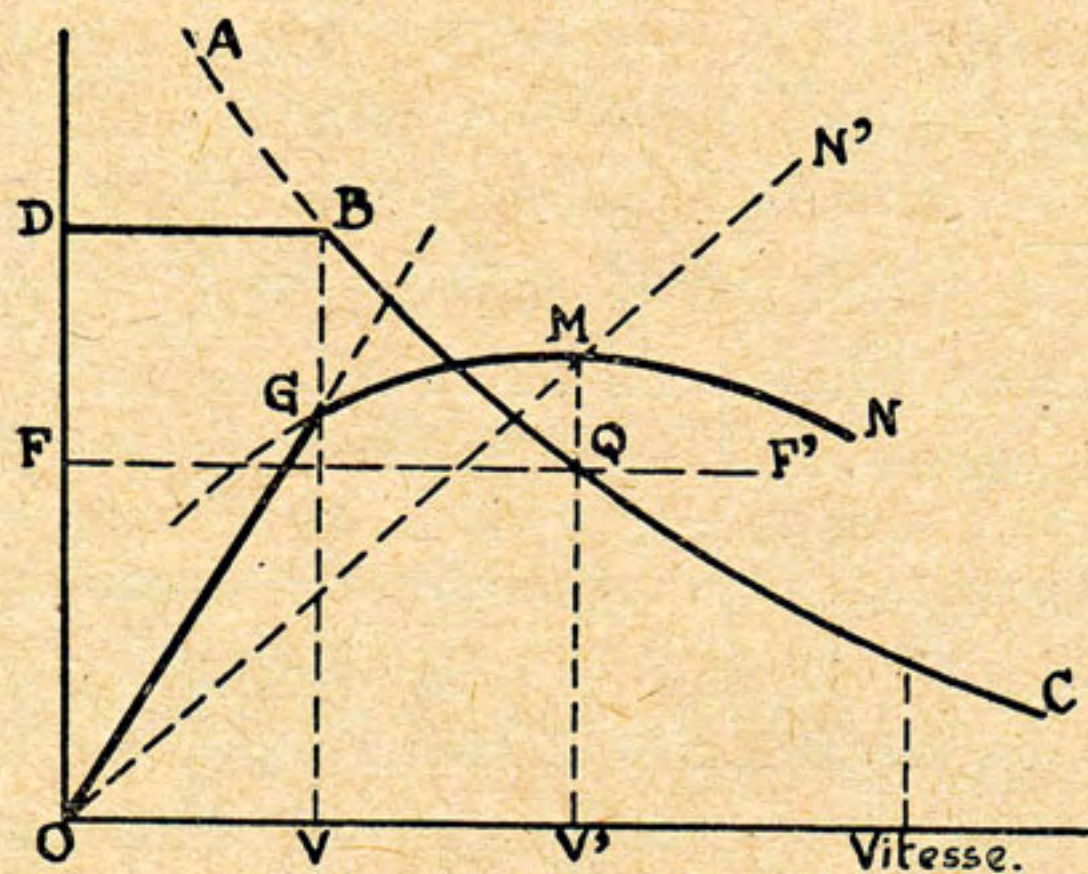


Fig. 151.

Si nous considérons deux locomotives, l'une à vapeur, l'autre avec moteur à combustion, devant remorquer *le même train à la même vitesse*, nous constaterons que pour le moteur à combustion les choses se passent comme suit :

Pour des raisons de construction, de marche économique et de bonne conservation, le nombre de tours par minute du moteur doit se maintenir dans des limites de variation très restreintes.

Entre ces limites permanentes de vitesse ( $\pm V'$ ), fig. 151, l'effort de traction

ne peut changer beaucoup sous peine de modifier défavorablement le régime du moteur. On peut donc considérer l'effort de traction comme constant et le représenter par une ligne horizontale  $FF'$ , passant par  $Q$ .

L'effort de traction étant constant, la puissance, proportionnelle à la vitesse, est représentée par une ligne sensiblement droite  $OMN'$  et passant par  $M$ , car nous avons supposé que le moteur était construit pour la même puissance que la locomotive à vapeur.

*Conclusion.* — Avec la commande directe, le moteur à combustion interne développe, aux vitesses inférieures à la vitesse de régime  $V'$  et surtout au démarrage, un effort de traction  $FF'$  inférieur à celui du moteur à vapeur, l'excédent de l'effort moteur sur l'effort résistant est faible, l'accélération sera donc plus lente et le démarrage moins satisfaisant.

Alors que dans la locomotive à vapeur, la liaison directe par bielle entre moteur et roues est permanente c.-à-d. que la locomotive est mise en marche en même temps que le moteur ; le moteur à combustion, lui, ne peut démarrer sans le secours d'une source auxiliaire car il faut qu'il soit amené d'abord à une vitesse de rotation suffisante



pour réaliser la compression convenable pour le moteur à essence et nécessaire à l'auto-allumage pour le moteur Diesel.

La nécessité de faire démarrer les moteurs à combustion à vide impose l'emploi d'*embrayages mécaniques* permettant un glissement temporaire entre l'arbre menant et l'arbre mené, la mise en vitesse progressive n'étant réalisée que grâce au glissement relatif des plateaux d'embrayage les uns par rapport aux autres. Des chocs et des broutements se produisent quand ces embrayages sont manœuvrés sans grande précaution. Ils sont donc sujets à usure.

Pour adapter le moteur à combustion interne à la traction sur voies ferrées, il faut s'efforcer de reproduire le mieux possible la courbe du couple de la locomotive à vapeur, soit en interposant une *transmission* entre le moteur et les roues, soit en modifiant (notamment par suralimentation) les caractéristiques du moteur.

### Transmissions.

Ainsi que nous venons de le rappeler, le nombre de tours par minute de l'arbre du moteur à combustion interne doit se maintenir entre des limites très restreintes, le moteur tournera donc toujours à son meilleur régime, alors que le nombre de tours des roues du véhicule variera entre des limites très étendues, la vitesse de marche évoluant entre 0 et 150 km/h. Il faut donc pouvoir disposer d'un organe qui puisse transformer la vitesse de régime du moteur en différentes vitesses de marche du véhicule.

Pour résoudre ce problème, on recourt à une *transmission* (boîte de vitesses de la transmission mécanique) qui permet, par ailleurs, une démultiplication de la vitesse de rotation telle que le couple transmis à l'essieu se trouve suffisamment accru pour réaliser, pendant la période de démarrage, les accélérations nécessaires.

Les transmissions sont mécaniques (transformateurs de couple discontinus), électriques ou hydrauliques (transformateurs de couple continus).

1°) *La transmission mécanique* convient très bien pour les puissances inférieures à 300 CV, elle est moins coûteuse et moins lourde que la transmission électrique, son rendement est supérieur à celle-ci (90 % au lieu de 75 à 80 %).

Par contre, comme au moment du passage des vitesses, il faut débrayer, c.-à-d. interrompre l'effort de traction, il en résulte des chutes brusques de puissance qui rendent difficile l'obtention de vitesses commerciales élevées lorsque l'autorail est affecté à un service omnibus à arrêts fréquents.

Les choses se passent comme suit :

Au départ, fig. 152, l'intervention du moteur de démarrage porte le moteur débrayé à la vitesse  $V_0$ .



Quand on embraye en première vitesse  $V_0$ , l'effort de traction atteint une valeur telle que  $F_1$  et, lorsque la vitesse monte de  $V_0$  à  $V_1$ , la courbe de puissance  $N = F \times V$  est représentée par  $AN_1$ .

On débraye alors pour rompre la liaison du moteur avec la 1<sup>re</sup> vitesse de marche du véhicule ; aussitôt après, on engage la 2<sup>e</sup> vitesse et l'on embraye à nouveau. Au moment du passage en deuxième vitesse  $V_1$ , l'effort de traction possible tombe, par

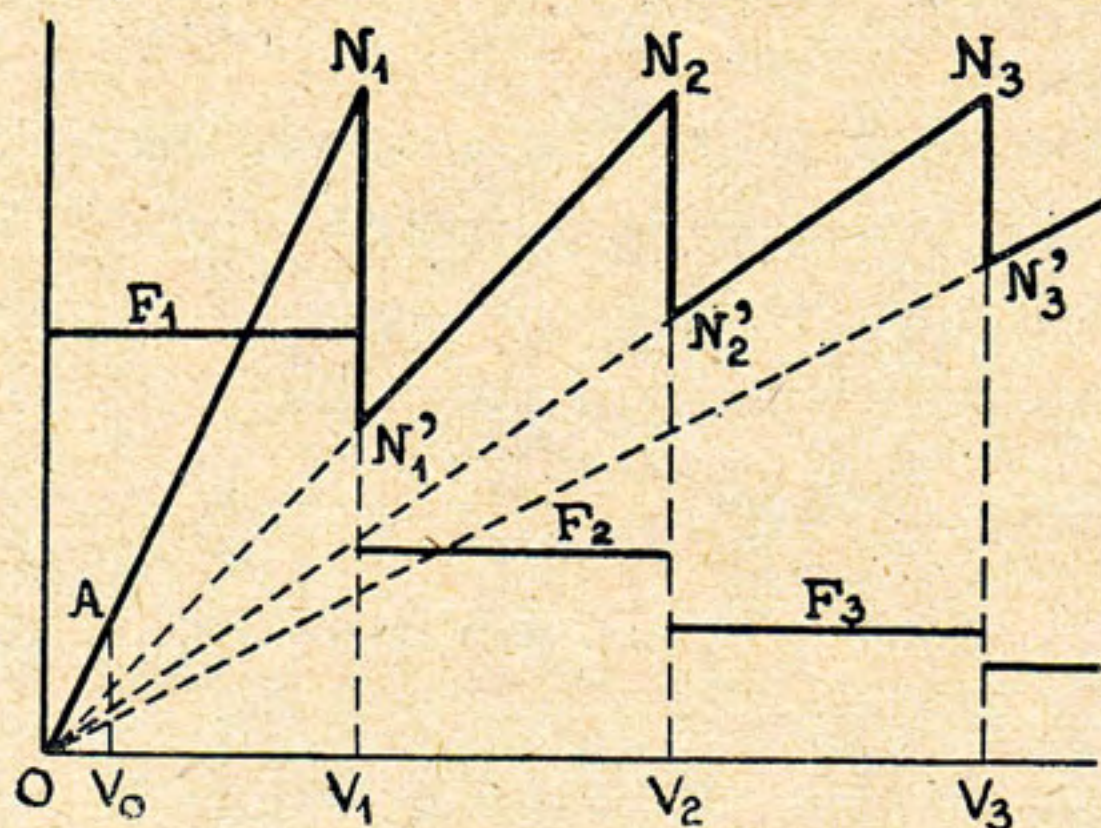


Fig. 152.

exemple, à  $F_2$  et la puissance redescend à  $N'_1$  pour remonter à  $N_2$  quand la vitesse de marche  $V_2$  est réalisée, et ainsi de suite jusqu'au moment où la vitesse maximum étant atteinte, les trains d'engrenages intermédiaires sont éliminés, et l'arbre du moteur attaque directement l'arbre de transmission du mouvement à l'essieu, c'est la prise directe.

La courbe de puissance affecte donc une allure discontinue en dents de scie (1).

2<sup>o</sup>) La transmission électrique est surtout employée quand la puissance atteint  $\pm 300$  CV. Comparée à la transmission mécanique, elle procure une courbe de puissance plus continue et plus régulière, exempte de chutes brusques lors des changements de vitesse.

Lorsque les transmissions électriques fonctionnent automatiquement, elles protègent mieux le moteur contre les conséquences des fausses manœuvres.

Dans les systèmes à transmissions électriques, le moteur Diesel actionne une dynamo-génératrice qui fournit le courant nécessaire aux moteurs électriques actionnant un ou plusieurs essieux de l'autorail. Mais une particularité se présente : il faut que cette transmission aux essieux moteurs de la puissance fournie par le moteur Diesel se fasse de telle manière que, pour un réglage déterminé de l'injection d'huile lourde (volume injecté par tour), cette puissance puisse rester sensiblement constante, quelles que soient les circonstances de marche du véhicule. Comme nous l'avons rappelé page 128, cette constance est imposée par les conditions de marche propres au moteur Diesel.

(1) Pendant toute la durée des débrayages, l'autorail roule sur son erre, sa force vive fournissant seule tout le travail nécessaire pour vaincre les diverses résistances au mouvement.

Il faut encore noter le glissement de l'embrayage au cours des reprises.



Cela implique la constance de la puissance développée à la jante des roues motrices c'est-à-dire que le produit de l'effort de traction par la vitesse de marche du véhicule, doit rester constant. Pour qu'il en soit ainsi, il faut que le produit de la tension  $E$  aux bornes de la génératrice par l'intensité  $I$  du courant débité reste constant :

$$E \cdot I = c^{te} \text{ (fig. 153).}$$

Or, les moteurs électriques de traction à excitation série, employés sur les auto-rails, développent un couple moteur (effort de traction) sensiblement proportionnel à l'intensité du courant absorbé, on est donc sans action sur l'intensité du courant développé et il ne reste d'autre moyen que d'agir sur la tension de ce courant. Bref, pour un réglage déterminé de l'injection au moteur, il faut que la tension du courant débité varie suivant une fonction *inverse* de l'intensité de ce courant. En d'autres termes, à un grand effort de traction (intensité de courant élevée), doit correspondre une faible tension et vice versa.

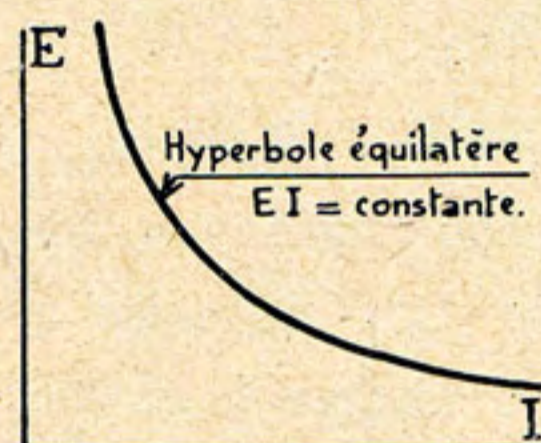


Fig. 153.

Le problème à résoudre revient à étudier une génératrice telle, que pour un régime déterminé de puissance du groupe électrogène, la courbe  $E = f(I)$  de la tension aux bornes de la génératrice en fonction de l'intensité du courant débité affecte la forme d'une hyperbole équilatère (fig. 153).

Posant, d'une part, comme variable indépendante l'intensité  $I$  du courant demandé par les moteurs de traction, considérant, d'autre part, que la tension  $E$  fournie par la génératrice est directement proportionnelle à la vitesse angulaire de celle-ci et au champ magnétique et que, par ailleurs, la vitesse angulaire du groupe est maintenue constante par le régulateur centrifuge du moteur Diesel (1) ou n'est libre de varier que dans des limites restreintes (2), le problème revient donc à faire varier le champ magnétique suivant une fonction *inverse* de l'intensité du courant débité. On trouvera dans le *Bulletin du Congrès des Chemins de fer de mai 1935* un exposé très complet, avec schémas à l'appui, des diverses solutions imaginées pour résoudre au mieux ce problème (3).

(1) Systèmes « à nombre de tours constant ».

(2) Systèmes « à nombre de tours variable ».

(3) Contribution à l'étude comparée des divers systèmes de transmissions électriques utilisées dans les automotrices Diesel-électriques — par E. Hennig, Ingénieur principal à la S. N. C. B. — Bulletin du Congrès des Chemins de fer — mai 1935.

Réflexions sur les transmissions électriques — Traction nouvelle — mai-juin 1936, par Parodi, Directeur honoraire de l'électrification du P. O.



Les efforts des constructeurs tendent à obtenir, pour le régime de marche optimum du moteur Diesel, toutes les combinaisons possibles de vitesses de circulation et d'efforts de traction correspondant à une puissance constante.

3°) *Les transmissions hydrauliques*, plus récentes, ont un rendement de 85 % au maximum, elles permettent un démarrage très progressif moyennant un faible glissement (de 1 à 2 %). Comme les transmissions électriques, elles présentent une courbe de puissance plus régulière. Leur simplicité, leur faible encombrement, leur fonctionnement automatique leur réservent, semble-t-il, de l'extension.

La transmission du couple moteur jusqu'aux essieux se fait à l'intervention d'huile minérale très fluide. Le moteur Diesel actionne une pompe centrifuge et l'énergie cinétique que celle-ci communique au liquide se transmet à une turbine réceptrice accouplée à l'essieu moteur du véhicule.

Comme pour la transmission électrique, la transmission aux essieux du couple fourni par le moteur Diesel se fait d'une manière progressive et continue, alors que les transmissions mécaniques donnent lieu à des variations brusques de puissance au moment du passage d'un étage de vitesse au suivant. Par contre, comparées aux transmissions mécaniques ou électriques, les transmissions hydrauliques donnent, lors de la mise en vitesse de l'autorail, des accélérations moins élevées parce que leur rendement est moins favorable aux faibles vitesses, c'est un inconvénient pour les services omnibus.

#### **Suralimentation.**

Si l'on veut augmenter le travail par cycle, il faut augmenter l'injection de combustible. Or la quantité de combustible brûlé par cycle dépend de la quantité d'oxygène en présence. Si l'on augmente la quantité de combustible injecté au-delà de la limite normale, la combustion devient incomplète. Il faut donc augmenter la quantité d'oxygène.

Par la suralimentation, on fournit au moteur de l'air légèrement comprimé (environ  $1/3$  atm. effective) au lieu d'air frais pris à la pression atmosphérique, on accroît ainsi la masse d'air admise par cycle ; on peut, dès lors, augmenter en proportion la quantité de combustible, d'où une augmentation de la puissance, pouvant atteindre 50 %, sans alourdissement du moteur.

Rappelons enfin que *l'injection mécanique*, généralement préférée à *l'injection pneumatique*, peut être, soit *directe*, soit à *chambre de précombustion*, soit à *chambre d'emmagasinement d'air*.



**Les autorails à essence comparés aux autorails à huile lourde.**

Dans les moteurs à *essence*, le mélange du liquide combustible et de l'air comburant se fait dans un « carburateur », *préalablement* à son introduction dans la chambre de combustion des cylindres moteurs. Dans ce carburateur, l'essence est vaporisée dans l'air. Le mélange carburé est ensuite aspiré par le moteur, comprimé et, en fin de compression, allumé par une étincelle électrique.

Dans les moteurs à *injection d'huile lourde, genre Diesel*, ce mélange se fait dans la chambre de combustion même des cylindres moteurs où il s'enflamme spontanément sous l'effet de l'élévation de la température de l'air, due à la compression préalable de celui-ci.

Les moteurs à *essence* offrent l'avantage d'une grande souplesse, ils sont très nerveux dans les reprises, mais présentent certains dangers d'incendie. L'essence coûte plus cher que le gazoil.

Enfin, avec les moteurs à essence, on n'a pas, jusqu'à présent, dépassé 250 chevaux.

Les moteurs Diesel à *huile lourde* ont un *rendement thermique plus élevé (35 % contre 25 % pour les moteurs à essence)* ; ils emploient un combustible meilleur marché et peu inflammable.

Procédant du principe d'après lequel la puissance s'obtient beaucoup plus facilement par les grandes vitesses de rotation que par l'augmentation des dimensions, le moteur Diesel, d'abord lourd et encombrant, a vu son poids s'abaisser à  $\pm 5$  kg par cheval, grâce à l'augmentation de la vitesse de rotation qui, de  $\pm 500$  tours par minute, est passée à 1.500 tours et plus.

La réduction de l'encombrement a permis de loger le moteur dans un bogie, ce qui est important pour les autorails.

\* \* \*

**Avantages propres aux autorails.**

Les autorails présentent les avantages suivants :

- 1°) Rendement élevé du moteur.
- 2°) Poids adhérent élevé par rapport au poids total, d'où possibilité de grandes accélérations.
- 3°) Facilité de conduite, durée d'apprentissage extrêmement courte.
- 4°) Suppression du chauffeur.
- 5°) Simplification du service : aucune préparation antérieure au départ, mise en marche immédiate, aucun nettoyage au retour.



- 6°) Réduction des frais d'entretien en raison de la suppression de la chaudière.
- 7°) Consommation de combustible indépendante de l'habileté du personnel.
- 8°) Possibilité de longs parcours sans réapprovisionnement en eau et en combustible : la dépense en eau est insignifiante (réfrigération), la consommation de combustible en poids est beaucoup moindre par suite de son grand pouvoir calorifique.
- 9°) Simplification et économie de temps dans l'exploitation en navette par suite de la réversibilité c.-à-d. de la possibilité de conduite dans les deux sens.
- 10°) Souplesse de l'exploitation du chef des unités indépendantes.

\* \* \*

### Les autorails de la S. N. C. B.

Les avantages énumérés ci-dessus expliquent que, à nombre égal de places offertes, le prix de revient par kilomètre d'un autorail est environ moitié moindre que celui d'un train léger remorqué par une locomotive à vapeur.

La tendance générale des réseaux est de grouper les autorails de lignes en un certain nombre de *centres* que l'on dénomme « *Étoiles* » : Étoiles de Gand, de Liège, etc. en Belgique ; Étoiles de Mirecourt, de Mortagne, etc. en France. De cette façon les roulements du personnel et des voitures sont plus aisés à organiser et ont un bon rendement, la surveillance et l'entretien du matériel sont grandement facilités. Les réseaux cherchent à n'avoir dans chaque étoile que des autorails de *même modèle* avec le petit stock de pièces de rechange et d'entretien correspondant.

Depuis 1930, l'exploitation des services à voyageurs par autorails sur les chemins de fer belges a été poursuivie selon des modalités si diverses que le seul exposé de l'expérience belge suffit pour faire le point sur cette question.

Cependant, à la S. N. C. B., ni les *autorails à essence*, ni les *autorails à roues garnies de pneumatiques*, n'ont été employés.

Les autorails *montés sur pneumatiques* (telles les *Michelines* françaises) bénéficient d'un coefficient d'adhérence élevé ( $\varphi = 0,6$  à  $0,7$ , sauf par temps de verglas) ; mais à cause du pneu, la charge par *roue* ne peut dépasser *1,1* tonne (voir chapitre suivant, § C). Cela conduit rapidement à un très grand nombre d'essieux.

En outre, le fonctionnement, comme interrupteur, de la « *pédale de block* » exigeant une charge *d'au moins 3 tonnes par roue*, ce fonctionnement n'est donc plus assuré (1).

---

(1) Tome II — L'exploitation technique — Signalisation : 2<sup>me</sup> partie — chapitre II — page 13 — renvoi (1).



Par ailleurs, la mise en court-circuit des deux rails (isolés électriquement), par les deux roues et l'essieu, n'a plus lieu, le pneu jouant le rôle d'isolant. Il faut alors recourir à d'autres moyens plus compliqués.

**A. — Autorails légers pour services omnibus.**

**1. Autorails Diesel.**

Le 1<sup>er</sup> janvier 1930, trois premiers autorails furent mis en service sur les lignes en étoile autour de Gand. Il s'agissait d'autorails Diesel-Maybach (E. V. A.) (1) à transmission mécanique, d'une puissance de 150 CV, consommant du gazoïl, offrant 92 places assises et capables d'atteindre une vitesse maximum de 65 km/h.

Lors de ces premiers essais, on avait cru que, pour une voiture pesant 40 tonnes à vide, un moteur Diesel de 150 chevaux permettrait de réaliser une vitesse commerciale suffisamment élevée malgré les nombreux arrêts, mais l'expérience révéla que l'accélération au démarrage était trop faible. On réussit à porter la puissance à 175 chevaux en modifiant le poids et la forme des pistons moteurs. Une modification de forme a donné une meilleure combustion et, partant, un meilleur rendement du moteur.

L'amélioration ne réalisant pas encore le but visé, on décida, pour les commandes futures, de réduire le poids à vide à 34 tonnes au lieu de 40 tonnes (40 tonnes en charge au lieu de 46 tonnes) tout en conservant les 175 chevaux. On obtint ainsi une puissance massique de  $\frac{175}{40} = 4,4$  chevaux par tonne de poids de voiture

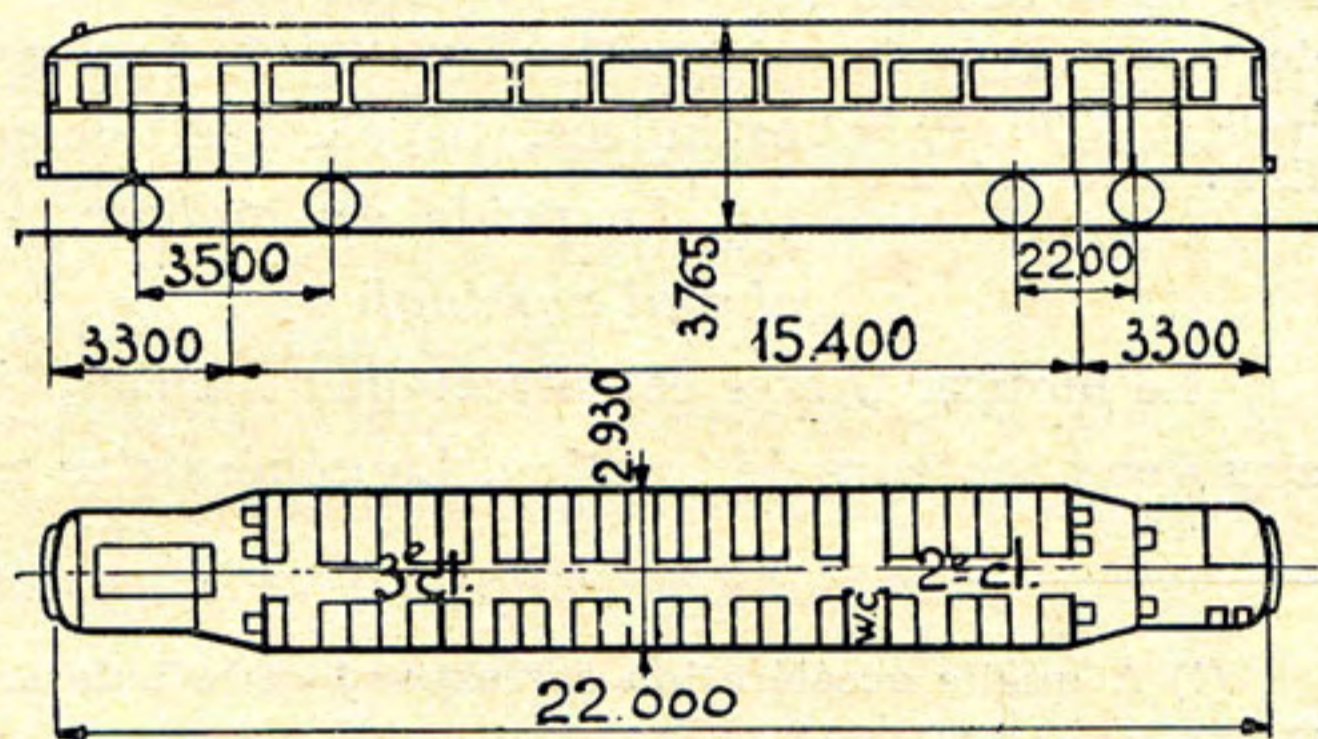


Fig. 154. — Autorails Maybach de 175 CV.

à charge. Quatorze autorails de ce type furent commandés en 1933 (fig. 154).

Cependant, les idées avaient fait du chemin et on s'orientait nettement vers de plus grandes accélérations encore. On désirait, en effet, que les autorails fussent capables de donner des vitesses commerciales comparables à celles réalisées par les trains légers à vapeur composés d'une locomotive et de deux voitures sans fourgon. Cela conduisait à une puissance massique de 6 chevaux par tonne de voiture chargée. Finalement, pour les autorails légers Diesel commandés après 1935, on exigea des puissances allant de 320 à 370 chevaux, offrant des puissances massiques atteignant

(1) E. V. A. = Eisenbahn Verkehrs Aktiengesellschaft.



8 chevaux par tonne de voiture à vide, 7 CV/t à charge, c'est-à-dire doubles de celles entrevues à l'origine (1).

Les autorails légers (Diesel) de la S. N. C. B. sont en général à *transmission mécanique*, deux seulement sont à *transmission électrique*.

*Remarque.* — L'obtention de vitesses commerciales élevées pour les trains omnibus exclut naturellement l'idée d'ajouter des remorques aux autorails légers. Quand la clientèle dépasse la capacité d'une voiture, il est de beaucoup préférable de mettre en marche un autorail supplémentaire.

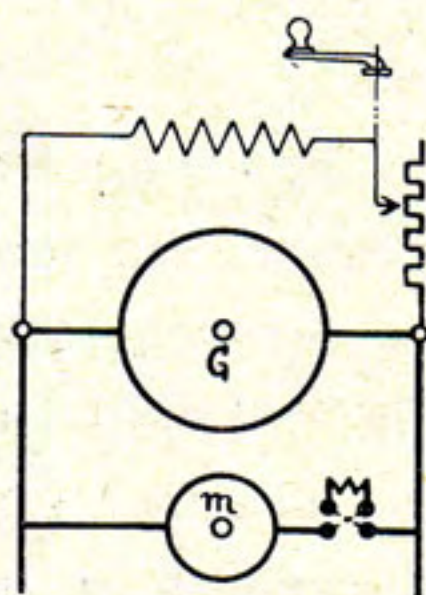


Fig. 155. — Schéma de principe de la transmission A. S. E. A. non automatique.

Les autorails à moteur Maybach se sont révélés très économiques, la robustesse et la bonne tenue du moteur et des organes de transmission justifient, par ailleurs, leur succès (2).

## 2. Autorails Diesel électriques.

En février 1932, l'autorail Diesel électrique A. S. E. A. de 200 chevaux (3) fut mis en service sur la ligne de Spa-Pepinster-Verviers.

Le moteur de la firme Burmeister et Wain de Copenhague comporte 6 cylindres à simple effet, à 2 temps (4) de 3,9 litres de cylindrée, disposés verticalement en ligne.

Le poids du moteur, avec accessoires, est de 17,2 kg par cheval nominal.

Le moteur Diesel est directement accouplé à la dynamo qui fournit le courant aux deux moteurs de traction. La génératrice est à auto-excitation shunt (fig. 155).

(1) A quelle accélération correspond cette puissance de 8 CV/t pour une vitesse imposée de 60 km/h (16,6 m/sec) ?

La puissance  $N = F \times v$  m/sec, d'où

$$8 \text{ CV} = F \times 16,6 \text{ m/sec}$$

$$F = \frac{8 \text{ CV} \times 75 \text{ kgm/sec}}{16,6 \text{ m/sec}} = 36 \text{ kg/t.}$$

d'autre part,

$$j \text{ m/sec}^2 = \frac{F}{m} = \frac{36 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/sec}^2}{1.000 \text{ kg}} = 0,35 \text{ m/sec}^2.$$

(2) En 1934, des circonstances particulières ont fourni à la S. N. C. B. l'occasion d'essayer 6 autorails Diesel, particulièrement légers : 5 du type Ganz et 1 du type M. A. N. (Maschinen Fabrik Augsburg, Nuremberg). A l'époque, on estima que leur faible capacité (60 places assises) en rendait l'extension difficile sur le réseau.

(3) A. S. E. A. = Almännna Svenska Elektriska A/B Västerås, Suède.

(4) C'est le seul autorail dont le moteur fonctionne à 2 temps, tous les autres fonctionnent à 4 temps.



Le *démarrage* du moteur Diesel s'effectue au moyen de la dynamo fonctionnant comme moteur-série alimenté par une batterie.

Pour faire varier la tension aux bornes de la génératrice en sens inverse de l'intensité du courant appelé par les moteurs, on a recours au système dit « à action extérieure sur le champ de la génératrice ».

Cette action s'exerce à l'intervention d'un *rhéostat de champ* inséré dans le circuit d'excitation shunt de la génératrice. Le courant d'excitation se règle ainsi *à la main* par la manœuvre du rhéostat.

L'autorail A. S. E. A. a donné complète satisfaction.

### 3. Autorails à vapeur.

Le 1<sup>er</sup> novembre 1930, 3 autorails à vapeur du type *Sentinel* de 100 chevaux furent mis en service sur les lignes en étoile autour de Liège.

Ces autorails sont équipés d'une petite chaudière verticale à tubes d'eau, genre Field, timbrée à 21 kg/cm<sup>2</sup>, pourvue d'un surchauffeur et d'un réchauffeur d'eau.

Quant au moteur, il comporte 6 cylindres horizontaux à grande vitesse, à simple effet, de 3,35 litres de cylindrée chacun, pourvus d'une distribution par soupape. La transmission à l'essieu moteur se fait par engrenages.

Du point de vue mécanique, ils se sont très bien comportés, leur consommation est faible et leur conduite des plus facile.

La chaudière réclame l'emploi d'une eau de bonne qualité ce qui localise l'usage de l'autorail à une région où cette condition est satisfaite.

Enfin, indépendamment de la fumée qu'ils dégagent, les autorails *Sentinel* exigent la présence de deux hommes pour la conduite : un mécanicien et un chauffeur, alors qu'avec les autorails à combustion interne, il ne faut qu'un conducteur (1).

Un autorail *Sentinel* de 250 chevaux fut fourni en 1935.

Caractéristiques : puissance massique : 5 CV/t, 70 places assises, 60 debout. Chaudière type « Marine » avec surchauffeur. Moteur : 2 machines compound, à grande vitesse (850 tours/minute), disposées horizontalement, attaquant chacune un essieu moteur par engrenages cylindriques.

### 4. Autorails légers pour lignes secondaires.

Sur les lignes secondaires, les trajets sont relativement courts et la clientèle se renouvelle partiellement aux arrêts intermédiaires. En vue de l'exploitation économique de ces lignes, la S. N. C. B. a mis en service en 1939 deux types d'autorails

---

(1) Des essais effectués avec un autorail à vapeur du type « *Birmingham* » furent moins satisfaisants.



omnibus légers *Brossel*, dont le poids mort par place offerte, compte tenu des places debout, est inférieur à 200 kilogrammes (1).

Enfin, en 1941, un certain nombre d'autorails simples de 120 CV ont été transformés en autorails avec moteur à explosion et à gazogène et 50 autorails simples de 180 CV ont été fournis équipés d'un moteur à explosion avec gazogène.

### B. — Autorails lourds à grande vitesse pour services directs.

Les autorails légers dont il est question ci-dessus sont affectés à des services omnibus et, dans ces conditions, l'obtention d'une vitesse commerciale élevée est étroitement liée à la rapidité des démarrages.

Toute différente est l'utilisation des autorails lourds devant assurer entre deux villes une liaison rapide *sans arrêts intermédiaires*. La rapidité du démarrage unique s'efface devant la nécessité de couvrir la distance totale en un temps très court et l'on conçoit l'intérêt qu'il peut y avoir à recourir ici aux formes aérodynamiques.

#### 1. Autorails à 2 éléments : 410 CV.

A l'exemple de l'Allemagne, la Belgique a procédé en 1934 à l'essai d'un autorail à grande vitesse, à grande capacité, entre Bruxelles-Midi et Gand-S<sup>t</sup> Pierre. Il s'agit d'un autorail Diesel électrique jumelé.

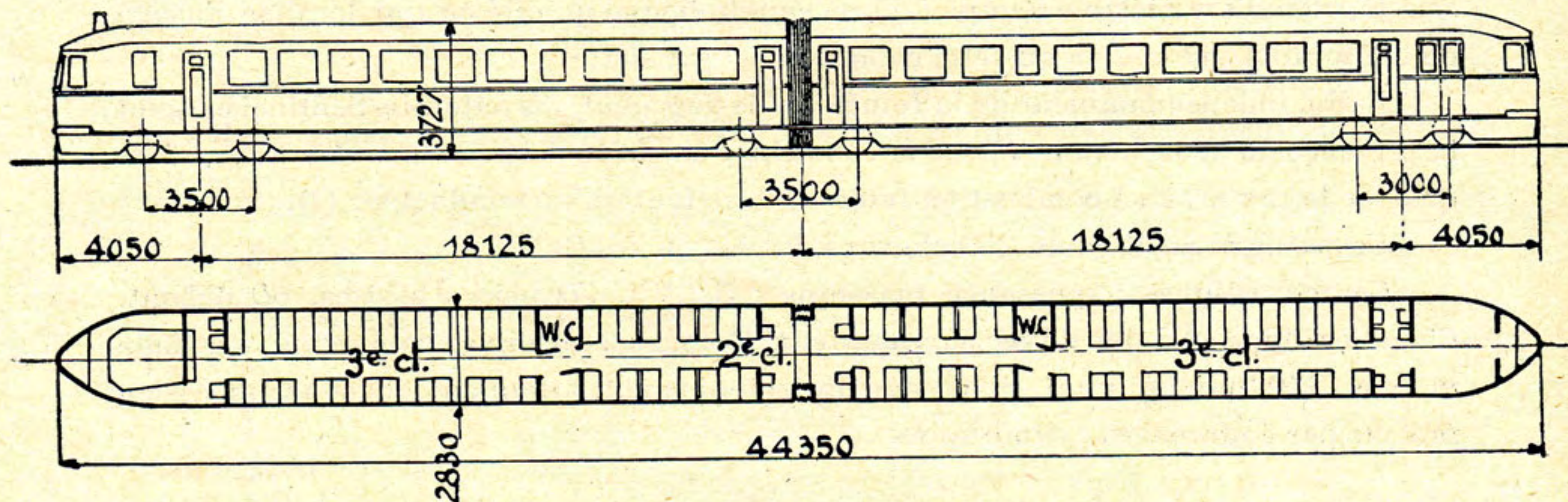


Fig. 156. — Autorail jumelé : 410 CV.

