

NOUVELLES LOCOMOTIVES ÉLECTRIQUES

A COURANT CONTINU 650 VOLTS DE 2000 CH

DE LA COMPAGNIE DU CHEMIN DE FER D'ORLÉANS

Par M. H. PARODI,

INGÉNIEUR EN CHEF DES SERVICES ÉLECTRIQUES
DE LA COMPAGNIE D'ORLÉANS.

(Pl. II et III).

La Compagnie d'Orléans a mis en service en Juin 1920 la première des locomotives électriques à courant continu de 2.000 *ch* du type 1-D-1 qu'elle avait commandées en 1913 à la Compagnie Electro-Mécanique. Ces machines, au nombre de cinq, dont la construction a été retardée du fait de la guerre, sont en service sur la ligne de Paris-Quai d'Orsay à Juvisy ; elles sont utilisées pour la remorque des trains de banlieue en remplacement des machines de 1.000 *ch* du type B-B de la série E1 à E13 en service depuis 1900 et devenues trop faibles par suite de l'augmentation constante du poids des trains.

Le programme de construction de ces machines était extrêmement sévère étant donné la diversité des conditions à remplir. Ces locomotives devaient pouvoir circuler à grande vitesse (90 à 100 *kmh*) en palier et alignement droit ; à 90 *kmh* dans des courbes de 500 *m* de rayon ; à 50 *kmh* dans des courbes de 150 *m* de rayon ; elles devaient avoir un poids adhérent et une puissance suffisants pour démarrer des trains de 250 *t* avec une accélération de 0 *m* 20 à 0 *m* 25 par seconde ; elles devaient enfin être assez courtes (12 *m* 200) et avoir un empatement assez faible (8 *m* 700) pour permettre l'utilisation des chariots transbordeurs de la gare du Quai d'Orsay.

Différentes solutions ont été envisagées, notamment celle comportant l'emploi de machines à adhérence totale de 68 à 72 *t*, analogues à celles déjà en service ; grâce à l'emploi de la ventilation forcée, on aurait pu réaliser une puissance continue de 1.000 à 1.200 *ch* et une puissance unihoraire de 14 à 1.500 *ch*. Après examen de la question, il a été décidé de recourir, à titre d'essai, à la commande par bielles, ce mode de transmission semblant devoir permettre l'établissement de locomotives de poids et d'encombrement plus faibles que les transmissions ordinaires à engrenages.

Dans la plupart des installations européennes de traction électrique, on a d'ailleurs eu recours, dans le même but, à la commande par bielles pour la construction des locomotives. En

Italie, en Suisse, en Allemagne, en Suède n'existent que des locomotives à bielles. En Italie notamment, où la bielle triangulaire de M. de Kando a été presque exclusivement adoptée (plus de 75 % des machines en service), on a mis au point des locomotives très remarquables, jusqu'à présent inégalées au point de vue de la légèreté, de la puissance spécifique et de la simplicité, et, par suite, du prix.

La concentration de la puissance motrice dans un petit nombre de moteurs à faible vitesse 200 à 300 *tm* mais à grand nombre de pôles permet l'établissement de machines ayant une puissance spécifique considérable de 33 à 35 *ch* par tonne. Avec tous les autres systèmes de commande connus, on n'arrive guère, en Amérique, qu'à 12 ou 15 *ch* (locomotives du Chicago Milwaukee-St-Paul de 3.300 *ch* pesant 240 *t*) et, en Europe, à une vingtaine de *ch*.

Les machines à engrenages de la Compagnie d'Orléans, d'une puissance unihoraire de 1.000 *ch* (1) environ, en service depuis 1899, pèsent environ 50 *t*., soit 20 *ch* par tonne. Les machines nouvelles, série E 21-E 25, d'une puissance unihoraire de 2000 *ch* (2) à commande par bielles pèsent 87 *t* et leur puissance spécifique atteint 23 *ch* par tonne. La puissance continue de ces machines dépasserait 1700 *ch* pour un échauffement de 85° de la partie la plus chaude de la machine moyennant de très légères modifications.

L'expérience acquise dans la construction de ces machines permettrait, le cas échéant, de réaliser de notables réductions de poids ou des augmentations importantes de puissance et on peut dire, d'une façon générale, qu'à puissance égale, une machine à bielles doit avoir un poids de 15 à 20 % plus faible qu'une machine à engrenages et de 20 à 30 % plus faible qu'une machine *gearless*.

Il était donc du plus haut intérêt, au point de vue du développement général de la traction électrique, d'examiner si l'emploi des bielles était réellement pratique et s'il n'entraînait pas des sujétions inacceptables en service courant.

Des accidents de toutes natures, survenus dans toutes les installations où ce mode de transmission a été employé, ont en effet jeté un certain discrédit sur la commande par bielles ; les renseignements que l'on peut trouver dans la littérature technique ou recueillir auprès des exploitants étant trop vagues pour permettre de se faire une opinion raisonnée, il ne restait qu'à reprendre la question « *ab ovo*. » La théorie que nous avons établie en 1912 n'a pu être soumise au contrôle des faits que lorsque nous avons pu l'appliquer aux locomotives de la Compagnie d'Orléans. La pratique ayant maintenant confirmé la théorie, nous croyons pouvoir exposer des principes généraux qui nous ont amenés à proposer l'emploi du système de commande de M. Büchli avec addition d'une transmission élastique particulière entre induit et arbre d'induit.

La présente note a pour objet de décrire sommairement les machines de la série E 21 à E 25, d'exposer rapidement quelques considérations générales sur la commande par bielles, et d'indiquer les résultats obtenus en service courant.

Dans une annexe plus particulièrement mathématique sont rassemblées quelques démonstrations analytiques et quelques méthodes de calculs qui pourront peut-être intéresser les spécialistes.

(1) Sans ventilation.

(2) Avec ventilation.

1° DESCRIPTION DES LOCOMOTIVES.

Ces locomotives (Pl. II) sont du type 1-D-1 à quatre essieux couplés, bissel à l'avant, bissel à l'arrière. Deux moteurs décapolaires d'une puissance unihoraire de 4000 *ch* sont montés sur les longerons ; le mouvement est transmis des moteurs aux roues par des bielles inclinées système Büchli (Société Brown-Boveri).

Les caractéristiques principales de ces machines sont les suivantes :

Longueur entre tampons.....	12 m 20
Longueur de la caisse.....	11 m 02
Largeur de la caisse.....	3 m 10
Empatement total.....	8 m 70
Empatement rigide.....	1 m 75
Diamètre des roues motrices.....	1 m 50
Diamètre des roues porteuses.....	0 m 86
Poids total.....	87 t 210
Poids adhérent.....	68 t 500
Poids de la partie mécanique.....	47 t 540
Poids de la partie électrique.....	39 t 670
Poids d'un moteur avec contrepoids.....	16 t 200

Châssis et essieux. — Le châssis de la locomotive est constitué par deux longerons en tôle d'acier de 25 mm d'épaisseur ayant 11 m de longueur et 1 m 206 de hauteur maximum.

Ces longerons sont réunis aux extrémités par les deux traverses de tête qui portent les appareils de choc et de traction et dans la partie centrale par quatre entretoises dont deux placés au droit des parois du caisson central et des cabines de manœuvre. Deux plateaux en acier coulé portant les pivots des bissels sont en outre rivés aux longerons qu'ils relient rigidement sous les cabines de manœuvre.

Le châssis est renforcé dans sa partie centrale par deux cornières rivées aux longerons.

Les moteurs de traction sont placés entre le caisson et les cabines de manœuvre ; ils sont fixés chacun au châssis, par 14 vis de 28 mm pénétrant dans les longerons et 14 boulons de 23 mm traversant les cornières de renforcement.

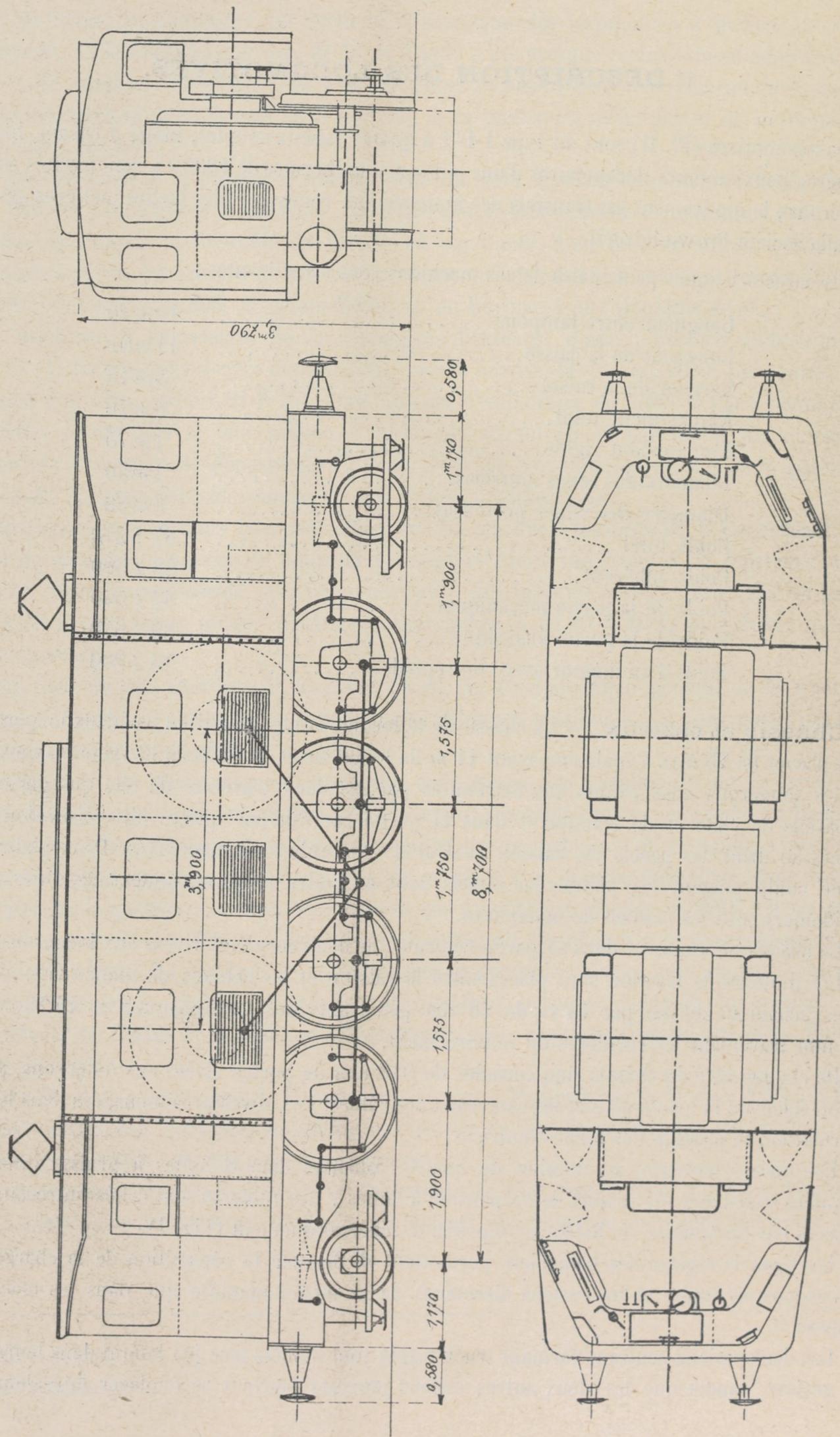
De chaque côté du châssis cinq consoles de 918 mm de portée rivées aux longerons, portent le plancher de la locomotive et les caniveaux des câbles. Les ouvertures ménagées dans les tôles permettent le passage des bielles motrices.

Les essieux moteurs, au nombre de quatre, tournent dans 8 boîtes à graisse intérieures agrafées chacune à un ressort de suspension à lames. Ces ressorts sont reliés entre eux et au châssis par un système de balancier représenté schématiquement (Fig. 1).

Les tiges de réglage des balanciers permettent d'effectuer la répartition de la charge entre les essieux accouplés et les essieux directeurs de la même manière que dans les machines à vapeur.

Les deux essieux centraux formant truck rigide sont montés sans jeu latéral dans leurs boîtes à graisse, tandis que les deux autres essieux moteurs peuvent se déplacer latéralement de

Fig. 1. — DISPOSITION SCHEMATIQUE DE LA LOCOMOTIVE.



37 mm de part et d'autre de leur position médiane pour permettre l'inscription en courbe de la machine.

Ce déplacement latéral est facilité au moment de l'entrée en courbe par la poussée de la rotule du timon de bissel qui s'exerce sur le manchon d'entraînement des essieux en question. Ce manchon entourant les essieux moteurs extrêmes porte un frein à ressorts à lames dont l'action, proportionnelle aux déplacements de l'essieu, a pour effet d'amortir les chocs transversaux sur les rails.

Les bissels du type de la Société de Winterthur sont à déplacement libre avec rappel dans l'axe de la voie par ressort spiral agissant sur le timon.

Les données caractéristiques des essieux sont les suivantes :

Essieux montés moteurs :

Diamètre au cercle de roulement.....	1 m 500
Largeur du bandage.....	0 m 140
Diamètre du centre de roue.....	1 m 350
Diamètre des essieux.....	0 m 205
Diamètre des fusées.....	0 m 210
Longueur des fusées essieux du milieu.....	0 m 240
Longueur des fusées essieux extérieurs.....	0 m 314
Tourillons du milieu.....	{ Diamètre..... 0 m 110
	{ Longueur..... 0 m 110
Tourillons extérieurs.....	{ Diamètre..... 0 m 110
	{ Longueur..... 0 m 178
Longueur totale de l'essieu.....	1 m 757

Essieux montés porteurs :

Diamètre au roulement.....	0 m 860
Largeur du bandage.....	0 m 140
Diamètre du centre de roue.....	0 m 710
Diamètre des essieux.....	0 m 160
Diamètre des fusées.....	0 m 150
Longueur des fusées.....	0 m 240
Longueur totale de l'essieu.....	2 m 208
Fusée support de bois de frotteurs.....	{ Diamètre..... 0 m 100
	{ Longueur..... 0 m 230

Chaque roue motrice est freinée à raison de un sabot par roue et munie de sablières à raison de une sur deux dans chaque sens de marche.

Caisse. — La caisse, entièrement métallique, comprend trois parties : deux cabines de manœuvre aux extrémités faisant corps avec le châssis et une cabine centrale à parois amovibles.

