

CHAPITRE PREMIER

CHASSIS

Le châssis de locomotive se compose de 2 longerons parallèles à l'axe longitudinal de la machine et reliés entre eux par les traverses extrêmes et des entretoises intermédiaires. Ce bâti maintient les cylindres et les essieux moteurs dans leurs positions relatives; il assure l'invariabilité de l'entr'axe des essieux et leur parallélisme; il sert à reporter sur les boîtes d'essieux la charge de la chaudière, des cylindres et autres organes; il transmet au train, par l'intermédiaire de l'attelage, l'effort de traction exercé par la locomotive.

A. EFFORTS SUPPORTÉS PAR LE CHASSIS

Les fatigues du châssis proviennent :

- 1^o des efforts moteurs dus à l'action de la vapeur;
- 2^o des efforts d'inertie des masses du mécanisme en mouvement alternatif;
- 3^o des charges transmises aux essieux;
- 4^o des réactions de la voie;
- 5^o d'efforts anormaux.

1^o Efforts moteurs dus à l'action de la vapeur.

La *figure 1* représente schématiquement un mécanisme piston-bielle-manivelle (le longeron et l'axe horizontal du cylindre sont supposés être dans le même plan vertical et la locomotive ne comporter que ce mécanisme).

L'effort moteur X exercé sur le piston est transmis à l'axe de petite tête de bielle (m) où il se décompose en 2 efforts l'un A d'application sur la glissière de crosse, l'autre B suivant la bielle motrice. L'effort B reporté à son nouveau point d'application en (n), axe de la grosse tête de bielle, se décompose finalement en un couple faisant tourner l'essieu de moment :

$Br \sin \alpha =$ approximativement $Xr \sin \alpha = TR$
et en un effort d'application de la boîte sur la glissière en (f) égal approximativement à X .

Ce longeron supporte donc pendant un tour de roue les efforts suivants :

- a*) un effort X égal à l'effort moteur sur le piston, mais de sens contraire, appliqué au point d'attache (c) du cylindre;
- b*) un effort A aux points d'attache de la glissière de crosse;
- c*) un effort F sur l'une des 2 plaques de garde;

d) un effort de réaction de l'attelage T appliqué en (p) égal à l'effort de traction moyen ou à la moyenne pendant un tour de roue de l'effort tangentiel T' (au rendement mécanique près) :

$$T = \frac{r}{R} X \sin \alpha.$$

La *figure 1 bis* donne les courbes de variation pendant un tour de roue, d'une part de l'effort X déduit d'un diagramme théorique de pression de la vapeur dans le cylindre (1), d'autre part des efforts A, B, T' et F déduits de la position de la bielle et de l'effort X correspondant.