Le trajet de 52 kilomètres est couvert en 32 minutes.

Comme le montre la fig. 156, l'ensemble des 2 voitures, du type articulé, repose sur 3 bogies :

- (1) 1° Autorails à 2 essieux, un moteur de 140 CV, poids 20,4 t, vitesse 58 km/h.
- 2° Autorails à 2 bogies, un moteur de 180 CV, poids 33 t, vitesse 68 km/h.



— le moteur *Diesel-Maybach* et la génératrice de courant sont logés dans un des bogies extrêmes ;

— les 2 moteurs électriques de traction attaquent chacun l'un des 2 essieux du bogie central ;

— le troisième bogie est simplement porteur.

Le moteur comporte 12 cylindres en V à simple effet, à quatre temps, de 3,53 litres de cylindrée chacun. Le poids spécifique du moteur est de 4,95 kg par cheval de puissance nominale.

La transmission électrique est du type « Dupont » des A. C. E. C.

La capacité de l'autorail, d'une longueur totale de 44 mètres, est de 185 places assises et de 30 places debout.

## 2. Autorails à 3 éléments : 2 × 410 CV.

Les résultats favorables donnés par les autorails à deux éléments, conduisirent la S. N. C. B. à étendre en 1936, les essais à d'autres lignes et notamment à la ligne Bruxelles-Charleroi.

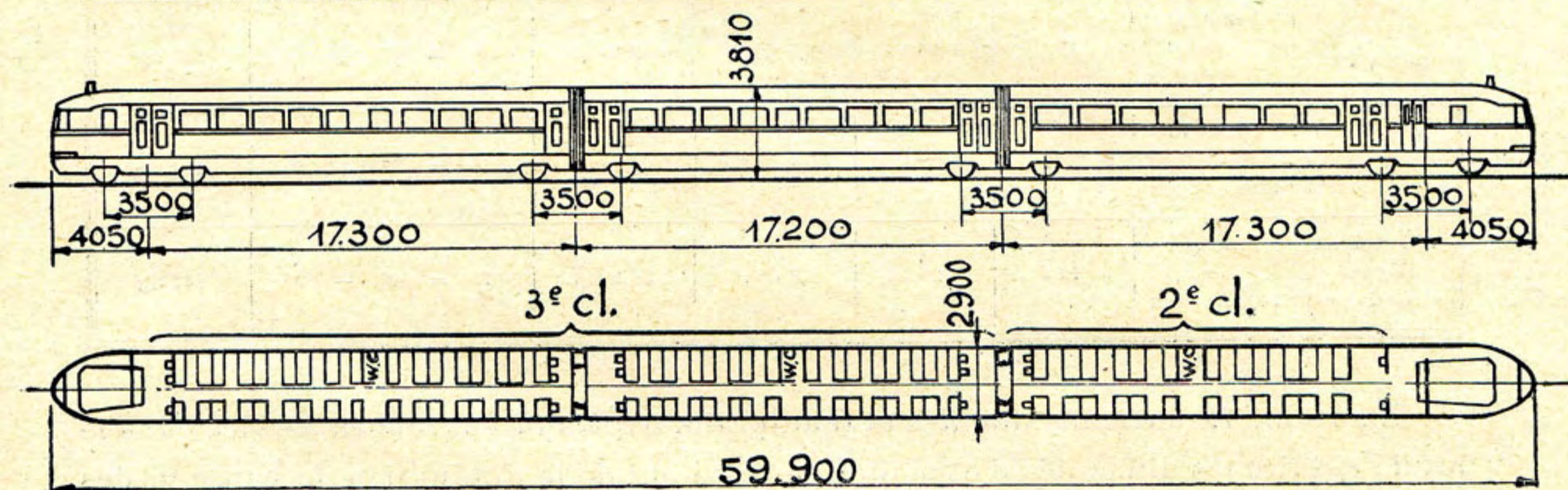


Fig. 157. — Autorail triple : 2 × 410 CV.

Le but poursuivi est le remplacement de certains trains blocs par un service à départs plus fréquents, avec rames moins lourdes. La S. N. C. B. commande donc 8 autorails nouveaux, mais pour adapter plus étroitement la capacité de ces rames aux nécessités, ces autorails sont constitués de trois éléments au lieu de deux.

Pour la première fois, on organise un service de trains avec départ toutes les heures, c'est-à-dire à horaire cadencé. Le parcours de 56 kilomètres de Bruxelles (Midi)-Charleroi (Sud) est couvert en 42 minutes.

L'ensemble des 3 voitures repose sur 4 bogies :

— un groupe générateur Diesel électrique de 410 CV est logé dans le premier bogie d'extrémité,



- un groupe identique dans l'autre bogie extrême,
- les 2 bogies centraux portent chacun 2 moteurs électriques de traction.

La transmission électrique est du type à excitatrice unique et génératrice principale à pôles divisés.

Chaque rame autorail, d'une longueur totale de 60 mètres, offre 229 places assises.

La construction de la caisse est du type adopté pour les voitures métalliques de la S. N. C. B.

Autorails S. N. C. B.	Puissance	Poids		Puissance en chevaux par tonne de poids de voi- ture chargée	Vitesse maximum	Nombre de places offertes			Poids à vide par place offerte
		à vide	en charge			total	assises	debout	
Triples (à bogies)	2 moteurs de 410 chevaux	130 t	148 t	5,1 CV/t	150 km/h	269	= 229	+ 40	484 kg
Doubles (à bogies)	1 moteur de 410 chevaux	70 t	85 t	4,8 CV/t	140 km/h	211	= 181	+ 30	332 kg
Simplets (à bogies)	1 moteur de 370 chevaux	45 t	55 t	6,7 CV/t	120 km/h	124	= 64	+ 60	363 kg
A bogies (lignes secondaires)	1 moteur de 180 chevaux	23 t	33 t	5,4 CV/t	68 km/h	116	= 76	+ 40	198 kg
A 2 essieux (lignes secondaires)	1 moteur de 140 chevaux	14 t	20,4 t	6,8 CV/t	58 km/h	76	= 46	+ 30	184 kg

En 1939, 12 autorails doubles et 6 autorails triples furent mis en service dans le but de réduire les difficultés d'exploitation résultant de la diminution de capacité des gares de Bruxelles (Nord) et de Bruxelles (Midi) pendant les travaux de la Jonction Nord-Midi, la traction à vapeur exigeant des mouvements nombreux de locomotives du chef du rebroussement des trains. Les 6 autorails triples ( $2 \times 600$  CV) sont à transmission hydraulique.

#### Accélération des autorails.

Ce qui caractérise l'aptitude des véhicules à faire de la vitesse, ce n'est pas la vitesse même mais bien la dérivée de la vitesse  $\left(\frac{dv}{dt}\right)$ , c'est-à-dire l'accélération. Par ailleurs, ce qui caractérise le confort, c'est la dérivée de cette dérivée  $\left(\frac{d^2v}{dt^2}\right)$ .



Appelons :

$F$  = la force accélératrice,

$m$  = la masse,

$j$  = l'accélération,

$P$  = la charge sur la roue,

$\varphi$  = le coefficient d'adhérence.

La force accélératrice ne peut dépasser l'adhérence sinon la roue patinerait sur le rail, on a donc à la limite :

$$\begin{aligned} F &= \varphi \cdot P \quad \text{ou} \\ mj &= \varphi \cdot P \quad \text{d'où} \\ \frac{P}{g} \cdot j &= \varphi \cdot P \quad \text{et} \\ j &= \varphi \cdot g \end{aligned}$$

Au démarrage, normalement avec le sable, on peut compter sur un coefficient d'adhérence  $\varphi = 0,25$ , voire  $\varphi = 0,3$  avec une sablière sûre, d'où la valeur limite de l'accélération :

$$j = 0,3 \times 9,81 = 3 \text{ m/sec}^2.$$

On estime aujourd'hui que, pour avoir de bonnes accélérations, un autorail doit avoir une « puissance massique » d'au moins 10 CV par tonne de poids de voiture en charge et de 15 CV si possible.

Le constructeur, suivant sa formule, cherchera :

- soit à utiliser un moteur très puissant,
- soit à faire un véhicule très léger,
- soit à combiner les deux solutions.

Les accélérations que l'on obtient ainsi sont de l'ordre de 0,50 à 1 m/sec<sup>2</sup>, accélérations qui n'incommodent pas le voyageur.

Avec des automotrices électriques réalisant des puissances massiques de plus de 30 CV/t en charge, on a pu obtenir des accélérations de 1 m/sec<sup>2</sup> jusqu'à 100 km/h (1)

---

(1) A quelle puissance par tonne de poids d'autorail correspondrait théoriquement une accélération de 1 m/sec<sup>2</sup> à la vitesse de 100 km/h ?

$$F = m \cdot j = \frac{P}{g} \cdot j$$

Avec  $j = 1 \text{ m/sec}^2$  et  $P = 1000 \text{ kg}$ , on a :

$$F = \frac{1.000}{9,81} = 102 \text{ kg.}$$

A la vitesse de 100 km/h, la puissance à développer par tonne serait égale à :

$$N = \frac{F \times V_{\text{km/h}}}{75 \times 3,6} = \frac{102 \times 100}{75 \times 3,6} = 37 \text{ CV/t.}$$



et, au *démarrage*, des accélérations instantanées de 2 à 3 m/sec<sup>2</sup> analogues à celles des meilleures automobiles de tourisme (1).

#### Confort.

L'augmentation en service normal de l'accélération, comme d'ailleurs l'augmentation des décélérations, a une certaine répercussion sur le confort, notamment dans les autorails comportant des places *pour voyageurs debout*.

*Le voyageur assis*, sur un siège non glissant et à dossier incliné, supporte mieux les fortes accélérations et décélérations, les forces d'inertie auxquelles son corps est soumis s'équilibrant avec le frottement et les réactions du siège, ainsi qu'avec la composante, perpendiculaire au dossier, de son poids. Mais le voyageur assis reste très sensible aux variations *brusques*, même légères de l'accélération, caractérisées par une dérivée de l'accélération presque infinie : ainsi la coupure brutale des gaz ou de l'injection, comme le passage en vitesse sur un défaut sensible de la voie, faisant varier en un temps très court l'accélération des véhicules et de leurs occupants, provoque une véritable percussion interne.

#### Décélérations.

1°) *En freinage d'urgence*, les décélérations qu'on réalise avec les freins modernes d'autorails à bandages en acier atteignent 1,50 m/sec<sup>2</sup> dans de bonnes conditions d'adhérence.

Les freins à tambours avec garnitures en *ferrodo* (tissus de métal et d'amiante) ont donné des décélérations dépassant 2 m/sec<sup>2</sup> et atteignant même 2,50 m/sec<sup>2</sup> à la vitesse de 90 km/h.

Le coefficient de frottement du *ferrodo sur acier* est sensiblement constant avec la vitesse alors que le coefficient de frottement des sabots en *fonte sur acier* varie en sens inverse de celle-ci (voir théorie du freinage, chapitre VII).

Mais les freins à tambours ont donné beaucoup d'ennuis à cause de l'usure prématurée des garnitures. Il faudrait pouvoir augmenter considérablement l'étendue des surfaces frottantes pour faciliter la dispersion de la chaleur, mais l'on ne dispose pas d'une place suffisante. Pour remédier dans une certaine mesure à ces inconvénients, on a créé des *tambours à mâchoires* permettant de remplacer les garnitures très rapidement.

2°) Avec les *Michelines sur pneumatiques*, on arrive à réaliser des décélérations de plus de 3 m/sec<sup>2</sup>, presque moitié de celles des voitures automobiles (7 à 8 m/sec<sup>2</sup>).

---

(1) Traction nouvelle — n° 17 — septembre-octobre 1938.



**Aperçu sur la traction électrique**

(621.33)

A l'heure actuelle, en Europe, la traction par courants alternatifs *triphases* ne se développe plus par suite de la complication des équipements aériens et de la difficulté de régler la vitesse des moteurs (1).

Restent en présence les courants *monophasé et continu*.

Dans les divers pays, l'électrification des chemins de fer a débuté à des époques différentes et le *choix* entre le courant monophasé et le courant continu a été déterminé par l'état d'avancement de l'électrotechnique au moment où l'électrification a été décidée, mais, dans les deux systèmes, les problèmes qui se sont posés ont pu être résolus. Par ailleurs, une fois qu'un réseau est engagé dans un système, l'importance des capitaux investis rend très difficile le remplacement d'un courant par l'autre.

**A. — Courant monophasé (2).**

La traction par courant monophasé remonte vers 1910, elle est utilisée notamment en Suisse, en Allemagne, en Autriche, en Suède et en Norvège.

La tension dans le fil de contact est généralement de 11.000 ou de 15.000 volts. Ces hautes tensions sont très avantageuses, elles facilitent le transport de grandes puissances à de très longues distances, elles permettent de réduire les sections de cuivre et d'écartier les sous-stations ( $\pm 50$  km).

La tension de 11.000 ou de 15.000 volts est réduite à bord des locomotives par un transformateur statique qui permet d'appliquer aux bornes du moteur une basse tension variant entre zéro et 600 volts ce qui procure un réglage très commode de la vitesse.

Le moteur série compensé est généralisé et l'emploi de pôles auxiliaires a résolu toutes les difficultés de commutation.

L'équipement des sous-stations qui reçoivent du courant triphasé à des tensions très élevées, atteignant 110.000 volts, est très simple et se réduit en principe à un poste de transformateurs statiques.

---

(1) Tension 3.000 volts entre phases —  $16 \frac{2}{3}$  ou 25 périodes par seconde. Le courant de deux des trois phases est amené à la locomotive par deux lignes de contact aériennes ; la troisième phase est à la terre et est constituée par les rails de roulement.

(2) Conférence aux Ingénieurs électriciens sortis de l'Institut Montefiore — Mai 1942 — par J. Musyck, Ingénieur principal à la S. N. C. B.



L'inconvénient du système, c'est que le moteur monophasé exige de très basses fréquences :  $15 \frac{2}{3}$  ou  $25$  périodes par seconde, fréquences qui ne correspondent pas à la fréquence des installations industrielles laquelle est de  $50$  périodes par seconde. Il faut donc recourir à des centrales spéciales, or celles-ci présentent des pointes de consommation qui ne peuvent être régularisées par des consommations industrielles de force motrice ou d'éclairage.

#### B. — Courant continu.

L'utilisation du courant continu s'est poursuivie en deux étapes :

le continu à  $1.500$  volts et le continu à  $3.000$  volts.

1°) *Courant continu à 1.500 volts.* — Il est utilisé en France, en Angleterre, en Hollande, en Tchécoslovaquie, en Espagne, au Danemark et au Japon.

Le courant continu à  $1.500$  volts doit sa vogue, d'une part, à la facilité avec laquelle on peut transformer du courant triphasé en continu en employant des commutatrices dans les sous-stations ; d'autre part, à ce que le moteur série à courant continu est le moteur de traction idéal qui conduit à des équipements simples. Mais, dans ce système, on est lié à une tension déterminée au collecteur.

On emploie soit un moteur de  $1.500$  volts, soit deux moteurs de  $750$  volts montés en série.

L'inconvénient du courant continu à  $1.500$  volts c'est que, à puissance égale, l'intensité du courant nécessite de fortes sections de cuivre, en outre, les sous-stations sont assez rapprochées :  $15$  kilomètres environ.

2°) *Courant continu à 3.000 volts.* — Il est utilisé en Belgique, en Italie, en Russie, en Pologne, en Roumanie, aux États-Unis, au Brésil, au Maroc, en Algérie et en Afrique du Sud.

Dès que le *redresseur à vapeur de mercure* fut au point, il fut possible de recourir à la tension de  $3.000$  volts. A défaut du redresseur à vapeur de mercure, il eut fallu pour dépasser  $1.500$  volts, substituer aux commutatrices, des groupes moteurs générateurs (1) lourds, encombrants, coûteux, de rendement peu élevé à pleine charge, médiocre aux faibles charges de règle en traction électrique.

Les qualités exceptionnelles du redresseur à vapeur de mercure le rendent particulièrement apte à assurer un service de traction :

1°) Appareil statique qui fonctionne sans surveillance, d'où économie de personnel ;

2°) Facilité de manœuvre ; se prête à la commande automatique ou à la commande à distance ;

---

(1) Constitué par un moteur synchrone accouplé à deux dynamos de  $1.500$  volts en série.



3°) Encombrement, poids et prix d'installation moindres que ceux des groupes rotatifs.

4°) Insensibilité aux à-coups ;

5°) Possibilité de fortes surcharges, jusqu'à quatre fois leur puissance nominale.

6°) Rendement incomparable sous tous les régimes de marche (fig. 158). Le rendement global moyen des sous-stations à redresseurs de Bruxelles-Anvers est de 95%, compte tenu des consommations pour les services auxiliaires.

Avec 3.000 volts, il fut possible :

1°) D'écarter davantage les sous-stations, 30 km environ.

2°) De simplifier leur équipement d'où moindre encombrement et moindre coût d'installation.

3°) De réduire la section de cuivre du fil d'adduction.

Quant au moteur, pour résoudre la question de la tension au collecteur, il suffisait de monter en série deux moteurs à 1.500 volts.

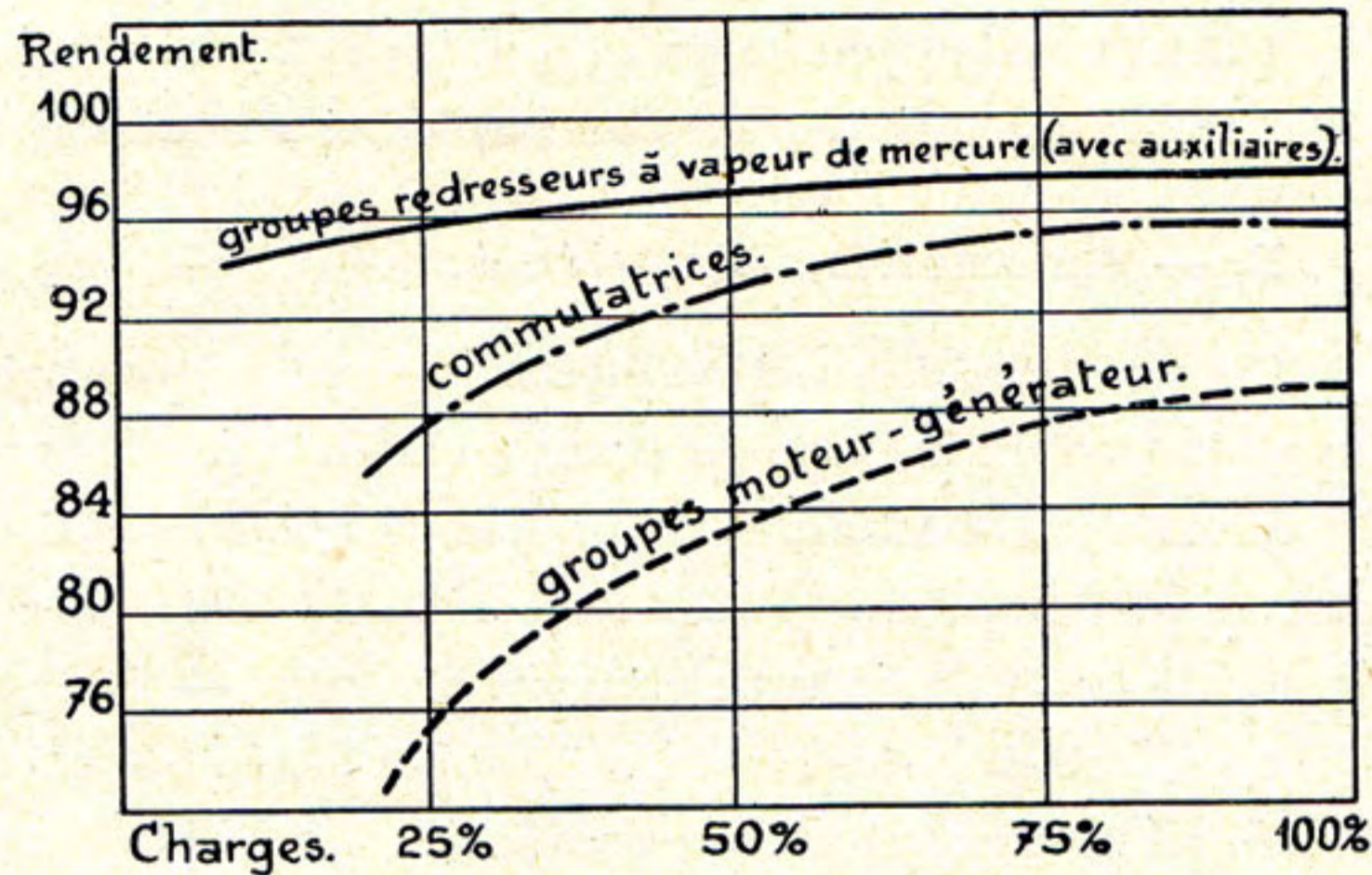


Fig. 158.

### Modes de traction.

**A. — Désignation unifiée de la disposition des essieux dans les locomotives et les automotrices électriques.**

En 1936, l'Union Internationale des Chemins de fer (U. I. C.) a adopté des symboles qui s'inspirent de la classification allemande pour les locomotives à vapeur, voir page 7, c'est-à-dire chiffres arabes pour les essieux porteurs, lettres latines majuscules pour les essieux accouplés, avec en plus pour ces derniers, l'indice 0 (zéro) quand ils sont à commande individuelle.

Les symboles se compliquent d'indications complémentaires selon que les essieux appartiennent au châssis principal ou à un châssis secondaire (1). Il est prévu 54 symboles différents pour les locomotives et 12 symboles pour les automotrices.

(1) U. I. C. — V<sup>e</sup> Commission. Questions techniques — fiche n° 104 du 1<sup>er</sup> janvier 1936.



- Exemples pour les tracteurs :
- B B (2 bogies ayant chacun 2 essieux moteurs *accouplés*).
  - B<sub>o</sub> B<sub>o</sub> (2 bogies ayant chacun 2 essieux moteurs à *commande individuelle*).
  - 1 B B 1 (2 groupes d'essieux moteurs *accouplés* avec, à chaque extrémité, 1 essieu porteur).
  - 1 D 1 (4 essieux moteurs *accouplés* et 2 essieux *porteurs* directeurs).
  - 2 D 2 (4 essieux moteurs *accouplés* et 2 bogies *porteurs* directeurs).

### B. — Automotrices électriques.

Comme type de traction électrique par automotrices, nous décrirons brièvement l'exploitation de la ligne de *Bruxelles-Nord à Anvers-Central* (1).

Le Conseil d'Administration décida l'électrification le *13 janvier 1933* et le service fut inauguré le *5 mai 1935* à l'occasion du *Centenaire des Chemins de fer belges*.

**1. Choix du courant : courant continu.** — Pour les raisons exposées ci-avant, le choix se limitait entre le courant monophasé et le courant continu. La S. N. C. B. s'est arrêtée au *courant continu* en raison :

- a) de la facilité de sa production en partant des courants triphasés à fréquence industrielle (*50 périodes par seconde*) ;
- b) du meilleur rendement des sous-stations à redresseurs à vapeur de mercure (*95 %*) vis-à-vis des convertisseurs rotatifs triphasés-monophasés (*87 %*) ;
- c) de l'utilisation du moteur série d'un rendement supérieur aux moteurs à courant alternatif et capable de fortes surcharges permettant d'accélérer les démarrages.

**2. Voltage : 3.000 volts.** — Les études entreprises ont montré que dans le cas d'un trafic à départs fréquents, les dépenses totales annuelles sont moindres avec la traction par courant continu à *3.000 volts* qu'avec le continu à *1.500 volts*.

Comme le collecteur limite la tension à *1.500 volts*, on utilise le *3.000 volts* en montant en série deux moteurs alimentés sous *1.500 volts*.

**3. Fourniture du courant.** — La quantité d'énergie électrique nécessaire pour les trains de voyageurs *Bruxelles-Anvers* est trop peu élevée pour justifier la construction d'une centrale spécialement affectée à ce service. Les deux sous-stations de *Haren* et de *Mortsel* n'absorbent à elles deux que *3 %* du débit des grandes centrales d'alimentation. Aussi a-t-on estimé plus économique d'acheter le courant à deux grandes centrales industrielles : l'*Interbrabant* de *Bruxelles*, livrant du courant alternatif triphasé à *11.000 volts* et l'*Interescaut* d'*Anvers*, fournissant du courant alternatif triphasé à *15.000 volts*.

---

(2) Revue Universelle des Mines — 1935 — Le Centenaire des Chemins de fer belges — chapitre VI — Électrification de la ligne de *Bruxelles-Nord à Anvers-Central* — *U. Lamalle*.



**4. Sous-stations.** — *a)* Les deux sous-stations de *Mortsel* (Anvers) et de *Haren* (Bruxelles) abaissent par transformateurs statiques le courant alternatif triphasé en alternatif à 2.650 volts que les redresseurs transforment en continu 3.000 volts.

Les feeders d'alimentation qui relient les sous-stations aux lignes caténares, sont protégés à leur origine par des disjoncteurs automatiques dits « Ultra-Rapides » qui coupent un court-circuit en quelques millièmes de seconde.

*b)* Le poste de couplage et de sectionnement de Malines. — Cette installation ne comporte que des disjoncteurs automatiques ultra-rapides. En combinaison avec les mêmes interrupteurs des sous-stations, ils assurent la mise hors circuit automatique de la partie de la ligne avariée comprise entre l'une des sous-stations et le poste de coupure.

**5. Caténares.** — La captation du courant par troisième rail, de plus en plus délaissée, est réservée aux tensions ne dépassant pas 1.500 volts.

Le 3<sup>e</sup> rail présente un certain danger pour les ouvriers de l'entretien de la voie et pour le personnel des gares. En raison de l'extension certaine de l'électrification, l'alimentation par troisième rail est d'une réalisation malaisée dans les gares de formation.

Par ailleurs, le coût est supérieur à celui d'une caténaire.

On a donc choisi la captation du courant par fil aérien et on a adopté la *caténaire compound* en voie principale et la *caténaire simple* en voie de garage.

La caténaire permet une captation parfaite à 120 km/h. L'intensité maximum à capter par un train à 2 motrices et 2 remorques est, au moment du démarrage, d'environ 850 ampères avec pointes instantanées de 1.000 ampères. A la vitesse de 120 km/h, la puissance requise est d'environ 900 kw.

Le câble inférieur de la caténaire supporte deux fils de contact offrant chacun une section de 100 mm<sup>2</sup>. Pour obtenir le maximum de conductibilité, ils sont en cuivre électrolytique (charge de rupture : 37 kg/mm<sup>2</sup>).

**6. Matériel roulant.** — On aurait pu conserver les voitures à ossature métallique des trains de voyageurs et substituer simplement des tracteurs électriques aux locomotives à vapeur.

Cependant l'organisation des trains à la fréquence de 10 minutes aux heures de pointe, ne se conçoit qu'avec des rames homogènes pouvant repartir en sens inverse sans manœuvres et sans adjonction de tracteurs à leur arrivée.

Pour faire rendre son maximum à l'électrification, il convenait, dans ce cas particulier de distance relativement courte (44 km), d'utiliser des *automotrices électriques* combinées avec des *remorques* spécialement étudiées.



Les pointes du trafic des voyageurs étant très prononcées, on a préféré, pour éviter les ennuis des rames de composition variable, employer des rames courtes de composition uniforme et augmenter le nombre de départs aux heures de pointe.

Les études ont démontré que la rame « unité »  $M + R$  (une motrice plus une remorque) résolvait le mieux le problème du nombre de places offertes c'est-à-dire sans exagération de places inoccupées aux heures creuses et, en cas d'affluence, facilité de proportionner le nombre de places offertes à la demande.

La rame type utilisée est composée de 2 unités et correspond au schéma  $M + R + R + M$ , soit deux motrices encadrant deux remorques (fig. 159).

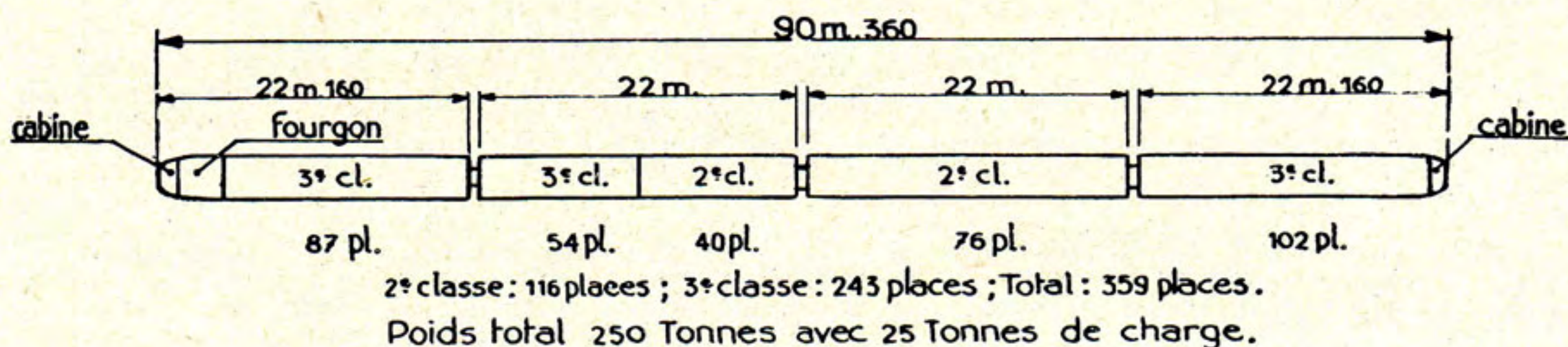


Fig. 159.

Les portes se manœuvrent pneumatiquement, l'ouverture étant placée sous la commande du wattman, la fermeture sous celle du chef-garde.

Le chauffage des voitures est assuré par des ventilateurs qui aspirent de l'air frais du dehors à travers des filtres à poussières, le refoulent à travers des résistances chauffantes et le distribuent rationnellement dans les voitures. En été, cette installation permet la ventilation des voitures, le courant de chauffage étant coupé.

L'attelage central est automatique.

#### 7. Équipement de traction.

a) *Pantographes.* — La captation du courant se fait par pantographe dont la raquette est équipée de frotteurs en carbone ; les pantographes se relèvent par l'air comprimé, ils s'abaissent par leur propre poids.

b) *Moteurs de traction.* — Chaque motrice est portée par deux bogies pourvus chacun de deux moteurs de 205 chevaux unihoraires ; chaque motrice comporte ainsi une puissance totale de 820 chevaux, soit 1.640 chevaux par rame.

Au démarrage, les quatre moteurs d'une même automotrice sont successivement connectés en série et en série-parallèle. On dispose à ce moment de 3.280 chevaux par rame, permettant d'atteindre une accélération de 0,60 m/sec<sup>2</sup>.

Eu égard au service d'exploitation très serré et à la vitesse imposée (120 km/h), on a adopté le système avec moteur complètement suspendu, la transmission du mouvement rotatif de l'arbre des moteurs aux essieux du véhicule se faisant par



entraînement élastique à l'intervention d'un arbre creux (système « Sècheron »), ce qui permet des déplacements relatifs des essieux et des moteurs.

\* \* \*

Lorsqu'on entreprend l'électrification d'une ligne, il est intéressant de se rendre compte de l'ordre de grandeur des dépenses à engager et aussi de juger de l'importance relative de chacune d'elles, c'est pourquoi nous reproduisons à titre documentaire le tableau ci-après :

**8. Coût de l'électrification Bruxelles-Anvers : 147,4 millions de frs. — (Prix de 1933/1934).**

I. — *Coût du matériel et des installations électriques proprement dites : 99,6 millions de frs.*

	<i>Millions de</i>	
	<i>Frs</i>	<i>%</i>
Les 24 motrices et les 24 remorques, pièces de rechange comprises, ont coûté en chiffres ronds :	62	41
Les lignes caténaïres :	13	9
Les sous-stations :	13	9
La signalisation lumineuse :	5	3,5
Les modifications aux lignes téléphoniques, à celles du dispatching, au block-system :	0,8	0,5
Les ateliers pour entretien et réparation du matériel électrique :	2,4	1,7
Divers :	3,4	2,3
	<b>99,6</b>	<b>67</b>

II. — *Coût des travaux effectués sur la ligne Bruxelles-Anvers à l'occasion de l'électrification :*

	<i>Millions de</i>	
	<i>Frs</i>	<i>%</i>
Relèvement de la ligne, travaux divers à la voie et aux quais d'embarquement :	27,3	19
Suppression des passages à niveau :	19	13
Modifications aux ouvrages d'art et travaux divers :	1,5	1
	<b>47,8</b>	<b>33</b>
	<b>147,4</b>	<b>100</b>

III. — *Valeur du matériel roulant rendu disponible (locomotives et voitures) : 45,3 millions de frs.*

**C. — Automotrices électriques sur pneumatiques.**

Jusqu'en 1940, l'emploi du pneu pour la traction sur voie ferrée avait été limité à des véhicules autonomes, les autorails à essence. En 1941, la S. N. C. F. a mis en service sur les lignes de la banlieue Saint-Lazare, une automotrice électrique du type *Micheline* c'est-à-dire montée entièrement sur pneus, avec amenée du courant par 3<sup>e</sup> rail à prise par dessous.



Le pneu, en faisant rouler la roue *sur un matelas d'air*, améliore le confort et atténue les bruits.

Le contact *caoutchouc-rail* offre un coefficient d'adhérence  $f$  égal à trois fois celui du bandage en acier sur rail (sauf par temps de verglas). Un coefficient d'adhérence aussi élevé permet de pousser au maximum l'allègement du matériel ; en effet l'adhérence  $A$  étant égale à  $f \cdot P$  (page 39), on peut obtenir la même adhérence avec un poids  $P$  trois fois moindre. Là, gît la cause de l'allègement de la Micheline comparée à l'autorail ordinaire. La Micheline à 96 places assises, 40 debout, total 136 places, ne pèse que 120 kg par place offerte.

Par ailleurs, l'obligation de ne pas dépasser la limite de charge du pneu, a conduit à rechercher la légèreté dans la construction du véhicule, avantage marqué sur les lignes accidentées (page 18).

Par contre, le pneu donne naissance à des résistances passives importantes.

Si le pneu *de camion* peut supporter 4 tonnes, le pneu *d'autorail ou d'automotrice* ne peut supporter que 1,1 tonne par roue. C'est que le pneu du camion s'étale sur la route et répartit la charge sur une surface d'appui elliptique qui donne une charge par  $\text{cm}^2$  acceptable.

Sur le rail, au contraire, la largeur du bourrelet (max. : 72 mm) limite à quelque 55 mm la largeur sur laquelle peut s'étaler le pneu. Il ne peut d'ailleurs la dépasser sous peine de coupure sur les arêtes du rail ou de destruction lors du passage sur les appareils de voie.

La traction électrique, appliquée aux Michelines, a encore amélioré le confort en supprimant les bruits des moteurs thermiques et en donnant une meilleure progressivité aux accélérations.

Toutes choses égales, du chef du coefficient d'adhérence élevé, on peut appliquer aux essieux un effort moteur plus important sans risquer le patinage, il en résulte un relèvement des accélérations, d'où la possibilité d'obtention de vitesses moyennes élevées. Par contre, la tenue moins bonne sur la voie rendrait plus difficile la réalisation d'une vitesse pure très élevée. Les Michelines sont construites pour une vitesse normale de 110 km/h avec une vitesse maximum de 130 km/h, vitesses inférieures à celles des autorails qui plafonnent à 150 km/h.

La Micheline électrique est une automotrice articulée à 3 caisses reposant sur 4 bogies identiques (1). Longueur 39 m, poids à vide 32 t, à charge 51 t, 136 places assises + 120 debout = 256, poids mort par place offerte :  $32.000 \text{ kg} : 256 \text{ pl} = 125 \text{ kg}$ .

---

(1) Revue Générale des Chemins de fer — mai 1941. — Traction nouvelle — juillet-août 1936 : Michelin et ses Michelines par J. Lucius.