Fig. 2. — DISPOSITIONS GÉNÉRALES DE LA MACHINE (Parois de la cabine centrale enlevées).

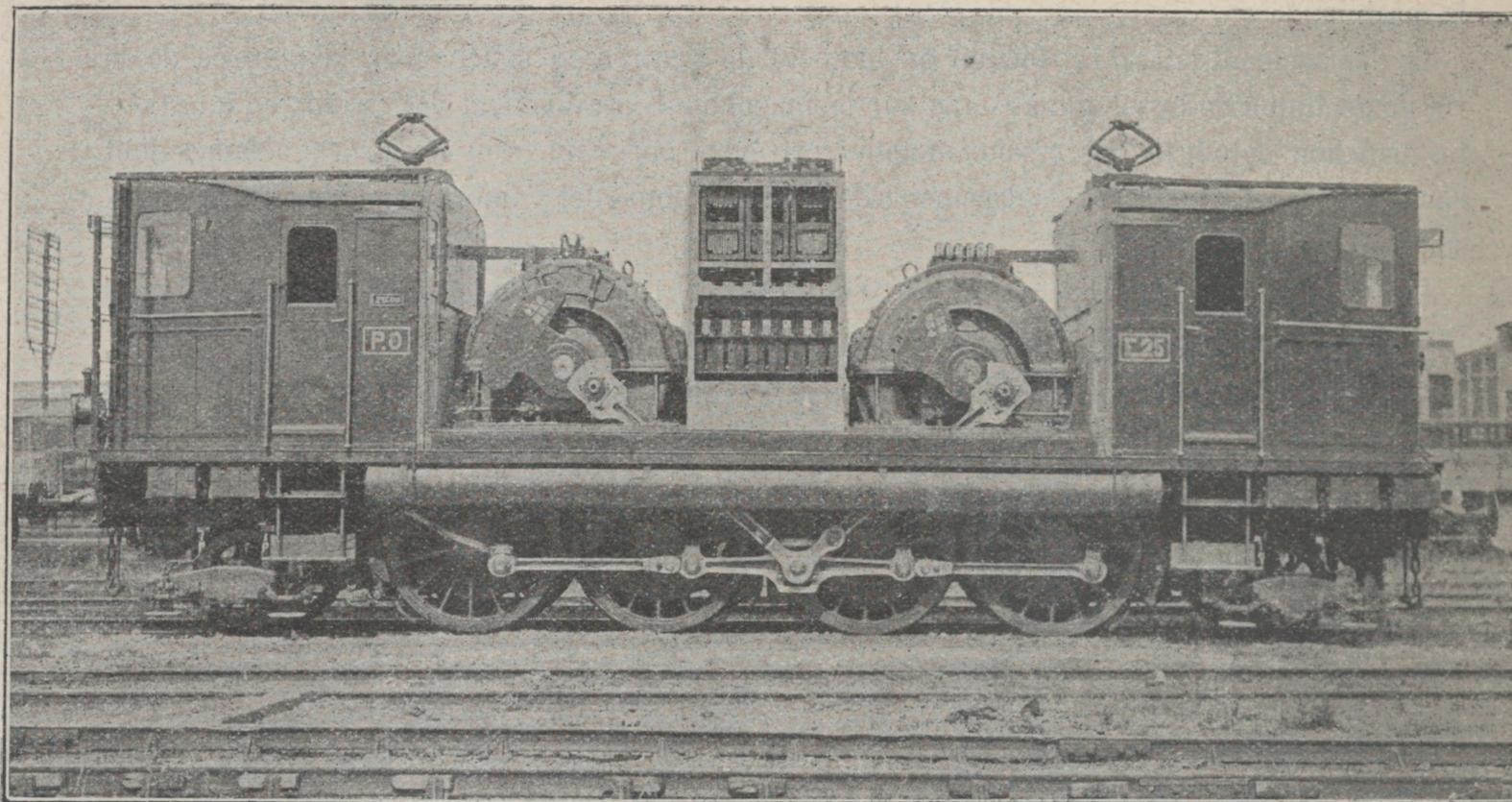
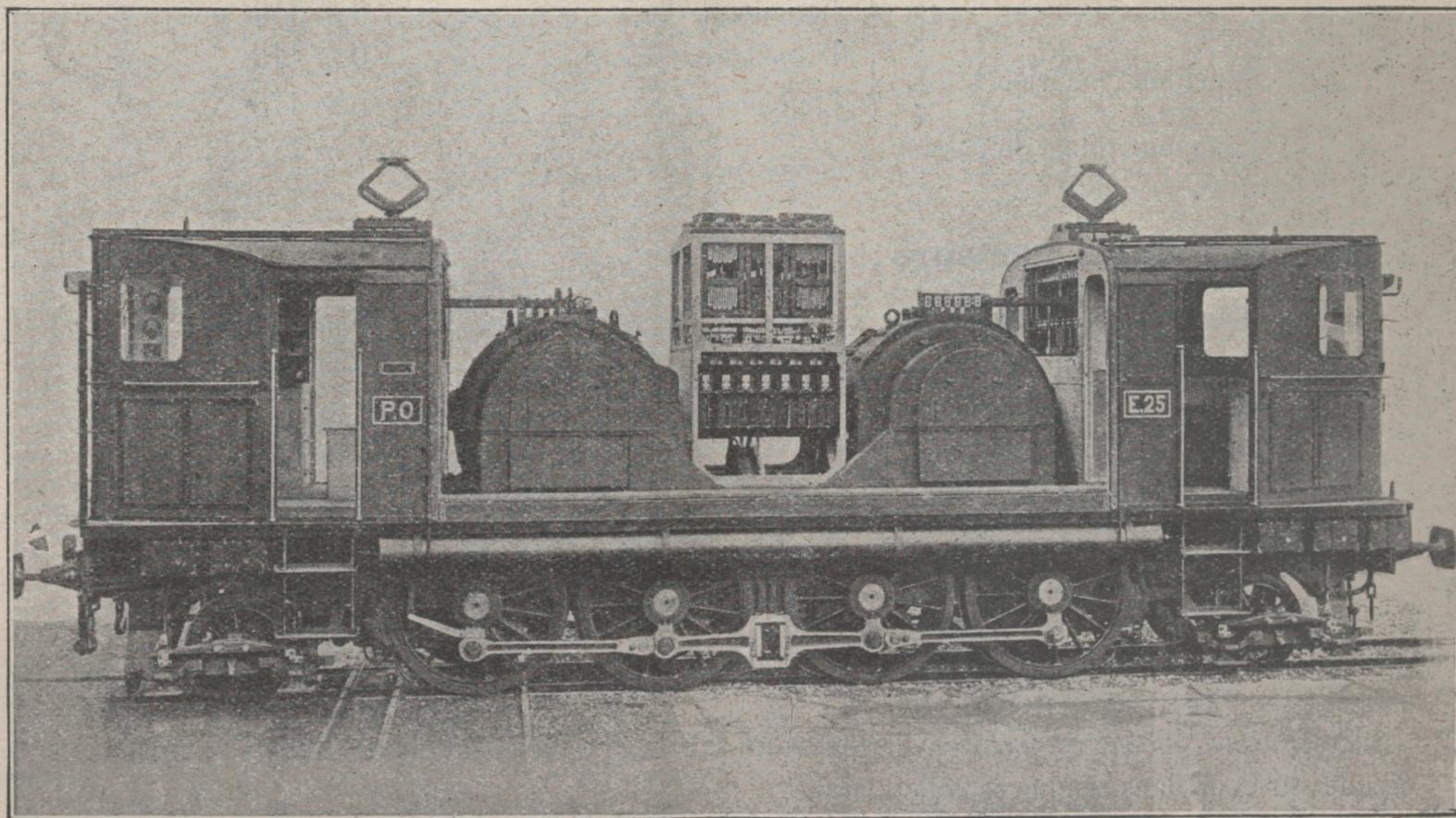


Fig. 3. — DISPOSITIONS GÉNÉRALES DE LA MACHINE.



Les deux cabines extrêmes contiennent chacune tous les appareils de manœuvre nécessaires à la conduite de la machine : contrôleurs, freins, sifflets, sablières ainsi qu'un disjoncteur automatique. Dans chaque cabine se trouvent en outre tous les appareils de contrôle de la

marche : enregistreurs de vitesse, compteur d'énergie, ampèremètres, voltmètres, manomètres, etc.

La cabine centrale contient les moteurs et une partie des appareils de « train control ».

Les 18 contacteurs correspondant aux divers couplages des moteurs, à la marche avant ou arrière, sont placés dans des coffres formant le fond des cabines extrêmes à raison de 9 contacteurs par cabine.

Dans ces mêmes coffres se trouvent, à la partie inférieure, les interrupteurs d'isolement des moteurs, le relai d'accélération, et les appareils de réglage du « contrôle automatique » du démarrage ; sur les côtés, dans des coffres spéciaux, fermés par des portes métalliques ajourées : les fusibles, les interrupteurs de terre et les résistances du « circuit de contrôle ».

Les 14 contacteurs correspondant aux divers couplages des éléments de résistance de démarrage sont placés dans un caisson rivé au châssis placé au centre de la locomotive entre les deux moteurs. Dans la partie supérieure de ce caisson se trouvent les résistances de démarrage, et, dans la partie inférieure, le groupe moteur-ventilateurs.

L'air produit par chaque ventilateur passe dans le moteur qui lui est accolé et de là, dans le caisson central et les résistances de démarrage.

La figure 2 montre les dispositions générales de la machine, parois de la cabine centrale enlevées.

Des carters de protection (visibles Fig. 3) permettent la libre circulation dans la cabine centrale, sans être gêné par les bielles le long des passages latéraux de 0 m 40 de largeur environ réunissant entre elles les différentes cabines.

Chaque passage porte un plancher amovible recouvrant les caniveaux des câbles. Ce caniveau, entièrement métallique, porte sur des tasseaux en bois les conducteurs principaux de la machine constitués par des câbles isolés au caoutchouc ; les conducteurs du circuit de contrôle sont groupés en câble à conducteurs multiples passés dans des tubes d'acier.

Les différents coffres sont pourvus de portes nombreuses rendant tous les appareils facilement accessibles ; à la suite de divers incidents survenus sur la première machine, on a supprimé complètement le bois et isolé avec des feuilles d'amiante de 6 mm tous les caniveaux et coffrets ; de plus, tous les fusibles sont à l'extérieur, de sorte qu'aucun câble d'amenée de courant ne pénètre dans la caisse sans être protégé par un fusible à soufflage magnétique. Ces fusibles, au nombre de 12 correspondant aux 8 frotteurs latéraux, aux deux trolley aériens et aux deux moteurs, sont suspendus au-dessous des tabliers de la caisse à la hauteur des pans coupés.

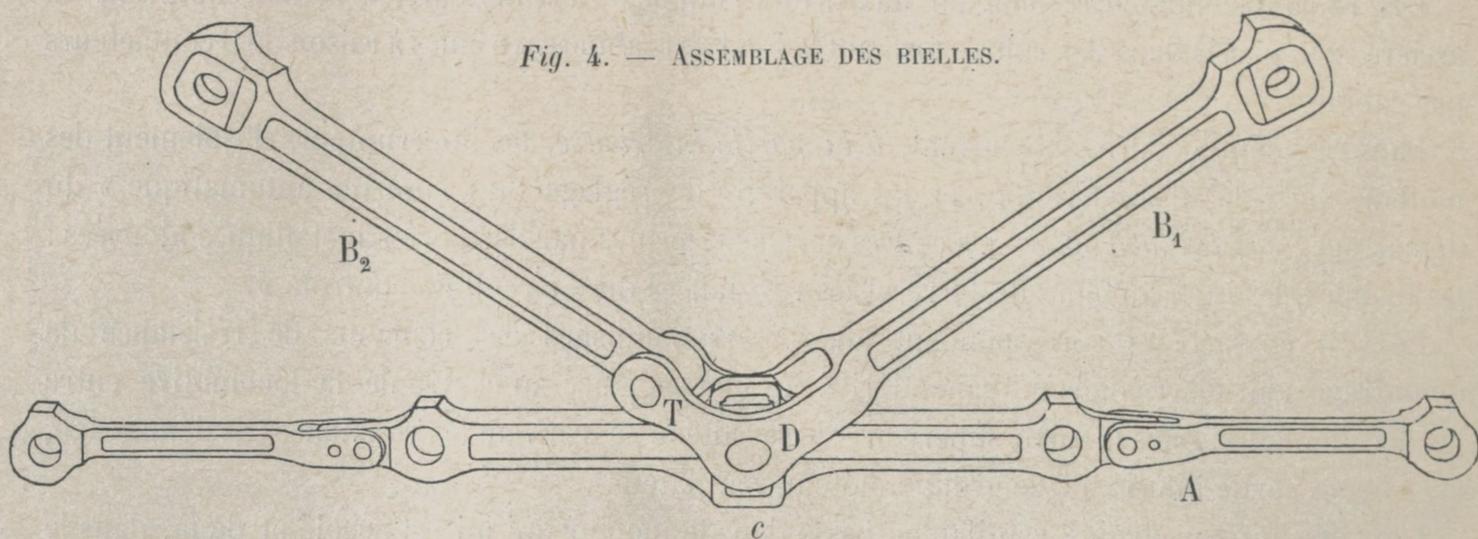
Le long de chaque longeron, fixés aux consoles supports de caisses, se trouvent deux réservoirs principaux d'air comprimé d'une capacité unitaire d'environ 750 litres.

Les parois de la cabine centrale constituent une sorte de caisse amovible portant de chaque côté trois fenêtres et trois volets d'aération. Cette enveloppe amovible est boulonnée à deux cadres formant corps avec les cabines extrêmes.

Mécanisme de commande. — Le système de transmission représenté figure 4 comprend, pour chaque côté de la locomotive, deux bielles inclinées formant un V articulé près de son sommet attaquant une bielle horizontale d'accouplement en trois parties.

La grande bielle inclinée B_1 (Fig. 4) se termine à sa partie inférieure par une fourche embrassant le coulisseau c des bielles d'accouplement et la tête de la petite bielle inclinée B_2 . Cette bielle peut tourner autour du tourillon T traversant sa tête pour se prêter aux modifications de forme du V correspondant à une variation de vitesse relative des moteurs ou à une

déformation du châssis. L'angle des deux bielles inclinées demeure en tous cas voisin de sa valeur de réglage statique (90°).