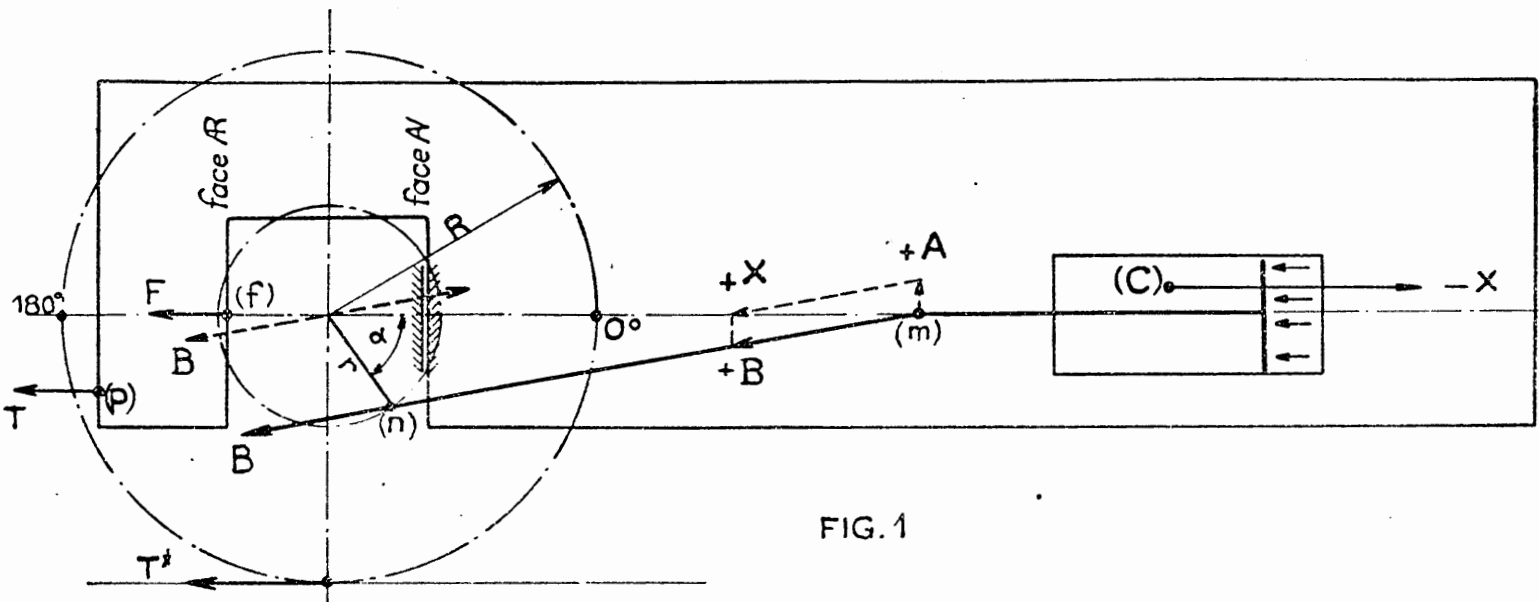


FIG. 1

En définitive, on constate que :

a) L'effort A (période 1/2 tour) appliqué au point d'attache de la glissière est toujours dirigé vers le haut (il serait dirigé vers le bas pour le sens inverse de rotation de la manivelle). Il passe par une valeur nulle aux fonds de course du piston.

b) L'effort $F = X - T'$ (période un tour) d'application de la boîte sur la glissière en (j) change de sens à chaque fond de course du piston.

Dans le cas simplifié de la *figure 1 bis*, le changement de portage est brutal, l'effort passant brusquement de + 10 tonnes à - 50 tonnes.

L'effort F est plus grand en valeur maximum et en valeur moyenne sur la glissière AV que sur la glissière AR du fait que l'effort T' a toujours tendance à appliquer la boîte d'essieu sur la plaque de garde AV.

c) La partie du longeron comprise entre l'attache des cylindres et l'échancrure des plaques de garde est alternativement comprimée et tendue. L'effort correspondant tend à cisailer les boulons d'assemblage des cylindres si l'encastrement a du jeu.

d) Lorsque la machine tire la partie du longeron comprise entre l'échancrure des plaques de garde et la traverse arrière est tendue par T mais si la machine pousse, la partie du longeron comprise entre l'échancrure et la traverse avant est comprimée. Le châssis résistera

(1) Ce diagramme indiqué en hachures ne comporte que 3 phases : admission, détente, échappement.