Le pneu pour rail est un pneu monté sur une roue analogue aux roues d'automobiles mais la roue porte un mentonnet de guidage en acier (1).

Les bogies sont à 4 essieux ; ceux du milieu, à roues de grand diamètre et sans mentonnets, sont seuls moteurs.

Le retour du courant aux rails de roulement s'effectue par frotteurs à lames multiples, analogues à ceux montés sur les Michelin's pour actionner les circuits de signalisation (2).

Tous ces essieux comportent des *freins à tambours* à commande oléo-pneumatique. Les qualités d'adhérence du pneu permettent de réaliser, *en cas de freinage d'urgence*, des décélérations moyennes de  $3 \text{ m/sec}^2$  (3). *En service normal*, les décélérations au freinage sont de  $0,75 \text{ m/sec}^2$  environ.

La résistance au roulement des Michelin's est assez élevée par suite des frottements importants des pneus et des frotteurs de prise et de retour de courant : aux très faibles vitesses, elle atteindrait  $8 \text{ kg/t}$  et même  $11 \text{ kg/t}$ , compte tenu des résistances diverses de la transmission.

\* \* \*

#### D. — Tracteurs électriques.

Il existe de très nombreux types de tracteurs électriques mais on constate une tendance à l'unification.

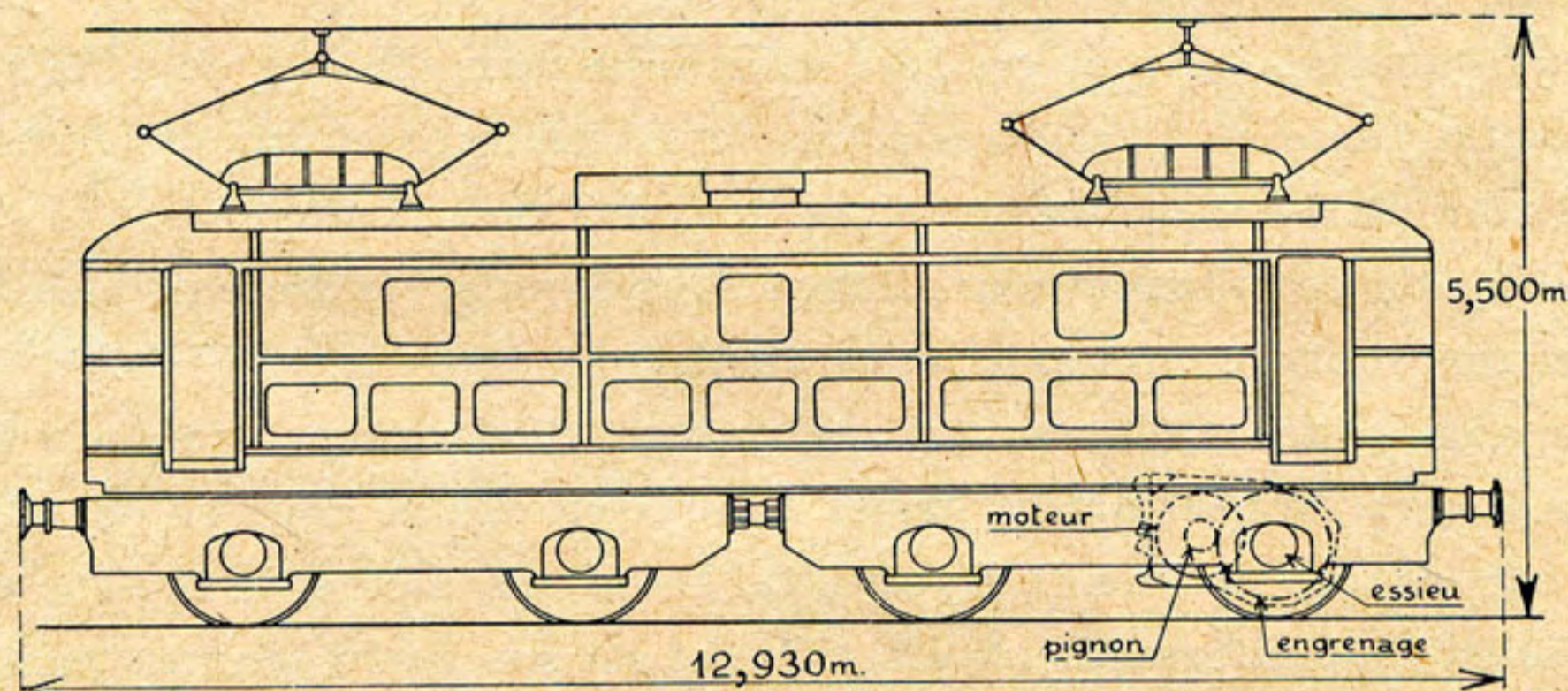


Fig. 160. — Locomotive électrique B<sub>0</sub> B<sub>0</sub> pour trains de voyageurs et pour trains de marchandises — vitesse maximum : 100 km/h.

Le type le plus répandu est le B<sub>0</sub> B<sub>0</sub> à 2 bogies comportant chacun 2 essieux moteurs à commande individuelle (fig. 160), c'est donc une locomotive à adhérence totale. Normes courantes : poids 80 tonnes, puissance 2.000 CV.

(1) Le fond de la jante, au lieu d'être plat, présente un anneau en forte saillie, sur lequel se moule la chambre à air et qui sert de dispositif de sécurité en cas de crevaison. En cas de dégonflement, l'affaissement du pneu est ainsi limité à 18 mm et le déraillement ainsi que le choc du mentonnet contre les têtes des écrous des éclisses sont évités.

(2) Tome II — Signalisation 2<sup>me</sup> partie — page 14 renvoi (1). — La charge limite de 1.100 kg par roue est insuffisante pour actionner la pédale de block.

(3) En partant d'une vitesse initiale de 104 km/h, l'arrêt a pu être obtenu sur 140 m en 9,6 sec.



Ce sont des machines qu'on peut utiliser aux services les plus divers : trains de marchandises ou trains de voyageurs, ceux-ci avec une vitesse maximum de 100 km/h.

Pour les vitesses supérieures à 100 km/h, il faut prévoir des essieux porteurs (ou des bogies) directeurs, d'où les types 1 D<sub>o</sub> 1 (fig. 161) ou 2 D<sub>o</sub> 2 à 4 essieux moteurs (1).

Si l'on table sur une charge de 20 tonnes par essieu moteur, on peut les équiper d'un millier de chevaux, d'où la possibilité d'une puissance de 4.000 CV.

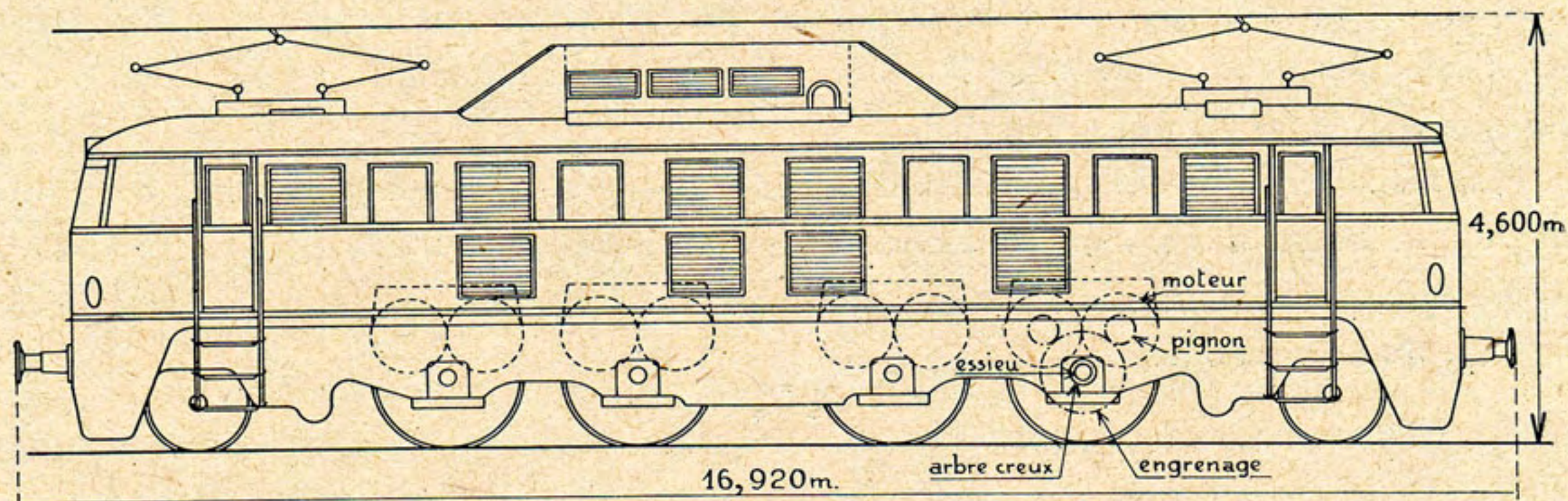


Fig. 161. — Locomotive électrique 1 D<sub>o</sub> 1 pour trains de voyageurs dont la vitesse dépasse 100 km/h.

Ces deux types de locomotives sont utilisables aux vitesses de 160 à 180 km/h.

Pour les trains de marchandises à très fortes charges et sur les lignes difficiles, certains réseaux utilisent des locomotives C<sub>o</sub> C<sub>o</sub> à 6 essieux moteurs.

Les bielles d'accouplement n'allant pas sans ennuis, les moteurs des locomotives les plus récentes sont à commande individuelle.

La suspension des moteurs, type tramway, dite « suspension par le nez », est d'un usage général sur les automotrices dont la vitesse ne dépasse pas 120 km/h, de même que sur les locomotives B<sub>o</sub> B<sub>o</sub> et C<sub>o</sub> C<sub>o</sub>. Dans ce système, le moteur repose d'un côté sur l'essieu sans intermédiaire élastique et est suspendu d'autre part au châssis du bogie. Il s'ensuit que la moitié seulement du poids du moteur est suspendue élastiquement.

Dans les locomotives rapides 1 D<sub>o</sub> 1 ou 2 D<sub>o</sub> 2, il faut recourir à la suspension entièrement élastique. Dans ce cas, les moteurs sont boulonnés sur le châssis et la transmission du couple moteur s'opère par des dispositifs élastiques ou articulés qui permettent les déplacements relatifs entre le moteur et l'essieu provoqués par la déformation des ressorts.

(1) Pour la ligne Paris-Le Mans (211 km), on utilise des locomotives 2 D<sub>o</sub> 2 — Courant continu à 1.500 volts — 13 sous-stations.



**E. — Programme de la S. N. C. B.**

A l'heure présente, mars 1944, la S. N. C. B. qui projette une extension importante de l'électrification de ses lignes, oriente ses études vers la fourniture de tracteurs des deux types ci-après :

1°) *Tracteurs pour trains de voyageurs à vitesse inférieure à 100 km/h, pour trains de marchandises et pour trains de messageries :*

Type  $B_0 B_0$  — 80 tonnes — 2.200 CV — Quatre moteurs de 550 CV, à suspension par le nez, couplés en permanence par deux en série.

2°) *Tracteurs pour trains de voyageurs à vitesse supérieure à 100 km/h :*

Type 1  $D_0 1$  — 110 tonnes — 4.000 CV — Quatre moteurs doubles de 1.000 CV c.-à-d. comportant 2 induits dans une même carcasse.

Les deux induits d'un même moteur sont couplés en permanence en série. — Transmission élastique.

Cette locomotive serait capable de remorquer un train de 600 tonnes à la vitesse de 120 km/h et susceptible de remorquer à 140 km/h un train de 5 voitures (250 tonnes).

**F. — Comparaison entre la locomotive électrique  $B_0 B_0$  projetée par la S. N. C. B. et une locomotive à vapeur de même poids adhérent.**

La figure 162 représente les courbes de l'effort de traction et de la puissance des deux locomotives pour un poids adhérent de 80 tonnes.

En traction électrique, trois espèces de puissance sont à considérer :

1°) La puissance *de surcharge* qui ne peut être maintenue que pendant un temps très court. Elle est déterminée par la commutation et est utilisée au cours du démarrage.

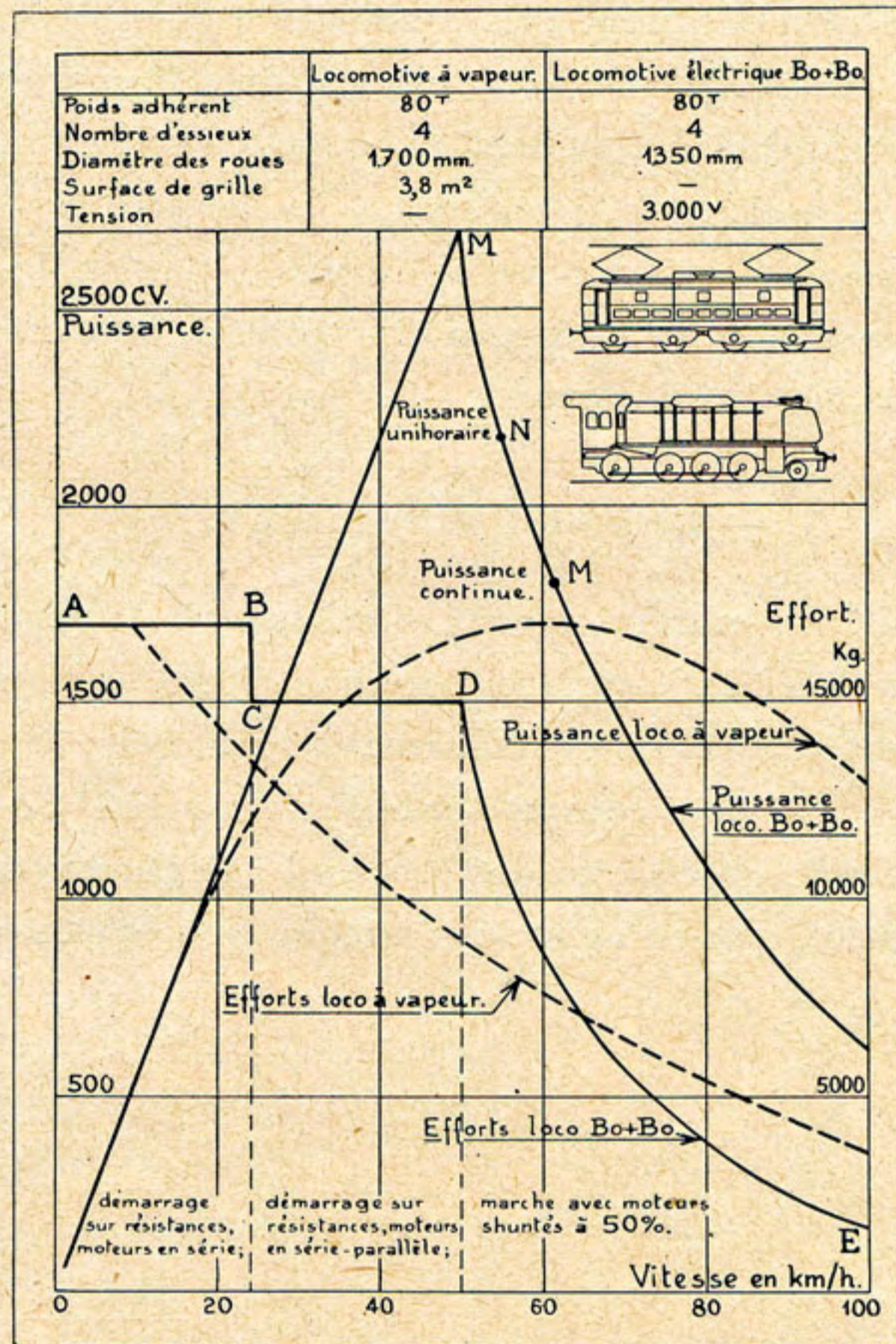


Fig. 162. — Courbes des puissances et des efforts de traction d'une locomotive électrique  $B_0 B_0$  et d'une locomotive à vapeur 1—4—0 de même poids adhérent : 80 tonnes.



2°) La puissance *uni-horaire* qui est la puissance maximum qui peut être développée pendant une heure.

3°) La puissance *continue* qui peut être maintenue d'une manière permanente ; sa valeur dépend de la ventilation.

Au cours du démarrage, période *OM*, l'effort de traction varie suivant le diagramme *ABCD* ; il prend deux valeurs constantes *AB* et *CD* grâce au retrait progressif des résistances de sorte que la puissance est chaque fois proportionnelle à la vitesse.

Après le démarrage, la puissance développée descend rapidement, par le jeu naturel des caractéristiques des moteurs, en passant en *N* par la puissance uni-horaire.

En deçà de la vitesse optimum correspondant à la puissance maximum de la locomotive à vapeur, l'on constate que l'effort de traction et la puissance de la locomotive électrique dépassent, à adhérence égale, les possibilités de la machine à vapeur. Une fois cette vitesse optimum dépassée, les courbes de l'effort de traction et de la puissance de la locomotive électrique diminuent plus rapidement que celles de la locomotive à vapeur.

#### G. — Dispositif antipatinage.

En marche, sous l'effet du couple résultant de l'effort au crochet et de l'effort exercé à la jante des roues motrices, les bogies se cabrent, leurs essieux arrière sont surchargés, les essieux avant déchargés, il peut en résulter une tendance au patinage.

On peut compenser électriquement la décharge des essieux en proportionnant le couple de chacun des moteurs à la charge de l'essieu qui porte ce moteur. Le résultat est obtenu en agissant de façon appropriée sur l'excitation des moteurs.

---



## CHAPITRE III

### Locomotives de types spéciaux

---

En ces dernières années, la plupart des grands réseaux ont construit, à *titre expérimental*, des locomotives qui, par leur conception, s'écartent du type traditionnel :

- 1°) Locomotives avec chaudières à tubes d'eau.
- 2°) » avec chaudière à haute pression (entre 25 et 120 atmosphères).
- 3°) » à commande individuelle des essieux :
  - a) par turbines à vapeur,
  - b) par moteurs alternatifs à vapeur.
- 4°) » à turbine à vapeur.
- 5°) » Diesel à transmission électrique.
- 6°) » à turbine à gaz et à transmission électrique.
- 7°) » à gaz pauvre.

Sauf pour la locomotive Diesel à transmission électrique qui n'en n'est plus au premier stade de l'expérimentation, toutes ces locomotives n'ont été construites, le plus souvent, qu'à un seul exemplaire.

*Simplement pour caractériser les tendances actuelles*, nous donnerons quelques indications sur les spécimens les plus originaux parmi les locomotives spéciales les plus récentes.

#### 1. Locomotives avec chaudière à tubes d'eau.

#### 2. Locomotives avec chaudière à haute pression.

La prospection dans le domaine de la haute pression a donné lieu à divers essais :

- la locomotive Schmidt Henschel à 60 kg,
- » » Schwartzkopff-Löffler à 120 kg,
- » » Winterthur à 60 kg,

mais ces prototypes sont restés sans lendemain par suite de leur grande complication.

Nous groupons sous une même rubrique les locomotives à tubes d'eau et celles à haute pression, parce que la plus récente locomotive expérimentale, la locomotive du type 2—3—2 (Baltic) de la S. N. C. F., mise en service en 1943, est pourvue d'une chaudière à *tubes d'eau* fournissant de la vapeur à 60 kg.



Cette locomotive se distingue encore par une troisième particularité, elle est à *commande individuelle des essieux*, voir page 158 (fig. 163 et 164) (1).

*Chaudière.* — La chaudière H. P. de cette locomotive est complétée par une chaudière B. P. du type ordinaire à tubes à fumée. En fait, la chaudière B. P. joue le rôle d'un réchauffeur d'eau d'alimentation dont la fonction principale est d'épurer l'eau destinée à la chaudière H. P. à tubes d'eau.

La chaudière B. P. fonctionne à 25 kg, porte l'eau à la température correspondante de 215° et retient les boues. La propreté des tubes est, en effet, une condition essentielle du bon fonctionnement des chaudières à tubes d'eau et c'est l'une des questions les plus importantes à résoudre pour la production de la vapeur à H. P. (voir page 158, la description du mécanisme moteur).

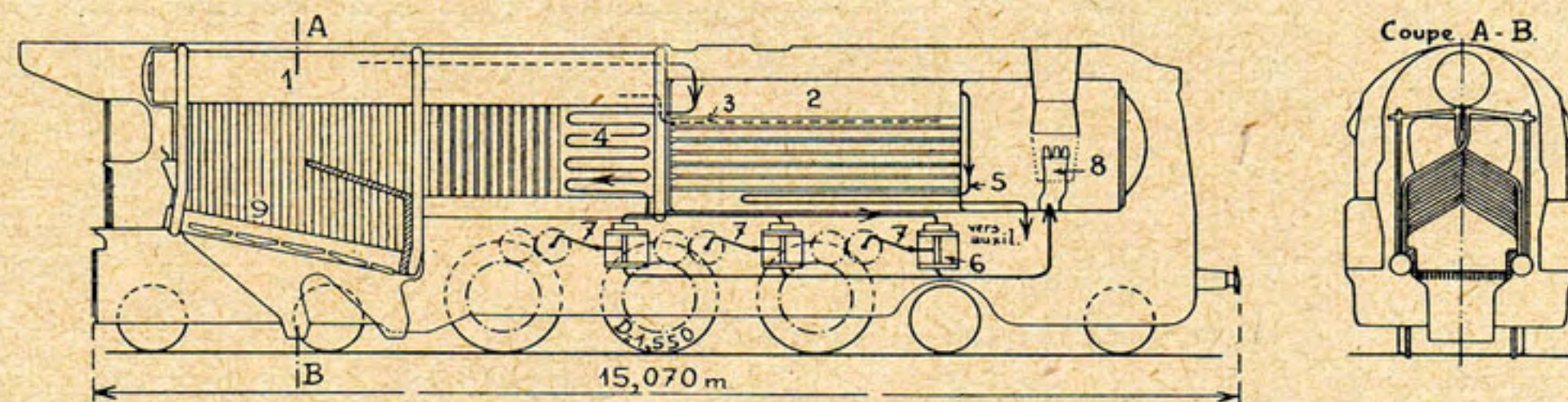


Fig. 163 et 164. — Locomotive du type 2—3—2 (*Baltic*) de la S.N.C.F. — Chaudière à tubes d'eau, fournissant de la vapeur à 60 kg. — Attaque de chaque essieu moteur par des moteurs individuels.

1. Chaudière H. P. (à tubes d'eau). — 2. Chaudière B. P. ou réchauffeur (à tubes à fumée ordinaires). — 3. Économiseur H. P. — 4. Surchauffeur H. P. — 5. Surchauffeur B. P. pour auxiliaires. — 6. Pompe Knorr d'alimentation H. P. — 7. Moteurs de traction avec transmission. — 8. Échappement et cheminée. — 9. Foyer.

### 3. Locomotives à vapeur à commande individuelle des essieux.

*Quel intérêt peut-il y avoir à adopter la commande individuelle des essieux ?*

1°) Dans la locomotive classique, les 2, 3 ou 4 cylindres sont groupés à l'avant et leur diamètre est limité par le gabarit (fig. 121 et 122, page 95).

2°) La puissance énorme des locomotives modernes n'est transmise qu'à un ou deux essieux seulement, essieux qui supportent conséquemment de très grands efforts.

3°) Il est intéressant de fractionner la puissance. :

a) soit en actionnant individuellement tous les essieux qui normalement eussent été accouplés ;

b) soit, ce qui est mieux, en augmentant le nombre d'essieux moteurs, ce qui permet de réduire la charge qu'ils supportent individuellement.

(1) Revue générale des Chemins de fer — Septembre 1943.



On peut conserver le même poids adhérent total ou augmenter celui-ci, mais la commande individuelle offre des facilités pour augmenter le poids adhérent total.

4°) La commande des essieux moteurs se fait au moyen de moteurs à cylindres de petit volume mais fonctionnant à grande vitesse, aisément démontables, tous semblables et interchangeables, attaquant les essieux par des engrenages réducteurs de vitesse.

5°) Avec la commande individuelle des essieux, on peut réduire le diamètre des roues motrices, car on n'est pas obligé, comme dans la locomotive classique, d'augmenter le diamètre des roues motrices quand la vitesse croît, afin de ne pas donner aux pistons une vitesse linéaire trop grande (page 93).

6°) Puisque l'on peut réduire le diamètre des roues motrices, on peut, à nombre égal d'essieux moteurs, diminuer l'empattement rigide de la locomotive, d'où facilité plus grande pour la circulation en courbe ; enfin, cela permet de réduire la longueur totale de la locomotive.

7°) La réduction du diamètre des roues motrices conduit à une réduction du poids non suspendu (page 94).

8°) La réduction éventuelle de la charge par essieu diminue la fatigue de la voie.

9°) La suppression des contrepoids dans les roues motrices et accouplées, fait disparaître les efforts dynamiques verticaux sur la voie, efforts provenant des masses à mouvement alternatif équilibrées partiellement par des contrepoids placés dans les roues.

10°) La commande individuelle supprime les bielles d'accouplement d'autant plus gênantes que la vitesse est plus grande.

11°) Elle fait disparaître l'essieu coudé des machines à cylindres intérieurs et, que cet essieu coudé soit forgé d'une pièce ou qu'il soit constitué d'éléments assemblés (système « built up »), il reste toujours une pièce coûteuse et délicate.

*Inconvénients de la commande individuelle.* — Dans le cas où le patinage d'un essieu est provoqué par une cause locale, les autres essieux qui ne subissent pas l'effet de cette cause locale et qui ne sont plus accouplés, n'interviennent plus pour épauler l'essieu qui tend à patiner. Par ailleurs, l'inertie des masses en rotation est plus faible que si les essieux étaient accouplés mécaniquement, elle oppose donc une moindre résistance au patinage.

Quelques locomotives ont été construites avec des essieux commandés individuellement par de petits moteurs à vapeur.

a) *La Reichsbahn* a mis en service en 1943 une locomotive à vapeur *Henschel* du type 1 D<sub>0</sub> 1 à commande individuelle des essieux, d'un poids adhérent de



75 tonnes, destinée à la remorque des trains express à une vitesse pouvant atteindre 175 km/h (1).

Les fig. 165 à 167 montrent le principe de l'appareil moteur et de la transmission. Chaque essieu est actionné par un moteur à deux cylindres en V, les moteurs des 4 essieux étant alternativement montés à droite et à gauche. Les pistons attaquent une manivelle dont l'axe géométrique prolonge plus ou moins exactement l'axe géométrique de l'essieu. La liaison entre cette manivelle et l'essieu est assurée par un système cinématique, dû à Pawelka, caractérisé par son faible encombrement.

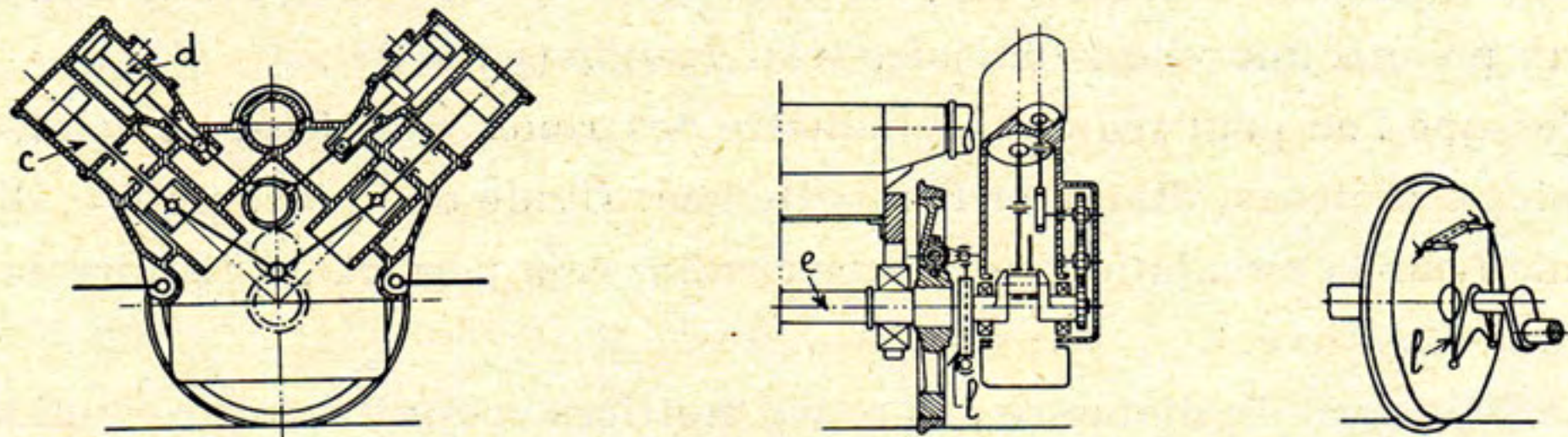


Fig. 165 à 167. — Locomotive à vapeur Henschel 1 D<sub>0</sub> 1 de la Reichsbahn, à commande individuelle des essieux.

Les cylindres du moteur, à double effet, à distribution par tiroirs cylindriques, ont 300 mm d'alésage et 300 mm de course ; ce moteur développe 550 CV<sub>i</sub> à 740 t, ce qui donne une puissance nominale de 2.200 CV pour l'ensemble des quatre moteurs.

La chaudière est du type classique, timbrée à 20 kg/cm<sup>2</sup>, la surface de chauffe vaporisante est de 238 m<sup>2</sup>, la surface de surchauffe de 100 m<sup>2</sup>.

Le diamètre des roues motrices n'est que de 1,250 m ; l'essieu monté (avec ressorts et paliers à rouleaux) ne pèse que 2.400 kg, alors que, pour une locomotive classique de même vitesse, à roues de 2,30 m de diamètre, le poids de l'essieu monté (avec paliers, ressorts et fraction adéquate des bielles) s'établit à 5.000 kg (voir pages 93 et 94).

b) Comme nous l'avons dit page 156, la S. N. C. F. a mis à l'essai en 1943, une locomotive du type 2 C<sub>0</sub> 2 à commande individuelle des essieux par petits moteurs alternatifs à vapeur, pourvue d'une chaudière à tubes d'eau et marchant à haute pression.

*Mécanisme moteur* (fig. 163 et 164). — Chacun des 3 essieux moteurs est actionné par engrenages par 2 groupes moteurs à vapeur alternatifs rapides, placés l'un à

---

(1) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure du 20 février 1943.  
Génie Civil du 1<sup>er</sup> août 1943.



gauche, l'autre à droite ; il y a donc 6 groupes moteurs en tout ; les 2 groupes moteurs attaquant un même essieu sont calés à  $180^\circ$ . Chaque groupe moteur, à simple expansion, comporte 3 cylindres horizontaux ( $d = 150 \text{ mm}$ ,  $l = 255 \text{ mm}$ ).

La distribution est du type à soupapes pour l'admission. Quant à l'échappement, il est commandé, suivant la principe même des cylindres à *équicourant*, par le piston moteur qui découvre à chaque fin de course une lumière placée au milieu du cylindre.

Les moteurs commandent par pistons et bielles un arbre manivelle dont les 3 manetons sont calés à  $120^\circ$  les uns des autres. La vitesse de rotation est de 800 t à 120 km/h et de 1.000 t à 148 km/h.

Le diamètre des roues motrices a pu être réduit à 1,550 m et l'empattement rigide de la locomotive à 4,10 m.

*Transmission aux roues.* — La transmission aux roues est du type universel *Winterthur* dont l'accouplement élastique avec la roue dentée permet les déplacements relatifs de l'essieu et du châssis.

La locomotive a une puissance de 2.000 CV au crochet à la vitesse de 100 km/h (Poids adhérent 65 t, poids total 126 t).

#### 4. La locomotive à turbine à vapeur.

La turbine à vapeur ne trouve son emploi rationnel que dans la commande des machines tournant toujours dans le même sens et toujours à grande vitesse, elle n'a un rendement intéressant qu'à la condition de lui appliquer la condensation. Les deux premières conditions ne sont pas celles de la locomotive, la troisième pose un problème difficile.

L'ancêtre des locomotives à turbine semble bien être la locomotive italienne *Belluzo* à transmission directe par engrenages et sans condensation construite en 1910 (1).

Il s'agissait d'une petite locomotive de manœuvres (26 tonnes) à 2 essieux mais présentant cette particularité qu'elle était à *commande individuelle des essieux*. Elle comportait 4 turbines à vapeur disposées chacune en avant et à côté d'une des 4 roues motrices et attaquant celles-ci par un jeu d'engrenages réducteurs de vitesse.

Aux turbolocomotives que l'on construisit par la suite, on appliqua la *condensation* en vue de l'obtention d'un rendement plus élevé de l'énergie calorifique du charbon, 15 à 18 % contre 10 % maximum pour la locomotive à vapeur à pistons.

(1) Pour l'histoire de la locomotive à turbine, voir notamment :

1°) l'étude « La locomotive à turbine » par *Albert Henrotte*, Ingénieur aux Chemins de fer belges. Congrès scientifique International organisé par l'Association des Ingénieurs sortis de l'École de Liège — juin 1922 ;

2°) la Revue Générale des Chemins de fer — janvier 1941.



Mais le problème n'est pas simple : dans une installation fixe, avec un condenseur par mélange, on dépense 30 kg d'eau froide pour condenser 1 kg de vapeur et la dépense est double avec un condenseur par surface. Dans les installations fixes, comme dans les machines marines, le problème de la quantité d'eau nécessaire à la condensation est facilement résolu, autre chose est du cas de la locomotive.

La chute du rendement de la turbine aux vitesses réduites fait que des turbolocomotives sont mieux indiquées pour les services rapides. Néanmoins, la très grande vitesse de rotation de la turbine exige l'emploi d'une transmission intermédiaire pour la commande des roues motrices dont la vitesse varie de 0 à 150 km/h.

On range les turbolocomotives en *trois classes*, selon que la réduction de vitesse se fait par engrenages ou par transmission électrique ou selon qu'une turbine spéciale actionne *chaque* essieu moteur.

a) *La transmission par engrenages* est simple mais, comme on ne peut renverser le sens de marche de la turbine, *il faut nécessairement une turbine spéciale pour la marche arrière*.

La marche arrière étant peu fréquente et de courte durée, la turbine de marche A. R. peut être de plus petites dimensions que celle de marche A. V. Généralement, elle est calée sur le même arbre que la turbine de marche A. V., elle tourne donc constamment à l'envers pendant la marche A. V. (sans absorber de vapeur).

b) *La transmission électrique* permet de multiplier le nombre des moteurs électriques de traction en leur faisant attaquer autant d'essieux que l'exige le poids adhérent. La transmission électrique supprime la turbine de marche A. R. car il est facile de renverser le sens de rotation des électromoteurs.

c) *La commande individuelle*.  
— Locomotive Schneider à turbine à vapeur, sans condensation, à commande individuelle des essieux de la S. N. C. F. type 2 — 3 — 2 (Baltic), pour trains rapides (1).

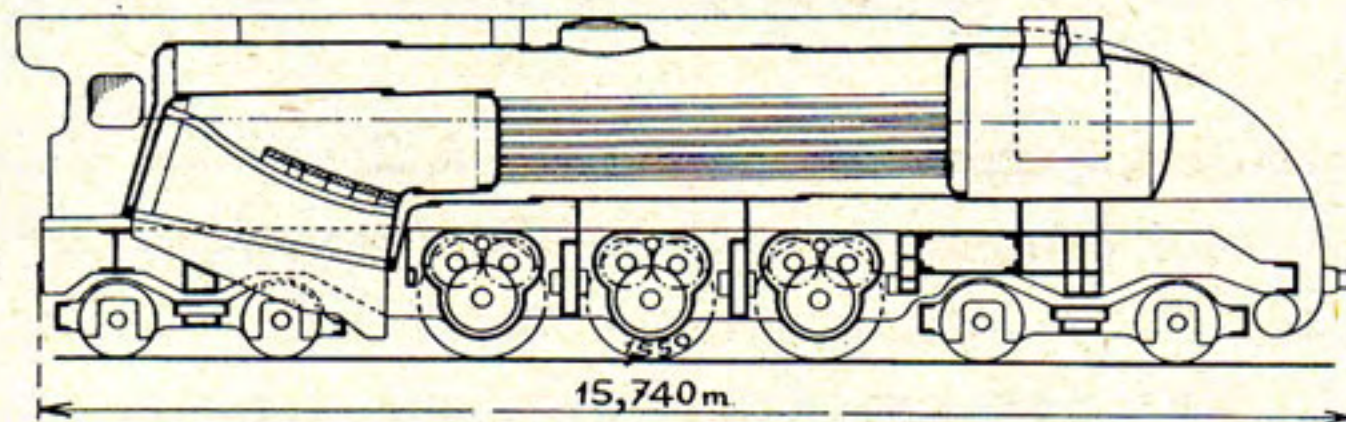


Fig. 168. — Locomotive Schneider à turbine à vapeur, sans condensation, à commande individuelle des essieux type 2 — 3 — 2 (Baltic) pour trains rapides de la S. N. C. F.