La partie centrale de la bielle horizontale d'accouplement A porte un coulisseau et un palier glissant pouvant se déplacer verticalement entre deux glissières à écartement réglable par un système de coins. L'amplitude de la course de ce palier est de 45 mm au-dessous de la position de repos et de 40 mm au-dessus ; elle est suffisante pour permettre les oscillations verticales de la caisse.

Le palier glissant est percé en son centre d'un trou de 110 mm dans lequel passe l'axe d'assemblage D avec la fourche de la grande bielle inclinée B_1 .

Le palier glissant possède des butées empêchant son déplacement latéral dans le coulisseau ; le profil de ces butées est courbe de manière à permettre à l'ensemble de la transmission en V de prendre une légère inclinaison par rapport au plan vertical ; le plan des bielles peut prendre ainsi, par rapport au plan vertical, l'orientation convenable quand la caisse penche vers la droite ou vers la gauche.

Les deux bielles d'accouplement horizontales extrêmes sont articulées avec la bielle d'accouplement du milieu ; leur jeu dans le plan vertical est suffisant pour permettre d'absorber les dénivellations de la voie, et notamment de monter sur les aiguilles inclinées du chariot transbordeur du quai d'Orsay. Les boutons de manivelles des essieux extrêmes ont une longueur suffisante pour que les coussinets des têtes de bielles d'accouplement puissent glisser sur eux d'une quantité égale à celle permise par le jeu latéral des essieux correspondants $\pm 25\text{ mm}$.

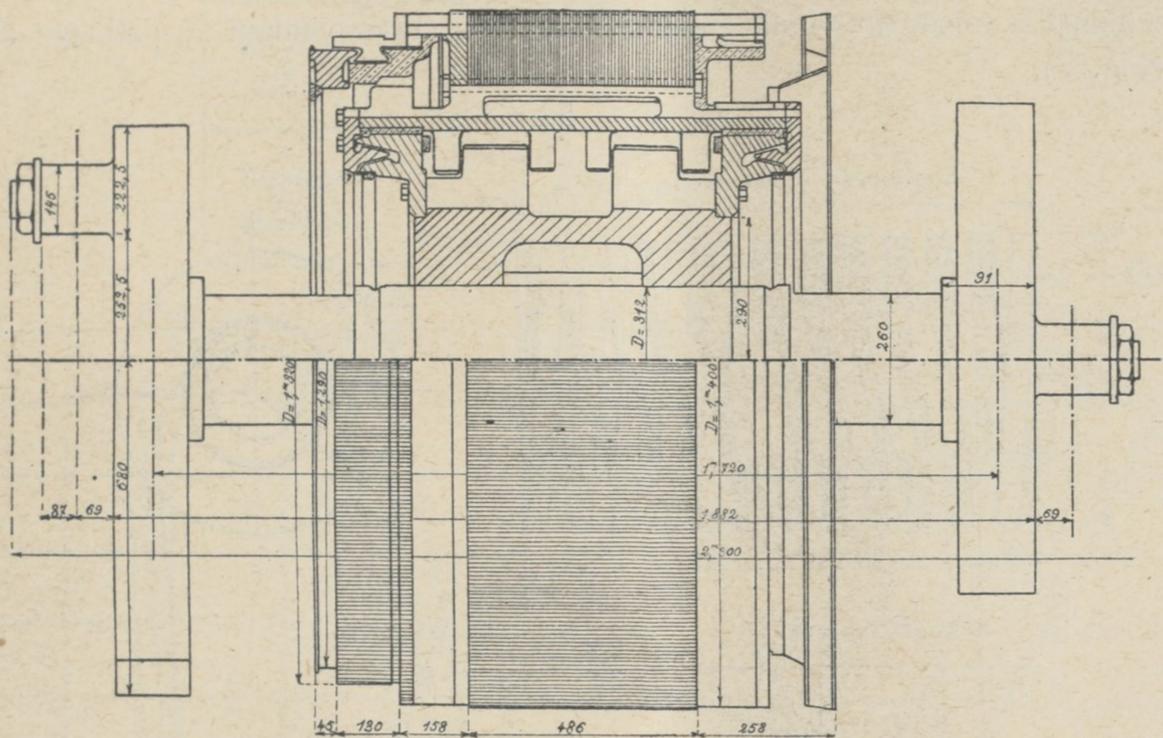
Moyeu élastique des moteurs. — Les boutons des deux manivelles de chaque moteur qui entraînent les bielles inclinées sont calés à 90° sur les arbres d'induit. Mais ces arbres, au lieu de faire corps avec l'armature, sont reliés aux induits proprement dits par l'intermédiaire d'un système élastique.

Les figures 5 et 6 montrent la disposition générale de ces moyeux flexibles. Les tôles d'induit et les enroulements sont montés sur une lanterne en acier moulé qui porte à sa surface intérieure six lignes de dents d'entraînement comprenant chacune quatre dents. Le moyeu d'induit claveté sur l'arbre porte, lui aussi, six lignes de dents d'entraînement comprenant chacune deux dents.

Chaque dent du moyeu est insérée entre deux dents de l'induit comme il est indiqué figure 5

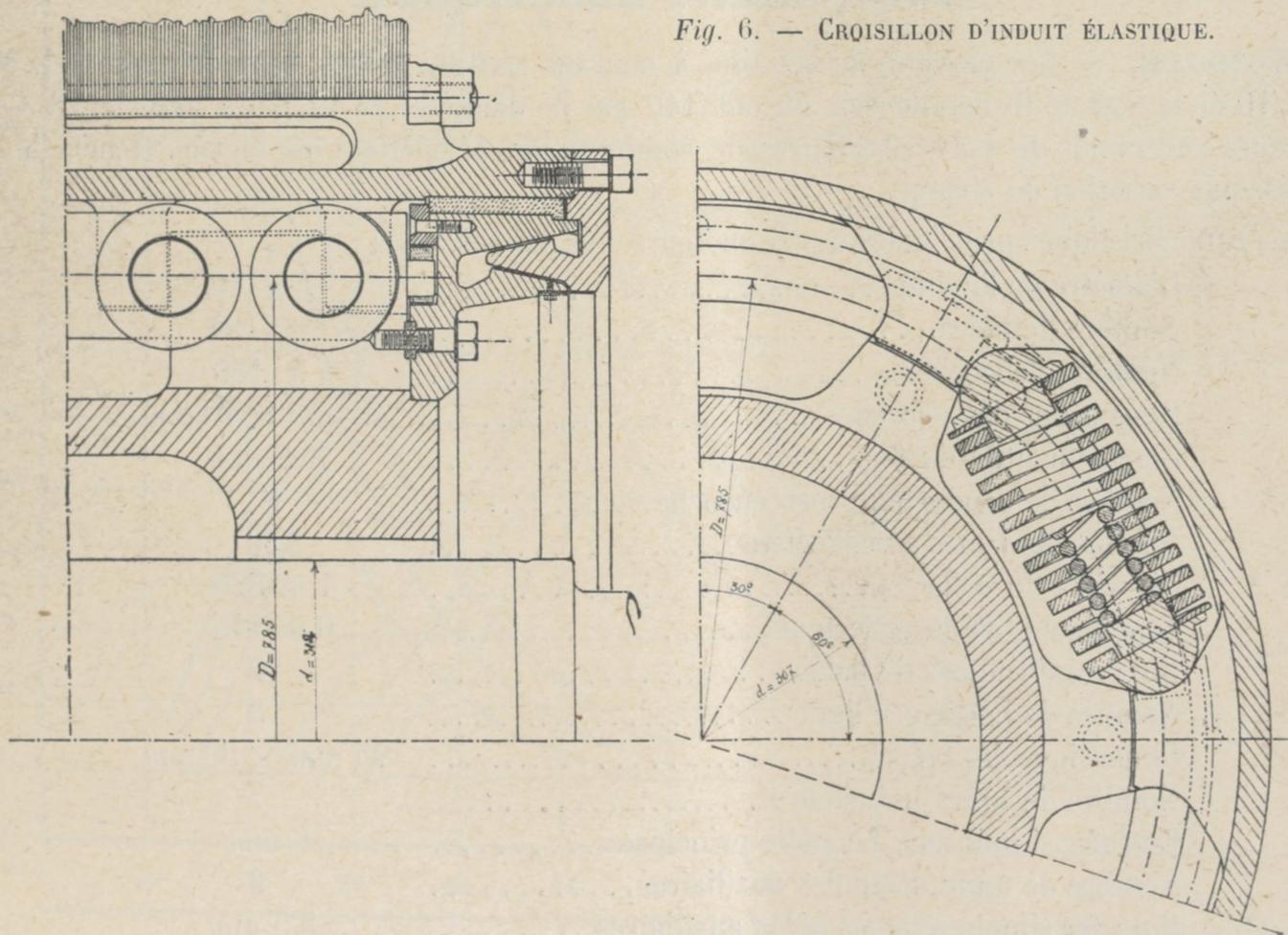
et dans la partie gauche de la figure 6 ; 12 ressorts doubles établissent la liaison entre les dents du moyeu et de l'induit, comme le montre nettement la figure 6 (partie droite).

Fig. 5. — INDUIT MONTÉ DE MOTEUR G.L.M. 140/10.



L'induit repose sur le moyeu par l'intermédiaire de deux bagues en bronze formant amortisseur.

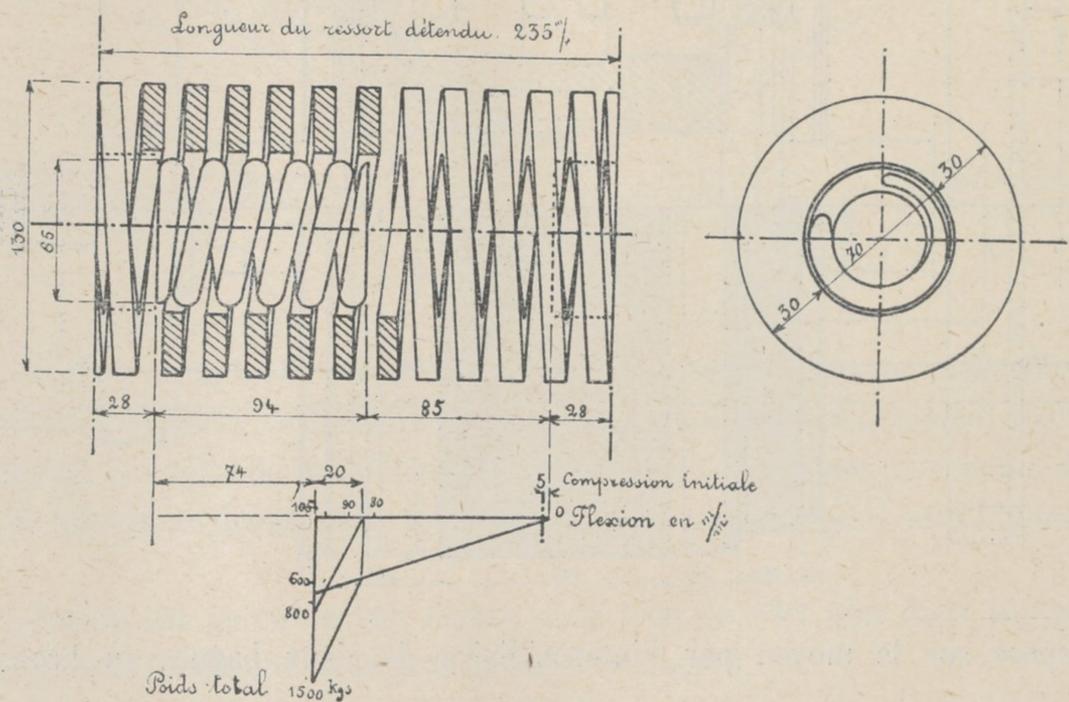
Fig. 6. — CROISILLON D'INDUIT ÉLASTIQUE.



Un système d'anneaux empêche les têtes d'accouplement des ressorts jumelés de quitter leur logement sous l'action de la force centrifuge et différentes chicanes avec joints en cuir empêchent la graisse dans laquelle sont noyés les ressorts de s'échapper de l'induit.

Chaque ressort comprend, en réalité : un grand ressort servant au réglage de la vitesse critique comme il est indiqué plus loin et un petit ressort amortisseur de choc qui n'entre en action que quand la valeur du couple s'approche de celle correspondant au patinage de roues motrices (Fig. 7).

Fig. 7. — RESSORTS.



ÉQUIPEMENT ÉLECTRIQUE.

Moteurs. — Les moteurs de traction à courant continu 600 V sont du type G. L. M. 140/10 de la Société Brown-Boveri, ils ont 140 cm de diamètre et 10 pôles inducteurs. Ces moteurs sont munis de pôles auxiliaires de commutation permettant un réglage étendu de la vitesse par variation du champ.