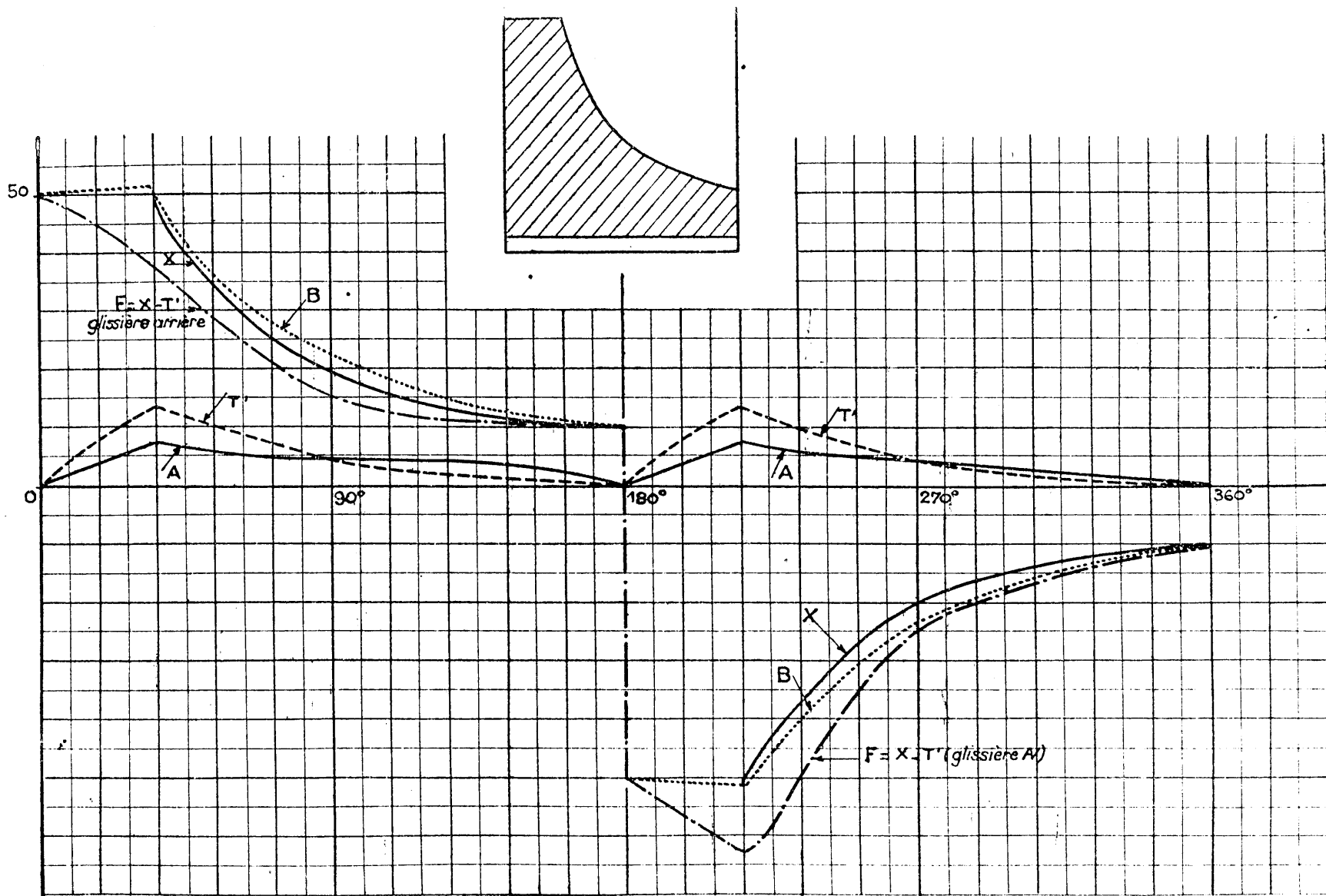


FIG. 1 bis

moins bien à cette fatigue, c'est pourquoi l'on a dû consolider l'entretoisement des machines banlieue 111 TC lorsqu'on les a utilisées en marche réversible.

Examinons de ce point de vue quelles sont les fatigues maxima des différents tronçons d'un châssis de machine à quatre essieux moteurs, suivant qu'elle tire ou pousse et suivant qu'elle s'attèle au train côté cylindre ou côté opposé. N'envisageons ici que les efforts résultants de compression, plus susceptibles de déformer le châssis que les efforts de traction même supérieurs.

Soit $E = 10$ t l'effort de traction ou de poussée moyen et continu. La partie des longerons comprise entre la traverse d'attelage et la première échancrure de boîtes voisines (*fig. 1 quater A*) supporte un effort de traction E , la partie des longerons comprise entre la première et la seconde échancrures de boîtes supporte un effort de traction de $\frac{3E}{4}$, etc.

Soit $P = 16$ t l'effort de compression maximum des longerons entre le point d'attache des cylindres et la première échancrure de boîte voisine (*fig. 1 quater A*), la partie des longerons comprise entre la première et la seconde échancrure de boîtes supporte un effort de compression de $\frac{3P}{4}$, etc.

Sur les *figures 1 quater A, B, C, D* nous avons représenté en hachures les efforts de compression maxima résultants. On peut en déduire :

1^o Que lorsque la machine tire, la disposition normale, cylindre en avant, est plus défavorable à la tenue du châssis que celle cylindre en arrière.

2^o Que lorsque la machine pousse, la disposition la plus favorable, celle recommandable par conséquent pour la remorque des trains en marche réversible, est celle cylindre opposé à l'attelage.

2^o Efforts d'inertie des masses du mécanisme en mouvement relatif.

Les pièces en mouvement relatif dont il est aisé de calculer à chaque instant la force d'inertie, peuvent se classer en deux catégories : celles dont le mouvement est circulaire (essieux montés et bielles d'accouplement) et celles dont le mouvement est rectiligne alternatif (pistons montés). On admet pour les bielles motrices dont le mouvement participe des deux précédents que les deux-tiers de leur masse est appliquée au bouton de manivelle et l'autre tiers à la crosse.