Cette locomotive n'a pas de bielles d'accouplement et chacun des 3 essieux moteurs est mis en mouvement par *une turbine spéciale* (fig. 168).

Comme on a constaté que l'entretien des auxiliaires nécessités par la condensation et par le tirage (qui ne se fait plus par l'échappement de la vapeur) entraînait des

(1) Revue générale des Chemins de fer — janvier 1941 et mars-avril 1942.



dépenses élevées et que, d'autre part, la question de couvrir de longs parcours sans prise d'eau ne se pose pas en France, *la S. N. C. F. a renoncé à la condensation*, comme l'avaient déjà fait en 1925, le L. M. S. sur une Pacific et les Suédois sur une machine à marchandises.

Évidemment, la suppression de la condensation affecte très défavorablement le rendement thermique, mais l'utilisation des turbines procure néanmoins des avantages *d'ordre mécanique* et notamment :

— suppression de tout mouvement alternatif dans le mécanisme, d'où réduction des usures et des jeux ;

— suppression des bielles d'accouplement ;

— fonctionnement en carter fermé avec lubrification abondante des organes de transmission ;

— couple moteur constant, donnant au démarrage un effort régulier qui utilise au maximum l'adhérence ;

— suppression des surcharges périodiques verticales sur la voie qui se produisent dans les locomotives à vapeur à pistons.

Le pignon de la turbine partage sa puissance sur 2 engrenages *E* symétriques (fig. 169 et 170), ceux-ci transmettent leur mouvement à un arbre creux concentrique à l'essieu. La liaison élastique de l'arbre creux aux roues est du type *Westinghouse-Schneider*.

La turbine de marche arrière est montée sur le même arbre que celle de marche avant et tourne donc constamment à l'envers.

La chaudière, timbrée à 25 kg/cm<sup>2</sup>, est du type classique.

Poids en ordre de marche : 122 t.

Poids adhérent total : 58,5 t.

3 turbines tournent à 10.000 t/min à 140 km/h.

Puissance de chaque turbine : 1.000 CV.

Les premiers résultats obtenus en 1941, au banc d'essais de Vitry accusent une consommation de 0,8 kg de charbon par CV/h correspondant à un rendement de 9 % c'est-à-dire le rendement d'une bonne locomotive à vapeur du type classique.

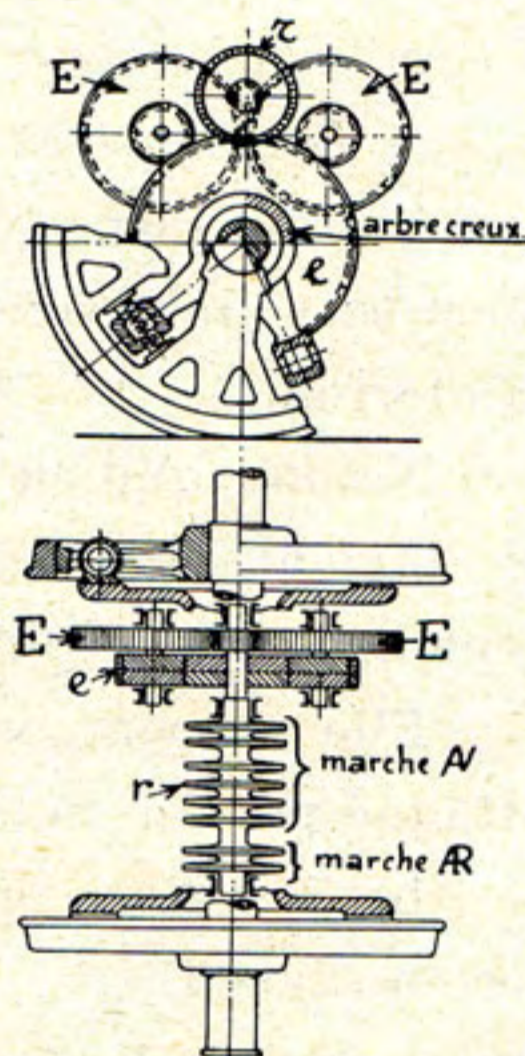


Fig. 169 et 170. — Groupe moteur turbine et train d'engrenages (le stator de la turbine enlevé), *r* = rotor de la turbine.



### 5. Locomotive à moteur Diesel et à transmission électrique.

La locomotive Diesel à transmission électrique partage avec la locomotive électrique les qualités suivantes :

- facilité de conduite,
- amélioration du confort par la suppression des fumées,
- possibilité de couvrir de longs parcours sans relais,
- suppression des postes d'alimentation d'eau,
- commande individuelle des essieux,
- constance du couple moteur d'où meilleure utilisation de l'adhérence et suppression des pointes qui tendent à amorcer le patinage.

L'emploi des locomotives Diesel est aussi envisagé avec intérêt dans *les pays chauds* où l'alimentation en eau des locomotives à vapeur pose un problème difficile portant à la fois sur la qualité et sur la quantité.

a) *Locomotives de manœuvres.* — Des locomotives Diesel à transmission électrique de faible puissance ( $\pm 600$  CV), utilisées au service des manœuvres, sont au point. Elles se sont révélées économiques et de conduite facile, elles permettent un service ininterrompu.

Notons que la Davenport-Besler Corporation à Davenport, Iowa, a construit récemment pour le service des manœuvres une locomotive Diesel électrique du type  $B_0 B_0$  d'une puissance de 750 CV et pesant 105 tonnes métriques.

Elle ne comporte donc que deux bogies et chaque essieu de chaque bogie est attaqué par un moteur électrique (1).

b) *Traction sur les grandes lignes.* — Une tendance au développement des locomotives Diesel électriques de grande puissance se révèle nettement pour la traction des trains sur les grandes lignes, malgré les progrès continus des rames Diesel légères constituant les autorails à 1, 2 ou 3 éléments, rames fréquemment groupées en unités multiples, et étudiées en vue de réaliser des vitesses très élevées.

On constate une prédominance des locomotives Diesel électriques à 2 éléments couplés.

*En Europe*, ces locomotives sont généralement munies de moteurs à 4 temps à suralimentation par turbo-soufflantes à gaz d'échappement.

*En Amérique*, on utilise surtout des moteurs à 2 temps sans suralimentation.

Quant aux puissances, on va de 1.800 à 6.000 CV, le poids spécifique variant :

en Europe, de 50 à 55 kg/CV au frein,

en Amérique, de 57 à 68 kg/CV.

---

(1) Revue Générale des Chemins de fer de février 1940.



La transmission électrique résoud la difficulté de transmettre la puissance de plusieurs milliers de chevaux d'un arbre tournant de 400 t à 700 t/min à plusieurs essieux moteurs qui peuvent lui être parallèles ou perpendiculaires, la gamme des vitesses de ces essieux variant de 0 à 400 t/min ; mais, d'une part, le moteur Diesel ne peut supporter de surcharge et, d'autre part, on ne peut dépasser un échauffement déterminé pour l'équipement électrique, d'où la nécessité de dispositifs automatiques de protection.

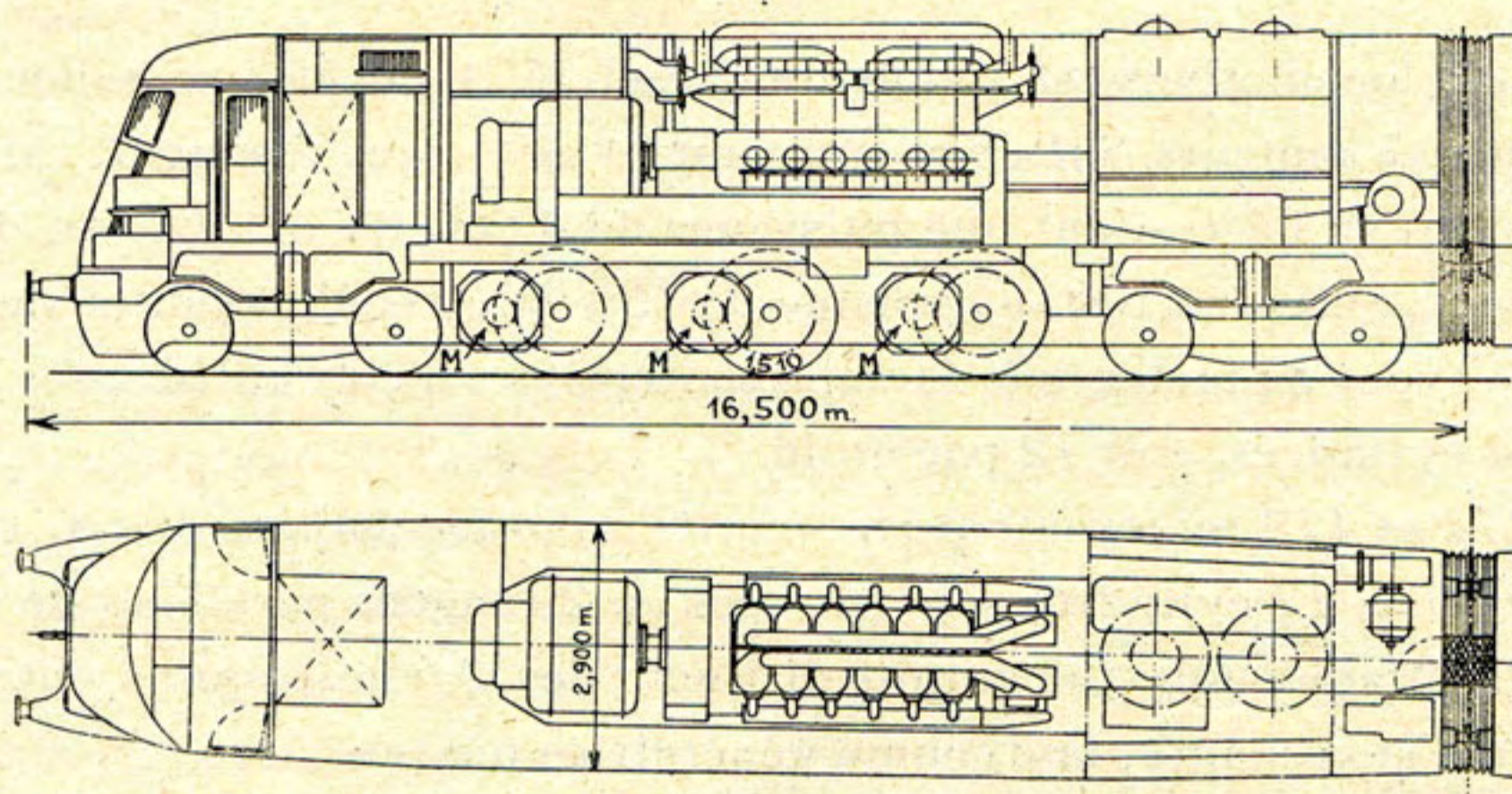


Fig. 171 et 172. — Locomotive Diesel à transmission électrique de 4.400 CV constituée de deux unités identiques constamment accouplées, type 2 Co 2 + 2 Co 2 de la S. N. C. F. — Les figures représentent la moitié de la locomotive. — Poids adhérent : 108 t. — Poids total : 225 t. — 24 cylindres au total.

Aux États-Unis, on a notamment mis en service des locomotives Diesel électriques :

— de 3.600 CV pour le service des trains lourds de voyageurs sur le Baltimore and Ohio Railroad,

— de 3.600 CV pour le service de trains de voyageurs de 650 tonnes métriques sur le Santa Fe Railroad,

— de 5.400 CV sur l'Union Pacific Railroad : locomotives à 3 unités comportant au total 72 cylindres,

— de 6.300 CV (moteurs auxiliaires compris) pour la remorque de trains de 1.100 tonnes entre Chicago et San Francisco.

Les chemins de fer roumains emploient, depuis 1938, une locomotive Diesel électrique de 4.400 CV pour la remorque de trains de 500 à 600 tonnes.

En France, la S. N. C. F. a mis en service en 1938 deux modèles de locomotives Diesel électriques de 4.400 CV sur la ligne accidentée de Paris-Nice (longues rampes de 8 mm/m) (fig. 171 et 172).



La limitation de la charge à *18 tonnes par essieu* a conduit à une locomotive constituée de *deux unités identiques*, constamment accouplées et comportant chacune un châssis à 3 essieux moteurs encadrés par 2 bogies c'est-à-dire une locomotive du type  $2 C_0 2 + 2 C_0 2$ , d'un poids adhérent de *108 tonnes* et d'un poids total de *225 tonnes*.

L'agencement général est le même pour les deux locomotives que possède la S. N. C. F., elles ne diffèrent que par leurs moteurs Diesel et par l'équipement électrique.

L'une de ces locomotives est à moteurs Diesel *M. A. N.* et équipement électrique *Sècheron*, l'autre à moteurs *Sulzer* et équipement électrique *Jeumont*.

Le service prévu nécessitant une puissance de *4.000 CV* sur l'arbre du Diesel et la puissance *par cylindre* restant voisine de *150 CV* avec l'appoint de la suralimentation pour les types de moteurs à 4 temps susceptibles d'être utilisés, ces locomotives comportent *24 cylindres*, soit *12* par unité.

Les fig. 171 et 172 représentent *une moitié de la locomotive Diesel électrique à moteur Sulzer*. Les *12 cylindres* sont groupés en 2 rangées parallèles de 6 cylindres, chaque rangée attaque un vilebrequin distinct ; les 2 vilebrequins entraînent, par l'intermédiaire d'engrenages, la dynamo génératrice unique.

La locomotive est entraînée par 6 moteurs électriques *M.* Chaque moteur de traction attaque, par un double train d'engrenages, un arbre creux concentrique à l'essieu relié élastiquement aux roues.

Chaque groupe moteur est capable de développer *1.900 CV* en marche continue à *600 t/min* (vitesse des vilebrequins) et *2.200 CV* en régime unihoraire à *700 t/min*.

Des turbo-soufflantes à gaz d'échappement suralimentent les moteurs Diesel.

Les transmissions électriques assurent la régulation automatique de la puissance demandée aux moteurs Diesel en s'opposant à toute surcharge anormale de ceux-ci. La vitesse du Diesel est maintenue constante sous l'action du régulateur de vitesse et la transmission électrique est établie de manière que le couple résistant sur l'arbre des moteurs Diesel reste également constant malgré les variations de la vitesse et de l'effort à la jante de la locomotive.

Cette locomotive remorque *en palier* des trains de *450 tonnes* à la vitesse soutenue de *130 km/h* sur *1.100 km* de ligne sans ravitaillement en combustible, ni graissage intermédiaire.

Le poids total de *225 tonnes* des 2 unités accouplées pour la puissance de *4.400 CV* de la locomotive fait ressortir *le poids par cheval à 51 kg* (voir page 51).



6. Locomotive de 2.200 CV à turbine à gaz et transmission électrique des chemins de fer fédéraux suisses, type 1—2—2—1 (1).

Cette locomotive est destinée aux lignes secondaires dont le faible trafic ne justifie pas l'électrification.

Le gaz moteur est produit dans une chambre spéciale par la combustion continue du combustible liquide (huile lourde). L'air comburant est préalablement comprimé par une soufflerie à la pression de 5 kg/cm<sup>2</sup> et réchauffé par les gaz d'échappement de la turbine (fig. 173).

La température de combustion (1.600°) étant trop élevée pour l'envoi direct sur les aubes de la turbine à gaz, on refroidit les gaz jusqu'à 550-600° par de l'air en excédent.

L'énergie du mélange gazeux est transformée en énergie mécanique dans la turbine à gaz où les gaz brûlés se détendent en se refroidissant.

Dans cette machine, la turbine développe la puissance énorme de 10.000 CV mais la soufflerie en absorbe 7.800 et il ne reste que 2.200 CV comme puissance utile à la jante.

Par un train d'engrenages, la turbine à gaz entraîne une dynamo génératrice. Celle-ci fournit le courant aux 4 moteurs de traction actionnant les essieux tout comme dans une locomotive Diesel électrique. Le mouvement est transmis aux essieux au moyen de la transmission Brown-Boveri, à faux essieu creux et accouplement élastique.

Les avantages escomptés de la turbine à gaz sont les suivants :

- desserte de la locomotive par un seul homme,
- rapidité de mise en marche ; la durée du démarrage de la turbine est d'environ 3 minutes à partir de la mise en marche du groupe Diesel électrique auxiliaire (110 CV),
- l'absence complète d'eau supprime un poids mort important (capacité de la chaudière et des soutes à eau du tender),
- la consommation de combustible ( $\pm 450$  gr par CV/h) serait d'environ la moitié de celle d'une locomotive à vapeur à pistons alimentée aussi à l'huile lourde,

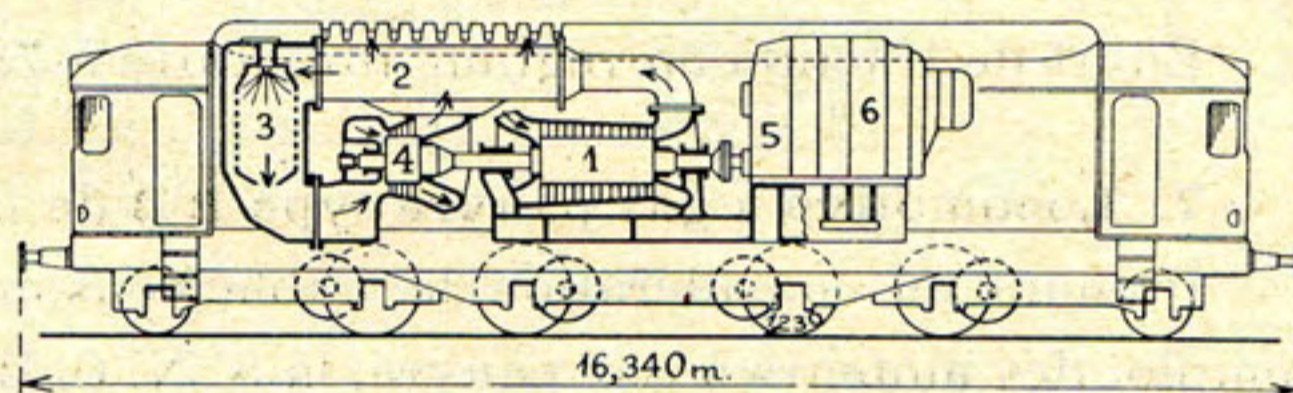


Fig. 173. — Locomotive de 2.200 CV à turbine à gaz et à transmission électrique des chemins de fer fédéraux suisses, type 1—2—2—1. — Schéma du groupe propulseur.

1. Compresseur d'air à étages multiples. — 2. Réchauffeur d'air. — 3. Chambre de combustion. — 4. Turbine à gaz. — 5. Transmission mécanique. — 6. Dynamo génératrice.

(1) Génie civil du 15 mai 1943.



— alors que les frais de graissage des locomotives à vapeur sont de l'ordre de 10 % du prix du combustible, ces frais n'atteindraient que 1 % dans la locomotive à turbine à gaz,

— l'usure des pièces à mouvement rotatif est moindre que celle des pièces à mouvement alternatif.

Le rendement total au crochet de traction serait d'environ 15 %, contre 8 % à 10 % dans la locomotive à vapeur à pistons.

Si le problème de la turbine à gaz au charbon pulvérisé était résolu, la locomotive à turbine à gaz en recevrait une impulsion nouvelle.

Poids total en service 92 t.

Poids adhérent 64 t.

Charge maximum par essieu 16 t.

Effort de traction au démarrage 13 t.

Effort de traction en régime continu à 50 km/h : 7,6 t.

Effort de traction en régime unihoraire à 78 km/h : 4,8 t.

#### 7. Locomotive à gaz pauvre type B B de la S. N. C. B.

Prenant en considération la faible consommation de combustible résultant de l'emploi des moteurs à gaz pauvre, la S. N. C. B. a pensé que la locomotive à gazogène pourrait constituer une solution intéressante au problème de la recherche de la *locomotive économique pour lignes locales*.

A la base des études, les desiderata suivants ont été posés :

1°) Conduite par un seul homme.

2°) Performances sur lignes de niveau :

a) remorque de trains omnibus de 300 tonnes à 65 km/h (1),

b) remorque de trains de marchandises de 800 tonnes à 40 km/h.

3°) Charge par essieu : 12 tonnes.

4°) Poids en ordre de marche : 63 tonnes.

5°) Puissance : point de départ : 2 moteurs Diesel à huile lourde de 365 CV, soit 730 CV au total. Ces moteurs Diesel, alimentés au gaz pauvre, ne développeraient plus qu'une puissance moindre à déterminer.

L'essai s'effectue en 3 phases successives, chaque phase n'étant entreprise qu'après réussite de la précédente :

1°) Transformation d'un moteur Diesel de 365 CV pour la marche au gaz pauvre, essais au banc de ce moteur, détermination de la batterie de gazogènes nécessaires.

---

(1) Transports massifs du matin et du soir, le trafic des voyageurs aux heures creuses étant assuré par des autorails légers *Brossel* (page 137).



2°) Transformation d'un *deuxième moteur* identique au premier, montage des deux moteurs transformés sur un autorail double de 730 CV pour essais en ligne.

3°) Construction de la locomotive à gazogène et essais en ligne.

1<sup>re</sup> phase : On a choisi le *gazogène Bernard* qui a donné satisfaction sur les autorails. La puissance requise a nécessité la mise en ligne, au banc d'essais, de 4 gazogènes.

La puissance maximum obtenue du moteur a été de 260 CV et la puissance moyenne de 250 CV.

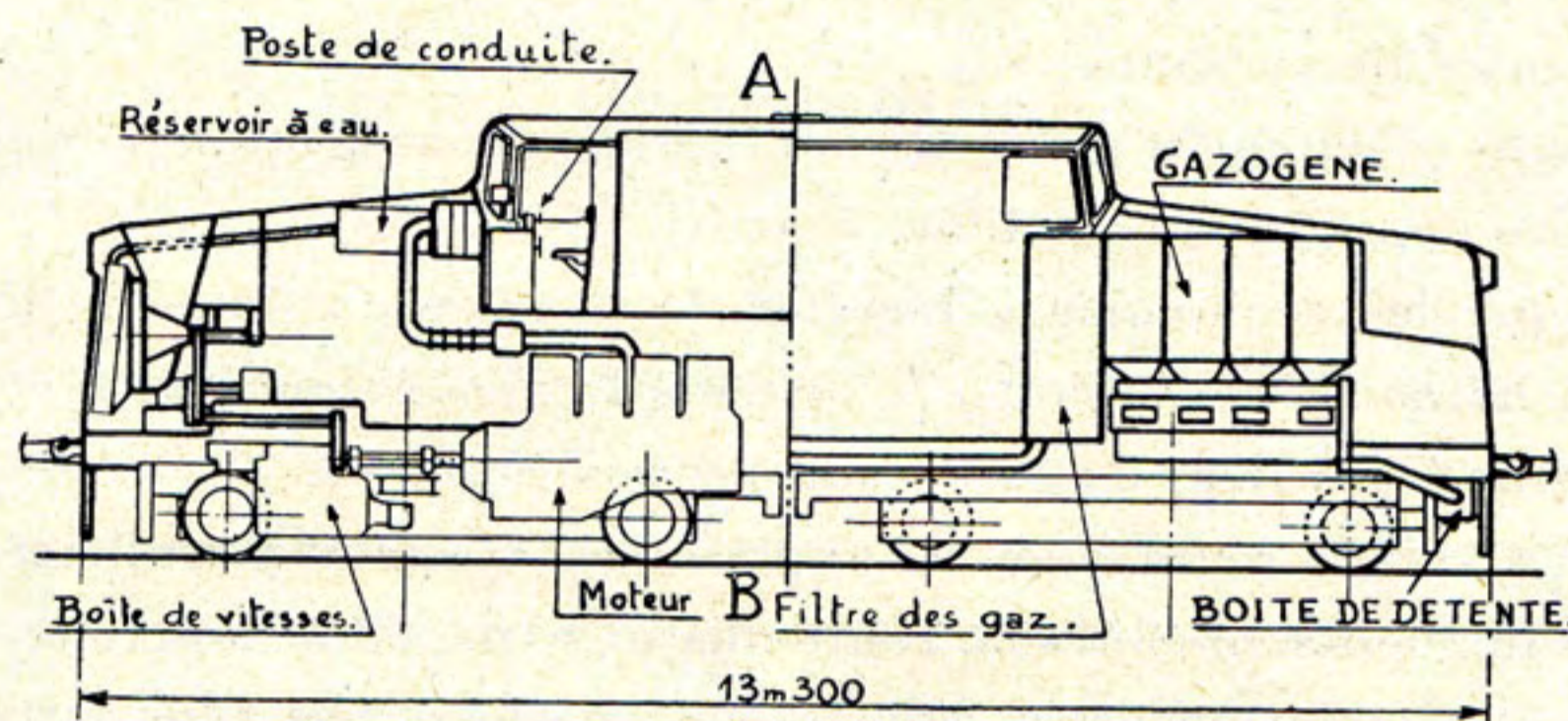


Fig. 174. — Locomotive à gaz pauvre type BB pour lignes secondaires de la S. N. C. B.

La réfrigération des gaz abaisse la température de ceux-ci à 30° à l'entrée du moteur. Le seul point délicat est l'épuration des gaz, c.-à-d. leur filtrage.

Le degré de compression normalement réalisable est de 8,7 (1).

La consommation d'antracite par CV/heure au banc a été de 540 grammes (allumage compris pour une durée de 6 heures), soit le 1/3 de la consommation de charbon de la locomotive à vapeur de même poids adhérent.

En présence de ces résultats, la 2<sup>e</sup> phase a été entreprise dès le début de 1944.

La figure 174 représente le schéma de la locomotive d'essai. Elle est constituée de deux bogies moteurs. La boîte de vitesses, du type *Winterthur*, attaque par cardans les deux essieux du bogie, la locomotive est donc du type BB à adhérence totale (poids adhérent : 48 tonnes). Les dispositions sont symétriques par rapport à l'axe AB.

\* \* \*

(1) Rapport du volume de la cylindrée plus la chambre de compression au volume de la chambre de compression.



**Remarque générale.**

Lorsque, par la construction de types spéciaux de locomotives, on vise à réaliser de nouvelles économies, il ne faut pas se placer du seul point de vue de l'économie thermique, mais bien envisager *l'ensemble de l'économie*. Ainsi, dans les frais de traction, on relève 4 postes principaux :

- 1°) les dépenses de charbon que l'on considère souvent comme les plus importantes alors qu'elles ne représentent que 20 à 25 % de l'ensemble des frais de traction ;
- 2°) les charges de capital (intérêts et amortissement) ;
- 3°) les frais d'entretien et de réparation ;
- 4°) les dépenses de personnel.

Les avantages obtenus du point de vue thermique ne s'appliqueront donc qu'au  $1/5$  ou au  $1/4$  des dépenses de traction.

Il s'ensuit que les économies à résulter de la mise en ligne de locomotives de types spéciaux ne sont intéressantes que dans la mesure où il ne faut pas les payer par un relèvement équivalent ou supérieur des postes 2 et 3.

Il faut encore que la régularité de l'exploitation n'en soit pas affectée ; en d'autres termes, que les incidents en cours de route dus à la machine nouvelle ne soient pas plus fréquents et que les travaux d'entretien ne soient pas plus importants. A cet égard, on doit souligner l'influence particulièrement favorable de la *traction électrique* sur la régularité du service, d'une part, et sur les frais de réparation d'autre part, du seul fait de la suppression de la chaudière.

*En résumé, pour l'exploitant le problème à résoudre est d'ordre économique : il faut, tout en poursuivant inlassablement l'obtention de la consommation minimum de combustible, chercher à réaliser une locomotive aussi peu sujette que possible aux incidents, dût-elle coûter plus cher, à la condition qu'elle puisse fournir un service intensif c.-à-d. produire dans le temps minimum le nombre maximum de tonnes-kilomètres, de manière, en dernière analyse, à donner aux capitaux de premier établissement la rentabilité optimum.*

---



# LE FREINAGE

(625.25)

---

## CHAPITRE I

### Généralités

---

Pour respecter sûrement les indications des signaux, pour conserver aux trains une allure modérée sur les pentes, pour obtenir rapidement l'arrêt dans les gares, et enfin, pour éviter les collisions contre les obstacles qui se présenteraient inopinément sur la voie, le mécanicien doit avoir à sa disposition un moyen d'enraiment qui doit être d'autant plus puissant que la vitesse est plus grande ou que la charge remorquée est plus lourde.

#### 1. Continuité et automaticité.

Les trains de voyageurs et les trains de marchandises sont à l'heure actuelle pourvus de freins dits *continus*, c'est-à-dire que les freins de *tous* les véhicules sont reliés entre eux et mis en action d'un seul point du train (normalement par le mécanicien). Au surplus, ces freins sont *automatiques*, c'est-à-dire qu'ils s'appliquent d'eux-mêmes en cas d'avarie de nature à compromettre leur fonctionnement normal (ruptures d'attelages, fuites, etc.).

Il est à peine besoin de souligner la supériorité des freins continus. *L'efficacité* d'un frein est, en effet, d'autant plus grande que son action est *plus énergique* et qu'elle s'exerce *plus rapidement*. Or, étant donné qu'avec les freins continus tous les véhicules composant le train peuvent être freinés, ces freins seront, toutes choses égales, les plus puissants, la puissance d'enraiment pouvant être portée à son maximum. En outre, un seul agent intervenant pour leur mise en œuvre, l'application des freins peut être extrêmement rapide ; les pertes de temps et les aléas des freins discontinus disparaissent.

Ajoutons cependant que la transmission du freinage d'un véhicule à l'autre ne pouvant être instantanée au sens strict du mot, le meilleur système, toutes choses



égales, sera celui dans lequel le freinage de tous les véhicules composant le train se fera avec le plus de simultanéité. Les freins dits à *action rapide* ont été étudiés en vue de réduire au minimum le temps qui s'écoule entre le moment où le mécanicien actionne la commande du frein et celui où le frein du dernier véhicule s'applique.

## 2. Modérabilité.

On dit qu'un frein est *modérable* lorsque la pression des blocs sur les roues peut être réglée à volonté. A cet égard, les freins continus se classent en deux catégories : ceux qui sont modérables, tant au serrage qu'au desserrage, tel le frein Westinghouse *direct* à air comprimé, et ceux qui ne sont modérables qu'au serrage, comme le frein Westinghouse *automatique* à air comprimé. Ce dernier, en effet, n'est pas modérable au desserrage, une réduction du freinage ne peut être obtenue avec ce système de frein qu'en lâchant complètement les freins et en les serrant à nouveau au degré voulu.

Les freins continus se classent en deux grandes catégories :

- 1°) Les freins à *air comprimé* ;
  - 2°) Les freins à *vide*.
-



## Freins à air comprimé

(625.253)

Le frein à air comprimé est appliqué sous deux formes : le frein automatique et le frein direct, parfois aussi on associe les deux systèmes.

## 1. Frein Westinghouse automatique.

Nous nous bornerons à rappeler ici le principe de ce frein (1).

a) *Principe.* — La locomotive porte (fig. 175) un petit compresseur à vapeur. Il aspire l'air à l'extérieur et le comprime à  $6\frac{1}{2}$  kg/cm<sup>2</sup>, dans un réservoir placé aussi sur la locomotive et dénommé réservoir principal. Le réservoir principal communique à son tour avec une conduite générale qui règne sur toute la longueur du train. Enfin, sous chaque véhicule, se trouvent installés : un cylindre de frein, un réservoir auxiliaire et un appareil distributeur appelé triple valve.

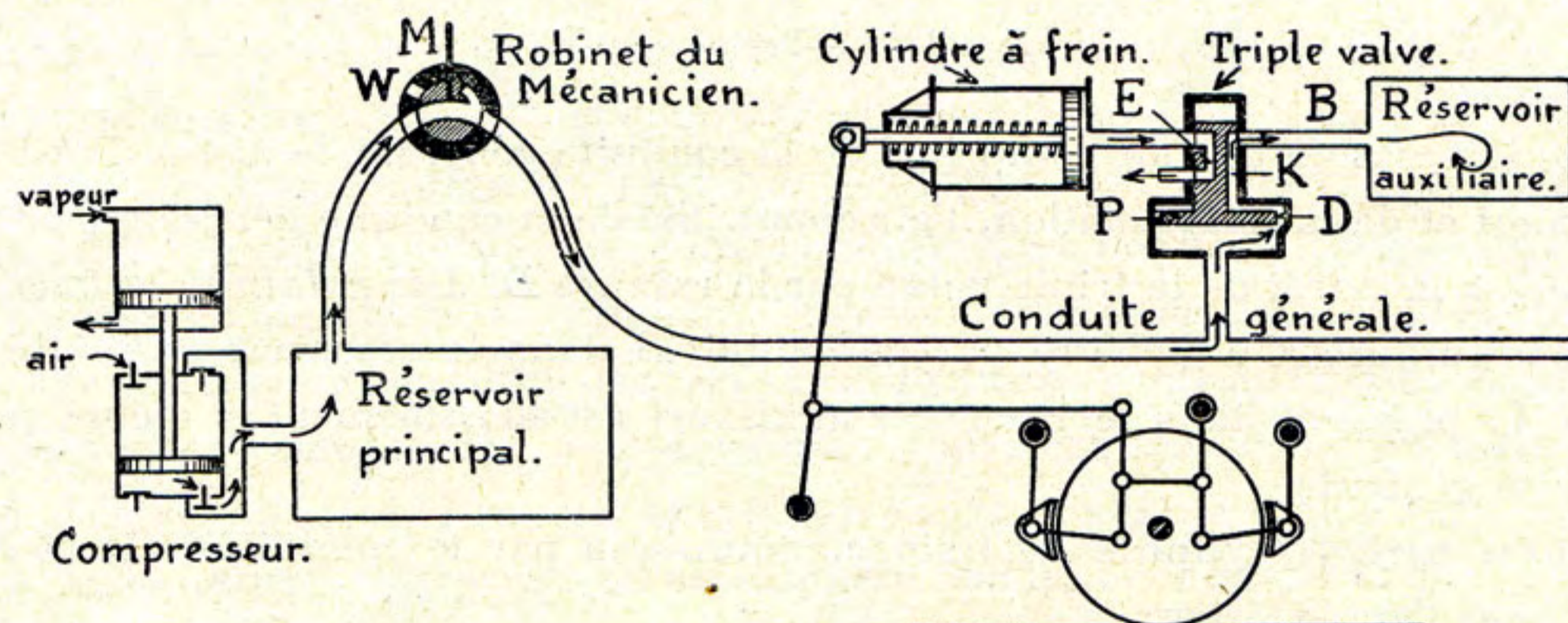


Fig. 175. — Principe du frein Westinghouse. — Freins desserrés.

La communication entre le réservoir principal et la conduite générale se fait en manœuvrant le robinet du mécanicien et en le plaçant dans la position *M* de la figure 175. Dans cette position, l'air du réservoir principal se répand dans la conduite générale et, par la triple valve, vient remplir le réservoir auxiliaire de chaque véhicule. C'est cet air comprimé emmagasiné dans les réservoirs auxiliaires qui produira le serrage des freins, comme nous le verrons plus loin.

(1) Pour plus amples renseignements et notamment pour la description de la triple valve à action ordinaire et de la triple valve à action rapide, nous renvoyons à l'ouvrage « La Locomotive » par U. Lamalle et F. Legein. — 3<sup>e</sup> édition, chapitre VI, pages 413 à 465, 37 figures.



La triple valve, qui est un appareil assez compliqué, a été beaucoup simplifiée sur les figures 175 et 176. Elle se compose *essentiellement* d'un corps cylindrique dans lequel peut monter et descendre un petit piston *P*. Ce piston *P* est pourvu d'une tige qui glisse à frottement doux dans la partie supérieure de la triple valve. Cette tige est creusée d'une rainure *K* et d'un conduit *E*.

La triple valve est en communication avec la conduite générale, avec le réservoir auxiliaire et avec le cylindre de frein.