Les caractéristiques principales de ces moteurs sont les suivantes :

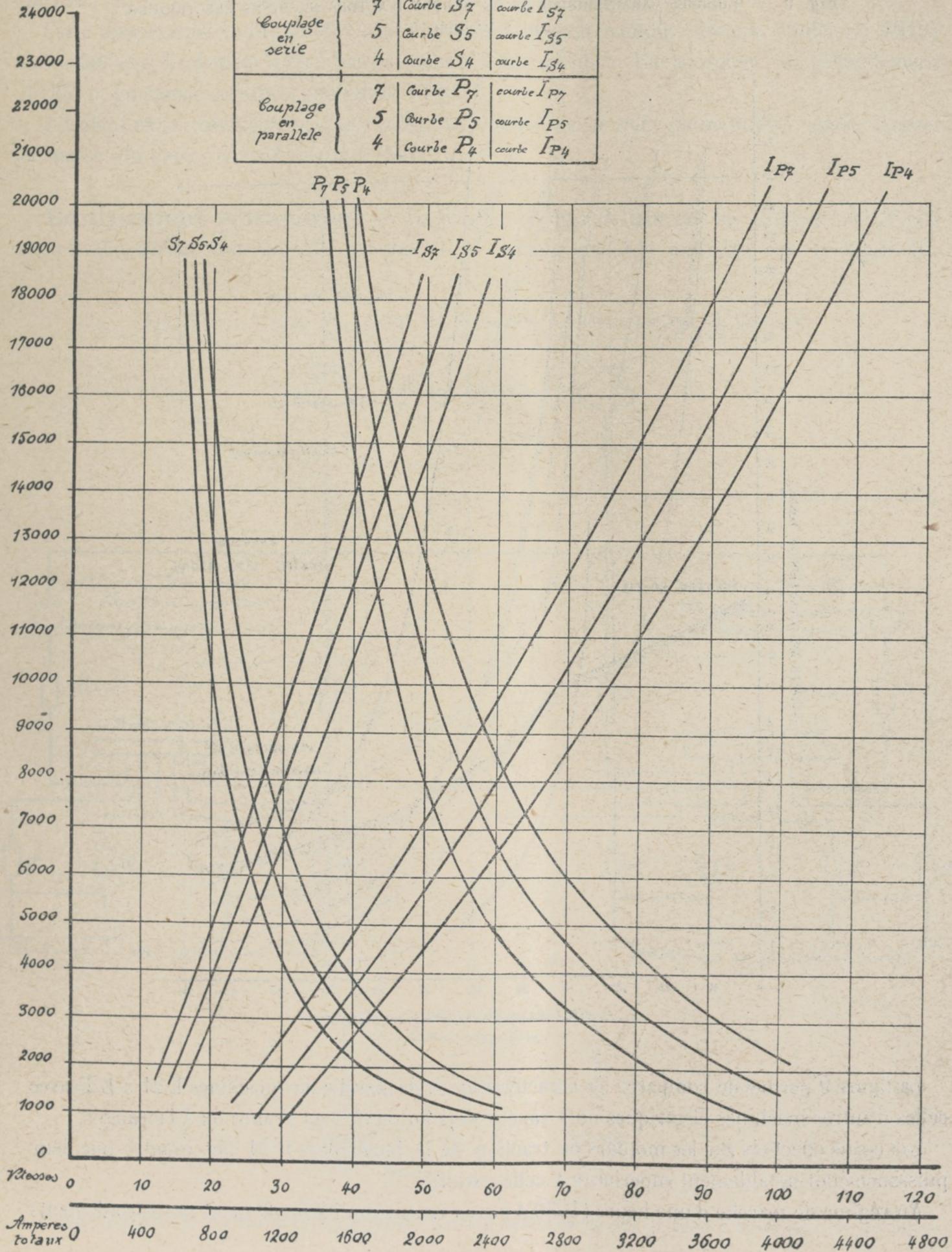
Diamètre de l'induit.....	1 m. 40
Nombre de pôles.....	10
Nombre d'encoches.....	180
Dimensions des encoches.....	42 mm × 10 mm
Longueur utile du fer.....	520 mm
Nombre de conducteurs par encoche.....	8
Nombre de lames au collecteur.....	720
Diamètre du collecteur.....	1 m 320
Longueur utile du collecteur.....	0 m 115
Nombre de lignes de balais.....	10
Nombre de balais par ligne.....	3
Dimensions des balais.....	25 mm × 30 mm
Nombre de tours inducteurs.....	7
Entrefer simple sous les pôles principaux.....	6 mm
Nombre de tours des pôles auxiliaires.....	9
Entrefer simple sous les pôles auxiliaires.....	8,5 mm
Nombre de connexions équipotentielles.....	180

Fig. 8. — COURBES CARACTÉRISTIQUES DES LOCOMOTIVES.

Les caractéristiques de vitesses d'intensités, de rendements et de résis^{on} au roult sont représentées en fonction de l'effort de traction au crochet d'attelage par les courbes indiquées ci-dessous

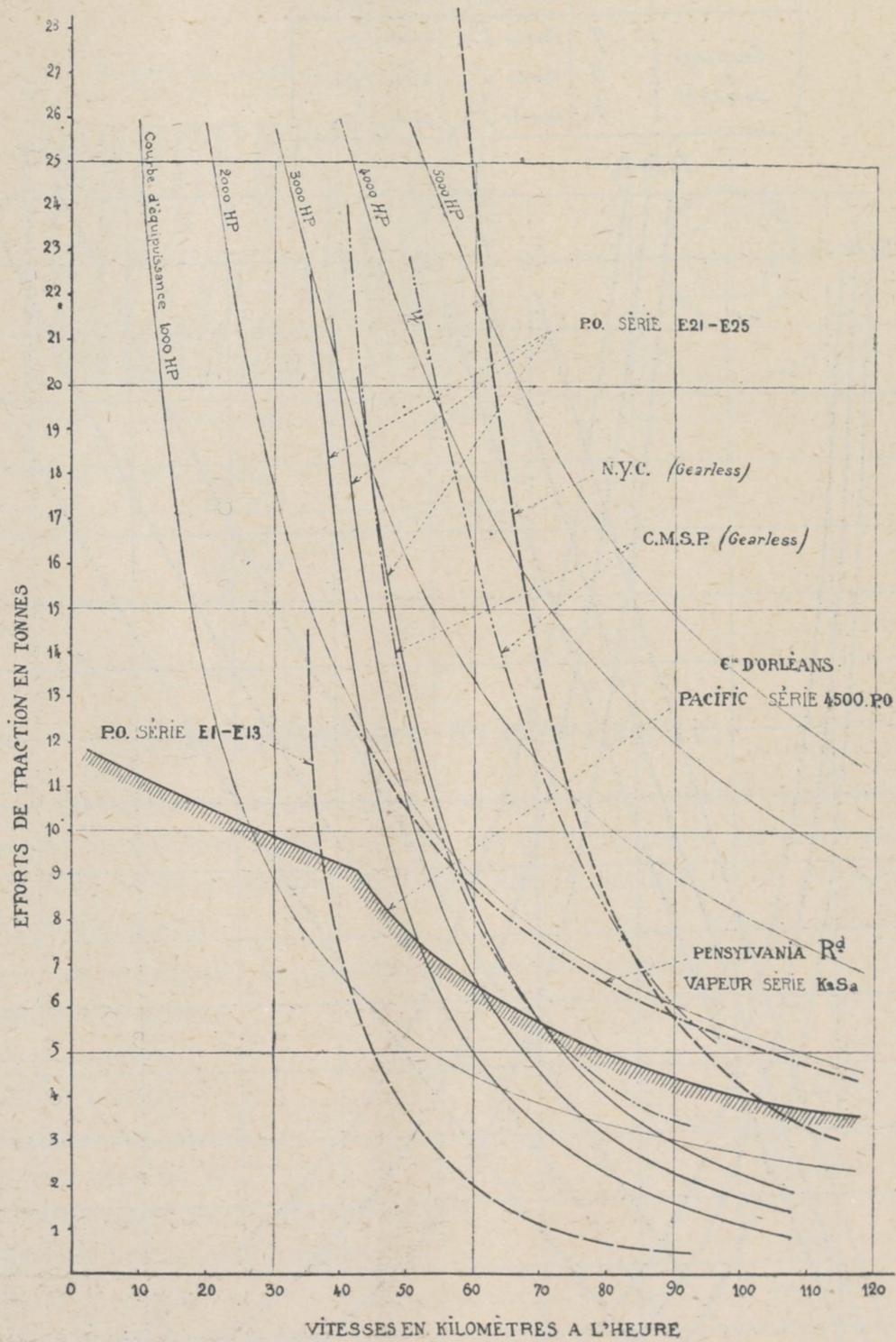
Efforts au crochet d'attelage

Modes de couplage	Nombre de tours induits par pôle	Vitesse	Intensités
Couplage en série	7	Courbe S ₇	courbe I _{S7}
	5	Courbe S ₅	courbe I _{S5}
	4	Courbe S ₄	courbe I _{S4}
Couplage en parallèle	7	Courbe P ₇	courbe I _{P7}
	5	Courbe P ₅	courbe I _{P5}
	4	Courbe P ₄	courbe I _{P4}



Les courbes représentées sur la figure 8 ci-contre donnent, en fonction de la vitesse, sous la tension d'alimentation de 600 V, les valeurs des efforts de traction au crochet d'attelage et des intensités pour les différents couplages et pour des nombres de tours-inducteurs de 7, 5 et 4.

Fig. 9. — COURBES CARACTÉRISTIQUES DE MARCHÉ D'AUTRES MACHINES ÉLECTRIQUES OU A VAPEUR.



La figure 9 permet de comparer les caractéristiques de marche des machines E 21 à E 25 avec celles d'autres machines électriques ou à vapeur déjà en service en France ou à l'étranger.

Les essais effectués sur les moteurs de traction de la locomotive E 21 ont montré que leur puissance était notablement supérieure à celle garantie.

Au régime de marche d'une heure (1250 A) avec ventilation l'échauffement des enroulements

n'a pas dépassé 51°. Pour un échauffement de 75° la puissance correspondante calculée serait de 2000 *ch* environ sur l'arbre des moteurs de la locomotive.

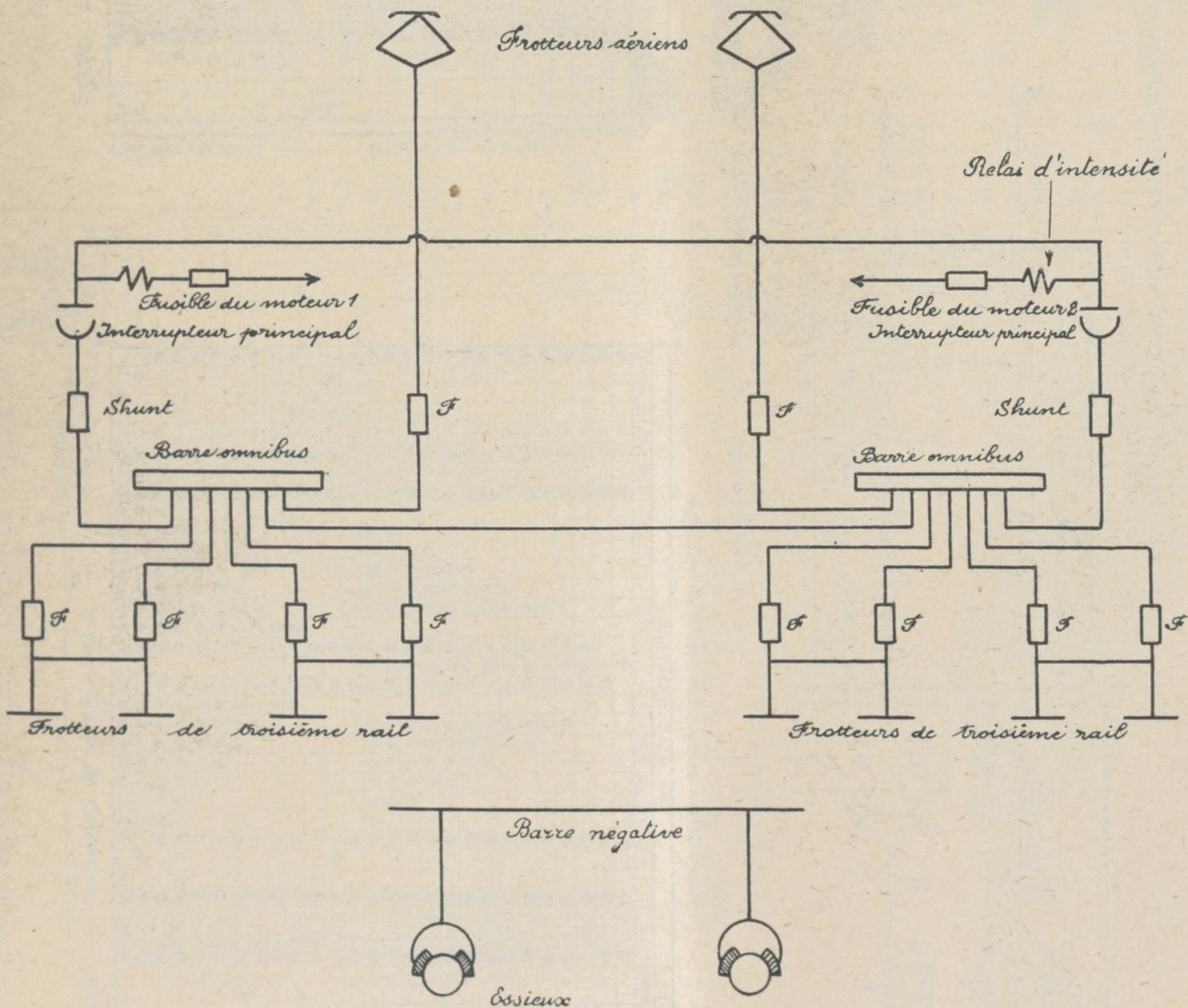
En marche continue la puissance est limitée par l'échauffement de l'induit ; en admettant pour celui-ci une température limite de 85°, la puissance continue utile sur l'arbre est de 1500 *ch*.

Cette température limite de 85° avait été fixée en tenant compte (moteur étudié en 1913) de ce fait que l'isolement n'était pas entièrement fait au mica. En acceptant un échauffement de 85° la puissance continue atteindrait 1700 *ch*.

L'isolant entre conducteurs d'une même section est de la toile jaune huilée ; entre section et masse, du papier micaté moulé à chaud.