L'ensemble de ces forces peut se décomposer en deux, l'une verticale I_1 , l'autre horizontale I_2 variant toutes deux de sens et d'intensité avec une périodicité d'un tour. La composante verticale I_1 provient seulement des pièces en mouvement rotatif et ne s'applique pas au châssis mais seulement à l'essieu si l'axe du cylindre est horizontal. La composante horizontale I_2 provenant à la fois des pièces en mouvement rotatif et de celles en mouvement alternatif s'exerce sur les glissières de boîtes et s'ajoute algébriquement à l'effort F (*fig. 1*). Si le cylindre est incliné, il existe 2 composantes verticales appliquées l'une à l'essieu, l'autre au châssis aux points d'attache du cylindre et de la glissière.

Les efforts d'inertie ne sont pas fonction de l'effort moteur, mais de la vitesse et varient dans le même sens.

En pratique, les contrepoids des roues équilibrent complètement I_1 et une partie seulement de I_2 .

La *figure 1 ter* donne pour la machine simplifiée de la *figure 1*, les variations pendant un tour de roue de l'effort X déduit d'un diagramme réel (indiqué en hachures) de pression de la vapeur dans le cylindre, de l'effort d'inertie horizontal I_2 non équilibré correspondant à une certaine vitesse, de l'effort de traction T' déduit de X et de I_2
$$\left[T' = \frac{r}{R} (X - I_2) \sin \alpha \right]$$

de l'effort d'application de la boîte sur la glissière de plaque de garde :
$$\left[(X - I_2) - T' \right]$$

appliqué en (*j*). On voit sur cette dernière courbe à quels moments se font les changements de portage de boîte et que du fait de l'inertie et de l'emploi d'un diagramme réel, ils ne se font plus aux fonds de course et sont moins brutaux. Pour un effort moteur moyen de la vapeur de 22 tonnes, les pressions moyennes sur les glissières AV et AR seront respectivement de 17 et 27 tonnes.

Lorsque la machine comporte plusieurs essieux couplés, les efforts F , I_2 et T se répartissent sur toutes les plaques de garde à la condition toutefois que le mécanisme ne présente aucun jeu.