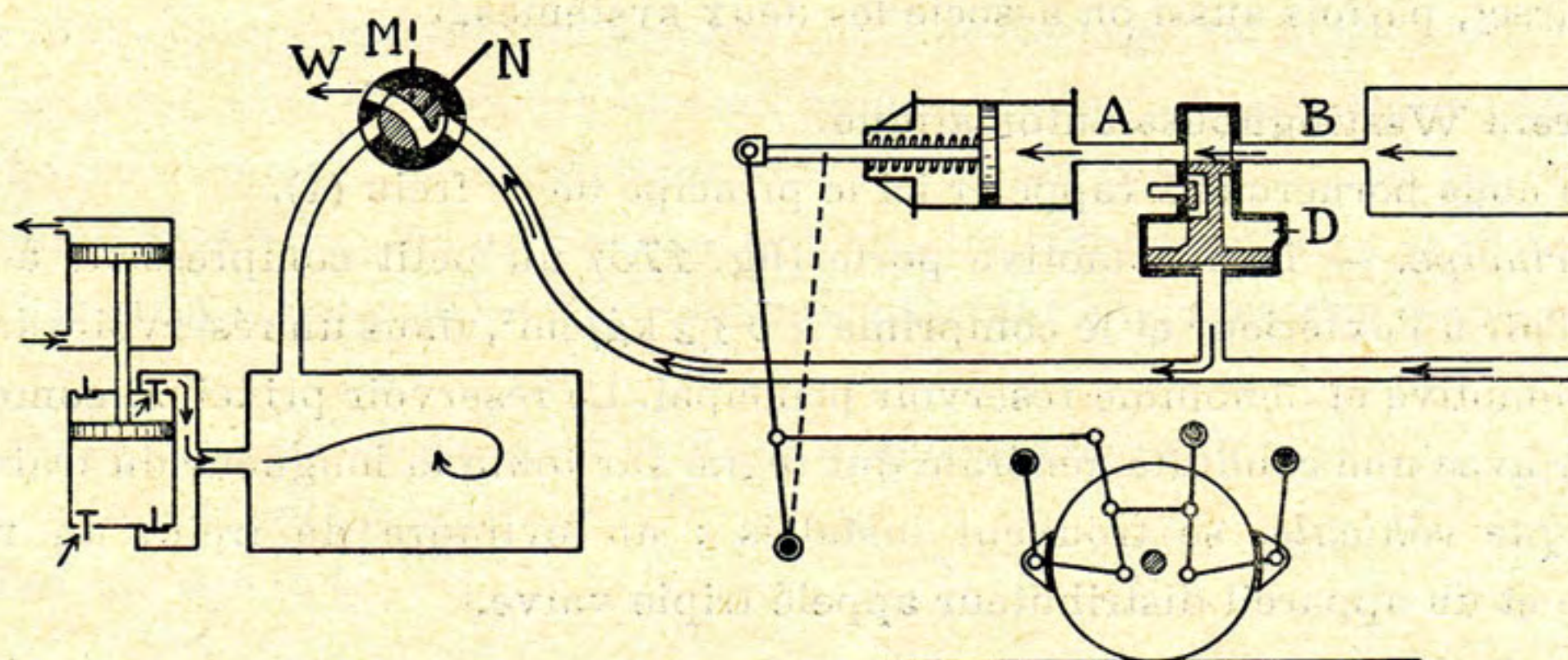


Fig. 176. — Freins serrés.

Sous la pression de l'air comprimé de la conduite générale, le piston *P* est refoulé vers le haut et dans cette position, l'air comprimé de la conduite générale passe entre ce piston et la paroi de la triple valve par la rainure *D*, dite *rainure d'alimentation*, puis par la rainure *K* et pénètre par le conduit *B* dans le réservoir auxiliaire ; à ce moment, la pression dans le réservoir auxiliaire est sensiblement la même que dans la conduite générale.

D'autre part, le cylindre de frein communique par le conduit *A* (1) et le petit canal *E* avec l'air extérieur.

*Supposons maintenant que le mécanicien ayant vu le signal à l'arrêt, veuille serrer les freins. Que va-t-il faire ?*

Il mettra le robinet dans la position *N* de la figure 176. Dès lors, le réservoir principal est isolé de la conduite générale et constitue une réserve d'air comprimé.

Mais dans cette position *N* du robinet, la conduite générale communique avec l'air extérieur par l'ouverture *W*, l'air comprimé s'en échappe en partie, il se produit une dépression dans la conduite.

Le piston *P* de la triple valve était maintenu en équilibre entre les pressions

(1) La lettre *A* omise sur la figure 175, se retrouve sur la figure 176.



égales de la conduite générale et du réservoir auxiliaire, mais à présent l'équilibre est rompu, la pression de l'air du réservoir auxiliaire qui est restée la même, l'emporte sur la pression de la conduite générale qui est diminuée, dès lors, le piston *P* descend et, en descendant, il dépasse la rainure *D* et coupe ainsi la communication entre la conduite générale et le réservoir auxiliaire.

Mais en descendant, le piston a entraîné sa tige et l'on voit (fig. 176), qu'alors le cylindre à frein ne communique plus avec l'extérieur et que les conduits *A* et *B* sont complètement découverts, l'air comprimé du réservoir auxiliaire se précipite par *A* et *B* dans le cylindre de frein dont il pousse le piston en avant en comprimant le ressort. La tige du piston agit sur la timonerie et les blocs de frein s'appliquent contre les roues.

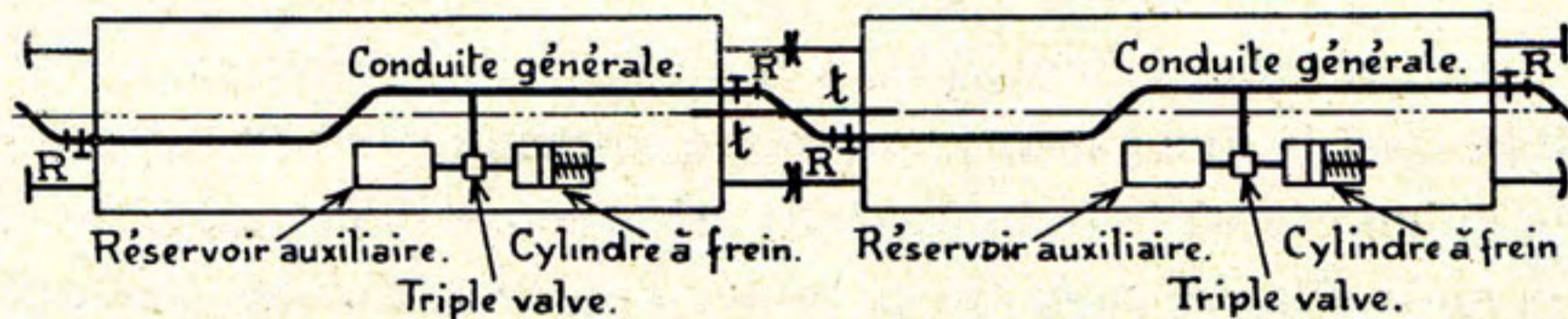


Fig. 177. — Continuité du frein.

Quand le mécanicien veut lâcher les freins, il ramène le robinet dans la position *M* (fig. 175), la communication de la conduite générale avec l'air extérieur est coupée, tandis que la communication du réservoir principal avec la conduite générale est rétablie. L'air comprimé du réservoir principal charge à nouveau la conduite générale. L'air du réservoir auxiliaire s'est détendu dans le cylindre de frein, la pression de l'air de la conduite générale l'emporte dès lors sur celle du réservoir auxiliaire et le piston *P* de la triple valve remonte. Il y a de nouveau communication de la conduite générale avec les réservoirs auxiliaires qui se rechargent, tandis que l'air qui était entré dans le cylindre de frein s'échappe dans l'atmosphère par les conduits *A* et *E*.

Le piston du cylindre de frein est ramené dans sa première position par le ressort et, par le jeu de la timonerie, les blocs de frein s'écartent des roues.

b) *Continuité du frein.* — Le frein Westinghouse dont nous venons d'esquisser le principe est continu parce que la conduite générale, régnant sur toute la longueur du train, réunit tous les freins entre eux, ceux-ci peuvent ainsi être commandés simultanément d'un seul point du train.

La conduite générale est constituée de longs tuyaux en acier étiré placés sous les véhicules. La réunion d'un tuyau d'un véhicule à celui du véhicule suivant se fait par des *boyaux souples*, dont les têtes s'emboîtent avec facilité l'une dans l'autre, réalisant un accouplement étanche (fig. 177).



Le tendeur à vis de l'attelage *tt* ne permettant pas d'établir la conduite générale dans l'axe du véhicule, on reporte la conduite générale sur le côté, mais symétriquement de part et d'autre de l'axe longitudinal, comme le montre la figure 177 ; de cette manière l'accouplement se présente toujours dans les mêmes conditions quelle que soit l'orientation du véhicule.

c) *Automaticité du frein.* — En cas de rupture d'attelages, les boyaux souples de freins se tendent et leurs têtes se désaccouplent ; dès lors, la pression baisse instantanément dans la conduite générale et les freins des deux tronçons du train s'appliquent d'eux-mêmes. Le frein Westinghouse est donc un frein automatique.

Les freins s'appliqueraient de même en cas de fuite à la conduite générale ; bref, chaque fois qu'une défectuosité quelconque tendrait à compromettre le fonctionnement du frein.

Il en résulte que, grâce à l'automaticité, un train ne saurait rouler avec un frein en mauvais état, c'est là une garantie précieuse commune aux freins automatiques.

Il n'existe qu'un cas où le frein pourrait faire défaut, c'est celui de la fermeture accidentelle ou malveillante, en cours de route, d'un des robinets d'arrêt qui terminent la conduite générale de chaque véhicule ou, ce qui revient au même, le cas d'une obstruction de la conduite générale ; ces cas sont extrêmement rares et n'empêchent d'ailleurs que le serrage des véhicules situés au delà de l'obstruction ou du robinet fermé.

Nous disons « en cours de route », parce que si une irrégularité de ce genre existait avant le départ, elle serait révélée par l'*essai du frein*. C'est la raison pour laquelle les règlements prescrivent que l'on procède à l'essai des freins chaque fois que la conduite du train a été interrompue ou que des véhicules ont été ajoutés en queue.

*Une fuite à un cylindre de frein* d'un véhicule ne peut qu'empêcher ou retarder le serrage du frein de *ce* véhicule, elle ne nuit pas au fonctionnement du frein dans son ensemble ; tous les autres freins restent en état de servir.

Cette propriété, particulière aux freins automatiques, est d'une grande importance.

Son automaticité, le frein Westinghouse la tient de la présence du réservoir auxiliaire sous *chaque* véhicule. En effet, une rupture d'attelage peut se produire en un point *quelconque* du train, la partie séparée de la locomotive ne comprendrait-elle que le dernier véhicule, qu'elle posséderait quand même son réservoir d'énergie, le réservoir auxiliaire, dont l'air comprimé provoquerait le serrage des freins.

S'il n'y avait pas de réservoir auxiliaire, c'est-à-dire si la source d'énergie nécessaire au freinage se bornait au réservoir principal de la locomotive, la partie scindée, séparée de la locomotive, se trouverait privée de tout moyen de freinage, c'est le cas du frein Westinghouse direct (non automatique) (page 179).



d) *Signal d'alarme*. — Pour prévenir les tentatives criminelles, les administrations de chemins de fer ont reconnu l'utilité de mettre à la disposition des voyageurs un moyen d'arrêter les trains en cas de nécessité absolue.

Les freins continus permettent la réalisation aisée de ce desideratum. En effet, la conduite générale régnant sur toute la longueur du train ; il suffit de mettre à portée du voyageur une poignée (signal d'alarme) dont le déplacement provoquera une issue à l'air comprimé de la conduite générale de la voiture qu'il occupe *pour obtenir l'arrêt du train*. En outre, il suffit de faire échapper cet air au travers d'un sifflet, monté sur la voiture, pour réaliser *un signal avertisseur*, d'où repérage facile du voyageur qui a actionné le signal.

e) « **Robinet du mécanicien** » à décharge égalisatrice.

Quand la poignée du robinet est dans la position de serrage (fig. 176), l'air comprimé circule dans la conduite générale en allant de la queue du train vers la tête où il s'échappe par le robinet du mécanicien. Or, si à un moment donné, le mécanicien jugeant que la dépression est suffisante, arrête brusquement l'échappement en amenant la poignée du robinet dans la position d'isolement (fig. 175), l'air comprimé qui circulait dans la conduite ne s'arrête pas instantanément, mais continue à avancer vers le robinet. Comme celui-ci est fermé, il en résulte un coup de bélier en tête de la conduite générale, la pression de l'air comprimé augmente en cet endroit et peut même, pour certains véhicules de tête, dépasser la pression de l'air comprimé contenu dans les réservoirs auxiliaires, ce qui fait remonter les pistons des triples valves et desserrer les freins de ces véhicules.

Les freins de tête se lâchant, les véhicules de tête reprennent de la vitesse alors que ceux de queue sont toujours enrayés, il se produit des tractions dans les attelages, d'où risques de rupture.

C'est pour supprimer le coup de bélier dans la conduite générale lors de la fermeture brusque du robinet qu'on a imaginé le robinet à décharge égalisatrice.

On a interposé entre le robinet du mécanicien et la conduite générale un petit réservoir *u*, appelé communément réservoir de manœuvre (fig. 178), en relation avec une chambre *T*.

Dans cette chambre *T* se déplace un piston *P* dont la tige peut venir fermer l'orifice *o*. La conduite générale communique avec la partie inférieure de cette chambre par le conduit *t*, tandis que la partie supérieure est reliée par *c* au robinet du mécanicien (1).

Quand la pression de la conduite générale est égale à celle qui règne dans le

---

(1) La lettre *c*, omise sur la figure 178, se retrouve sur la figure 179.



réservoir de manœuvre  $u$ , le piston égalisateur  $P$  est en équilibre de pression sur ses deux faces et en vertu de son poids seul, il descend jusqu'à ce que l'extrémité de sa tige vienne fermer l'orifice d'échappement  $o$ .

Cela posé, la poignée du robinet à décharge égalisatrice peut occuper cinq positions principales :

*La première position, c'est celle du chargement de la conduite générale et du desserrage des freins (fig. 178).*

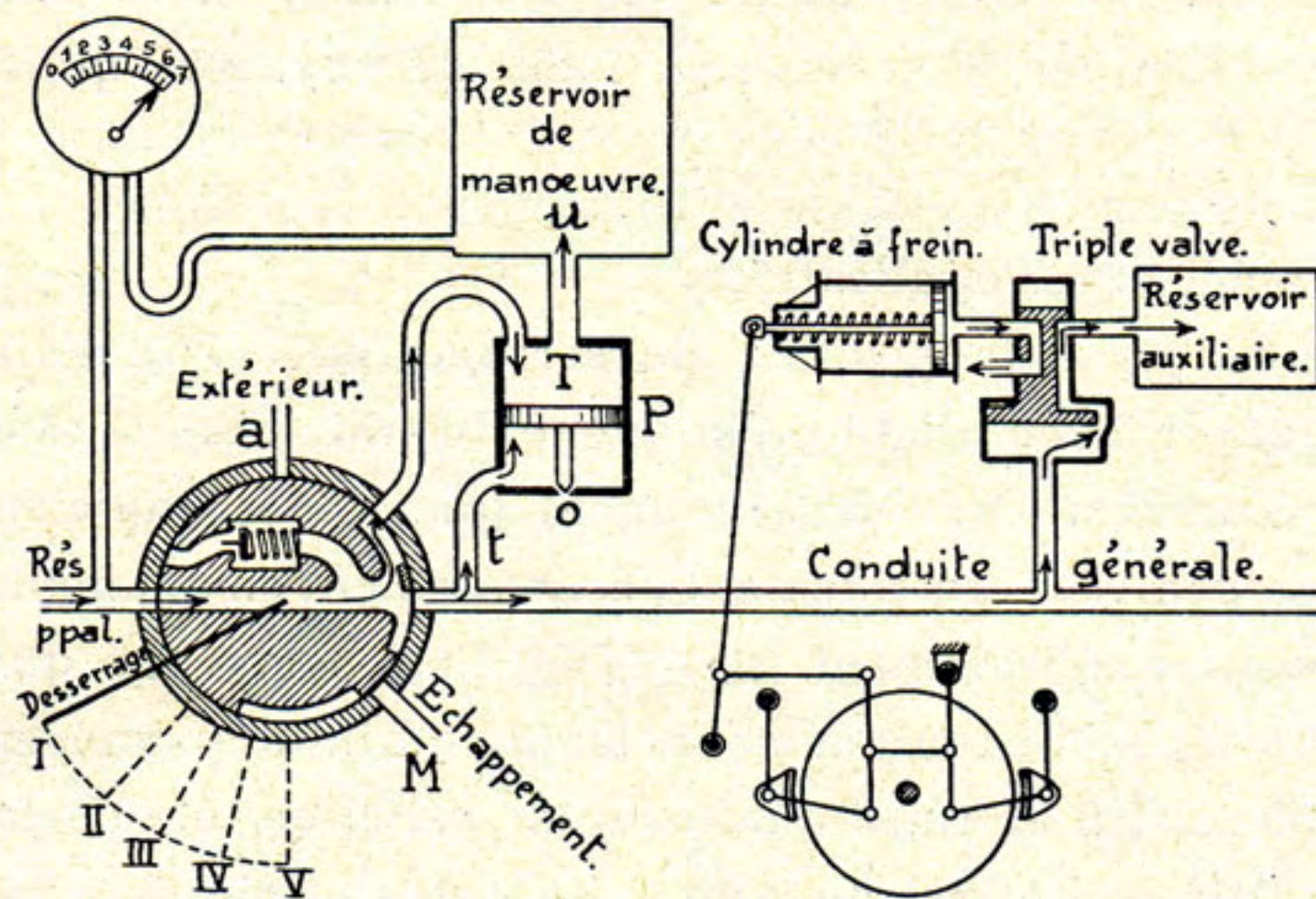


Fig. 178. — Desserrage des freins.

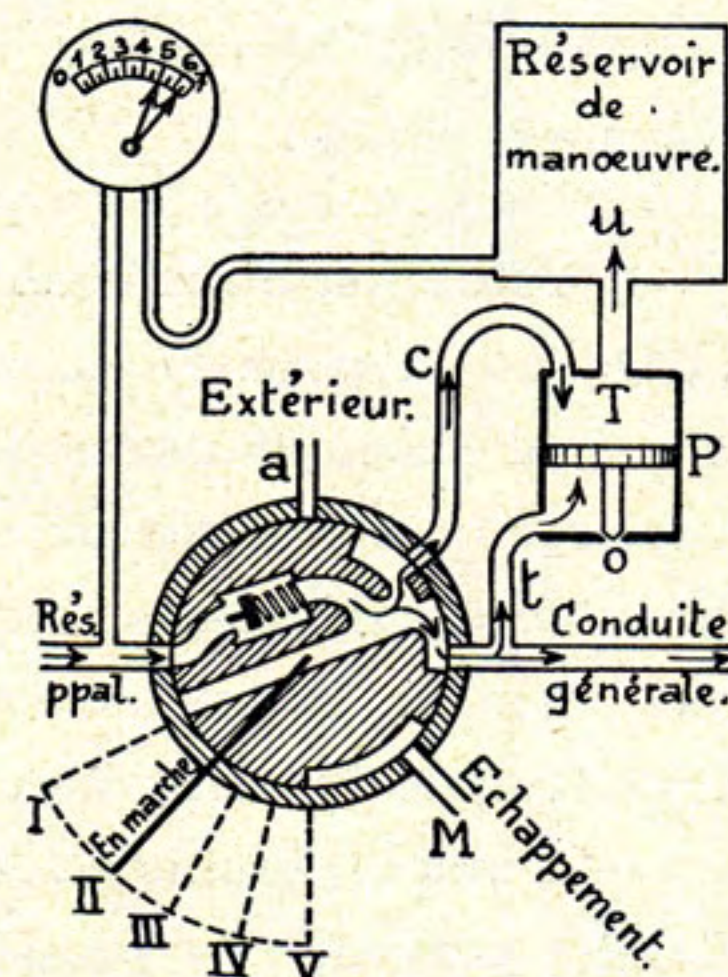


Fig. 179. — Position normale de marche.

Quand la poignée est dans cette position, l'air comprimé du réservoir principal passe par le robinet du mécanicien et, comme le montrent les flèches, pénètre directement dans la conduite générale. Du même coup, il pénètre sous le piston égalisateur  $P$  par le tuyau  $t$  ; en même temps, par le conduit  $c$ , cet air entre dans la chambre  $T$  et par là, vient remplir le réservoir de manœuvre.

Le piston égalisateur, pressé également sur ses deux faces, descend par son poids et sa tige ferme l'orifice  $o$ .

*La deuxième position, c'est la position normale de marche (fig. 179).*

Dans cette position de la poignée, l'air du réservoir principal ne peut pénétrer dans la conduite générale que par un conduit muni d'une soupape (valve d'alimentation) pressée sur son siège par un ressort qui maintient une différence de pression de  $1\ 1/2$  kg par  $\text{cm}^2$  entre la pression de l'air comprimé du réservoir principal et celle de la conduite générale.

Dans cette deuxième position, la chambre  $T$  reste en communication avec la conduite générale par le robinet du mécanicien, le piston égalisateur est toujours en équilibre de pression sur ses deux faces.



La troisième position ou position neutre (fig. 180).

A ce moment, toutes les communications sont coupées.

La quatrième position sert pour les serrages modérés (serrages ordinaires) (fig. 181), elle met en communication la chambre *T* avec l'extérieur par l'ouverture *a* ; par ce fait, l'air du réservoir de manœuvre *u* s'échappe à l'extérieur comme le montrent les flèches 1 et la pression baisse dans la chambre *T*. Dès ce moment, la pression de la conduite générale l'emportant sur celle de la chambre *T*, soulève le piston égalisateur *P* dont la tige démasque l'orifice *o*, l'air de la conduite générale s'échappe par cette ouverture (flèches 2) et les freins s'appliquent.

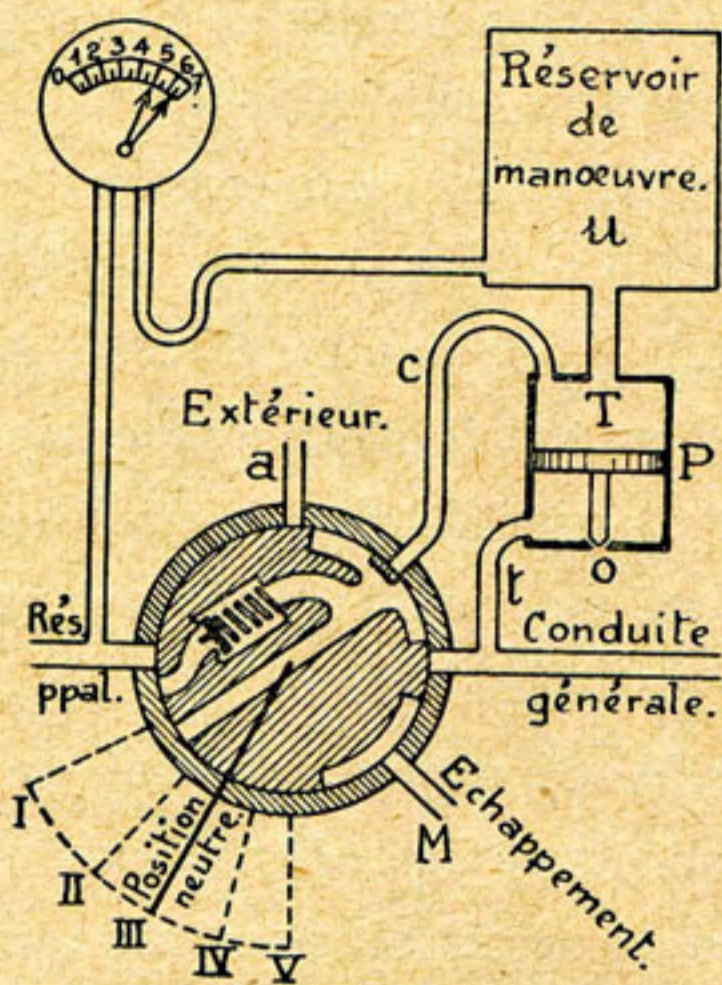


Fig. 180. — Position neutre.

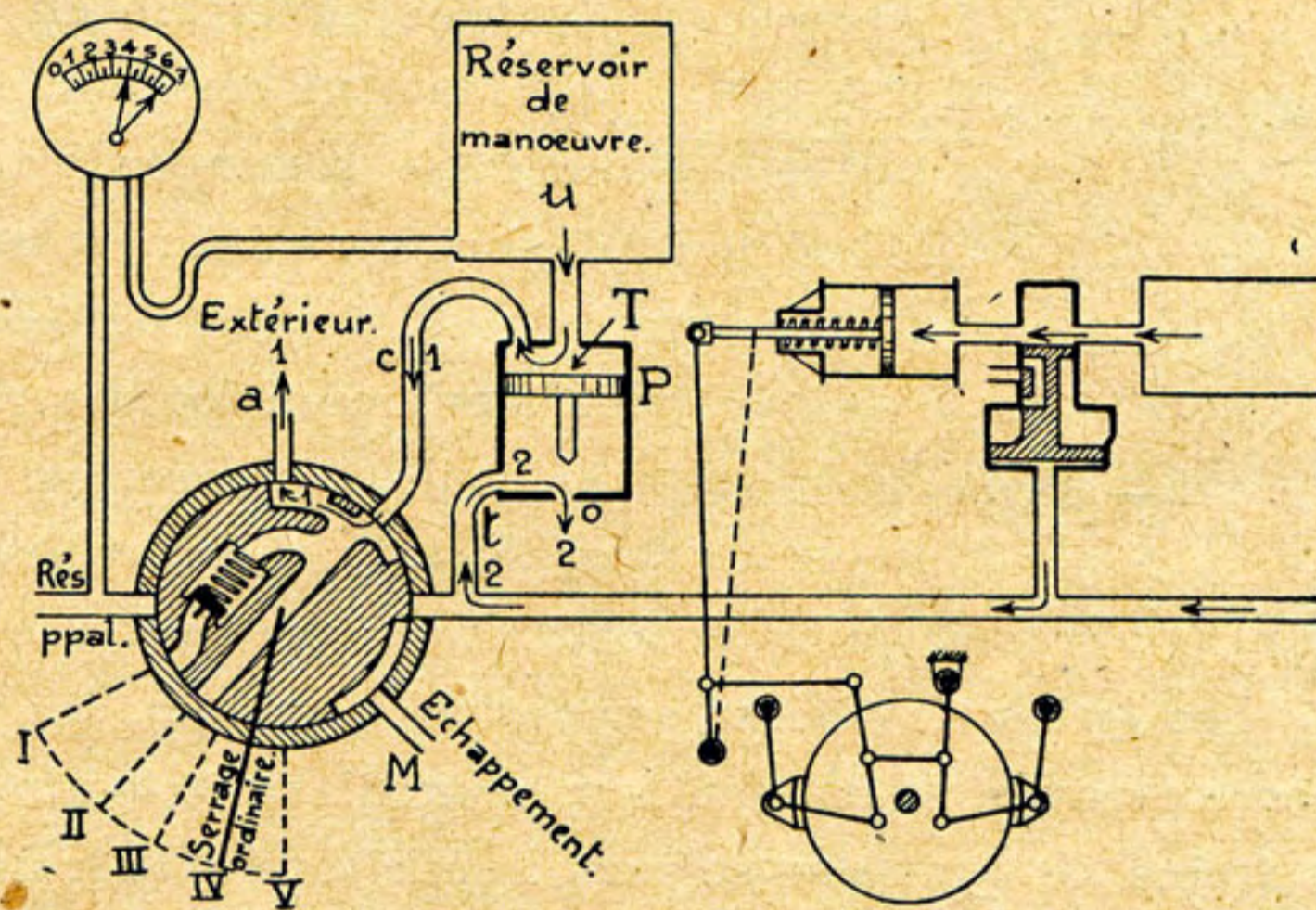


Fig. 181. — Serrage ordinaire.

A présent, si le mécanicien jugeant le freinage suffisant referme son robinet, même brusquement (position III, fig. 180), le piston égalisateur reste levé, c'est-à-dire que l'échappement de la conduite générale continue par *o*, jusqu'à ce que la pression de la conduite générale ait subi la même réduction que celle du réservoir de manœuvre, alors seulement l'échappement *o* se ferme. Cet équilibre de pression ne se produit que graduellement de sorte qu'il n'y a plus aucun danger que les freins de tête se desserrent lors de la fermeture trop rapide du robinet du mécanicien.

*Remarque I.* — En réalité, la chambre *T* n'est pas distincte comme l'indiquent les croquis, elle fait partie du corps du robinet lui-même, seul le réservoir de manœuvre est séparé du robinet.

*Remarque II.* — Il importe de retenir qu'avec le robinet à décharge égalisatrice, l'échappement peut continuer pendant quelque temps (par l'orifice *o*), alors même que la poignée a été replacée dans la position neutre (position III).



La cinquième position correspond aux serrages d'urgence (fig. 182).

Elle fait communiquer la conduite générale directement avec l'air extérieur par une large ouverture *M* ; l'air comprimé de la conduite générale s'échappe avec rapidité et tous les freins sont immédiatement serrés à fond. Les triples valves fonctionnent alors d'une manière spéciale dite « action rapide ».

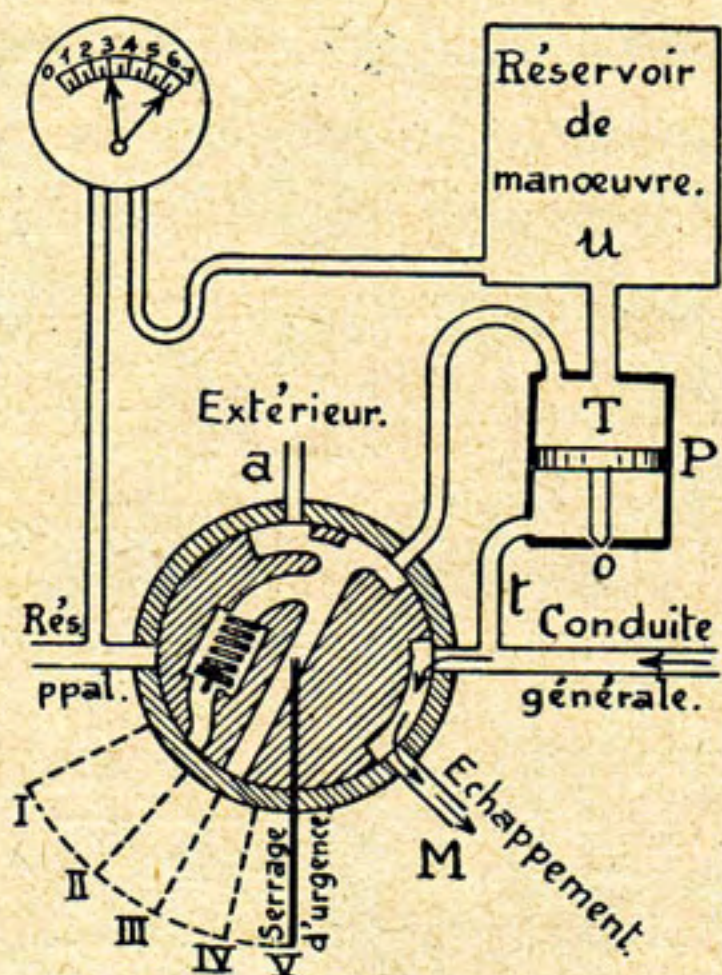


Fig. 182. — Serrage d'urgence.

## 2. Le frein Westinghouse à action rapide.

Lorsque, avec le frein ordinaire, le mécanicien serre les freins, l'air de la conduite générale s'échappe par l'unique ouverture du robinet de commande, il s'ensuit qu'il faut un certain temps pour que la chute de pression se fasse sentir en queue du train et pour que cette dépression soit importante.

Aussi, dans de telles conditions, pour un train de 400 mètres de longueur, par exemple, le frein du dernier véhicule ne se serre-t-il à fond que 13 à 15 secondes après la manœuvre du robinet. Or, en 15 secondes, un

train, non freiné, qui roule à 120 km/h parcourt une distance de 500 m.

Les freins de tête se serrant les premiers, les véhicules de queue, n'étant pas encore enrayés, se massent sur ceux d'avant, les butoirs se compriment, finalement les freins de queue se serrent à leur tour et le train freiné apparaît alors comme un ressort bandé.

Lors du desserrage des freins, les butoirs se détendent, les véhicules de l'arrière reculent alors que, le train se remettant en marche, la locomotive tire sur les véhicules d'avant. Ces mouvements de sens contraire tendent brusquement les attelages et peuvent provoquer des ruptures. Cet inconvénient est naturellement d'autant plus accusé que le train est plus long.

Le principe de l'action rapide consiste à modifier la triple valve de manière :

1°) à multiplier les points d'écoulement de l'air hors de la conduite générale en provoquant un échappement de l'air de celle-ci sous chaque véhicule, la dépression est ainsi plus rapidement forte et, à cause de cela, sa propagation vers l'arrière est beaucoup plus rapide ;

2°) à utiliser cet air qui s'échappe ainsi de la conduite générale sous chaque véhicule en le faisant entrer dans le cylindre de frein du même véhicule *concurrentement* avec l'air du réservoir auxiliaire de manière à hâter le serrage des freins. Par surcroît, il y a économie d'air comprimé.



Il suit de cette double amélioration que le temps de 15 secondes dont il est question plus haut est réduit à 2 secondes et que la distance d'arrêt se réduit à 65 mètres.

Avec un frein équipé à l'action rapide, aussi longtemps que le mécanicien ne produit que de faibles dépressions, la poignée du robinet de commande ne dépassant pas la 4<sup>e</sup> position, le frein fonctionne comme à l'ordinaire, mais, lorsque le mécanicien produit *brusquement* une forte réduction de pression (1 kg environ) en mettant la poignée du robinet de manœuvre dans la 5<sup>e</sup> position pour serrer les freins avec leur maximum d'énergie, il déclenche alors le fonctionnement de l'action rapide de la triple valve.

### 3. Frein Westinghouse direct.

Sur les lignes présentant de longues sections à forte déclivité, certaines compagnies de chemin de fer utilisent le frein direct non automatique dont l'action peut être graduée d'une façon parfaite, tant au serrage qu'au desserrage.

Les schémas des figures 183 à 185 représentent la disposition la plus simple du frein direct. Nous y retrouvons des organes que nous connaissons déjà : la pompe à air *P*, le réservoir principal *R*, le cylindre de frein *C* actionnant la timonerie du frein *T*.

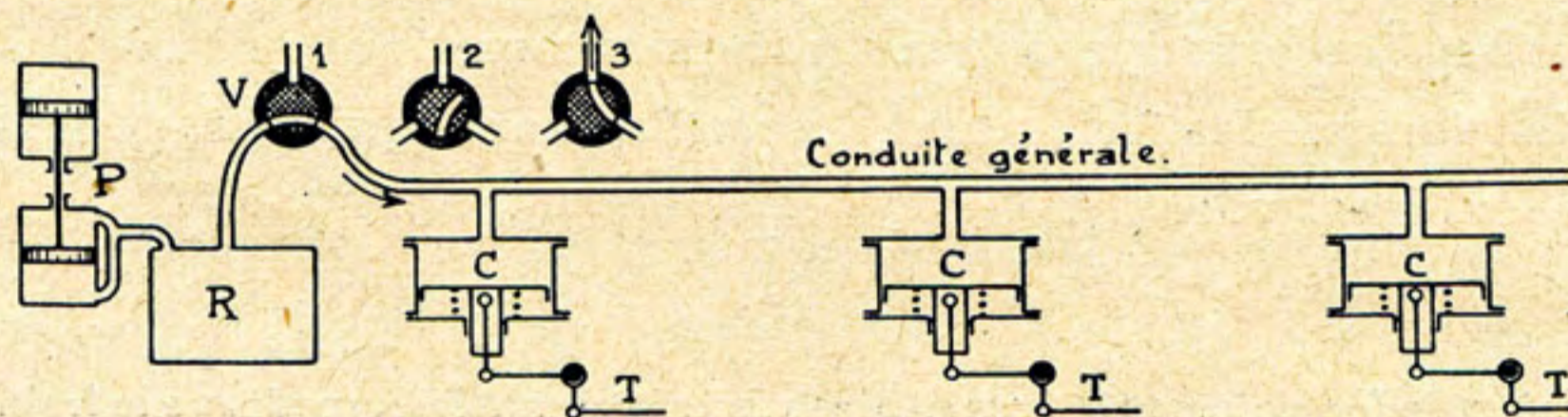


Fig. 183 à 185. — Frein Westinghouse continu direct, non automatique.

L'accès de l'air comprimé au cylindre de frein est réglé au moyen d'un robinet à trois voies *V* qui permet :

- a) d'admettre de l'air comprimé au cylindre de frein, le robinet occupant la position 1 figurée (serrage des freins) ;
- b) de laisser échapper l'air du cylindre de frein dans l'atmosphère, position représentée en 3 (desserrage des freins) (fig. 185) ;
- c) d'intercepter toutes les communications, position intermédiaire ou position neutre représentée en 2 (fig. 184).

Il est évident qu'avec ce dispositif, en admettant de l'air au cylindre de frein ou en le laissant échapper en quantité voulue, on peut régler à *volonté*, avec toute la facilité et toute la précision désirables, l'intensité d'action du frein.