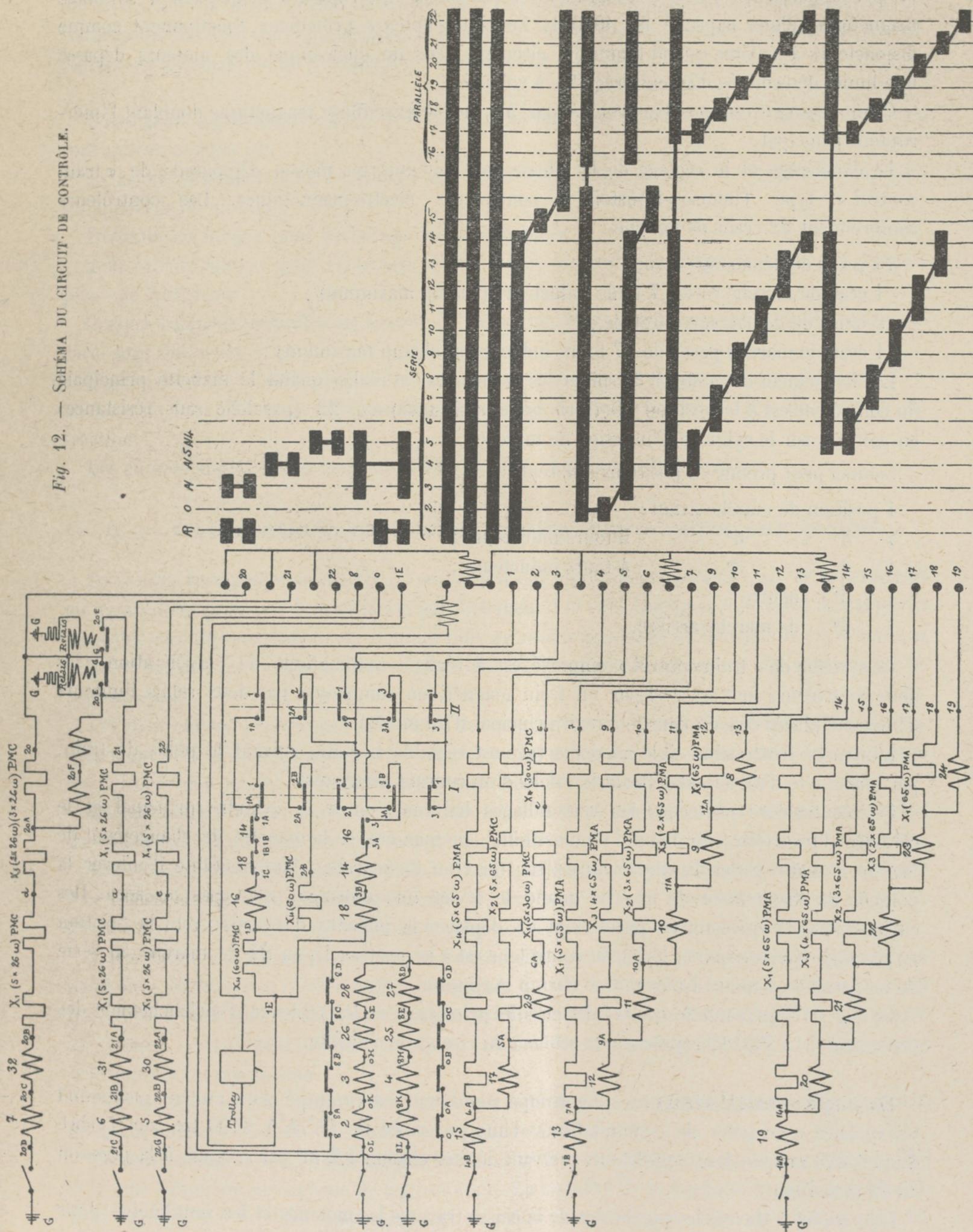
Équipement électrique. — Le courant capté à la ligne par les frotteurs de 3^e rail et le trolley aérien, suit dans la locomotive la marche générale indiquée sur la figure 10,

Fig. 10. — SCHEMA DU CIRCUIT DE PUISSANCE. CABLES D'AMENÉE DU COURANT.



L'ensemble de la locomotive est protégé par un système de dix fusibles à soufflage magnétique

Fig. 12. — SCHEMA DU CIRCUIT DE CONTRÔLE.



(1 par appareil de prise de courant), et par deux interrupteurs principaux à soufflage magnétique d'une capacité de 4000 A. Ces interrupteurs principaux fonctionnent comme disjoncteurs à maxima quand l'intensité circulant dans un quelconque des moteurs dépasse une limite déterminée d'ailleurs réglable à volonté.

Chaque moteur est en outre protégé par un fusible à soufflage magnétique doublant l'interrupteur principal.

Le démarrage et le réglage de la vitesse sont obtenus au moyen d'appareils de « train control » type Thomson-Houston à contacteurs électro-magnétiques. Les contrôleurs comprennent 22 crans de marche :

14 crans de démarrage série :

1 cran de marche série ; 7 tours inducteurs (champ maximum) ;

6 crans de démarrage parallèle ;

1 cran de marche parallèle ; 7 tours inducteurs (champ maximum) ;

Le changement du nombre de spires des inducteurs est réalisé quand la manette principale du contrôleur est à la position 15 (série sans résistance) ou 22 (parallèle sans résistance) en agissant sur le cylindre d'inversion de marche.

Celui-ci peut prendre 5 positions différentes :

1 position de marche avant ;

1 d° d° 5 tours inducteurs ;

1 d° d° 4 tours inducteurs ;

1 d° neutre ;

1 d° de marche arrière.

Le système de « train control » employé est à réglage automatique de l'accélération ; les deux contrôleurs sont asservis par un frein magnétique commandé par deux relais limiteurs d'intensité placés chacun dans le circuit principal d'un moteur.

L'intensité-limite admissible au démarrage est réglable à main, suivant le poids du train, par manœuvre d'un rhéostat fixant la valeur d'un courant antagoniste.

Les contrôleurs possèdent les verrouillages habituels entre le cylindre principal et le cylindre d'inversion entraînant : l'impossibilité de manœuvrer la manette de changement de marche quand le levier du contrôleur est sur un cran de marche ; l'impossibilité d'enlever la poignée du changement de marche quand le levier du contrôleur n'est pas au zéro. Des enclenchements spéciaux ne permettent de déplacer la manette d'inversion vers la position de shuntage que lorsque le levier du contrôleur est à la position 15 ou 22 de marche en série ou en parallèle, sans résistance, avec champ maximum.

La Fig. 11 représente le schéma des circuits principaux et les tableaux d'enclenchement des contacteurs. La Fig. 12 représente le schéma du circuit de contrôle.

Groupe ventilateur. — Le groupe ventilateur est composé d'un moteur compound tétrapolaire avec pôles de commutation, d'une puissance de 15 *ch* à 1100 *tm* sur l'arbre duquel sont montés deux ventilateurs pouvant débiter chacun 4,2 m³ par seconde à la pression de 80 *mm* d'eau.

L'air aspiré à travers les persiennes de la caisse traverse les moteurs et les ventilateurs pour s'échapper à l'extérieur par le coffre central et le toit.

Compresseurs d'air. — Chaque machine est équipée avec deux compresseurs d'air de 8 *ch* ayant un déplacement théorique de 1100 litres par minute. Les deux compresseurs remplissent des réservoirs d'une capacité globale de 1500 litres ; ils sont commandés par un régulateur automatique de pression fonctionnant entre 5 et 7 *kg*.

Circuits accessoires. — Différents circuits comprenant chacun 5 lampes en série sont utilisés comme suit :

2 circuits de lampes pour l'éclairage des falots avec lampe témoin à l'intérieur éclairant les appareils de mesure ;

2 circuits de lampes pour l'éclairage des deux cabines ;

2 circuits de lampes pour l'éclairage de la cabine centrale comprenant chacun 4 lampes plus une balladeuse.

Chaque cabine est chauffée au moyen de deux radiateurs électriques de 400 *W* placés en série sous 600 volts.

Chaque machine possède en plus les canalisations et appareils de manœuvre, de sécurité et de contrôle pour l'éclairage et le chauffage des rames de banlieue au moyen du courant de traction.

Les circuits aboutissent à deux coupleurs placés à l'extrémité des machines.

II. — Observations générales sur les commandes par bielles.

Dans toute locomotive en marche, il se produit des mouvements parasites qui se superposent au mouvement principal de translation parallèlement à la voie. Quelques-uns de ces mouvements parasites sont dus aux défauts de stabilité plus ou moins accentués de la machine en « tant que véhicule roulant sur rails », les autres sont dus au fonctionnement même du mécanisme de transmission.

Les mouvements périodiques de roulis, de tangage ou de galop du châssis doivent être nettement distingués des mouvements vibratoires du mécanisme de commande, même quand ces derniers provoquent ou amplifient les mouvements d'ensemble du châssis.

En général, les mouvements vibratoires du mécanisme se produisent dans certains intervalles de vitesse pour disparaître presque complètement pour des vitesses plus petites ou plus grandes.

Les mouvements d'ensemble du châssis : roulis, tangage, ou galop peuvent aussi se produire à certaines vitesses critiques, mais, en général, ces mouvements prennent naissance à partir d'une vitesse déterminée pour augmenter progressivement d'amplitude quand la vitesse croît.

Les mouvements vibratoires dus à la transmission peuvent se produire avec des organes neufs bien réglés ou se révéler seulement quand, du fait de l'usure, il vient à se produire un jeu suffisant dans les articulations. Ces mouvements peuvent être, soit des vibrations d'ensemble du système, soit au contraire des vibrations relatives de ses parties tendant à produire une déformation du mécanisme.

Dans certains cas, ces mouvements sont assez violents pour provoquer la destruction complète de la transmission : rupture de bielles ou rupture de châssis.

La construction des locomotives électriques ne soulève de problèmes nouveaux qu'en ce qui concerne l'étude du mécanisme de transmission. La stabilité de la machine en tant que véhicule peut et doit être étudiée exactement de la même manière que celles des voitures et des locomotives à vapeur, compte tenu des réactions du mécanisme.

*
**

Les transmissions par bielles peuvent être classées, comme tous les systèmes articulés, en deux catégories nettement distinctes : la première comprenant les systèmes hyperstatiques ou à liaisons surabondantes et les systèmes isostatiques ou constamment en équilibre statique.

Dans les systèmes hyperstatiques, certaines liaisons sont assurées par des groupes d'organes fonctionnant en « *parallèle* », la répartition de la charge entre les divers organes ne se faisant que grâce aux jeux et à l'élasticité des différentes pièces.

Dans les systèmes isostatiques, toutes les liaisons sont établies par des groupes d'organes fonctionnant en « *série* » ; la répartition de la charge entre les diverses pièces se fait directement et simplement par décomposition des efforts suivant les directions mêmes des bielles, c'est-à-dire suivant les lois de la statique.

Dans les systèmes hyperstatiques, les efforts dans les bielles peuvent prendre des valeurs très grandes, hors de proportion avec l'effort normal à transmettre, de même que quand deux alternateurs fonctionnent en parallèle la valeur du courant d'échange peut dépasser de beaucoup l'intensité normale de chacun d'eux.

Considérons le cas simple de l'accouplement de deux arbres par bielle et manivelle ; il y a trois liaisons en *parallèle* : le châssis, la bielle de droite et la bielle de gauche.

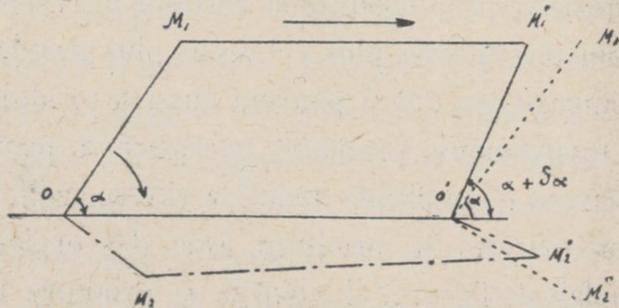
Si nous appelons F_1 et F_2 les efforts dans les bielles, F_1 pour le mécanisme de droite, F_2 pour celui de gauche, r la longueur des manivelles calées à angle droit, nous aurons, en désignant par Γ le couple-moteur :

$$\Gamma = F_1 r \sin \alpha + F_2 r \cos \alpha$$

et cette équation unique est insuffisante pour déterminer les deux tensions variables F_1 et F_2 et la réaction du châssis.

Dans le cas très particulier d'un mécanisme parfaitement réglé, ne comprenant que des pièces absolument rigides, mais ayant des jeux égaux et très petits dans les têtes de bielles une seule des deux bielles est motrice à la fois.

Fig. 13.



Considérons (Fig. 13) le mécanisme en un moment de son mouvement où $\alpha > 45^\circ$; la bielle de droite $\overline{M_1 M_1'}$ qui pousse le bouton de manivelle M_1' étant un peu plus courte que oo' , l'angle de $\overline{M_1' o'}$ avec oo' est un peu plus grand que α et égal à $\alpha + \delta\alpha$; cet écart étant très petit, on peut écrire :

$$oo' - \overline{M_1 M_1'} = \delta (r \cos \alpha) = - r \sin \alpha \delta\alpha.$$

Pour la bielle de gauche $\overline{M_2 M_2'}$, on aura de même :

$$oo' - \overline{M_2 M_2'} = \delta (r \sin \alpha) = r \cos \alpha \delta\alpha.$$

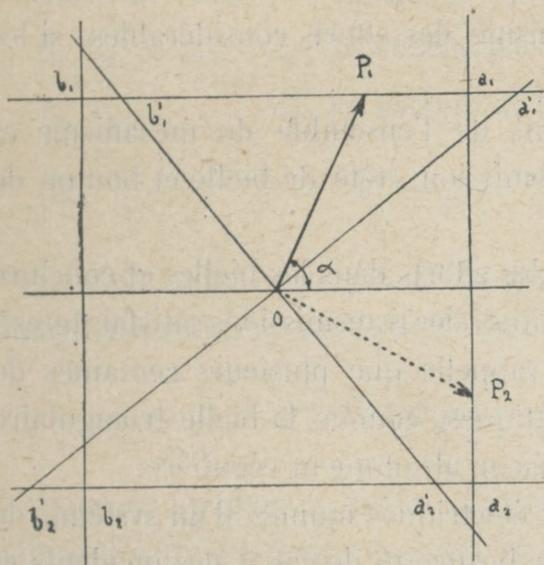
Comme l'écart angulaire $\delta\alpha$ est le même pour les deux manivelles $o' M_1'$ et $o' M_2'$, on voit que, du fait des jeux dans les têtes de bielles, c'est la bielle de droite qui pousse tant que $|\sin \alpha| < |\cos \alpha|$,

c'est-à-dire tant que α est compris entre 90 et 45° ; c'est la bielle de gauche qui tire quand α est compris entre $+45^\circ$ et -45° .

Si on trace un carré de centre o (Fig. 14), on voit que les efforts F_1 et F_2 peuvent être représentés respectivement par les longueurs oP_1 et oP_2 .

Dans le cas où existent des jeux appréciables mais identiques dans les différentes articulations, la bielle de droite, au lieu d'être motrice dans l'angle $b_1 o a_1$ le sera dans l'angle $b'_1 o a'_1$; l'effort qui varie toujours suivant la loi $\frac{T}{\sin \alpha}$ peut prendre une valeur beaucoup plus grande que $T \sqrt{2}$ même pour une valeur de α différant assez peu de 45° ; pour $\alpha = 30^\circ$ l'effort varie de T à $2 T$.

Fig. 14.



Dans le cas d'une bielle unique, pour $\alpha = 0$, l'effort deviendrait théoriquement infini. On sait d'ailleurs que dans le cas d'une bielle unique le passage du point mort ne peut se faire que grâce à l'inertie des pièces tournantes.

*
*
*

Le calcul exact des efforts ne peut être effectué dans les systèmes hyperstatiques qu'en faisant intervenir non seulement les jeux mais encore l'élasticité des bielles et du châssis. Il en est exactement de même dans le cas d'alternateurs fonctionnant en parallèle, les valeurs des courants d'échange dépendant alors

de l'impédance et de la capacité des circuits. Observons que les jeux comme la flexibilité ne sont pas constants, qu'ils varient avec la position des manivelles; ce sont donc en fait des *fonctions périodiques de l'angle*. Nous verrons plus loin que cette observation a une importance considérable.