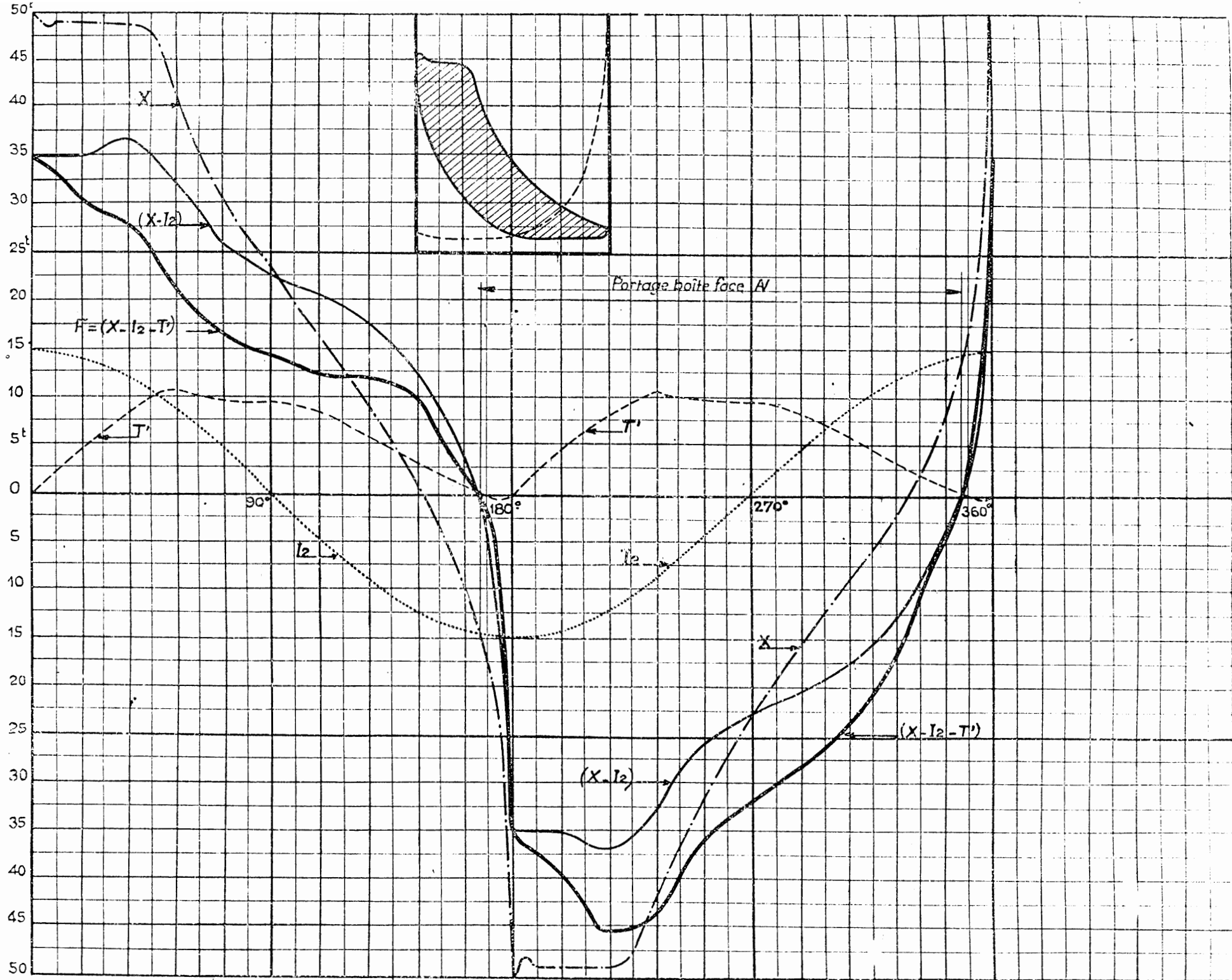


FIG. 4 ter

En réalité, du fait de ces jeux, la répartition est inégale et on constate des usures plus accentuées à l'essieu moteur principal (bandages et glissières de boîtes) d'autre part, les efforts X_1 , X_2 ne s'exercent pas dans les mêmes plans que ceux de F et T , il en résulte que l'effort F d'une boîte contre sa glissière dépend également de l'effort exercé par le cylindre du côté opposé.

La *figure 2* représente schématiquement la projection sur le plan horizontal du châssis de 2 mécanismes moteurs. Soient :

X_1 et X_2 l'effort total pour chaque mécanisme gauche et droit dû à la vapeur et aux forces d'inertie horizontales et appliqué à la manivelle.

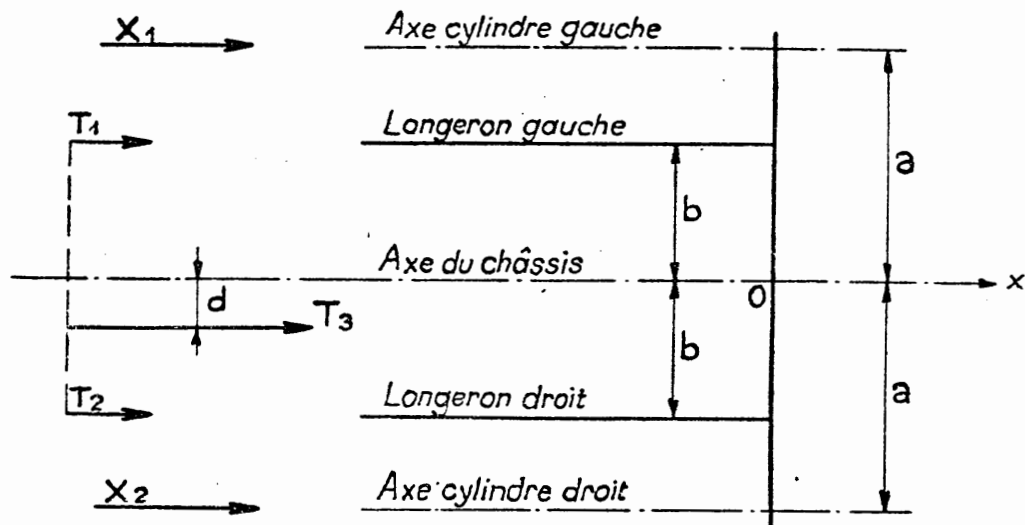


FIG. 2

F_1 et F_2 les réactions des glissières de boîtes gauche et droite.