#### 4. Frein double (Westinghouse-Henry).

Lors de la descente des longues pentes, l'usage prolongé des freins épuise les réservoirs auxiliaires des freins automatiques. Pour les recharger, le mécanicien doit, à des moments judicieusement choisis, lâcher momentanément les freins. Pour cela, il met la poignée du robinet dans la 1<sup>re</sup> position et doit l'y laisser assez longtemps pour que la réalimentation des réservoirs auxiliaires soit assurée. Pendant ce temps, le train reprend de la vitesse et l'on peut craindre l'emballement sur la pente.

Par ailleurs, si, lors du freinage, le ralentissement du train est trop prononcé, comme le frein automatique n'est pas modérable au desserrage, le mécanicien doit encore une fois desserrer complètement les freins pour les resserrer ensuite au degré voulu.

La succession de ces serrages et desserrages ne permet pas de donner au train une vitesse uniforme cependant si désirable à tous points de vue. Une vitesse irrégulière rend plus malaisé le maintien de l'horaire, provoque des réactions dans les attelages et favorise le dépassement des signaux en position d'arrêt.

Sur certains réseaux où les profils sont très accidentés ou à très longues pentes, on supplée à la non modérabilité au desserrage du frein Westinghouse automatique en associant à celui-ci un frein direct ; on réalise ainsi le *frein double*. Il faut nécessairement utiliser *deux conduites générales*, une pour chaque système de frein. Il résulte, en effet, du principe même du frein automatique que la conduite générale est sous pression lorsque les freins sont serrés, tandis qu'alors, pour le frein direct, la conduite générale est vide (1).

---

(1) *Les chemins de fer vicinaux belges* utilisent sur leur matériel moderne le frein Westinghouse accéléré du type double :

le frein fonctionne comme frein *direct* sur la voiture motrice et sur les remorques, et, grâce à une seconde conduite générale, il fonctionne en outre comme frein *automatique* sur les remorques.

---



## CHAPITRE III

### Application du frein continu automatique aux trains de marchandises

---

#### 1. Position du problème.

Le fait qui marquera le plus dans l'histoire contemporaine de l'exploitation des chemins de fer, c'est la résolution d'un problème posé depuis bien des années, savoir : l'application du frein continu automatique aux trains de marchandises. Le problème était à la fois d'ordre technique et d'ordre international.

#### A. — D'ordre technique :

1°) A l'encontre des attelages des trains de voyageurs qui sont fortement serrés, ceux des trains de marchandises sont lâches. Le jeu entre les butoirs est *en moyenne* de  $3 \frac{1}{2}$  cm sur l'ensemble du train, ce jeu est utile pour le démarrage, la locomotive des trains de marchandises procédant au démarrage du train wagon par wagon.

2°) La longueur d'un train de voyageurs ne dépasse pas 300 mètres alors que celle d'un train de marchandises de 1.200 tonnes atteint souvent 600 mètres. Il fallait trouver un système de frein qui, *sous la commande unique du mécanicien*, se transmitt d'un véhicule au suivant jusqu'en queue d'un train de soixante wagons, avec une rapidité suffisante pour que le train fût en quelque sorte freiné d'un bloc.

3°) Il fallait que le système de frein permît, tout en gardant au freinage son maximum d'efficacité, de faire varier l'effort de freinage selon que le véhicule était *vide ou chargé*, ce qui n'existe pas au même degré pour les voitures à voyageurs.

En effet :

— une voiture métallique de 3<sup>e</sup> classe de 22 m de longueur du service intérieur offrant 112 places assises, pèse à vide 42 tonnes et à charge 52 tonnes, différence : 10 tonnes sur 42 tonnes, soit 24 %, alors que :

— un wagon à charbon de 25 tonnes de charge utile, pèse à vide 9 tonnes et à charge 34 tonnes, différence : 25 tonnes sur 9 tonnes, soit 280 %.

On peut donc, pour le matériel à voyageurs, baser le freinage sur un pourcentage très élevé du poids total sans pour cela dépasser le poids à vide *et éviter ainsi le calage des roues*, alors que pour un wagon, il saute aux yeux que la chose n'est pas possible sans appropriation du frein habituel.



Par ailleurs, si dans un train de marchandises, un wagon de 25 tonnes vide est suivi ou précédé d'un wagon de 25 tonnes chargé et si, par exemple, le wagon vide est freiné à point, le wagon chargé le sera trop peu, il s'ensuivra pour les deux wagons des ralentissements inégaux et partant des chocs qui provoqueront des désordres dans les chargements, voire des ruptures d'attelages. Ces chocs se produiront d'autant plus facilement que la composition du train sera moins homogène et que les attelages seront moins serrés.

B. — *D'ordre international :*

Les wagons passant d'un réseau sur un autre, il fallait que le frein appliqué aux wagons d'un pays incorporés dans un train d'un autre pays, pût néanmoins être actionné par le mécanicien. Il fallait en outre que tous les pays échangeant des wagons adoptassent en même temps le frein continu, car un wagon non équipé, incorporé dans un train, interrompt la continuité du frein et empêche le freinage automatique intégral.

La 5<sup>me</sup> commission de l'Union internationale de chemin de fer (U. I. C.) a défini les 33 conditions auxquelles le frein continu doit satisfaire pour être admis en service international (1) et le Comité de Gérance de l'U. I. C. a décidé que l'équipement du matériel à marchandises devait être terminé pour le 31 décembre 1933.

Il résulte de l'étude qui en a été faite et des essais auxquels ils ont été soumis que les freins ci-après remplissent les 33 conditions fixées et sont par suite susceptibles d'être admis, soit seuls, soit en mélange, sur les wagons à marchandises en trafic international : freins Westinghouse (présenté par la France), Kunze-Knorr (Allemagne), Hildebrand-Knorr (Allemagne), Drotshammer (Suisse), Božić (Yougoslavie), Hardy (Autriche), Bréda (Italie) (2).

Pour la Société Nationale des chemins de fer belges, qui a adopté le frein Westinghouse, la dépense fut de l'ordre de 400 millions de francs. Ce travail, portant sur un effectif de 120.000 wagons, nécessitait pour être mené à bien dans les délais impartis, une organisation bien étudiée. On eut recours au travail à la chaîne, permettant à trente-quatre ouvriers par chaîne d'équiper complètement en huit heures vingt-quatre wagons de leurs organes de frein.

L'équipement des wagons au frein continu a permis la suppression des 3.000 agents desservant auparavant les wagons équipés au frein à vis.

\*  
\* \* \*

---

(1) Fiche n° B 1 du 1<sup>er</sup> janvier 1935.

(2) Fiche n° B 2 du 1<sup>er</sup> janvier 1938.

Fiche n° B 7 du 1<sup>er</sup> janvier 1939.



Ce qui distingue surtout le frein continu pour trains de marchandises du frein continu pour trains de voyageurs, c'est la différence dans la rapidité d'action des deux freins tant au serrage qu'au desserrage. Dans le frein pour trains de voyageurs, l'effort final de freinage s'établit dans les cylindres de frein au bout de 5 à 6 *secondes*, tandis que dans le frein pour trains de marchandises, ce temps est, en moyenne, de 45 *secondes*. Il en est de même au desserrage.

Dans un train de marchandises, il n'est pas nécessaire que *tous* les wagons soient freinés, cela dépend du profil des voies ; il suffit qu'un certain nombre de wagons soient équipés du frein complet (c'est-à-dire soient pourvus d'un cylindre de frein, d'un réservoir auxiliaire et d'une triple valve) ; les autres wagons ne possèdent que la conduite générale (1) indispensable pour assurer la continuité du frein d'un bout à l'autre du train. A la S. N. C. B., 50 % des wagons seulement sont équipés du frein complet.

**2. Freinage de la tare seule. — Freinage de la tare et de la charge.**

L'équipement des wagons munis du frein complet, présente *deux variantes* :

1°) Les wagons dont l'équipement de frein est prévu pour freiner la *tare seule* du wagon, que le wagon soit vide ou qu'il soit partiellement chargé.

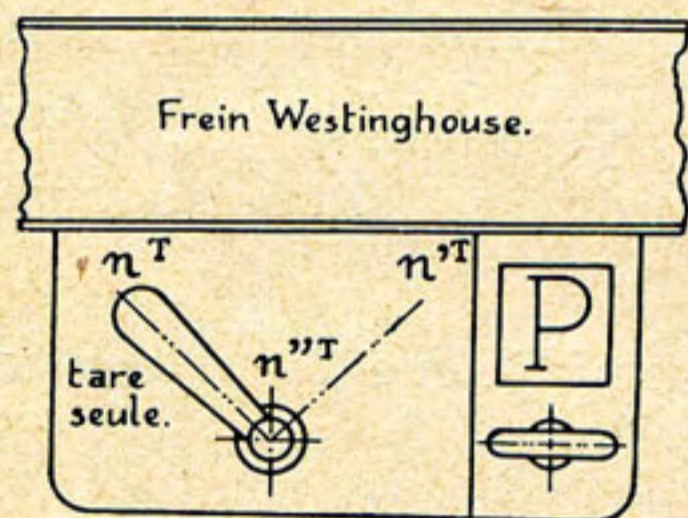


Fig. 186. —  $n$  = nombre de tonnes-frein pour lequel le wagon compte, l'inverseur étant dans la position « vide » à gauche.

2°) Les wagons pour lesquels *deux régimes de freinage* sont prévus selon que le wagon est vide ou chargé. Pour cela l'équipement de frein est agencé de telle manière que l'on puisse freiner *la tare seule* quand le wagon est vide ou quand son chargement n'atteint pas un certain *taux* ou bien que l'on puisse freiner *la charge en plus de la tare* quand le chargement du wagon atteint ou dépasse le *taux* prévu.

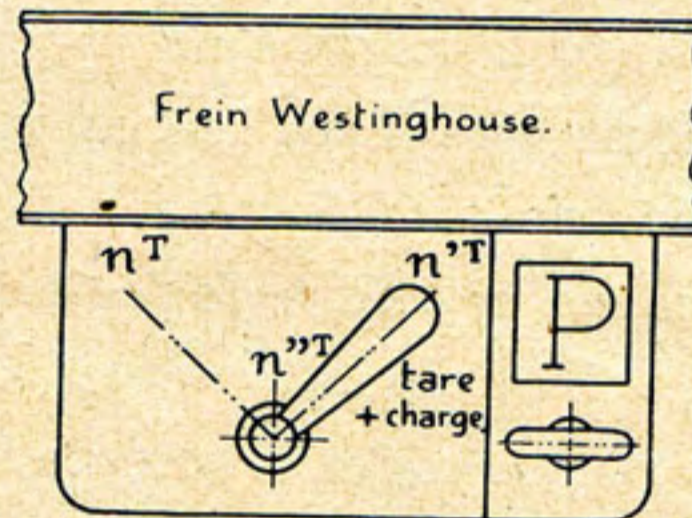


Fig. 187. —  $n'$  = nombre de tonnes-frein pour lequel le wagon compte, l'inverseur étant dans la position « chargé » à droite.  
 $n''$  = tonnage à partir duquel l'inverseur doit être incliné à droite.

Les wagons équipés pour freiner à volonté la tare seule ou bien la tare plus le chargement, portent sous chacun des longerons du wagon, une poignée appelée *inverseur* qui actionne un axe horizontal en relation avec la triple valve (fig. 186 et 187).

(1) Appelée, dans ce cas, *conduite blanche*.



La poignée de l'inverseur inclinée à *gauche* (position : vide) correspond au freinage de la tare seule ; quand elle est inclinée à *droite* (position : chargé), elle correspond au freinage de la tare et du chargement.

a) *1<sup>er</sup> régime : Freinage de la tare seule.* — Dans ce cas, le serrage des freins s'opère en deux phases :

— une première phase pendant laquelle l'air comprimé du réservoir auxiliaire entre *rapidement* dans le cylindre de frein à l'intervention de la triple valve. En procédant ainsi, on effectue un premier freinage qui limite la pression sur les sabots de frein à 20 % au plus de la pression maximum ;

— une deuxième phase pendant laquelle l'arrivée de l'air comprimé dans le cylindre de frein est *ralentie* jusqu'à atteindre néanmoins le serrage maximum du frein. Celui-ci est réalisé en 25 à 60 secondes selon que la course du piston du cylindre de frein est minimum ou maximum.

On procède de cette manière pour éviter que des réactions se produisent dans les attelages en cas de freinage très rapide de wagons inégalement freinés (wagons vides, wagons chargés, wagons freinés inégalement répartis dans le train, courses inégales du piston des cylindres de frein).

Les wagons toujours freinés à la tare seule (voir 1<sup>o</sup> ci-dessus) ne sont naturellement pas munis d'inverseur.

b) *2<sup>e</sup> régime : Freinage de la tare et de la charge.* — Le fonctionnement est le même que dans le cas du freinage de la tare seule, mais, par suite de la position *renversée* de l'inverseur, pendant la seconde phase, l'air comprimé est admis dans un *second cylindre de frein*.

L'intervention de ce second cylindre sur la timonerie du frein permet d'augmenter la pression des sabots de frein sur les bandages.

*Remarque.* — On ne freine jamais la totalité de la tare ni la totalité de la charge pour éviter le calage des roues.

### 3. Modérabilité au desserrage. — Dispositif Plaine-Montagne.

*Le frein Westinghouse automatique n'est pas modérable au desserrage*, cela ne présente aucun inconvénient pour le réseau belge dont les sections de lignes en forte pente ne sont pas très longues (1). Mais les wagons belges sont appelés à circuler sur les réseaux étrangers dont certains présentent des pentes très fortes et très longues, il est alors nécessaire de remédier au manque de modérabilité du frein Westinghouse automatique. C'est pourquoi, on a imaginé le dispositif « *Plaine-Montagne* » qui a

---

(1) Exception faite pour les lignes Ans à Liège, Battice à Angleur et Gouvy à Vielsalm (sens indiqués).



pour effet de *retarder* considérablement le desserrage des freins sur les lignes fortement accidentées.

*En plaine* et sur les lignes en pentes inférieures ou égales à 20 mm/m, le desserrage des freins c'est-à-dire l'évacuation de l'air comprimé du cylindre de frein se fait par *deux orifices* à l'intervention de la triple valve, tandis que, *en montagne* (pentes supérieures à 20 mm/m), *il n'y a plus qu'un seul orifice d'évacuation de l'air comprimé du cylindre de frein*, d'où retardement du desserrage.

Avec la poignée sur « Plaine », les sabots de frein sont décollés lors du desserrage après au moins *25 secondes* et au plus après *60 secondes* ; tandis que, avec la poignée sur « Montagne », ces temps sont respectivement de *45* et *110 secondes*.

Une *poignée horizontale* visible sur les fig. 186 et 187, est placée sous le longeron et commande le dispositif de retardement de l'échappement appliqué à la triple valve.

Il faut tirer la poignée à soi pour placer l'échappement dans la position « Montagne » ; il faut la repousser pour rétablir l'échappement normal « Plaine ».

Lorsque la poignée est dans sa position normale, la lettre *P* (Plaine) est visible au-dessus de la poignée. Dans la position « Montagne », un voyant, portant la lettre *M*, vient recouvrir la lettre *P*.

Il suit de ce qui précède, qu'en Belgique, la poignée est placée en permanence sur la position « Plaine » (1).

---

(1) Exception faite pour les lignes Ans à Liège, Battice à Angleur et Gouvy à Vielsalm (sens indiqués).

---



**Freins à vide**

(625.254)

**1. Frein à vide continu et direct.**

Considérons un cylindre déformable *C* constitué, par exemple, de deux plateaux en acier 1 et 2, réunis par une membrane en cuir plissée en forme d'accordéon (fig. 188).

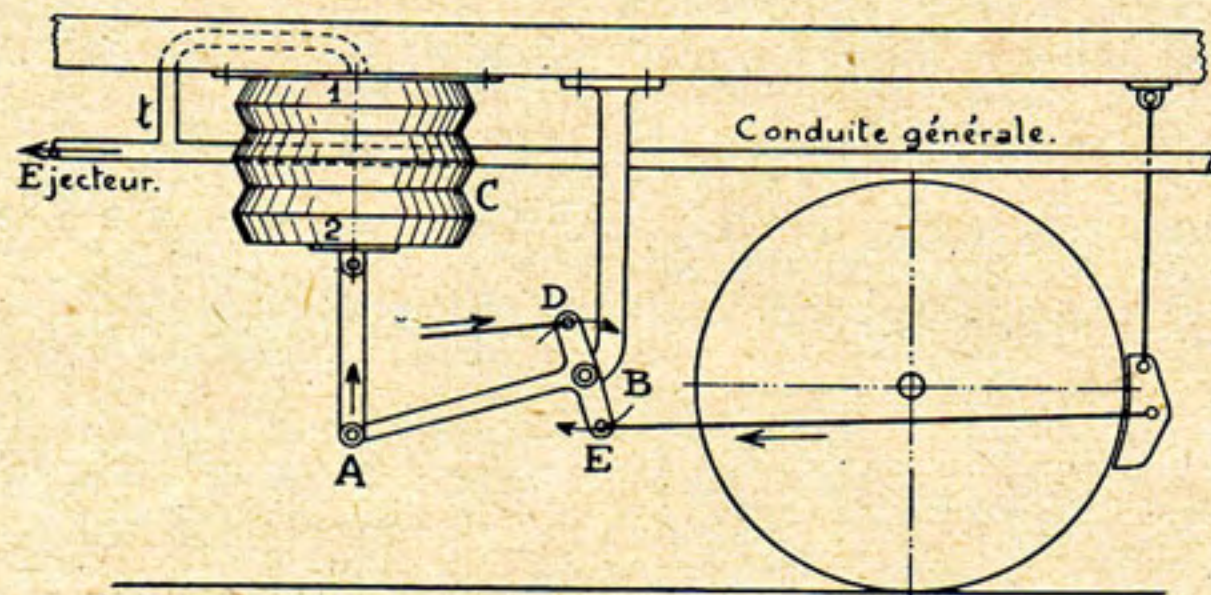


Fig. 188. — Principe du frein à vide.

Fixons le plateau supérieur au châssis d'un véhicule et relient la timonerie du frein au plateau inférieur.

Si, au moyen d'un éjecteur, nous faisons le vide dans ce cylindre, le plateau inférieur soumis à la pression atmosphérique extérieure viendra se coller contre le plateau supérieur, la timonerie sera entraînée par le plateau et les freins s'appliqueront.

Si nous laissons rentrer l'air dans le cylindre de frein, le plateau inférieur, sollicité par son poids et celui de la tige, redescendra et les freins se lâcheront.

Dans un frein de ce genre, *la pression motrice est donc la pression atmosphérique*, elle agira avec d'autant plus de force que le vide produit dans le cylindre aura été poussé plus loin.

Nous pouvons concevoir un cylindre de frein de ce genre monté sur chaque véhicule d'un train, (fig. 189), chaque cylindre étant en communication par son tuyau *t* avec une conduite générale, la conduite générale aboutissant à un éjecteur monté sur la locomotive ;

nous aurons ainsi réalisé un *frein continu à vide*, c'est sous cette forme qu'il fut construit pour la première fois par *Smith*, en 1872.

*Ce frein est-il automatique ?*

Non, puisque le desserrage correspond à une rentrée d'air ; lorsqu'une rupture d'attelage se produit, l'air rentre dans la conduite générale et les freins se lâchent s'ils

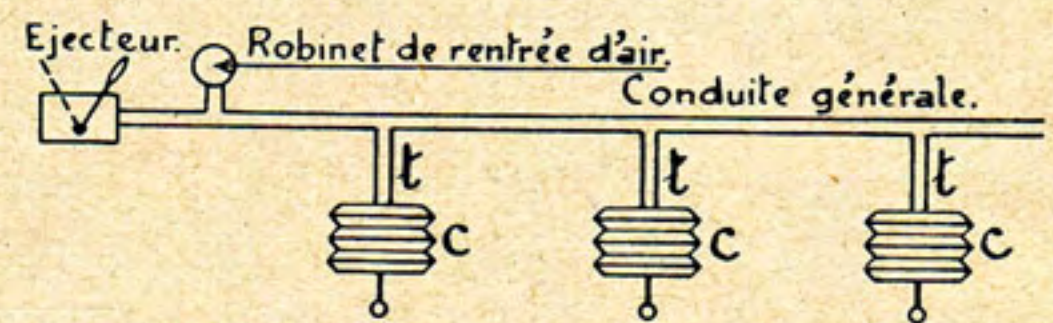


Fig. 189. — Frein à vide continu et direct, non automatique.



sont appliqués à ce moment ; ils ne serrent pas s'ils sont lâchés ; c'est un *frein direct*, le vide étant produit au moment de servir.

Plus tard, le frein *Smith* fut modifié par *Hardy*.

Ce frein à vide, tout comme le frein direct à air comprimé, est *modérable* tant au serrage qu'au desserrage.

En effet, *au serrage*, en augmentant graduellement le vide dans la conduite générale, on augmentera à volonté, depuis zéro jusqu'au maximum, la pression sur les blocs de frein. En sens inverse, *au desserrage*, en laissant rentrer l'air en plus ou moins grande quantité dans la conduite générale, les freins se desserreront au degré désiré.

## 2. Frein à vide continu et automatique.

Pour réaliser l'automatisme, il fallait que le vide existât à l'état permanent sur chaque véhicule et, par conséquent, *il fallait pourvoir chaque véhicule d'un réservoir de vide*, c'est ce que fit, vers 1880, la « Compagnie du frein à vide ».

En principe, le frein à vide automatique « Clayton » est construit comme suit :

Un grand réservoir *AB*, (fig. 190), constitue le *réservoir de vide*, il renferme le cylindre de frein ouvert par le dessus et dans lequel se déplace un piston *P* dont la tige commande la timonerie. Le réservoir de vide et le cylindre de frein communi-

quent avec la conduite générale par les conduits *a* et *b*. Dès lors, si un éjecteur placé sur la locomotive aspire l'air de la

conduite générale, le vide se fait tout ensemble dans le réservoir de vide, au-dessus et au-dessous du piston du cylindre de frein. Le piston, en équilibre de pression sur ses deux faces, descend en vertu de son propre poids et les freins sont lâchés.

Une soupape *s*, placée sur le conduit *a*, permet la sortie de l'air hors du réservoir de vide mais n'y permet pas sa rentrée. Il s'ensuit que pour serrer les freins, il suffit de laisser rentrer l'air extérieur dans la conduite générale, cet air, repoussant la soupape *s* sur son siège, ne peut passer dans le réservoir de vide mais il pénètre librement sous le piston par le conduit *b*, (fig. 191), le piston, soulevé par la pression atmosphérique, entraîne la timonerie et les freins se serrent.

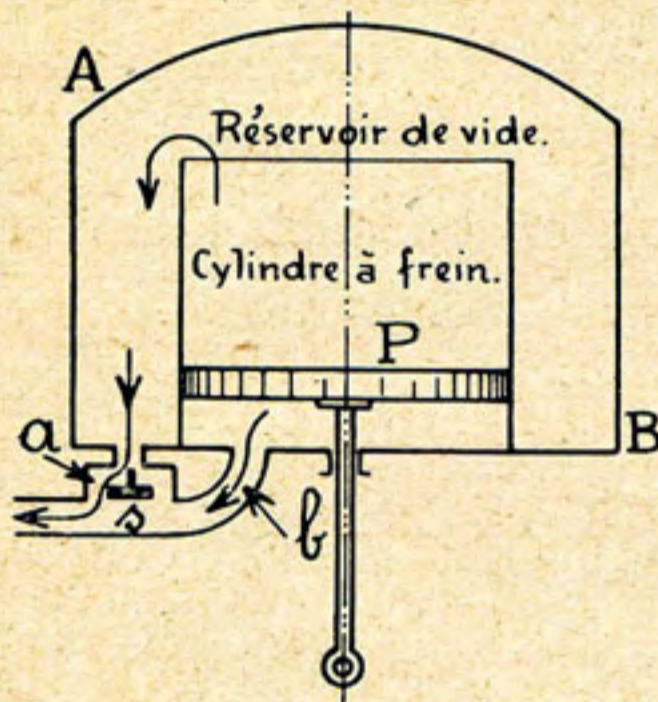


Fig. 190. — Frein à vide continu et automatique « Clayton » — Desserrage des freins.

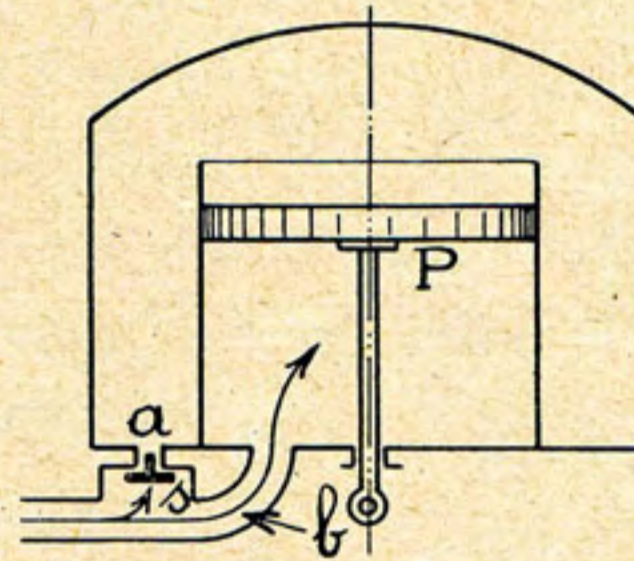


Fig. 191. — Frein à vide continu et automatique « Clayton » — Serrage des freins.



Survienne une rupture d'attelage, l'air atmosphérique rentre dans les deux tronçons de la conduite générale, les deux parties du train se bloquent et restent sur place.

Les freins se serreraient de même en cas de rentrées d'air par la conduite générale ou par le bourrage de la tige du piston. L'automaticité est donc bien assurée.

Le vide réalisé varie entre 45 et 50 centimètres de mercure alors que le vide absolu correspond à 76 centimètres de mercure.

### 3. Frein à vide automatique à action rapide.

Le frein à vide automatique décrit ci-dessus a été perfectionné par l'adoption d'une *valve à action rapide*.

Lors d'une rentrée importante d'air dans la conduite générale, ce qui se produit dans le cas d'un serrage d'urgence, cette valve à action rapide fonctionne et met les cylindres de frein *directement* en communication avec l'atmosphère.

### 4. Modérabilité.

A la différence du frein Westinghouse automatique qui n'est modérable qu'au serrage, le frein à vide automatique est modérable tant au desserrage qu'au serrage.

On peut, en effet, quand les freins sont appliqués, faire le vide graduellement et partant desserrer graduellement.

En outre, on peut après un léger desserrage refaire immédiatement un serrage modéré ou d'urgence sans qu'il soit besoin de desserrer *complètement*.

Ce sont là deux des avantages principaux des freins à vide.

### 5. Comparaison entre le frein automatique à air comprimé et le frein automatique à vide.

Le frein à vide est modérable au serrage et au desserrage alors que le frein Westinghouse n'est modérable qu'au serrage.

Le frein à vide permet encore de faire, sans inconvénient, suivre immédiatement un desserrage par un serrage.

En cas de déchirure légère d'un boyau d'accouplement, il n'en résulte pas qu'on doive immédiatement remplacer ce boyau, la pression atmosphérique extérieure agissant pour rapprocher les lèvres de la fissure.

Le frein à vide possède enfin une vitesse de propagation supérieure à celle du frein à air comprimé. L'air raréfié étant moins dense que l'air comprimé, la vitesse de propagation du freinage est d'environ 360 mètres par seconde dans les conduites du frein à vide automatique à action rapide et de 150 mètres par seconde seulement dans les conduites du frein à air comprimé à action rapide.



Par contre, l'équipement du frein à vide comporte davantage l'emploi de matières organiquement périssables, comme le cuir et le caoutchouc, circonstances qui augmentent les risques d'avaries.

En outre, dans le frein à vide, le vide produit ne dépasse guère 52 centimètres de mercure ce qui correspond à une pression motrice de  $1033 \text{ gr} \times \frac{52 \text{ cm}}{76 \text{ cm}} = 706 \text{ gr par cm}^2$ , alors que la pression dans le réservoir auxiliaire du frein à air comprimé peut atteindre 5 kg/cm<sup>2</sup>. Il s'ensuit que, toutes choses égales, le diamètre du piston du cylindre du frein à vide doit être beaucoup plus grand. Il peut en résulter des difficultés d'installation, surtout sur les locomotives.

Les freins à air comprimé sont d'un usage général en Europe continentale et en Amérique ; les freins à vide sont surtout employés en Angleterre, dans les Indes et au Congo belge.



## CHAPITRE V

### Freins électriques — Freins électromagnétiques

---

#### 1. Freins électriques.

L'électricité n'a pas donné jusqu'ici, en matière de freins, les résultats qu'on croirait pouvoir en attendre.

Des essais ont été tentés, mais l'expérience a prouvé que si, en faveur du frein électrique, on pouvait faire valoir son instantanéité d'action, par contre les freins pneumatiques (à air comprimé ou à vide) lui sont supérieurs en ce qui concerne la sûreté du fonctionnement et les facilités d'entretien. En outre, sous la dernière forme expérimentée (frein Achard, dernier modèle), le frein électrique n'était pas automatique.

Pour rendre automatique le frein électrique, il faudrait monter *sur chaque véhicule* des accumulateurs électriques qui constitueraient le réservoir d'énergie analogue au réservoir auxiliaire des freins pneumatiques. Or les accumulateurs, dans leur état actuel, seraient assez lourds, devraient être fréquemment rechargés et réclameraient un entretien assujettissant.

#### 2. Freins électromagnétiques.

Les grandes vitesses aujourd'hui réalisées exigent des freins de plus en plus puissants, mais nous verrons (page 199) que l'action du frein *sur les roues* est rapidement limitée par l'adhérence des bandages sur les rails, adhérence qui fixe une valeur maximum au-delà de laquelle les roues patinent. Il est donc intéressant d'obtenir des décélérations plus grandes *en superposant* aux efforts de freinage s'exerçant sur les roues, un freinage indépendant de l'adhérence. C'est ce que réalise le frein électromagnétique *sur rail*.

Le frein électromagnétique a été construit sous deux formes :

a) *Le frein électromagnétique à patin*. — Il se compose d'un ou plusieurs groupes de deux électro-aimants qui, lorsqu'ils sont excités, *s'appliquent sur la table de roulement du rail* par l'intermédiaire de *semelles* avec une force variant de 2.000 à 10.000 kg.

Le mouvement du véhicule oblige les patins à frotter sur le rail et cet effort de frottement réduit la vitesse du véhicule.



Des précautions spéciales doivent être prises sur les lignes utilisant le block automatique à courant continu parce que le mouvement de patins bipolaires sur un rail engendre par induction, dans la masse du rail, des forces électromotrices dont la résultante continue dans le sens du rail peut atteindre  $1/2$  volt, alors que certains relais s'excitent normalement sous une tension inférieure.

b) *Le booster électromagnétique (sans patin)*. — Un châssis, portant des électroaimants, repose directement sur les boîtes à huile et par conséquent à une distance invariable du rail.

L'entrefer entre les pôles des aimants et le rail est d'environ 8 mm.

Les électros excités augmentent la pression  $P$  sur les rails d'environ 30 %. Sans augmenter la masse, on obtient le même effet que si le poids était augmenté. Cette circonstance permet d'accroître l'effort de freinage  $Q$  sans provoquer le calage des roues.

Avec une automotrice roulant à 85 km/h et pesant 34 tonnes, on a obtenu les distances d'arrêt ci-après :

- avec le booster électromagnétique seul : 265 m.
  - avec le frein à air comprimé seul : 230 m.
  - avec les deux freins agissant ensemble : 157 m.
-



## Frein à contre-vapeur

En cas de danger grave et imprévu, le mécanicien, pour obtenir l'arrêt sur la plus courte distance possible, procède non seulement à un serrage d'urgence qui déclenche l'action rapide du frein mais, en outre, il renverse la vapeur, c'est-à-dire que, disposant le levier de changement de marche à fond pour la marche arrière, il rouvre le régulateur en grand, c'est la marche à contre-vapeur.

Les éléments de la distribution et le mouvement des tiroirs sont identiques à ce qu'ils seraient si la machine marchait en arrière ; nous devons donc considérer que,

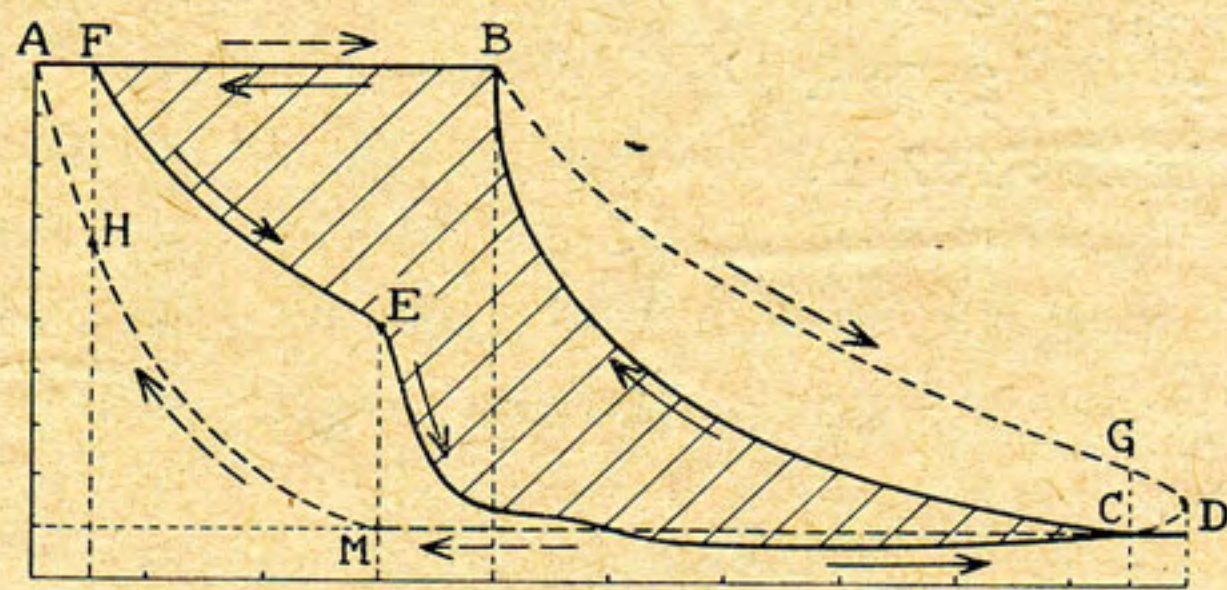


Fig. 192. — Frein à contre-vapeur.

seul, le mouvement du piston continue à correspondre à la marche en avant et, par conséquent, lire le diagramme (fig. 192) en sens contraire. Au lieu de considérer le parcours *ABCDEF*, nous envisagerons les périodes successives *AFEDCBA*.

Pendant la période *AF* qui correspondait à l'avance à l'admission en marche directe, la vapeur admise

presse sur le piston de façon à accélérer le mouvement. Cette phase ne dure pas longtemps car la lumière se ferme bientôt.

De *F* en *E*, c'est la période correspondant à la compression en marche normale ; les lumières sont fermées, la vapeur contenue dans le cylindre se détend, poussant toujours le piston en avant, mais, peu après, le cylindre est mis en communication avec l'échappement, de *E* en *D* ; à ce moment, le peu de vapeur détendue qui se trouve dans le cylindre s'échappe ; la durée de cet échappement est très courte et, comme le piston avance toujours, il fait le vide derrière lui, il se produit donc une aspiration dans le conduit d'échappement et, par là, dans la boîte à fumée. Le piston achève sa course alors que le cylindre est toujours en communication avec l'échappement. Pendant cette course (sauf à la fin), l'effort développé sur le piston a été légèrement moteur.



Au début de la *course de retour, de D en C*, le cylindre reste en communication avec l'échappement, le piston refoule à faible vitesse dans la décharge une partie des gaz aspirés pendant la course d'aller ; mais bientôt la lumière se ferme, les gaz qui restent dans le cylindre sont comprimés et *ainsi, de C en B, commence une phase réellement retardatrice.*

Enfin, pendant la période correspondant à l'admission en marche normale, c'est-à-dire *de B en A*, la lumière se rouvre et la vapeur vive est admise dans le cylindre, elle s'oppose alors avec toute sa pleine pression au mouvement du piston, celui-ci la refoule avec les gaz comprimés dans la boîte de distribution et de là, dans la chaudière.

L'examen du diagramme montre que le travail résistant en contre-vapeur est moindre que le travail moteur développé en marche directe pour le même cran d'admission.

Avant l'application, *en 1933*, du frein continu automatique aux trains de marchandises, la contre-vapeur était couramment utilisée sur les locomotives à marchandises pour éviter l'emballement des trains sur les longues et fortes pentes. Son emploi exigeait alors certaines précautions tant pour éviter des avaries aux pistons, aux cylindres et aux couvercles de cylindre que pour obtenir un diagramme résistant satisfaisant (1).