Dans les systèmes isostatiques, il en est tout autrement. Du fait de la déformabilité du système articulé, de la mise en *série* des liaisons, la transmission du mouvement des moteurs aux roues ne peut être assuré que par l'ensemble des deux mécanismes de droite et de gauche. Avec un seul mécanisme, celui de droite *ou* celui de gauche, le système ne pourrait fonctionner, la transmission serait « folle ».

Cette mise en série des liaisons implique pour les moteurs de petits déplacements angulaires des induits l'un par rapport à l'autre de manière à ce que l'appui de tous les boutons de manivelles sur les têtes de bielles se fasse toujours sur tous à la fois.

Si on admet qu'il n'y a pas de jeu et que les machines sont parfaitement réglées, les vitesses des deux moteurs seront rigoureusement égales à chaque instant; les manivelles des moteurs resteront constamment parallèles deux à deux, et, par application des théorèmes généraux de mécanique sur la décomposition des forces, on trouvera que les efforts sont des fonctions sinusoidales de l'angle de rotation α des manivelles.

Ces fonctions sont, bien entendu, identiques à celles que l'on trouve dans la théorie des bielles triangulaires de M. de Kandó, où l'égalité des vitesses instantanées des moteurs est imposée par l'accouplement direct des arbres d'induit.

S'il y a des jeux ou un dérèglement quelconque, le système articulé se déforme et les vitesses

instantanées des arbres des moteurs doivent, de ce fait, devenir *inégaies*, la vitesse moyenne dans le tour restant, bien entendu, la même. L'avance d'un arbre moteur sur l'autre, la déformation légère de la transmission permettront aux bielles de prendre l'inclinaison voulue pour que les efforts soient toujours dirigés dans le sens des bielles et déterminés par les équations de la statique.

Nous voyons donc que, dans le cas des systèmes isostatiques, les efforts dans les bielles ne peuvent prendre de valeurs plus grandes que celles correspondant aux efforts les plus grands transmis aux roues motrices, ceux-ci étant eux-mêmes limités par le patinage. Les dimensions des divers éléments du mécanisme peuvent donc être calculés pour résister à des forces de valeurs connues et bien déterminées. Mais nous voyons aussi que, pour que le mécanisme fonctionne convenablement, il faut tolérer des variations périodiques de vitesses des arbres d'induit, susceptibles peut-être de produire dans le mécanisme des efforts considérables, si les arbres sont rigidement liés à des masses de grande inertie.

Ces efforts périodiques peuvent amorcer des vibrations de l'ensemble du mécanisme et produire de fortes surpressions dans les organes de transmission (tête de bielle et bouton de manivelle).

Faut-il attacher une importance capitale à la limitation des efforts dans les bielles et conclure que seuls les systèmes isostatiques sont susceptibles de constituer des transmissions satisfaisantes ? Une telle conclusion serait, pour le moins, hâtive si on se rappelle que plusieurs centaines de locomotives munies de systèmes de transmission hyperstatiques, comme la bielle triangulaire de M. de Kandó, fonctionnent en Italie et en Suisse d'une façon absolument régulière.

Il ne faut d'ailleurs pas oublier que les locomotives électriques munies d'un système de transmission isostatique pur et simple ont donné lieu dans beaucoup de cas à des incidents et accidents analogues à ceux observés avec les systèmes hyperstatiques. Il semble cependant que par addition d'un entraînement élastique, on peut bénéficier entièrement des avantages des systèmes hyperstatiques et c'est ce qui donne son intérêt aux essais effectués sur les locomotives de la Compagnie d'Orléans.

Pour voir quelles sont les déficiences inhérentes aux systèmes de transmissions par bielles rigides ou articulées et les améliorations que l'on peut y apporter il faut pousser l'analyse précédente plus loin ; c'est ce que nous allons essayer de faire en utilisant les remarquables travaux de M. Liapounoff sur le « problème général de la stabilité » dont une traduction a été publiée dans les *Annales de la Faculté des Sciences de Toulouse* (tome IX, 2^e série).

La plupart des résultats rappelés ci-après dans la présente note se trouvent également dans le traité d'analyse de M. Goursat (tome II)

*
* *

Si nous tentons de mettre en équation le problème des vibrations propres d'un système de transmission par bielles, il apparaît immédiatement que les équations du mouvement auront des formes différentes, suivant que l'on aura affaire à un système isostatique ou à un système hyperstatique.

Dans le premier cas où on peut, sans erreur appréciable, considérer toutes les élasticités comme constantes, les équations du mouvement seront des équations différentielles plus ou moins compliquées, mais à coefficients *constants*. Dans le cas où différents organes travaillent en parallèle et où, pour déterminer les efforts dans les éléments du système, il faut tenir compte

de l'élasticité ou des jeux, variables avec l'angle, des bielles et du châssis, les équations du mouvement seront des équations différentielles à coefficients *périodiques*.

Or, on sait que les équations différentielles linéaires à *coefficients constants*

$$(1) \quad \frac{d^n y}{dt^n} + p_1 \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \dots + p_n y = P(t)$$

admettent comme solution générale des fonctions de la forme

$$(2) \quad y = y_0 + C_1 e^{r_1 t} + C_2 e^{r_2 t} + C_3 e^{r_3 t} + \dots$$

Dans cette expression, y_0 représente une solution particulière de l'équation (1) :

C_1, C_2, \dots, C_n , les constantes arbitraires d'intégration ;

r_1, r_2, \dots, r_n , les racines de l'équation algébrique :

$$(3) \quad x^n + p_1 x^{n-1} + p_2 x^{n-2} + \dots + p_n = 0^{(1)}$$

Bien entendu, comme tous les coefficients de l'équation sont réels, les différentes racines imaginaires seront conjuguées deux à deux et on aura :

$$y = y_0 + e^{i\omega t} (C_1 \sin \omega_1 t + C_2 \cos \omega_1 t) + e^{i\omega_2 t} (C_3 \sin \omega_2 t + \dots) + \dots \quad (6)$$

Pour le système à bielles, l'équation du mouvement étant du 4^e ordre, le mouvement vibratoire du système résultera donc de la superposition de deux ou quatre mouvements périodiques simples amortis ou non, selon que ρ_1, ρ_2, ρ_3 etc... sont < 0 ou > 0 .

Les systèmes isostatiques possèdent donc un certain nombre de fréquences propres de vibrations ; ces vibrations peuvent être excitées sous l'action de forces perturbatrices comme celles résultant du mouvement même de la locomotive ; selon la valeur de l'amortissement correspondant à la fréquence, il y aura « résonance » proprement dite ou vibration accordée et étouffée.

En modifiant certains éléments de la transmission, son élasticité par exemple, on pourra donc réaliser une marche stable et cela, en considérant le système en lui-même sans se préoccuper de la construction de l'ensemble de la locomotive et de la plus ou moins grande flexibilité du châssis dans différentes directions.

Les équations différentielles définissent le mouvement vibratoire propre d'un système

(1) Si l'équation (3) a des racines multiples, par exemple $r_1 = r_2 = \dots = r_q$ la solution générale de (1) prend la forme :

$$y = y_0 + (C_1 + C_2 t + C_3 t^2 + \dots + C_q t^q) e^{r_1 t} + C_{q+1} e^{r_2 t} + \dots \quad (4)$$

Si on représente par ρ et $i\rho'$ les parties réelles et imaginaires de r

$$r = \rho + i\rho'$$

la solution générale se mettra sous la forme :

$$y = y_0 + e^{\rho_1 t} \varphi_1(\rho_1' t) + e^{\rho_2 t} \varphi_2(\rho_2' t) + \dots \quad (5)$$

les fonctions φ_1, φ_2 étant des fonctions périodiques simples de la variable t .

hyperstatique sont des équations linéaires à coefficients périodiques, de période T correspondant à une rotation complète d'un moteur (1).

$$\frac{d^n y}{dt^n} + p_1 \left(\frac{t}{T} \right) \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + p_2 \left(\frac{t}{T} \right) \frac{d^{n-2} y}{dt^{n-2}} + \dots = 0 \quad (7)$$

Dans cette équation, les coefficients $p_1 p_2 \dots p_n$ sont des fonctions périodiques du temps, quelques-uns d'entre eux peuvent d'ailleurs se réduire à des constantes.

La solution générale de l'équation (7) se met sous la forme

$$y = C_1 e^{\alpha_1 \frac{t}{T} \varphi_1 \left(\frac{t}{T} \right)} + C_2 e^{\alpha_2 \frac{t}{T} \varphi_2 \left(\frac{t}{T} \right)} + \dots \quad (8)$$

dans cette expression :

$C_1 C_2 \dots C_n$ représentent n constantes arbitraires ;

$\varphi_1 \varphi_2 \dots \varphi_n$ n fonctions périodiques de période T ;

$\alpha_1 \alpha_2 \dots \alpha_n$ les racines d'une certaine équation algébrique de degré n dite équation caractéristique (2) dont les coefficients dépendent de la période T, et, par suite, de la vitesse V.

Les quantités $S_1 = e^{\alpha_1}$,

$$S_2 = e^{\alpha_2},$$

$$S_3 = e^{\alpha_3} \dots$$

par lesquelles sont multipliées les fonctions périodiques $\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3$, ont reçu le nom de multiplicateurs.

Pour que les mouvements vibratoires du mécanisme soient stables, il faut que les multiplicateurs $S = e^\alpha$ soient plus petits ou égaux à 1, ou, ce qui revient au même, que les exposants caractéristiques soient tous ≤ 0 .

Si nous nous plaçons, pour plus de simplicité dans le cas concret des transmissions de locomotive correspondant à une équation du second ordre (3) :

$$y'' + p_1 \left(\frac{t}{T} \right) y' + p_2 \left(\frac{t}{T} \right) y = 0$$

on aura à discuter une équation caractéristique du second degré de la forme

$$S^2 + AS + B = 0$$

A et B étant des fonctions de la période T (3).

(1) $T \text{ en secondes} = \frac{3,6 \pi D}{V}$

D, diamètre des roues motrices en mètres,

V, vitesse en kilomètres à l'heure.

(2) Nous indiquons dans l'annexe à la présente note comment on peut démontrer ces propositions et trouver les exposants caractéristiques.

(3) En général il faudrait considérer des équations du 4^e ordre

(F) On démontre que le coefficient B a comme valeur : $B = e^{-\int_0^T p_1(t) dt}$.

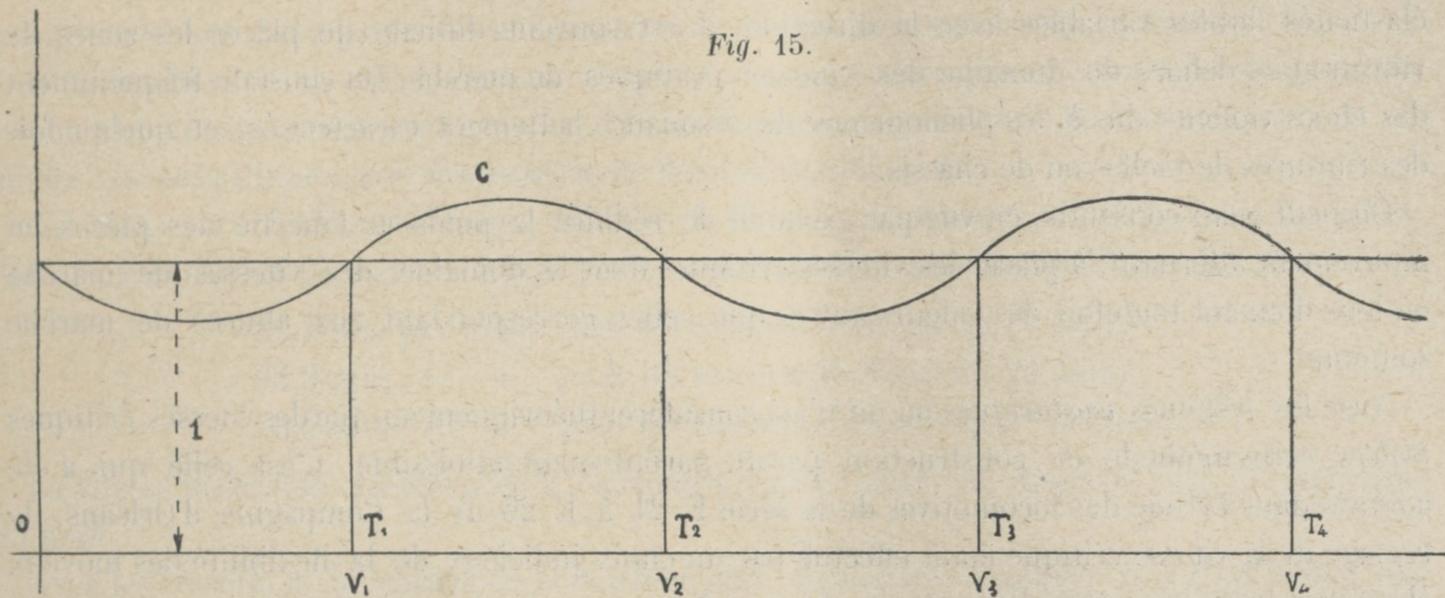
Le coefficient A a une expression plus compliquée dont nous indiquons le mode de calcul dans l'annexe à la présente note.

Pour que le mouvement soit stable, il faut que la plus grande des racines

$$S_1 = -\frac{A}{2} + \sqrt{\frac{A^2}{4} - B}$$

soit inférieure à 1.

Traçons donc (Fig. 15) la courbe C représentant les variations de S_1 en fonction de T.



Nous voyons que, pour toutes les valeurs de T comprises entre T_1 et T_2 , ou entre T_3 et T_4 , ou entre $T_{2n-1} - 1$ et T_{2n} les multiplicateurs S étant plus grands que 1, toute vibration une fois excitée sera amplifiée à chaque période dans le rapport de S à 1 ; son amplitude croîtra donc au-delà des limites admissibles après un nombre suffisant de périodes.

Nous voyons donc apparaître ici une différence théorique fondamentale entre les systèmes iso et hyperstatiques. Pour les premiers, existence d'une série de vitesses critiques isolées dont les valeurs ne dépendent que de la construction des moteurs et du mécanisme proprement dit ; pour les seconds, existence d'une infinité de vitesses critiques dépendant de la construction du châssis et du mécanisme, réparties dans une série de zones critiques. Dans le domaine de chaque zone critique, toutes les vitesses sont critiques.