$2a$ et $2b$ les entraxes des cylindres et des longerons.

On a les 2 équations d'équilibre :

$$\begin{aligned} F_1 + F_2 + X_1 + X_2 &= 0 \\ (X_1 - X_2) a + (F_1 - F_2) b &= 0 \end{aligned}$$

qui donnent :

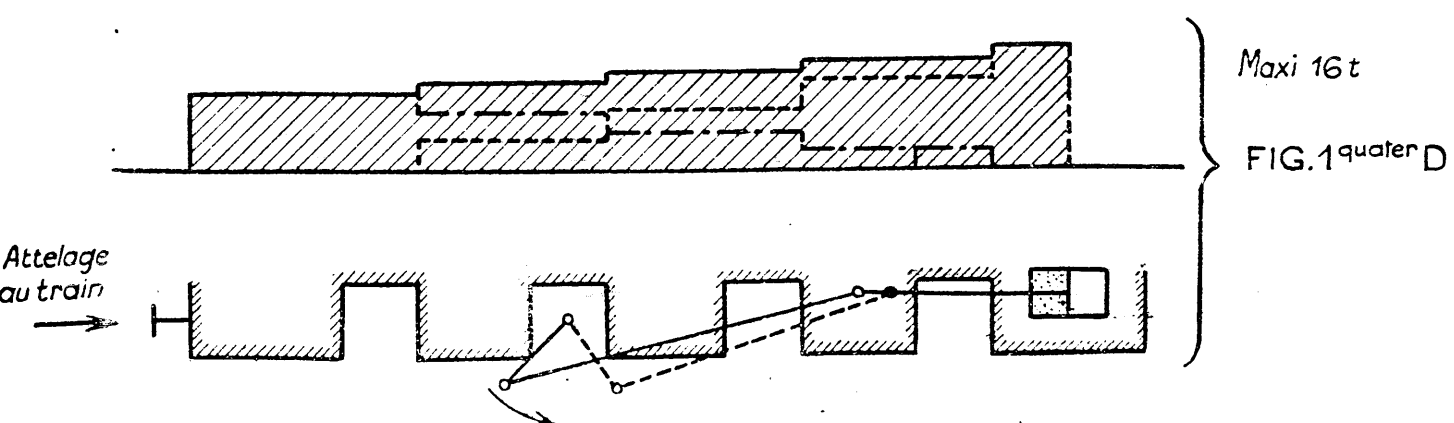
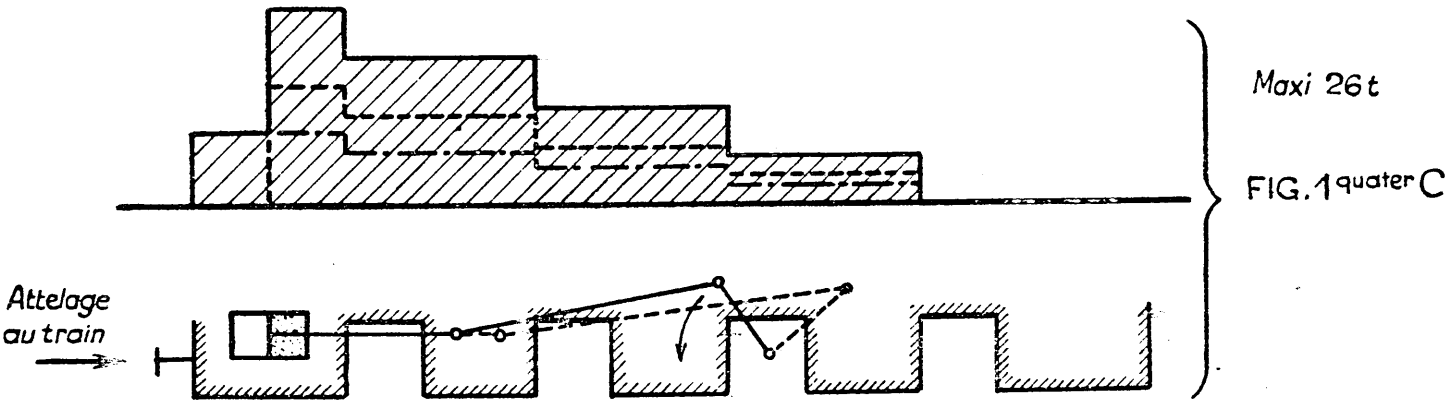
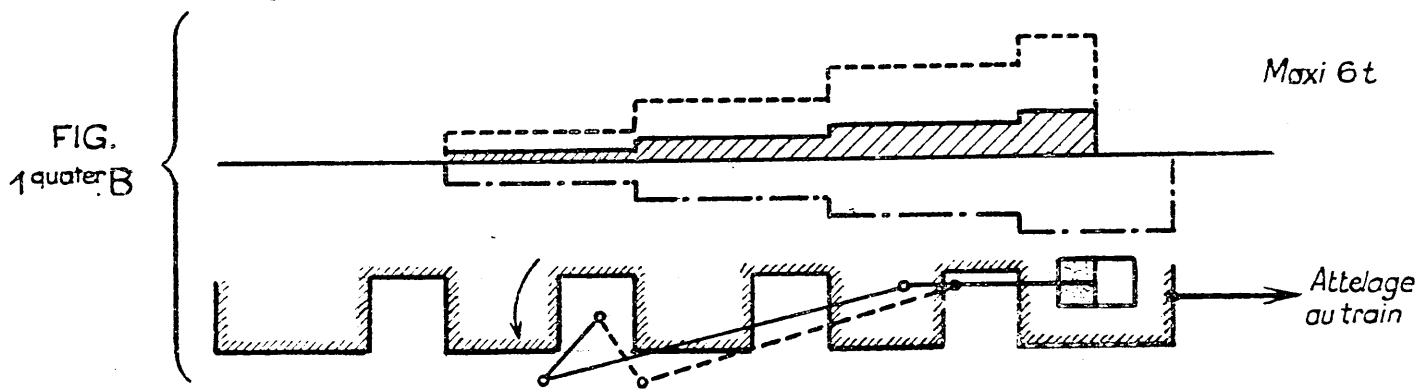