Remarquons que la contre-vapeur est limitée au seul pouvoir adhérent des essieux moteurs et accouplés de la locomotive alors que le frein continu peut agir sur tous les essieux de la locomotive, du tender et des wagons qui sont équipés du frein complet (cylindre à frein, réservoir auxiliaire et triple valve).

---

(1) La locomotive par U. Lamalle et F. Legein — 3<sup>e</sup> édition — page 417.



**Théorie du freinage**

(625.251)

**1. Généralités.**

Les freins doivent annihiler la force vive du train dans le moindre temps ou mieux sur le moindre parcours possible.

Un train de voyageurs de 250 tonnes roulant à 140 km/h (39 m/sec) est animé d'une force vive de

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{250.000 \times 39^2}{9,81 \times 2} = 19.300.000 \text{ kgm.}$$

Or, pour pouvoir l'annihiler en 30 sec, par exemple, il faut développer pendant ce temps un travail uniforme de

$$\frac{19.300.000}{30} = 643.000 \text{ kgm/sec soit } 8.600 \text{ CV.}$$

Le temps qui figure au dénominateur montre combien serait utopique l'idée d'un frein instantané qui supposerait l'intervention d'une puissance infinie.

Pour ralentir le mouvement d'un train, il faut recourir à l'action d'une force extérieure, la réaction du rail, qui développe un travail résistant s'ajoutant aux résistances normales du train.

Lorsque, par le moyen d'un frein quelconque, on presse *un sabot* contre la roue d'un véhicule ou sur un tambour fixé sur l'essieu ou encore quand on presse *un patin* contre le rail, c'est la réaction du rail qui force la roue à tourner malgré la pression du sabot ou bien, dans le cas d'une roue calée ou d'un patin, leur fait produire un travail de frottement par glissement.

Exception faite du frein à contre-vapeur, c'est au frottement que l'on fait appel pour transformer en travail de frottement, c'est-à-dire en usure de matières dures et en chaleur, la force vive du train.

**2. Expériences de Douglas Galton. — Lois du frottement.**

C'est en 1878/1879, au cours d'essais avec un wagon approprié, que le capitaine anglais *Douglas Galton* a dégagé les lois du frottement en matière de freinage, lois que des expériences plus récentes ont vérifiées.



Soit une roue chargée d'un poids  $P$  et tournant dans le sens de la flèche (fig. 193).

Au moment du freinage, le régulateur de prise de vapeur de la chaudière est fermé, l'effort de traction est nul, mais le train continue à rouler à une vitesse allant en diminuant.

1°) Sous l'action du frein, la pression  $Q$  sur le sabot détermine un effort tangentiel *résistant*

$F = f \cdot Q$  ( $f$  étant le coefficient de frottement des blocs en fonte sur les bandages en acier).

2°) D'autre part, la réaction du rail sur la roue produit au contraire une action tangentielle horizontale

$r = \varphi \cdot P$  qui tend à faire tourner la roue dans le sens de la marche du train. ( $\varphi$  étant le coefficient d'adhérence).

Ces deux efforts  $f \cdot Q$  et  $\varphi \cdot P$  doivent constamment se faire équilibre ; au fur et à mesure que la pression  $Q$  croît,  $\varphi P$  augmente. Comme  $P$  est constant, le coefficient  $\varphi$  augmente.

3°) Si la roue se cale et si  $f'$  est le coefficient de frottement du bandage en acier, glissant sur le rail en acier, l'effort tangentiel devient

$$r' = f' \cdot P.$$

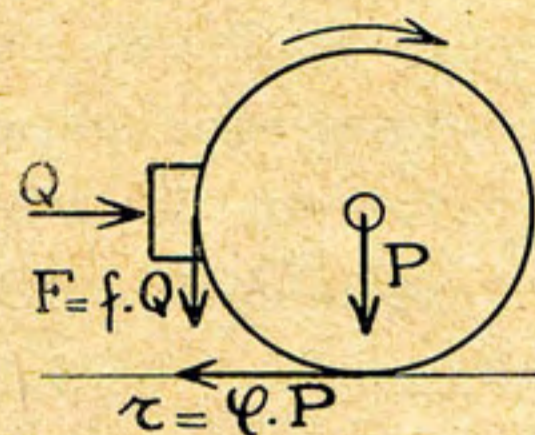


Fig. 193.

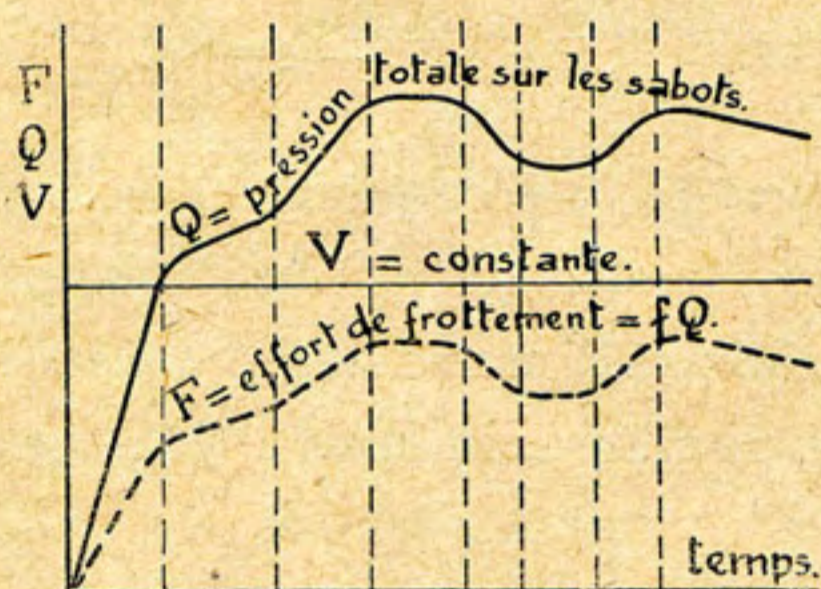


Fig. 194. — 1<sup>re</sup> loi.

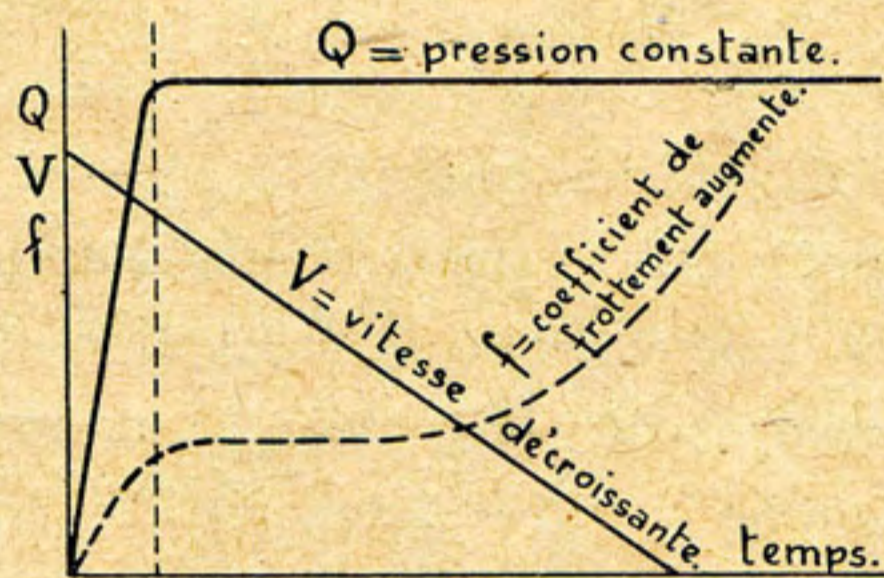


Fig. 195. — 2<sup>me</sup> loi.

1<sup>re</sup> loi. — Sous vitesse  $v$  (1) maintenue constante malgré l'action retardatrice des freins (fig. 194), le frottement  $F = f \cdot Q$  varie dans le même sens que la pression  $Q$  exercée sur les blocs de frein. En d'autres termes, les sinuosités de la courbe du frottement suivent les variations de la pression sur les blocs.

2<sup>me</sup> loi. — Lorsque la pression  $Q$  sur les blocs de frein reste constante (fig. 195), le coefficient de frottement  $f$  augmente lorsque la vitesse relative des surfaces en contact diminue et inversement, il diminue quand la vitesse augmente.

(1) Il s'agit de la vitesse périphérique de la roue freinée, elle est égale à celle du train aussi longtemps qu'il n'y a pas glissement, c'est-à-dire aussi longtemps que le point de contact de la roue et du rail est centre instantané de rotation.



3<sup>me</sup> loi. — Sous vitesse constante et sous pression constante, le coefficient de frottement  $f$  diminue à mesure qu'augmente le temps d'application de l'effort  $Q$  sur les sabots (dans le cas du frottement de fonte sur acier) (fig. 196).

Cet effet est surtout sensible lorsqu'il s'agit du coefficient de frottement des sabots sur les bandages. La diminution, avec la durée d'application, du coefficient de frottement des bandages *glissant* sur les rails est, au contraire, inappréciable.

Comme le montre la fig. 196, le coefficient de frottement  $f$  tombe, après 20 secondes de 0,182 à 0,099 c'est-à-dire qu'il est réduit sensiblement de moitié. Ces valeurs de  $f$  (de 0,182 à 0,099) correspondent à la vitesse constante de 32,8 km/h (9,1 m/sec).

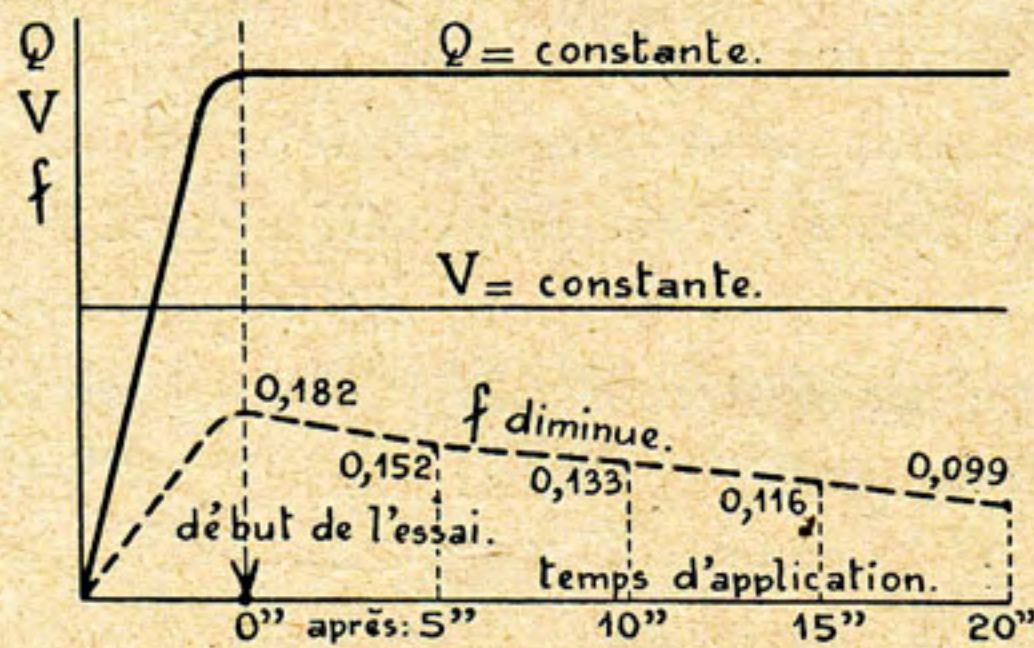


Fig. 196. — 3<sup>me</sup> loi.

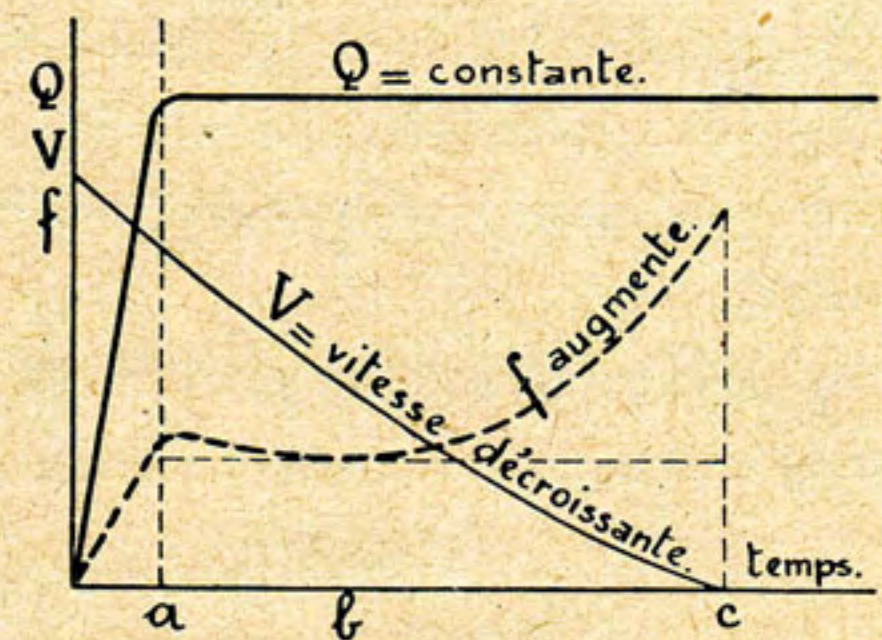


Fig. 197. — 4<sup>me</sup> loi.

4<sup>me</sup> loi. — Sous pression  $Q$  constante, l'influence de la décroissance de la vitesse sur le coefficient de frottement  $f$  l'emporte sur l'influence de la durée d'application (fig. 197). Le coefficient de frottement  $f$  diminue d'abord à cause de la durée d'application, zone  $ab$  (3<sup>me</sup> loi), mais il augmente ensuite rapidement sous l'influence de la diminution de la vitesse, zone  $bc$  (2<sup>me</sup> loi).

\* \* \*

Nous avons vu (2<sup>me</sup> loi) que le coefficient de frottement augmente quand la vitesse diminue, voyons dans quelle mesure.

Deux cas sont à considérer :

1°) le coefficient de frottement  $f$  des sabots en fonte frottant sur les bandages en acier, c'est-à-dire avant calage de la roue ;

2°) le coefficient de frottement  $f'$  des bandages en acier glissant sur les rails en acier, c'est-à-dire après calage de la roue.

En prenant pour abscisses les valeurs de  $f$  et pour ordonnées les vitesses (tableau ci-après), on trouve la courbe  $ADB'$  (fig. 198) représentant les variations du coefficient de frottement avec la décroissance de la vitesse.



Variation du coefficient de frottement $f$ avec la vitesse	
Vitesse en km/h	Sabots en fonte sur bandage d'acier (valeurs moyennes)
96	0,074
88	0,111
80	0,116
72	0,127
64	0,140
56	0,142
48	0,164
40	0,166
32	0,192
24	0,223
16	0,242
12	0,244
Moins de 8 Mouvement	0,273
presque nul	0,330

Variation du coefficient de frottement $f'$ avec la vitesse	
Vitesse en km/h	Bandage d'acier sur rail d'acier
Au moment de l'arrêt	0,242
11	0,088
22	0,072
44	0,070
55	0,065
66	0,057
77	0,040
88	0,038
96	0,027

Le tableau ci-dessus et la figure 198 montrent que lorsque la vitesse décroît de 96 km/h à 24 km/h, par exemple, le coefficient moyen de frottement  $f$  entre sabots et bandages, atteint une valeur triple (0,223 contre 0,074).

Certains auteurs et notamment l'ingénieur des chemins de fer belges *J. Doyen*, ont proposé pour  $f$  et  $f'$  des fonctions linéaires (1). Doyen remplace la courbe  $ADB'$  (fig. 198) par la droite  $AB$  dont l'équation est :

$$f = 0,27 - 0,072 v^{m/sec}$$

et qui,

pour  $V^{km/h} = 0$ , donne  $f = 0,270$  et

pour  $V^{km/h} = 96$ , donne  $f = 0,079$ .

Pour le coefficient  $f'$  (tableau ci-avant), Doyen propose de remplacer le courbe  $ABC$  (fig. 199) par les deux droites  $AB$  et  $BC$ , dont les équations sont :

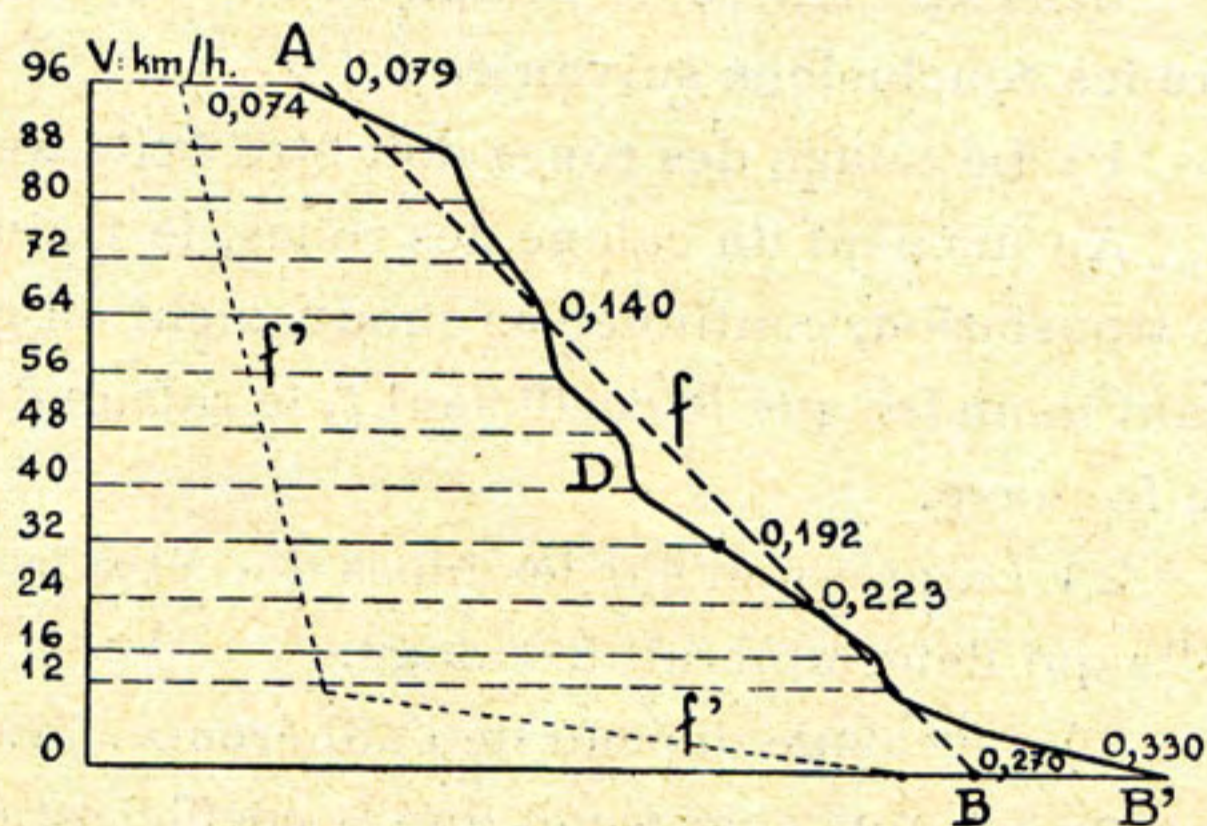


Fig. 198. — Coefficient de frottement  $f$  entre sabots en fonte et bandage de roue en acier (avant calage).

(1) Revue industrielle — Chaussée d'Antin 58 bis, Paris — 1893.



droite AB : vitesses supérieures à 10 km/h :

$$f' = 0,095 - 0,0024 v^{m/sec}$$

droite BC : vitesses inférieures à 10 km/h :

$$f' = 0,25 - 0,0504 v^{m/sec}.$$

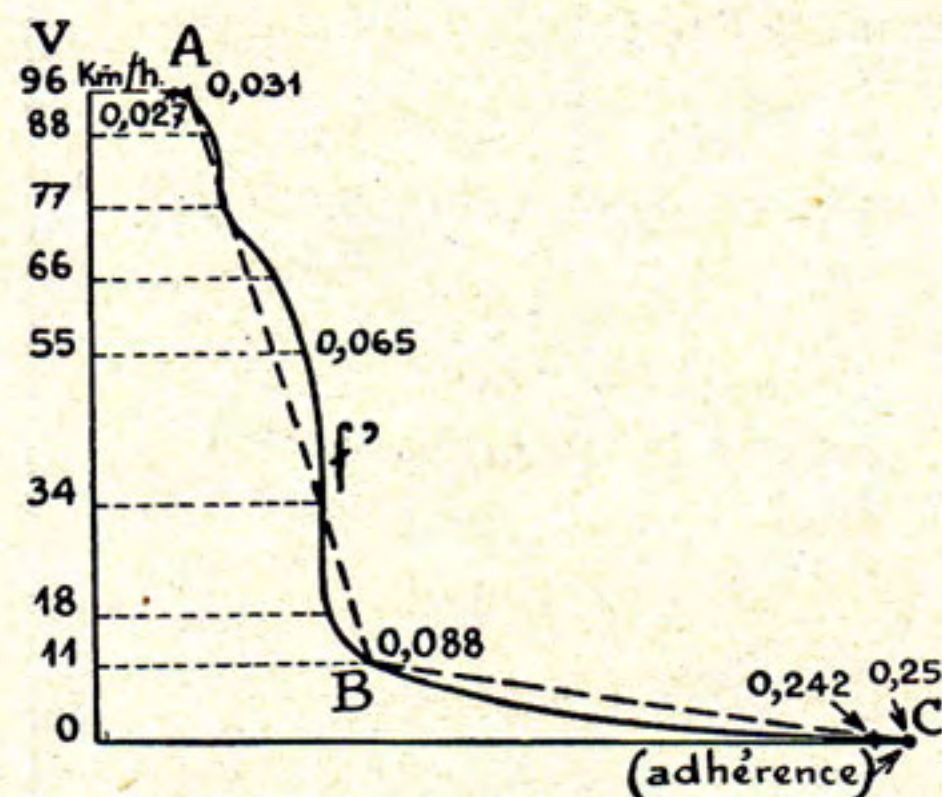


Fig. 199. — Coefficient de frottement  $f'$  entre rail en acier et bandage en acier (après calage).

Quand on rapproche les valeurs de  $f$  et  $f'$  (fig. 198), on constate que  $f'$  est inférieur à  $f$ , ce qui veut dire que *le calage des roues diminue l'efficacité du freinage.*

Cette particularité avait été pressentie par les ouvriers belges qui, il y a de très nombreuses années, manœuvraient les freins à vis des wagons sur la ligne du Hockai (Pepinster à Spa) en rampe de 25 mm/m. Ils avaient constaté que lorsqu'ils calaient les roues, la vitesse du train s'accélérait et que, après un desserrage modéré, quand les roues recommençaient à tourner, ils redevenaient maîtres de la vitesse du train.

### 3. Conclusions.

Des expériences de Galton dont nous venons de résumer les points essentiels, on tire les conclusions suivantes :

1°) Le calage des roues doit être évité avec soin.

Au moment du calage des roues, le train, possédant encore une certaine vitesse de translation, continue son mouvement en glissant sur les rails, mais le coefficient  $f'$ , étant moindre que le coefficient  $f$ , le calage des roues diminue sensiblement l'efficacité du freinage.

2°) La pression sur les blocs doit être la plus forte possible sans jamais atteindre celle qui déterminerait le calage.

3°) Le calage dépend de l'adhérence. Or, l'adhérence est d'autant plus grande que la roue est plus chargée et que le coefficient d'adhérence est plus élevé ; il s'ensuit que la pression limite sur les blocs ne déterminant pas le calage, pourra être d'autant plus forte que la roue sera plus chargée et que le coefficient d'adhérence sera plus élevé (1).

(1) Le coefficient d'adhérence peut être augmenté par le sablage du rail (page 40).

Dans le frein allemand Knorr à valve rotative, une projection de sable sur les rails est provoquée automatiquement sous les roues motrices de la locomotive quand l'action rapide fonctionne.



4°) Le coefficient de frottement des sabots variant en sens inverse de la vitesse, il est désirable que la pression sur les blocs puisse être réduite quand la vitesse diminue, de cette façon on n'atteindra pas la limite de calage pour une adhérence déterminée (1).

5°) Le coefficient de frottement des sabots diminue avec le temps d'application du freinage, mais cette diminution ne compense pas l'augmentation due à la réduction de la vitesse. Elle est négligeable pour les arrêts très rapides c'est-à-dire ceux obtenus en un temps très court.

6°) Le maximum de pression doit être appliqué le plus rapidement possible et uniformément sur toutes les roues du train.

\* \* \*

Au fur et à mesure qu'on augmentera la pression  $Q$  sur les sabots, la vitesse diminuera et par conséquent le coefficient de frottement  $f$  augmentera (tableau page 197), il atteindra la valeur 0,33 au moment où la vitesse sera sur le point de s'annuler.

Auparavant, il arrivera un moment où la vitesse étant très réduite, le coefficient de frottement  $f$  dépassera le coefficient d'adhérence  $\varphi = 0,25$ . Dès cet instant, la roue se calera. Nous savons qu'à partir de ce moment, le coefficient de glissement  $f'$  sera inférieur à  $f$  et que le freinage diminuera d'intensité (2).

Pour qu'il n'y ait pas calage de la roue, il faut que

$$f \cdot Q < \varphi \cdot P$$

il faut donc que

$$Q < \frac{\varphi}{f} \cdot P$$

or  $P = c^{te}$  et  $\varphi = c^{te}$  (pour un état donné du rail) = 0,25.

Comme le frein automatique Westinghouse n'est pas modérable au desserrage, il s'ensuit que si l'on a donné à  $Q$  une valeur  $Q'$  trop grande qui a calé les roues, on ne peut, en vue de supprimer le calage, réduire cette pression  $Q'$  sans repasser par zéro, puis l'appliquer à nouveau au degré voulu, c'est-à-dire à une pression telle que

$$Q < \frac{\varphi}{f} \cdot P.$$

---

(1) Cas du frein Westinghouse à haute pression employé sur les trains blocs à vapeur de Bruxelles à Anvers avant la guerre 1914-1918.

(2)  $\varphi$  est la valeur maximum de  $f'$  c'est-à-dire la valeur de  $f'$  quand la roue tourne encore mais est sur le point de s'arrêter.



Pour qu'il en soit toujours ainsi, il faut considérer le cas où  $\frac{\varphi}{f}$  a sa valeur la plus petite c'est-à-dire quand  $f$  a sa valeur la plus grande (0,33) étant donné que  $\varphi = 0,25$ , donc

$$Q < \frac{\varphi}{f} \cdot P \text{ ou } < \frac{0,25}{0,33} P \text{ soit } < 0,75 P$$

pour un frein non modérable au desserrage.

Si le frein était modérable au desserrage, il serait possible de faire varier  $Q$  de manière à avoir toujours

$$Q < \frac{\varphi}{f} \cdot P$$

$Q$  devrait donc diminuer avec la vitesse. On pourrait ainsi avoir une réaction tangentielle sensiblement égale à  $\varphi \cdot P$  pendant toute la durée du freinage et l'on produirait l'effort retardateur maximum.

#### 4. Frein à puissance autovariable Westinghouse.

Ce frein est destiné au freinage des trains à grande vitesse.

Grâce à l'intervention d'un *régulateur centrifuge*, ce frein permet de faire varier la pression sur les sabots de frein de telle manière que, à tout instant, la puissance du frein s'ajuste à la valeur limite au-dessus de laquelle le calage des roues risque de se produire.

L'autorégulateur centrifuge *du type normal* s'associe le plus généralement au frein *automatique*, mais il existe un *type spécial* (l'autorégulateur centrifuge à minimum de pression) qui, lui, s'adapte au frein *direct modérable au desserrage*. Nous n'examinerons que le type normal.

En outre de l'équipement ordinaire du frein automatique (réservoir auxiliaire, triple valve et cylindre de frein), *chaque* véhicule est équipé d'un *cylindre de frein supplémentaire* identique au cylindre de frein normal, d'un *réservoir auxiliaire supplémentaire*, de deux *valves-relais* et de l'*appareil autorégulateur centrifuge*.

Ce dernier emprunte son mouvement de rotation à un essieu. Il comporte deux masselotes qui, sous l'effet de la force centrifuge, s'écartent l'une de l'autre.

*Lors du serrage et à faible vitesse*, seul le cylindre de frein habituel, à pression constante, assure le freinage ; mais, *lorsque la vitesse est suffisante* (par exemple à 80 km/h), les masselotes s'écartent et, par un renvoi de mouvement, ouvrent une première valve-relais ce qui a pour effet d'introduire dans le cylindre de frein supplémentaire une pression variable avec la vitesse. Cette pression est toutefois limitée à celle qui règne dans le cylindre de frein habituel à l'intervention de la seconde valve-relais en rapport avec le cylindre de frein normal.



On voit donc que le freinage s'opère en fonction de la vitesse, mais ce freinage ne peut jamais dépasser le double du freinage réalisé par le frein ordinaire.

Lors du desserrage, la triple valve habituelle assure, d'une part, l'évacuation de l'air du cylindre de frein normal et, d'autre part, par une combinaison d'organes appropriés, effectue de même la vidange du cylindre de frein supplémentaire.

Les freins à air autovariables donnent, à 150 km/h, les mêmes longueurs d'arrêt que les freins traditionnels à 120 km/h.

Le frein automatique à puissance autovariable est appliqué à 120 voitures métalliques du service international de la S. N. C. B., aux unités électriques à 2 voitures de la ligne Bruxelles-Anvers, ainsi qu'à certains autorails à 3 éléments.

##### 5. Règles complémentaires aux lois de Douglas Galton.

a) *Expériences de Metzkow, chef de la division des essais de freins de la Reichsbahn.* — Les essais de laboratoire auxquels M. Metzkow a procédé et dont les résultats ont été publiés en 1935 (1), ont confirmé entièrement les conclusions de Douglas Galton relatives à l'influence de la vitesse sur le coefficient de frottement. Ils lui ont permis, en outre, d'énoncer les deux nouvelles règles suivantes :

1°) Le coefficient de frottement  $f$  de sabots en fonte sur des bandages en acier augmente quand la pression spécifique ( $\text{kg/cm}^2$ ) des sabots diminue.

2°) Le coefficient de frottement est sensiblement indépendant de la température des sabots, mais tend toutefois à augmenter légèrement lorsque cette température augmente.

b) *Expériences de l'Office central d'Études de Matériel des chemins de fer français (O. C. E. M.).* — En 1937, l'O. C. E. M. a procédé à des essais en ligne sur le freinage à grande vitesse dont M. J. Pédelucq, Ingénieur à la section des essais des voitures et des wagons de la S. N. C. F., rend compte dans des notes publiées en 1938 (2).

Ces essais ont porté sur deux cas :

1°) Essais de freinage en pente à vitesse constante et à pression constante, mais en faisant varier ces deux facteurs d'un essai à l'autre. Il s'agissait de descendre de longues et fortes pentes (20 mm/m) en toute sécurité et à vitesse aussi régulière que possible.

Ces essais ont confirmé les conclusions de Douglas Galton et de Metzkow en ce qui concerne l'influence de la vitesse, de la pression aux sabots et de la température sur le coefficient de frottement.

(1) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure — 12 octobre 1935.

(2) Revue générale des chemins de fer — juillet 1938.

Traction nouvelle n° 17 — septembre-octobre 1938 — par J. Pédelucq.



2°) Essais de *freinage d'arrêt*, freinages d'urgence destinés à obtenir l'arrêt sur la plus courte distance possible.

Ces derniers essais permirent de déterminer les règles à suivre pour réaliser le freinage d'efficacité maximum dans le cas de *sabots en fonte* :

a) Dans le cas d'un freinage d'arrêt exécuté avec une pression constante  $Q$  aux sabots (fig. 200), le coefficient de frottement  $f$  des sabots en fonte sur les bandages en acier et, par suite l'effort retardateur  $f \cdot Q$ , conservent une valeur très sensiblement constante  $f_e$  depuis l'instant où la pression de freinage est établie jusqu'à celui où la vitesse du véhicule est tombée à 60-40 km/h environ.

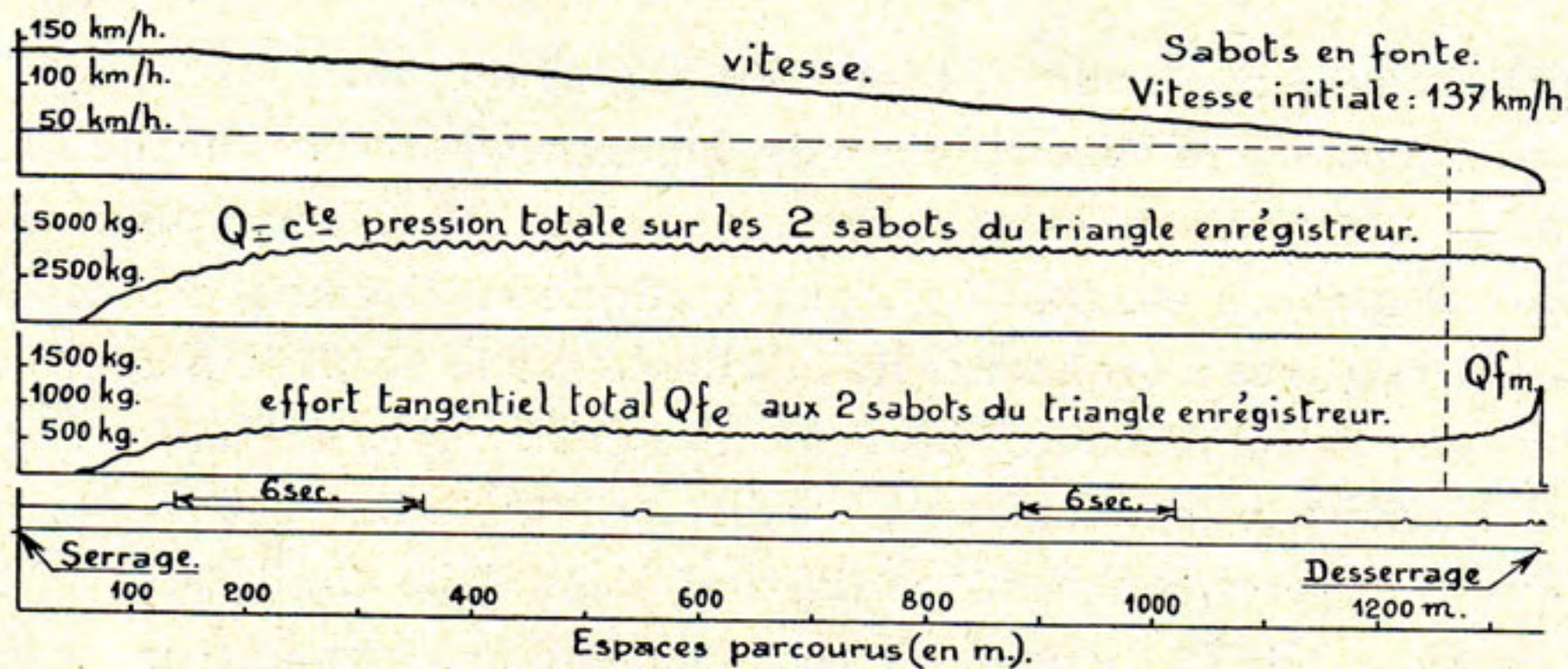


Fig. 200. — Expériences de l'O. C. E. M.

Ce n'est qu'à partir de cet instant qu'il augmente fortement jusqu'à l'arrêt où il atteint sa valeur maximum  $f_m$ .

b) La valeur de  $f_e$  est fonction à la fois de la vitesse *initiale* et de la pression par sabot (fig. 201) :

— pour une même pression par sabot, la valeur de  $f_e$  est d'autant plus grande que la vitesse initiale est plus faible.

— pour une même vitesse initiale, elle est d'autant plus grande que la pression par sabot est plus faible.

c) Pour une pression par sabot de 2.500 kg (couramment utilisée dans la pratique), la valeur de  $f_m$  est restée, au cours des essais, rigoureusement indépendante de la vitesse initiale.

Pour des pressions par sabot plus faibles, il n'a pas été possible d'apercevoir la loi suivant laquelle  $f_m$  varie avec la vitesse initiale, par suite d'une dispersion non encore expliquée.

d) Le rapport de l'effort retardateur final  $f_m \cdot Q$  à l'effort retardateur *moyen* est d'autant plus faible que la pression par sabot est elle-même plus petite.