Ces principes étant rappelés, voyons quelle application on peut en faire au point de vue pratique à la construction des locomotives électriques.

Quand on sait calculer, comme nous venons de l'indiquer sommairement, les vitesses critiques d'un mécanisme de transmission, on peut obtenir une marche stable de deux manières différentes :

On peut, en premier lieu, et c'est là semble-t-il la manière de faire la plus simple et la plus naturelle, dimensionner les pièces de façon que la plus petite des vitesses critiques ait une valeur plus grande que la vitesse maximum de circulation des locomotives.

Les oscillations qui peuvent prendre naissance sous l'action d'une cause fortuite ne pouvant être entretenues que dans le cas où la machine marcherait à une vitesse plus grande que celle réalisable en service, il ne se produira pas de phénomènes de résonance et le fonctionnement de la machine sera « normal » dans toutes les conditions pratiques d'exploitation.

Avec les systèmes hyperstatiques très rigides, « short coupled » des Américains comme la

bielle triangulaire de M. de Kando, on arrive assez facilement à réaliser cette condition. Les locomotives italiennes du type à 5 essieux couplés série 050 marchant à la vitesse maximum de 45 kmh., ainsi que celles à 3 essieux couplés série 330 marchant à la vitesse maximum de 100 kmh. qui fonctionnent parfaitement à toutes vitesses, ont été calculées de manière à ce que les zones critiques correspondent à des vitesses supérieures à 65 et 135 kmh. (1) respectivement.

Avec les systèmes hyperstatiques à arbre intermédiaire où la transmission du mouvement est moins directe, où se produisent des cumulations de jeux et où existent nécessairement des élasticités faibles variables avec la direction, il est souvent difficile de placer les zones de vibration en dehors du domaine des vitesses pratiques de marche. On constate fréquemment des chocs violents dus à des phénomènes de résonance nettement caractérisés, et quelquefois des ruptures de bielles ou de châssis.

On peut aussi consentir, en vue par exemple de réduire le poids et l'inertie des pièces en mouvement alternatif, à placer les vitesses critiques dans le domaine des vitesses de marche en leur donnant toutefois des valeurs autres que celles correspondant aux allures de marche soutenue.

Avec les systèmes *isostatiques* où on n'a à considérer théoriquement que des vitesses critiques *isolées*, cette méthode de construction paraît parfaitement admissible. C'est celle qui a été adoptée dans l'étude des locomotives de la série E 21 à E 25 de la Compagnie d'Orléans, le réglage de la vitesse critique étant effectué par un choix judicieux de la flexibilité des moyeux élastiques intercalés entre les moteurs et leur arbre.

Dans la construction des locomotives électriques, comme dans celle des turbines à vapeur, on a donc employé, soit des arbres pratiquement rigides, soit des arbres flexibles, et l'expérience a montré que, dans les deux cas, on peut obtenir une marche absolument régulière.

Par application de la théorie précédente, nous avons demandé dès 1913 à la Compagnie Electro-Mécanique de construire des induits à moyeu flexible. Pour des raisons diverses, les machines ont été étudiées à l'origine par les constructeurs sans tenir compte de notre demande, et ce n'est qu'en raison des incidents observés en Suisse sur des locomotives du type Büchli à moyeu rigide que la Compagnie électro mécanique s'est décidée à recourir à la transmission élastique.

Cette décision a été prise au moment où la construction des machines, interrompue par la guerre, a pu être continuée.

L'introduction d'un intermédiaire élastique a, comme nous l'avons indiqué plus haut, un double but : elle permet d'une part de régler la vitesse critique, d'autre part d'éviter les surpressions dans les boutons de manivelles et les têtes de bielle (2). Pour des machines devant pratiquement fonctionner à des vitesses comprises entre 0 et 90 kmh., la valeur choisie pour la vitesse critique a été celle de 38 kmh. environ correspondant à la marche en parallèle à

(1) Remarquons que dans tous les systèmes de commande par bielles, les vitesses maximum de rotation sont de l'ordre de 250 à 300 t/m ; il faut donc reporter vers 400 ou 500 tours les vitesses critiques les plus basses pour obtenir un fonctionnement satisfaisant à toutes vitesses : les fréquences correspondant à ces vitesses sont de l'ordre de 7 à 8 par seconde.

(2) Le mouvement des arbres d'induit n'est pas uniforme dans un tour dès qu'il y a le moindre jeu, du fait même du fonctionnement de la transmission isostatique ; grâce à l'intermédiaire élastique, l'induit à grande inertie peut conserver un mouvement plus uniforme que l'arbre correspondant.

grande intensité, champ très saturé. Dans ces conditions, la caractéristique du moteur série a la même allure que celle d'un moteur à vitesse constante et on peut compter sur un certain amortissement électrique.

Les phénomènes vibratoires dont la transmission est le siège étant de nature purement mécanique, sous réserve de l'observation faite ci-dessus, il était inutile d'attendre l'achèvement complet des machines pour en faire l'essai pratique ; nous avons donc demandé à la Compagnie Electro-Mécanique de procéder à des expériences systématiques sur la première machine (E 25) munie seulement de sa partie mécanique, transmission et moyeux élastiques compris (1).

Cette machine devait circuler comme simple remorque traînée par une locomotive à vapeur à toutes les vitesses comprises entre 0 et 110 *kmh* en vue de permettre la détermination de la ou des vitesses critiques avec des ressorts de flexibilités différentes.

Ces essais ont été effectués en Juin 1919 sur la ligne de Münchenstein à Bâle, entre Liestal et Bâle, avec trois jeux de ressorts A.B.C. présentant respectivement des flexibilités de :

31,2 *mm* par tonne pour les ressorts A (Essai du 17 Juin) ;
93,0 *mm* » » pour les ressorts B (Essai du 24 Juin) ;
6,2 *mm* » » pour les ressorts C (Essai du 1^{er} Juillet).

La vitesse maximum atteinte avec la machine à vapeur dont on disposait n'a pu dépasser 95 *kmh*.

Avec les ressorts A, la marche de la machine était absolument régulière de 0 à 50 *kmh* et de 60 à 95 *kmh*.

De 50 à 60 *kmh*, des vibrations violentes se produisaient, provoquant de tels chocs que l'on pouvait craindre des ruptures ou des déformations du système de commande. Le déplacement de la partie mobile par rapport à l'arbre variait de ± 40 *mm* au point où était placé l'indicateur.

Avec les ressorts B comme avec les ressorts C, la marche de la machine était parfaite à toutes vitesses entre 0 et 95 *kmh*, le déplacement de la partie mobile de l'induit par rapport au moyeu ne dépassait pas ± 3 *mm*.

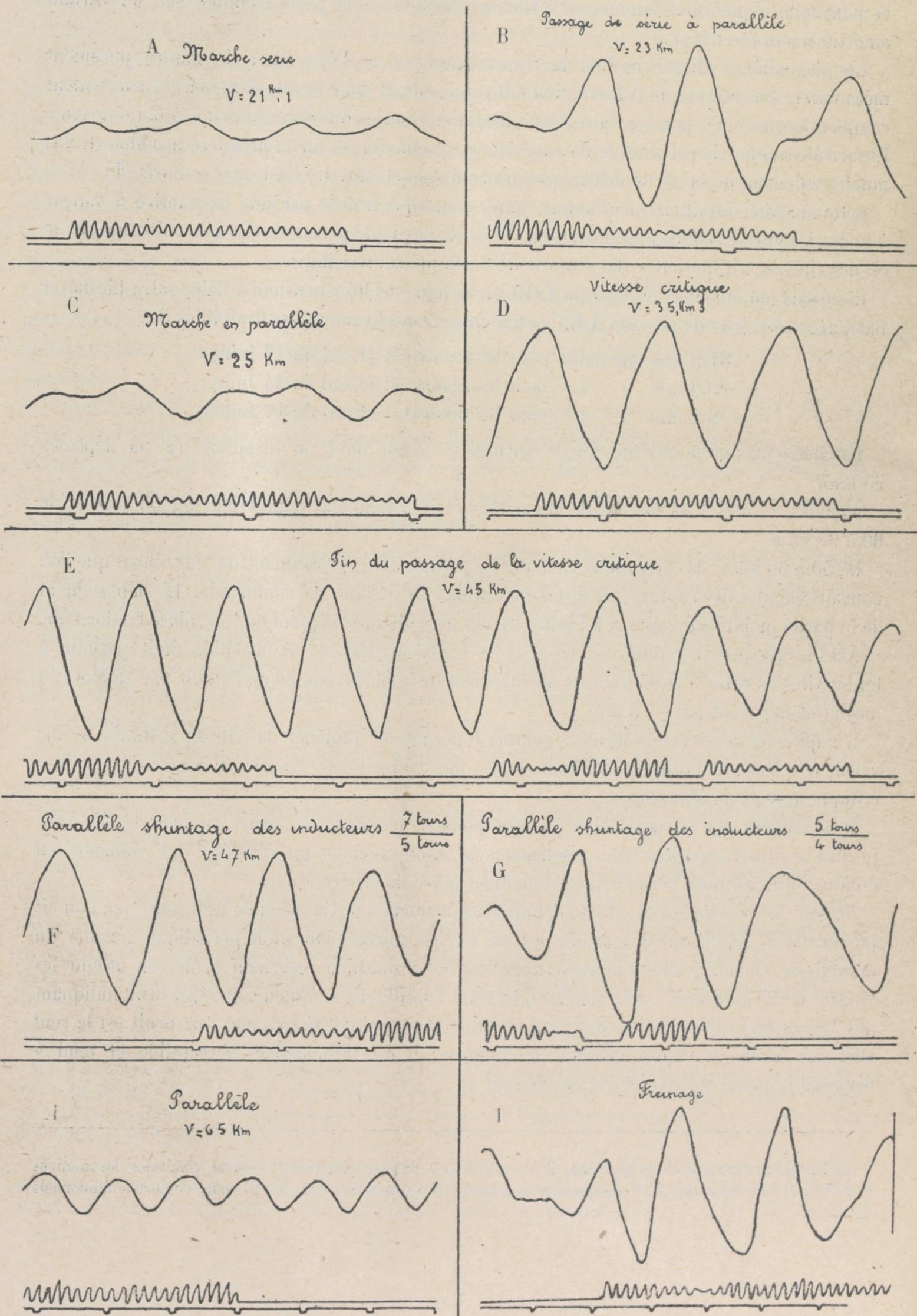
L'emploi des ressorts très flexibles comme B permet de ramener la vitesse critique à une valeur très basse de l'ordre de 35 *kmh*, alors que l'emploi des ressorts C reporte la vitesse critique au-delà de 95 *kmh*.

Il est fâcheux que la vitesse n'ait pu être poussée pendant les essais au-delà de 95 *kmh* jusqu'à la vitesse supérieure de résonance, car nous aurions pu disposer des éléments en nombre suffisant pour vérifier numériquement notre théorie complète.

Ce sont les ressorts B qui ont été définitivement montés sur la machine E25, sans que l'on ait pu constater, depuis que la machine est en service, aucune vibration périodique gênante du mécanisme. Quand, pendant un démarrage lent de la machine marchant seule, on atteint les vitesses de 35 à 38 *kmh*., on entend, en mettant l'oreille sur le moteur, un léger bruit indiquant que les ressorts subissent des compressions et décompressions périodiques ; ce bruit est le seul effet qui révèle la vitesse critique de 35 *kmh* ; il est difficilement perceptible et tend à disparaître quand la machine est en charge.

(1) Le moyeu élastique de la machine E 25 n'était pas disposé exactement comme celui des locomotives E 21 à E 24 représenté fig. 6. Il comprenait seulement 16 ressorts au lieu de 24 sans ressorts additionnels de butée.

Fig. 16.



Pour analyser ce qui passe réellement en marche normale, il a été procédé, en Août 1921, à des essais d'enregistrement du mouvement réel des induits sur une machine en service depuis plusieurs semaines.

Ces expériences ont été faites au moyen d'un torsiographe enregistrant les déplacements relatifs de l'induit réel et d'un induit fictif tournant d'un mouvement uniforme.

La Fig. 16 ci-contre reproduit les parties les plus intéressantes et les plus caractéristiques d'un diagramme d'enregistreur relevé pendant la marche d'un train de 12 voitures 248 tonnes remorqué par la locomotive E23.

On voit que, pendant la marche série (Fig. 16 A) comme pendant la marche en parallèle (Fig. 16 H) les déplacements de l'induit sont très réguliers et très faibles. Il n'y a de variations notables qu'aux changements de couplage ce qui est tout à fait naturel.

Au passage de la vitesse critique (Fig. 16 D et E) les déplacements ne sont pas plus importants qu'aux changements de régime, l'amortissement mécanique et électrique étant suffisant pour que les variations ne prennent pas d'amplitude exagérée.

En service courant, il n'est pas besoin d'appareils enregistreurs pour constater les déplacements de l'induit par rapport à son arbre ; un simple index suffit et l'observation de ces index montre que les déplacements les plus considérables se produisent au passage des coupures de 3^e rail, notamment au moment de la reprise du courant. Il faut de ce fait donner aux ressorts une grande capacité de travail si on veut qu'ils puissent résister aux efforts considérables qui sont développés dans ce cas. La même observation s'applique en cas de freinage rapide, quand l'action des sabots est suffisante pour caler les roues motrices.

RÉSULTATS OBTENUS EN SERVICE COURANT.

Les cinq machines de la série E 21 à E 25 sont actuellement en service ; elles avaient parcouru au 1^{er} Janvier 1922 :

la première E 21.....	4.100 km
la seconde E 22.....	11.392 km
la troisième E 23.....	13.646 km
la quatrième E 25.....	20.115 km
la cinquième E 25.....	46.186 km

Depuis la mise en service des machines munies des moyeux définitifs, la partie mécanique et le système de transmission n'ont donné lieu, jusqu'à présent, à aucun incident ; seule la partie électrique a demandé une certaine mise au point.

Ces machines effectuent la remorque des trains de banlieue entre Paris et Juvisy, où la distance moyenne entre stations est d'environ 2.200 m ; le parcours actuel de 40.000 km représente plus de 20.000 arrêts et démarrages.

Dans ces conditions de marche, l'usure des coussinets de tête de bielle est inférieure à 0,4 mm. On peut donc espérer que les machines pourront effectuer des parcours de 80 à 100.000 km entre révisions générales.

Ces résultats paraissent particulièrement satisfaisants pour des machines qui semblent devoir subir une fatigue particulière du fait des démarrages et arrêts répétés, du fait aussi des coupures de courant.

Les vitesses normalement atteintes dans le service de banlieue dépassent 80 *kmh* sans qu'à aucune vitesse des vibrations ou des mouvements périodiques d'aucune sorte se fassent sentir dans le mécanisme. Toutefois, un mouvement de roulis très net apparaît aux vitesses supérieures à 85 *kmh*. Cette déféctuosité pourra être corrigée par une modification dans le mode d'appui de la caisse sur les bissels.

La planche III reproduit les relevés des vitesses, des efforts de traction et des travaux enregistrés au wagon-dynamomètre pendant un essai effectué le 20 décembre 1919 avec la locomotive E 25 remorquant un train de 700 *t* constitué uniquement avec des voitures de grandes lignes à attelages serrés, ce qui rendait le démarrage particulièrement difficile.

La vitesse atteinte a été de 80 *kmh* malgré les chutes de tension considérables en ligne; le voltage d'alimentation est tombé, pendant l'essai, au dessous de 500 *V* et même de 400 *V*.

En résumé, bien que ces machines aient, de par leur construction même (passage sur les chariots du Quai d'Orsay) une longueur insuffisante pour pouvoir circuler à très grande vitesse, bien qu'elles aient donné lieu, contre toute attente, à une mise au point très longue de la partie électrique, bien que leur poids soit supérieur d'environ 10 *t* à celui prévu, leur service est satisfaisant et elles remplissent bien les conditions pour lesquelles elles ont été établies, sous réserve de quelques modifications de détail qui y seront apportées ultérieurement.

Le mécanisme de commande de ces machines donne entière satisfaction et il semble devoir permettre d'assurer un service continu de longue durée sans réglage de précision.

Nous espérons que les quelques observations exposées dans la présente note et son annexe sur les systèmes de transmission par bielles seront de quelque utilité aux constructeurs et aux exploitants et que les études générales faites au sujet de ces machines par les constructeurs et par nous-mêmes auront une portée plus grande que celle correspondant à la mise au point de quelques locomotives et qu'elles pourront avoir une influence heureuse sur le développement de la traction électrique.

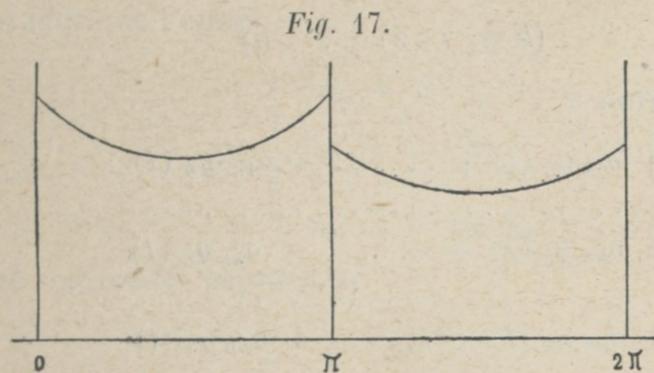
ANNEXE

Dans cette annexe à notre note sur les locomotives de la série E 21-E 25, nous nous proposons d'indiquer comment on peut effectuer le calcul pratique des vitesses de résonance des locomotives électriques, c'est-à-dire la fréquence de vibration propre du mécanisme, quand on tient compte des élasticités variables des organes et des jeux, que l'on peut considérer comme des

fonctions périodiques continues ou discontinues de l'angle de rotation.

Les méthodes graphiques indiquées sont applicables, aussi bien dans le cas de fonctions continues que dans celui de courbes discontinues résultant par exemple de relevés expérimentaux.

La courbe représentative de l'élasticité d'un châssis a notamment l'allure indiquée par la Figure 17.



Nous avons indiqué que le mouvement vibratoire propre d'un mécanisme était défini par des équations linéaires à coefficients périodiques sans second membre (1) et que l'intégrale générale du système pouvait se mettre sous la forme :

$$y = y_1 + \sum_{k=1}^{k=n} e^{\alpha_k \frac{t}{T}} \varphi_k \left(\frac{t}{T} \right),$$

$\varphi_k \left(\frac{t}{T} \right)$ désignant une fonction périodique de même période T que les coefficients $p_1, p_2, p_3, \dots, p_n$

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k, \dots, \alpha_n$ les exposants caractéristiques définis par les relations :

$$\begin{cases} S = e^\alpha \\ S^n + A_1 S^{n-1} + A_2 S^{n-2} + \dots + A_n = 0. \end{cases}$$

Les coefficients A_1, A_2, \dots, A_n de cette dernière équation dite caractéristique sont des nombres que nous allons apprendre à calculer en fonction de la période T.

(1) Nous ne considérons ici que l'équation linéaire sans second membre :

$$\frac{d^n y}{dt^n} + p_1 \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + p_2 \frac{d^{n-2} y}{dt^{n-2}} + \dots + p_n y = 0$$

qui définit les mouvements propres du système. Le second membre qui correspond aux forces perturbatrices pouvant amorcer les vibrations propres n'est pas à considérer ici.

sont égaux au facteur constant près A_n , en vertu des relations linéaires (4) existant entre les $y(t + T)$ et les $y(t)$;

$$\Delta [y(t + T)] = A_n \Delta [y(t)] \text{ ou, pour } t = 0, \Delta [y(T)] = A_n \Delta [y(0)] \dots\dots (7)$$

Or,

$$A_n = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{21} & \dots\dots\dots & a_{n1} \\ a_{12} & a_{22} & \dots\dots\dots & a_{n2} \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ a_{1n} & a_{2n} & \dots\dots\dots & a_{nn} \end{vmatrix}$$

En prenant la dérivée du déterminant fonctionnel $\Delta [y(t)]$ on a :

$$\frac{d}{dt} \Delta [y(t)] = \begin{vmatrix} y_1 & y_2 & \dots\dots\dots & y_n \\ y_1' & y_2' & \dots\dots\dots & y_n' \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ y_1^{(n-2)} & y_2^{(n-2)} & \dots\dots\dots & y_n^{(n-2)} \\ y_1^{(n)} & y_2^{(n)} & \dots\dots\dots & y_n^{(n)} \end{vmatrix}$$

Mais en vertu des relations $y^{(n)} = -(p_1 y^{(n-1)} + p_2 y^{(n-2)} + \dots + p_n y)$ on trouve :

$$\frac{d}{dt} [\Delta y(t)] = -p_1 \Delta [y(t)]$$

d'où :

$$\text{Log} \frac{\Delta [y(t)]}{\Delta [y(0)]} = - \int_0^t p_1 dt$$

et notamment pour $t = T$

$$\Delta [y(T)] = \Delta [y(0)] \cdot e^{- \int_0^T p_1 dt} \tag{8}$$

Le rapprochement des équations (7) et (8) donne :

$$A_n = e^{- \int_0^T p_1 dt}$$

Calcul pratique des coefficients de l'équation caractéristique. — Pour déterminer les coefficients de l'équation caractéristique il faut connaître les valeurs de n intégrales particulières, mais distinctes, au temps t et au temps $t + T$. On peut par exemple choisir n intégrales y_1, y_2, \dots, y_n telles qu'au temps $t = 0$, on ait :

VALEUR DE	y	y'	y''		$y^{(n)}$
pour y_1	1	0	0	0.....	0
pour y_2	0	1	0	0.....	0
pour y_3	0	0	1	0.....	0
.....
pour y_n	0	0	0	1

Calcul analytique de la somme $y_1(T) + y_2'(T)$. — Pour calculer chacune des expressions y_1 et y_2' , on considère l'équation $y'' = \lambda p(t) y$ et on développe y_1 et y_2 suivant les puissances de λ :

$$y_1 = 1 + \lambda f_1(t) + \lambda^2 f_2(t) + \dots$$

$$y_2 = t + \lambda \varphi_1(t) + \lambda^2 \varphi_2(t) + \dots$$

Nous voulons que pour $t = 0$, quel que soit λ , on ait :

$$y_1(0) = 1 \quad y_1'(0) = 0$$

$$y_2(0) = 0 \quad y_2'(0) = 1$$

donc,

$$f_1(0) = f_2(0) = f_3(0) \dots = 0$$

$$\varphi_1(0) = \varphi_2(0) = \varphi_3(0) \dots = 0$$

$$f_1'(0) = f_2'(0) \dots = 0$$

$$\varphi_1'(0) = \varphi_2'(0) \dots = 0$$

On trouve en identifiant les deux développements :

$$\lambda f_1''(t) + \lambda^2 f_2''(t) + \dots \equiv \lambda p(t) [1 + \lambda f_1(t) + \lambda^2 f_2(t) + \dots]$$

d'où :

$$f_1''(t) = p(t) \quad f_1(t) = \int dt \int p(t) dt$$

$$f_2''(t) = f_1(t) p(t) \quad f_2(t) = \int dt \int p(t) dt \int dt \int p(t) dt$$

$$f_3''(t) = f_2(t) p(t) \quad \dots$$

On trouvera donc de proche en proche les valeurs de $f_1 f_2 f_3 \dots$

On aura de même pour les fonctions φ :

$$\lambda \varphi_1''(t) + \lambda^2 \varphi_2''(t) + \dots \equiv \lambda p(t) [t + \lambda \varphi_1(t) + \dots]$$

$$\varphi_1''(t) = t p(t) \quad \varphi_1(t) = \int dt \int t p(t) dt$$

$$\varphi_2''(t) = \varphi_1(t) p(t) \quad \varphi_2(t) = \int dt \int p(t) dt \int dt \int t p(t) dt$$

$$\dots \quad \dots$$

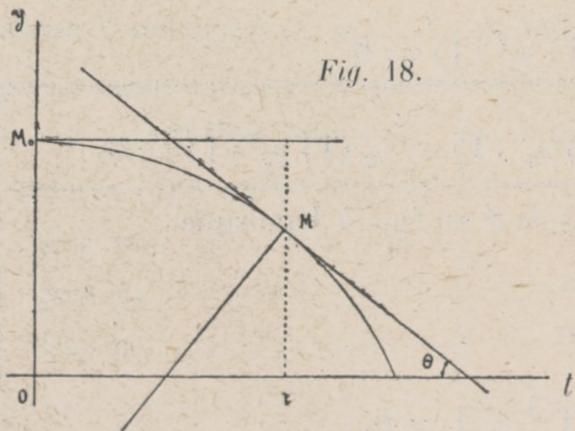
Ayant les fonctions f et φ , on trouvera A en faisant dans le développement $\lambda = 1$.

Calcul graphique. — L'équation $y'' + p_1 y' + p_2 y = 0$ définit une famille de

courbes dans le système d'axes rectangulaires $o y, o t$ dont le rayon de courbure R a comme valeur :

$$R = - \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{y''}$$

$$R = + \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{p_1(t) y' + p_2(t) y}$$



Connaissant la valeur de y et y' en un point, il sera facile de construire par arcs successifs la courbe entière

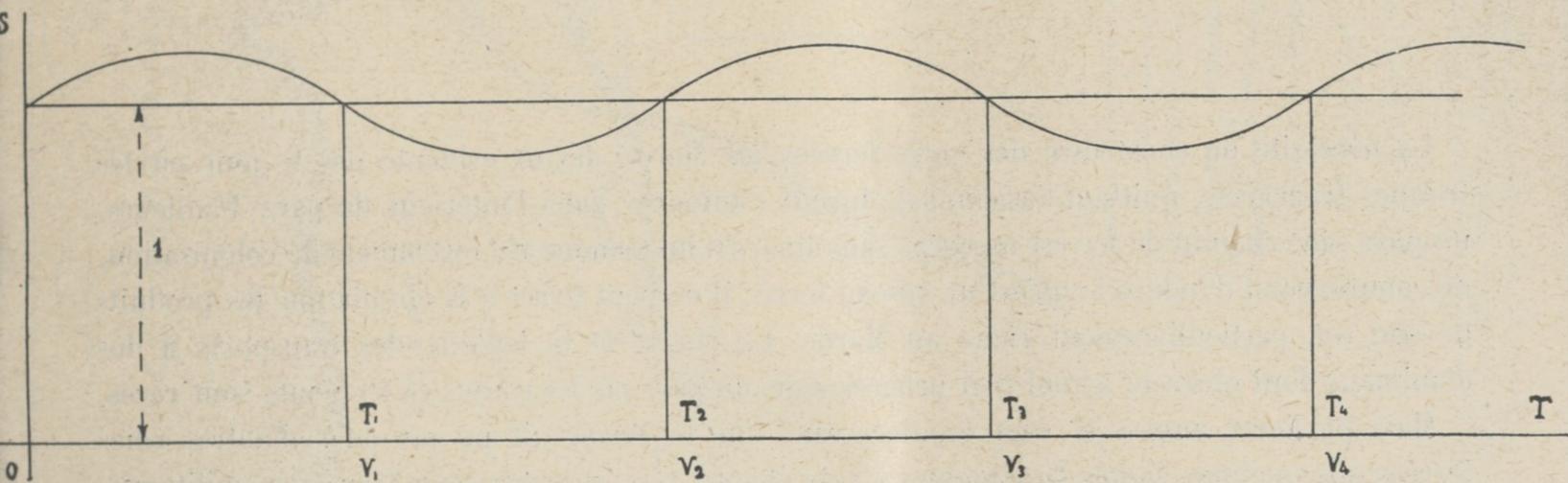
en décrivant une série d'arcs de cercle osculateurs en chaque point à la courbe cherchée (Fig. 18).

Dans le cas où la fonction $p_1(t)$ est nulle, c'est-à-dire où l'équation différentielle se réduit à $y'' = p(t)y$, l'équation caractéristique est de la forme

$$S^2 - AS + 1 = 0;$$

pour que le mouvement soit instable dans certains intervalles, c'est-à-dire pour que les racines de l'équation en S soient réelles, il faut $A > 2$.

Fig. 21.



Si la fonction $p(t)$ n'est jamais négative, on voit analytiquement ou graphiquement que

$$y_1(t) \text{ est toujours } > 1$$

$$y_2'(t) \text{ est toujours } > 1$$

et que, par suite, $A > 2$.

Liapounoff a montré que quand $p_1(t)$ n'est jamais positif, $|A|$ est < 2 , si la valeur absolue de

$$\left| T \int_0^T p(t) dt \right| < 4.$$

Dans ce cas, l'équation en S a ses racines imaginaires.