La première des conclusions tirée des *freinages d'arrêt* paraît être en contradiction avec la 2<sup>me</sup> loi de Galton cependant vérifiée dans les *essais en pente* de l'O. C. E. M. lui-même. Cette contradiction n'est qu'apparente, les diagrammes relevés ayant montré que la vitesse n'est pas seule à agir sur le coefficient de frottement au cours d'un freinage d'arrêt, l'influence de la vitesse se trouve neutralisée par celle d'un ou de plusieurs autres facteurs pendant la plus grande partie de ce freinage d'arrêt.

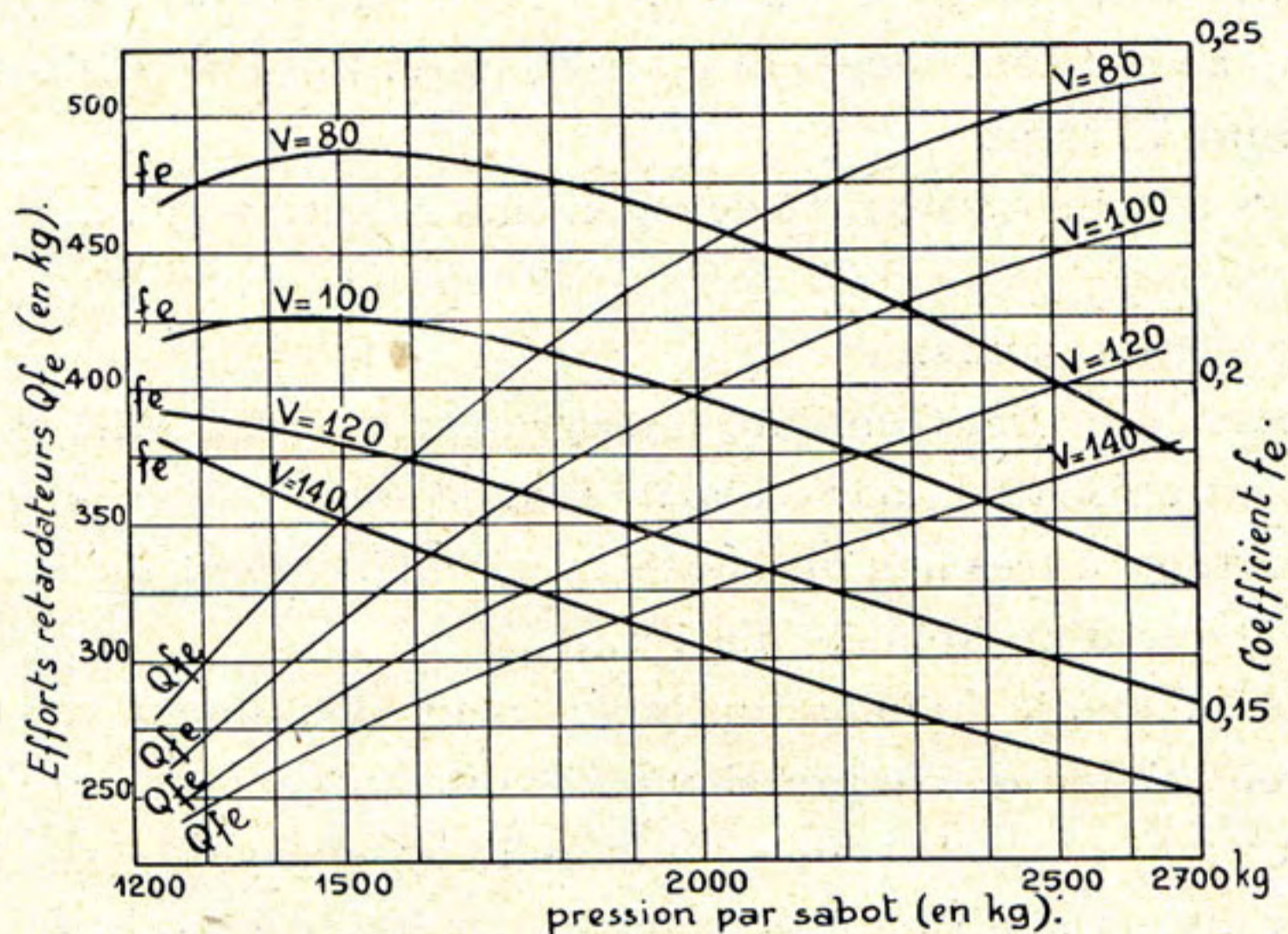


Fig. 201. — Expériences de l'O. C. E. M.

*Quelle conclusion convient-il de tirer de ces récentes expériences ?*

Ne tenant compte que de l'influence de la vitesse sur le coefficient de frottement pendant un freinage d'arrêt, on déduisait jusqu'ici que pour obtenir le freinage maximum avec des sabots en fonte, il fallait faire varier la pression sur les sabots en sens inverse du coefficient de frottement, c'est-à-dire appliquer la pression maximum au début du freinage, puis la faire décroître progressivement jusqu'à l'arrêt. Pour réaliser le freinage optimum, l'O. C. E. M. propose les règles suivantes :

Il faut :

1°) Dès l'origine du freinage, appliquer les sabots sur les bandages avec une pression aussi élevée que possible dont la valeur  $\left( Q = P \cdot \frac{v}{f} \right)$  est fonction de la vitesse initiale.

2°) Ensuite, il faut maintenir cette pression jusqu'à ce que la vitesse du véhicule soit tombée à 60-40 km/h environ.

3°) Réduire alors la pression de manière à éviter la brusque élévation finale de l'effort retardateur qui provoquerait le calage des roues.



*Remarque.* — La pression initiale  $Q = P \cdot \frac{\varphi}{f}$  sur les sabots dépend du coefficient d'adhérence  $\varphi$  ; par conséquent, au cours d'un freinage d'arrêt, l'effort retardateur dépend de l'adhérence et l'on doit se résigner à calculer le freinage en tablant sur une valeur bien déterminée du coefficient  $\varphi$  correspondant à un état donné du rail. Il s'ensuit que toute diminution de l'adhérence au cours d'un freinage risque de caler les roues, et cela, d'autant plus que le freinage réalisé est plus voisin du maximum. Il faudrait donc adjoindre au frein un dispositif destiné à faire cesser, d'une façon certaine, tout calage qui commencerait à se produire. Des dispositifs visant à réaliser ce desideratum sont à l'essai.

Telles sont les conclusions qui se dégagent des essais de l'O. C. E. M.

### 6. Sabots en matière amiantée.

Certains sabots en matière amiantée essayés par l'O. C. E. M., parallèlement aux sabots en fonte, ont présenté la particularité remarquable de fournir *un coefficient de frottement constant* et, à très peu de chose près, *indépendant de la vitesse initiale*, pendant toute la durée d'un freinage d'arrêt.

Avec de tels sabots, le freinage optimum peut être obtenu au moyen du frein courant ordinaire, qui donne une pression constante aux sabots, sans adjonction d'un dispositif spécial quelconque, hormis un appareil anti-enrayeur.

Sur les autorails, on a fait un usage étendu des freins à tambours avec garnitures en matière amiantée. Ce matériau a un coefficient de frottement *trois* fois plus grand que celui de la fonte.

Grâce à cette valeur élevée et à ce que cette valeur est indépendante de la vitesse, on peut, avec des efforts relativement faibles, obtenir un effort à la jante constant et par suite une décélération constante.

Mais pour les raisons exposées page 142, on constate une tendance à l'abandon des freins à tambours.

Signalons en terminant que des essais effectués sur *la Deutsche Reichsbahn* ont montré que l'amiante a un coefficient de frottement *variable avec l'humidité* ce qui serait dangereux en service puisqu'on ne peut être sûr de la longueur d'arrêt.

U. LAMALLE.

Mars 1944.



# TABLES DES MATIÈRES

## 1. — TABLE SYSTÉMATIQUE

### LA TRACTION

#### PREMIÈRE PARTIE

	Pages
<b>LA LOCOMOTIVE A VAPEUR . . . . .</b>	<b>5</b>
Introduction . . . . .	5
Chapitre I. — Désignation abrégée des types de locomotives à vapeur . . . . .	6
1°) Notation américaine de Whyte . . . . .	6
2°) Notation allemande . . . . .	7
Chapitre II. — Résistance des trains à l'avancement . . . . .	10
Valeur à attribuer aux formules de résistance . . . . .	11
A. — Résistance des véhicules remorqués . . . . .	12
§ 1. — Résistance due au roulement et au frottement des fusées des essieux . . . . .	12
§ 2. — Résistance au démarrage . . . . .	12
§ 3. — Résistance de l'air et du vent, résistance provenant des chocs émanant de la voie . . . . .	13
Formules de Strahl . . . . .	14
§ 4. — Résistance due aux rampes . . . . .	16
§ 5. — Résistance due aux courbes . . . . .	19
Formule anglaise . . . . .	20
Formule de Röckl . . . . .	20
B. — Résistance à l'avancement de la locomotive . . . . .	21
Formule de Sanzin . . . . .	21
Carénage aérodynamique . . . . .	22
§ 6. — Résistance à l'accélération . . . . .	24
1. Accélération au départ . . . . .	25
2. Reprise de vitesse en cours de route . . . . .	25
C. — Formule récapitulative . . . . .	27
D. — Longueurs virtuelles . . . . .	27
1. Longueur virtuelle d'un kilomètre de ligne en rampe . . . . .	27
2. Longueur virtuelle d'un kilomètre de ligne en courbe . . . . .	28
Chapitre III. — Le moteur . . . . .	30
A. — L'équation de la locomotive . . . . .	30
Locomotive à $n$ cylindres et à simple expansion . . . . .	30
Pression moyenne. . . . .	32
L'effort de traction moyen au démarrage . . . . .	35
Locomotive Compound à 2 cylindres. . . . .	35
Locomotive Compound à 4 cylindres. . . . .	36



Effort de traction. — Définitions . . . . .	36
Effort de traction indiqué . . . . .	37
Effort de traction effectif à la jante . . . . .	37
Effort de traction au crochet d'attelage de la locomotive . . . . .	38
Effort de traction au crochet d'attelage du tender . . . . .	38
B. — L'équation de l'adhérence . . . . .	38
Coefficient d'adhérence . . . . .	39
Limite de charge par essieu . . . . .	40
Accouplement des essieux . . . . .	40
Variation du coefficient d'adhérence avec la vitesse . . . . .	41
C. — Courbes caractéristiques. . . . .	42
Vitesse critique . . . . .	42
Vitesse de régime . . . . .	42
Force accélératrice . . . . .	44
Mise en vitesse . . . . .	46
Traction en rampe . . . . .	47
D. — Puissance de la locomotive . . . . .	48
Puissance massique . . . . .	50
E. — Variation de l'effort moteur . . . . .	52
F. — Le booster . . . . .	54
Chapitre IV. — La chaudière. . . . .	59
A. — Vaporisation . . . . .	59
Surface de chauffe directe . . . . .	60
Surface de chauffe indirecte . . . . .	60
B. — Combustion . . . . .	62
Quantité d'air nécessaire à la combustion . . . . .	62
Poids des gaz de la combustion . . . . .	63
Desiderata . . . . .	63
Chauffe à la main . . . . .	64
Chauffe mécanique . . . . .	65
Chargeur Duplex . . . . .	65
Chargeur Elvin . . . . .	65
Combustibles liquides . . . . .	66
Charbon pulvérisé . . . . .	68
C. — Épuration des eaux d'alimentation des chaudières de locomotives . . . . .	70
D. — Surchauffe . . . . .	71
E. — Rendement thermique global de la chaudière . . . . .	74
Quels sont les facteurs qui conditionnent la puissance de production de vapeur d'une chaudière de locomotive ? . . . . .	74
Rapport entre la surface de chauffe et la surface de grille . . . . .	75
F. — Dimensions de la chaudière . . . . .	77
Chapitre V. — L'échappement . . . . .	79
A. — Quel est le problème à résoudre ? . . . . .	80
B. — Courbes caractéristiques. . . . .	80
Influence sur le tirage d'un prélèvement de vapeur à l'échappement . . . . .	84
Double fonction de l'échappement . . . . .	85
C. — Comment est-on arrivé progressivement aux systèmes modernes d'échappe- ment ? . . . . .	86
1. Dispositif « à petticoat » des Américains . . . . .	86
2. Tuyères à jets multiples . . . . .	87



3. Échappement Kylchap . . . . .	87
Échappement Kylälä . . . . .	87
Échappement Chapelon . . . . .	87
4. Double cheminée . . . . .	88
D. — Le centrage de l'échappement . . . . .	91
E. — Variabilité de la section de la tuyère d'échappement . . . . .	91
Chapitre VI. — <b>Projet d'une locomotive à vapeur</b> . . . . .	92
Détermination des dimensions du mécanisme . . . . .	92
1. Diamètre des roues motrices . . . . .	92
2. Course des pistons et diamètre des cylindres . . . . .	95
3. Grands ou petits cylindres ? . . . . .	96
4. Longueur de la bielle motrice . . . . .	96
5. Sections des lumières . . . . .	96
Calcul d'une locomotive . . . . .	97
A. — Méthode classique . . . . .	97
Problème . . . . .	97
Hypothèses sur le poids de la locomotive et du tender . . . . .	97
1. Résistance du train entier . . . . .	98
2. Effort de traction indiqué à la vitesse de régime. . . . .	99
3. Puissance indiquée . . . . .	99
4. La chaudière . . . . .	99
Courbes de Henschel . . . . .	100
5. Mécanisme moteur . . . . .	100
6. Effort de traction au démarrage . . . . .	101
7. Poids adhérent . . . . .	101
8. Poids de la locomotive . . . . .	102
9. Puissance massique . . . . .	102
B. — Vérifications . . . . .	103
Courbes de Labriijn . . . . .	103
C. — Méthode des bureaux d'études . . . . .	104
Programme de construction de 1944 de la S. N. C. B. . . . .	104
Pratique américaine . . . . .	109
Chapitre VII. — <b>Essais des locomotives</b> . . . . .	110
A. — Bancs d'essais de locomotives . . . . .	110
B. — Essais en ligne . . . . .	112
1. Méthode d'essais belge . . . . .	112
2. Méthode polonaise . . . . .	112
3. Méthode allemande . . . . .	112
Chapitre VIII. — <b>Mesures dynamométriques</b> . . . . .	114
1. Mesure de l'effort de traction . . . . .	116
2. Mesure des forces accélératrices . . . . .	116
A. — Pendule d'inertie ou dynamomètre d'inertie de Desdouits . . . . .	116
B. — Ergomètre d'inertie de J. Doyen . . . . .	119
C. — Mesure de la résistance au roulement du train . . . . .	121
Chapitre IX. — <b>Calcul mécanique de l'horaire des trains</b> . . . . .	122
1. Problème à résoudre . . . . .	122
2. Description et fonctionnement de l'appareil Cuypers . . . . .	124
Remorque sur une voie déclive . . . . .	126



DEUXIÈME PARTIE

	<b>AUTRES MODES DE TRACTION.</b>	127
<b>Chapitre I. — Autorails.</b>		127.
Caractéristiques du moteur à combustion interne du point de vue de la traction sur voies ferrées		127
Transmissions		127
1 <sup>o</sup> ) Transmission mécanique		129
2 <sup>o</sup> ) Transmission électrique.		130
3 <sup>o</sup> ) Transmission hydraulique		132
Suralimentation		132
Les autorails à essence comparés aux autorails à huile lourde		133
Avantages propres aux autorails		133
Les autorails de la S. N. C. B.		134
A. — Autorails légers pour services omnibus		135
1. Autorails Diesel		135
2. Autorails Diesel électriques		136
3. Autorails à vapeur		137
4. Autorails légers pour lignes secondaires		137
B. — Autorails lourds à grande vitesse pour services directs.		138
1. Autorails à 2 éléments : 410 CV		138
2. Autorails à 3 éléments : 2 × 410 CV		139
Accélération des autorails.		140
Confort.		142
Décélérations		142
<b>Chapitre II. — Aperçu sur la traction électrique.</b>		143
A. — Courant monophasé		143
B. — Courant continu.		144
<b>Modes de traction</b>		145
A. — Désignation unifiée de la disposition des essieux dans les locomotives et les automotrices électriques		145
B. — Automotrices électriques de la S. N. C. B.		146
1. Choix du courant : courant continu		146
2. Voltage : 3.000 volts.		146
3. Fourniture du courant		146
4. Sous-stations		147
5. Caténaires.		147
6. Matériel roulant		147
7. Équipement de traction		148
a) Pantographes		148
b) Moteurs de traction		148
8. Coût de l'électrification de la ligne Bruxelles-Anvers		149
C. — Automotrices électriques sur pneumatiques		149
D. — Tracteurs électriques.		151
E. — Programme de la S. N. C. B.		153
F. — Comparaison entre la locomotive électrique B <sub>0</sub> B <sub>0</sub> projetée par la S. N. C. B. et une locomotive à vapeur de même poids adhérent		153
G. — Dispositif antipatinage		154
<b>Chapitre III. — Locomotives de types spéciaux</b>		155
1. Locomotives avec chaudière à tubes d'eau		155



2. Locomotives avec chaudière à haute pression . . . . .	155
3. Locomotives à vapeur à commande individuelle des essieux . . . . .	156
4. La locomotive à turbine à vapeur . . . . .	159
5. Locomotive à moteur Diesel et à transmission électrique . . . . .	161
a) Locomotives de manœuvres . . . . .	162
b) Traction sur les grandes lignes . . . . .	162
6. Locomotive de 2.200 CV à turbine à gaz et transmission électrique . . . . .	164
7. Locomotive à gaz pauvre . . . . .	166
Remarque générale à propos des types spéciaux de locomotives . . . . .	168

## LE FREINAGE

Chapitre I. — Généralités . . . . .	169
1. Continuité et automaticité . . . . .	169
2. Modérabilité . . . . .	170
Chapitre II. — Freins à air comprimé . . . . .	171
1. Frein Westinghouse automatique. . . . .	171
a) Principe . . . . .	171
b) Continuité du frein . . . . .	173
c) Automaticité du frein . . . . .	174
d) Signal d'alarme . . . . .	175
e) « Robinet du mécanicien » à décharge égalisatrice . . . . .	175
2. Le frein Westinghouse à action rapide . . . . .	178
Principe de l'action rapide . . . . .	178
3. Frein Westinghouse direct . . . . .	179
4. Frein double (Westinghouse-Henry) . . . . .	180
Chapitre III. — Application du frein continu automatique aux trains de marchandises . . . . .	181
1. Position du problème . . . . .	181
2. Freinage de la tare seule. — Freinage de la tare et de la charge . . . . .	183
3. Modérabilité au desserrage. — Dispositif Plaine-Montagne . . . . .	184
Chapitre IV. — Freins à vide. . . . .	186
1. Frein à vide continu et direct . . . . .	186
2. Frein à vide continu et automatique Clayton . . . . .	187
3. Frein à vide automatique à action rapide . . . . .	188
4. Modérabilité . . . . .	188
5. Comparaison entre le frein automatique à air comprimé et le frein automatique à vide. . . . .	188
Chapitre V. — Freins électriques — Freins électromagnétiques. . . . .	190
1. Freins électriques . . . . .	190
2. Freins électromagnétiques . . . . .	190
a) Le frein électromagnétique à patin. . . . .	190
b) Le booster électromagnétique (sans patin) . . . . .	191
Chapitre VI. — Frein à contre-vapeur . . . . .	192
Chapitre VII. — Théorie du freinage . . . . .	194
1. Généralités . . . . .	194
2. Expériences de Douglas Galton. — Lois du frottement . . . . .	194
3. Conclusions . . . . .	198



4. Frein à puissance autovariable Westinghouse . . . . .	200
5. Règles complémentaires aux lois de Douglas Galton . . . . .	201
a) Expériences de Metzkow . . . . .	201
b) Expériences de l'O. C. E. M. . . . .	201
6. Sabots en matière amiantée . . . . .	201

## 2. — TABLE ALPHABÉTIQUE

<b>Abdank-Abakanowicz</b> (intégraphe d' —), 116	<b>Autorails Diesel</b> , 135
<b>Accélération</b> , 25, 44, 115, 122, 136, 140	» Diesel électriques, 136
» au départ, 25, 26	» jumelés, 138
» (autorails), 140	» légers pour lignes secondaires, 137
» (résistance à l' —), 24	» légers pour services omnibus, 135
<b>Accélératrices</b> (forces —), 44, 115, 116	» lourds à grande vitesse, 138
<b>Accouplement des boyaux de frein</b> , 173, 174	<b>Autovariable</b> (frein à puissance —), 200
<b>Accouplement des essieux</b> , 40	<b>Avantages de la locomotive Diesel à transmis-</b>
<b>Action rapide</b> (frein à vide à action —) 188	sion électrique, 161
» » (frein Westinghouse à action —),	» des autorails, 133
178	<b>Avertisseur</b> (signal —), 175
» » (principe), 170, 178	<b>Baltic</b> (locomotive —), 8, 156, 160
<b>Adhérence</b> , 39	<b>Bancs d'essais des locomotives</b> , 110
<b>Aérodynamique</b> (carénage —), 22	<b>Belge</b> (méthode d'essais —), 112
<b>Alarme</b> (signal d' —), 175	<b>Bernard</b> (gazogène —), 166
<b>Allemande</b> (méthode d'essais —), 112	<b>Bielle motrice</b> (longueur de la —), 96
<b>Altoona</b> (station d'essais d' —), 110	<b>Birdnesting</b> , 69
<b>Américaine</b> (notation —), 6	<b>Bogie</b> , 98, 152
» (pratique —), 109	<b>Boîtes à rouleaux</b> , 12
<b>Amiante</b> (sabots de freins en —), 204	<b>Booster</b> (frein électromagnétique), 191
<b>Anglaise</b> (formule —), 20	» (locomotive à vapeur), 54
<b>Antipatinage</b> (dispositif —), 154	<b>Boty</b> (échappement —), 91
<b>Aperçu sur la traction électrique</b> , 143	<b>Boyaux d'accouplement</b> (frein), 173, 174
<b>Appareil Cuypers</b> , 122	<b>Bremslocomotiven</b> , 113
<b>Atlantic</b> (locomotive —), 8, 51, 55, 90, 92, 95, 98,	<b>Brossel</b> , 166
106	<b>Brûleur</b> , 67
<b>Automaticité</b> (freins), 169, 174	<b>Brûleur à turbulence</b> , 69
» (tirage), 80	<b>Calage des roues</b> (freinage), 195, 196, 199
<b>Automotrices électriques</b> (S. N. C. B.), 146, 149	<b>Calcul d'une locomotive</b> , 97
» » sur pneumatiques, 149	<b>Calcul mécanique des horaires</b> , 122
<b>Autorails</b> , 127	<b>Caractéristiques</b> (courbes — de la locomotive à
» (accélérations), 140	vapeur), 42
» à deux éléments, 138	» (courbes — de l'échappement)
» à essence, 133	80
» à l'huile lourde, 133	» du moteur à combustion in-
» à trois éléments, 139	terne, 127
» à vapeur, 137	<b>Carburateur</b> , 133
» (décélérations), 142	
» de la S. N. C. B., 134	



- Carénage aérodynamique, 22  
Caténares, 147  
Centrage de l'échappement, 91  
Chambre d'emmagasinement d'air, 132  
    » de précombustion, 132  
Chapelon, 16, 23, 64, 71, 74, 75, 79, 87  
Charbon pulvérisé, 68  
Charge (freinage de la —), 183  
Chargeurs mécaniques, 66  
Chargeur mécanique Duplex, 66  
    »       »       Elvin, 66  
Chaudière, 59, 74  
    » à haute pression, 155  
    » à tubes d'eau, 155  
    » (dimensions), 77  
Chauffe à la main, 64  
    » mécanique, 66  
Cheminée double, 88  
    » quadruple, 89  
Chemins de fer congolais, 19, 67  
Clayton (frein à vide —), 187  
Coefficient d'adhérence, 39, 41, 101, 134, 150  
    » de frottement (freinage), 195 à 204  
Combustibles liquides, 66  
Combustion, 62  
Commande individuelle des essieux, 145, 151, 152, 155, 156, 158, 159  
Comparaison entre locomotives à vapeur et électriques, 153  
Compound (locomotives —), 35, 36  
Conduite générale (freins), 171  
Confort (autorails), 140, 142  
Congolais (chemins de fer —), 19, 67  
Consolidation (locomotive —), 8, 95, 96, 105, 107, 108  
Consommation de vapeur, 77, 100  
Continuité (freins), 169, 173  
Contrepression à l'échappement, 81, 85, 88  
Contre-vapeur (frein à —), 192  
Convection, 59  
Coup de bélier (frein), 175  
Courant continu, 143  
    »       »       1.500 volts, 143  
    »       »       3.000 volts, 143, 146  
    » monophasé, 143  
Courbes, 10, 19, 28  
    » caractéristiques de la locomotive, 42  
    »       »       de l'échappement, 80  
    » de puissance, 49  
    »       »       de Labrijn, 103  
    » (résistance due aux —), 19, 28  
Course des pistons, 95  
Coût de l'électrification, 149  
Cuypers (appareil —), 122  
Cylindre de frein, 171  
Cylindres (diamètre des —), 95  
Cylindres (grands ou petits —), 96  
Czeczott (professeur —), 122  
  
Décapod (locomotive —), 8  
Décélérations des autorails, 142  
    » des Michelinnes, 151  
Démarrage (résistance au —), 13  
Dépense de vapeur (échappement), 82  
Dépression (échappement), 79, 88  
    » (frein), 172  
Désignation abrégée des locomotives à vapeur, 6  
    » unifiée des locomotives électriques  
    145  
Desserrage des freins, 171  
Diamètre des cylindres, 95  
    » des roues motrices, 92  
Diesel (autorails —), 135, 136  
Direct (frein à vide —), 186  
    » (frein Westinghouse —), 179  
Disjoncteurs, 147  
Dispositif Plaine-Montagne, 184  
Double cheminée, 88  
Doyen Joseph, 119, 197  
Duplex (chargeur mécanique —), 66  
Dynamomètre d'inertie de Desdouits, 116  
    » (Wagon —), 11, 114  
Dynamométriques (mesures —), 114  
  
Eaux d'alimentation des chaudières, 70  
Échappement, 79  
    » à cône mobile, 91  
    » annulaire, 91  
    » à trèfle, 91  
    » Chapelon, 87  
    » Kylälä, 87  
    » Kylchap, 87  
Économie (locomotives spéciales), 167  
Effort au crochet de traction de la locomotive, 38  
    »       »       du tender, 38  
Effort de traction, 36, 128, 153  
    »       »       effectif à la jante, 37  
    »       »       indiqué, 37  
Effort moteur (variation de l' —), 52  
Égalisatrice (robinet à décharge —), 175  
Éjecteur (échappement), 79



- Éjecteur (frein à vide), 186  
Électriques (freins —), 190  
    » (locomotives —), 151, 152  
Électromagnétiques (freins —), 191  
Elvin (chargeur mécanique —), 66  
Épuration des eaux d'alimentation, 70  
Équation de l'adhérence, 38  
    » de la locomotive, 30  
Ergomètre d'inertie de Doyen, 119  
Essais aux bancs, 37, 110  
    » des locomotives, 110  
    » du Pennsylvania Railroad (tubes), 61  
    » en ligne, 112  
    » (stations d' —), 11, 110  
Étoiles (centre d'utilisation), 134  
Expériences de Douglas Galton (freinage), 194  
    » de Geoffroy (tubes), 61  
    » de l'O. C. E. M. (freinage), 201, 203  
    » de Metzkow, 201
- Faisceau tubulaire**, 61  
Ferrodo, 142  
Fleying Scotchman, 65  
Forces accélératrices, 44, 115, 116  
Foyer, 59, 65  
Franklin (booster —), 57  
Freinage, 169, 194  
    » de la charge, 183  
    » de la tare, 183  
Freins, 169  
Frein à air comprimé, 171  
    » à contre-vapeur, 192  
    » à puissance autovariable Westinghouse, 200  
    » à tambour (autorails), 142, 151  
    »    » à mâchoires, 142  
    » à vide, 186  
    »    » automatique à action rapide, 188  
    »    » continu et automatique, 187  
    »    »    » direct, 186  
    » continus automatiques (trains de marchandises), 181  
    » double Westinghouse-Henry, 180  
    » électriques, 190  
    » électromagnétiques, 190  
    » Westinghouse à action rapide, 178  
    »    » à haute pression, 199  
    »    » automatique, 171  
    »    » direct, 179  
Frottement (lois du —), 194
- Galton** (Douglas —), 194, 201  
Gaz (combustion), 63  
    » (locomotive à turbine à —), 164  
    » pauvre (locomotive à —), 166  
Gazoïl, 67  
Geoffroy (expériences de —), 61  
Goss (professeur —), 110  
Grands ou petits cylindres, 96  
Gresley, 111  
Grille (surface de —), 75  
Grünewald (station d'essais de —), 111
- Haute-pression** (chaudière à —), 155  
    »    » (frein Westinghouse à —), 199  
Hennig, 131  
Henrotte, 159  
Henry (frein double Westinghouse —), 180  
Henschel (courbe de consommation), 78, 100  
    » (locomotive à vapeur), 15  
    » (pression moyenne), 33  
Hockai (ligne du —), 198  
Huberti, 119  
Huile minérale, 67
- Injection mécanique, 132  
Intégraphe d'Abdank-Abakanowicz, 116  
Inverseur (freins des trains de marchandises), 183
- Kilälä** (échappement —), 87  
Knorr (frein —), 182, 198  
Kylchap (échappement —), 87
- Labrijn**, 103  
Lefèvre, 116  
Legein, 79, 87  
Léopoldville (chemin de fer Matadi à —), 67  
Locomotives (brems —), 113  
Locomotives à commande individuelle des es-  
sieux, 145, 151, 152, 155, 156, 157  
    » à moteur Diesel et transmission  
    électrique, 161  
    » à turbine à gaz et transmission  
    électrique, 164  
    » à vapeur à pistons, 5  
    »    »    » turbine, 159  
    » avec chaudière à haute pression,  
    155  
    » avec chaudière à tubes d'eau, 155  
    » Compound, 35, 36  
    » de types spéciaux, 155



- Locomotives-freins, 113  
Lois du frottement, 194  
Lomonosoff (professeur —), 112  
Longueur de la bielle motrice, 96  
Longueurs virtuelles, 27  
Lucius, 150  
Lumières (section des —), 96
- M**allet (locomotive —), 7, 8  
Mastodont (locomotive), 8  
Matadi à Léopoldville (chemin de fer —), 67  
Mazout, 67  
Mécanisme de l'échappement, 79  
Mesure de la résistance au roulement, 121  
» de l'effort de traction, 116  
» des forces accélératrices, 116  
Mesures dynamométriques, 114  
Méthode classique pour le calcul des locomotives, 97  
» des bureaux d'étude, 104  
» d'essais allemande, 112  
» » belge, 112  
» » polonaise, 112  
Metzkow, 201  
Michelines, 134, 142, 149  
» électriques, 149  
Mikado (locomotive —), 8, 55, 92, 95, 96  
Modérabilité (frein), 170, 184, 187, 188  
Modes de traction (autres —), 127  
» » électrique, 145  
Mogul (locomotive —), 8, 105, 108  
Monophasé (courant —), 143  
Montagne (dispositif plaine —), 184  
Moteur à combustion progressive, 127  
» à explosion, 127, 133  
» Diesel, 127, 133, 161  
Musyck, 143
- N**adal, 76  
Neutre (position —), 177  
Nids d'oiseau (tubes), 69  
Nordmann (professeur —), 112  
Notation abrégée des locomotives à vapeur, 6  
» » » » électriques, 145
- O. C. E. M.**, 201, 203
- P**acific (locomotive —), 8, 51, 55, 90, 95, 96, 106  
Pantographes, 148  
Parodi, 131  
Patinage, 38, 154, 157  
Pawelka, 158  
Pédale de block, 134  
Pédelucq, 201  
Pendule d'inertie de Desdouits, 116  
Pennsylvania Railroad, 61, 110  
Petits ou grands cylindres, 96  
Petticoat, 85, 86  
Pistons (course des —), 95  
Place, 111  
Plaine (dispositif — Montagne), 184  
Pneumatiques (automotrices électriques sur —), 149  
Pneu sur rail, 150  
» » route, 150  
Poids adhérent, 39, 93, 101  
Polonaise (méthode d'essais —), 112  
Position neutre, 177  
Pousseurs mécaniques de charbon, 65  
Prairie (locomotive —), 8  
Pratique américaine de construction, 109  
Précombustion (chambre de —), 132  
Prélèvement de vapeur à l'échappement, 84  
Pression moyenne, 33  
Principe du frein Westinghouse automatique, 171  
Production de vapeur (échappement), 80  
» horaire de la chaudière, 77  
Programme de la S. N. C. B. en traction à vapeur, 104  
Programme de la S. N. C. B. en traction électrique, 153  
Projet d'une locomotive à vapeur, 92  
Puissance, 23, 24, 48, 102, 109, 128, 141, 153  
» continue, 154  
» de production de la chaudière, 74  
» des locomotives à vapeur, 48, 102, 128, 153  
» des locomotives électriques, 49, 153  
» de surcharge, 153  
» massique des autorails, 141  
» massique des locomotives à vapeur, 50, 102  
» unihoraire, 154  
Purdue (station d'essais de —), 110
- R**ampes, 10, 16, 27  
» (résistance due aux —), 10, 27  
Rayonnement, 59  
Redresseurs à vapeur de mercure, 144, 147  
Règles complémentaires du freinage, 201, 203



- Régulateur centrifuge (freins), 200  
Remorque sur une voie déclive (horaires), 126  
Rendement thermique de la chaudière, 74  
Réservoir auxiliaire (frein), 171  
    » de manœuvre (frein), 175  
    » de vide, 187  
    » principal (frein), 171  
Résistance, 10  
    » à l'avancement de la locomotive, 21  
    »       » des véhicules remorqués, 12  
    » au roulement, 10  
    »       » des Michelinés, 151  
    » due au vent, 13  
    » due aux courbes, 19  
    »       » rampes, 16  
Robinet du mécanicien à décharge égalisatrice, 175  
Röckl (formule de —), 20  
Roues motrices (diamètre des —), 92  
Roulement (résistance au —), 12, 121  
Roulette tranchante de l'intégraphe, 120  
Rugby (station d'essais de —), 112  
  
Sabots de frein en fonte, 196  
    »       » en matière amiantée, 204  
Saint-Louis (station d'essais de —), 110  
Santa Fé (locomotive —), 8, 55  
Sanzin (formule de —), 21, 99  
Schneider (locomotive —), 160  
Section de la tuyère d'échappement, 81, 89, 91  
Section des lumières, 96  
Seguin (Marc —), 40  
Sentinel, 137  
Serrage à l'action rapide, 178  
    » des freins, 172  
    » d'urgence, 178  
    » ordinaire, 177  
Serve (tubes —), 62  
Signal avertisseur, 175  
    » d'alarme, 175  
S. N. C. B. (autorails), 134  
    » (programme de construction des locomotives à vapeur), 104  
    » (programme de construction des locomotives électriques), 153  
Sous-stations de transformation, 147  
Stations d'essais des locomotives, 11, 110  
Strahl, 14, 74  
Suralimentation des moteurs à combustion interne, 132  
Surchauffe, 71  
Surchauffeurs, 73  
Surface de chauffe, 59, 75, 78  
    »       »       » directe, 59, 60  
    »       »       » indirecte, 59, 60  
    »       » grille, 75, 78  
Suspension des moteurs électriques, 152  
Swindon (station d'essais de —), 111  
  
Table alphabétique, 210  
    » systématique, 205  
Tare (freinage de la —), 183  
Ten Coupler (locomotive —), 8, 105, 108  
Tender, 97  
Ten wheel (locomotive —), 8, 105, 107  
Théorie du freinage, 194  
Tracteurs électriques, 151, 159  
Traction électrique, 143, 151  
    »       » (modes de —), 145  
    » en rampe, 47  
Trains de marchandises (freinage des —), 181  
Transmissions, 129  
    » électriques, 130  
    » hydrauliques, 132  
    » mécaniques, 129  
Triple valve (freins), 172  
Tubes à fumée, 59, 61  
    « Serve, 62  
Tunnel aérodynamique, 110  
Turbine à gaz (locomotive à —), 164  
    » de marche arrière, 160  
    » (locomotive à vapeur à —), 159  
Turbo-soufflantes à gaz d'échappement, 164  
Tuyère à jets multiples, 87, 91  
    » d'échappement, 81, 91  
    » (variabilité de la section de la —), 91  
  
Variabilité de la section de la tuyère d'échappement, 91  
Variation de l'effort moteur, 52  
Vaporisation, 59  
Vent debout, 14  
    » oblique, 14  
Vide (freins à —), 186  
Vitesse critique, 42  
    » de régime, 42  
    » (reprise de —), 25  
Vitry (station d'essais de —), 111  
Von Borries, 74  
  
Wagon-dynamomètre, 11, 110, 114  
Westinghouse (frein —), 171, 179  
Whyte (notation américaine de —), 6