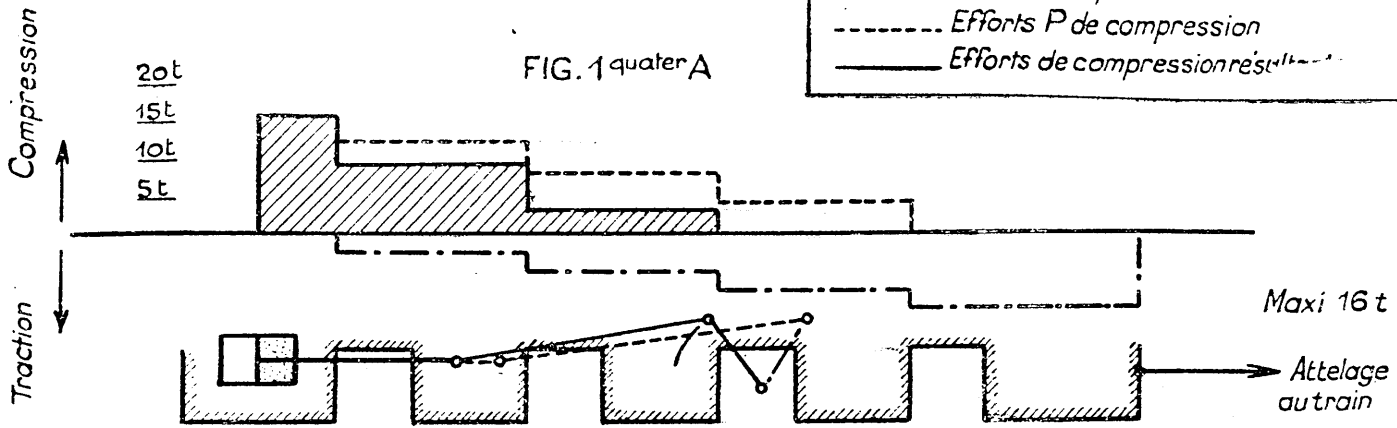
$$\begin{aligned} F_1 &= -\frac{a+b}{2b} X_1 + \frac{a-b}{2b} X_2 \\ F_2 &= \frac{a-b}{2b} X_1 - \frac{a+b}{2b} X_2 \end{aligned}$$

La *figure 2 bis* donne la variation pendant un tour de roues des efforts totaux d'application des boîtes sur les glissières de plaque de garde (la manivelle côté droit étant calée 90° en avance sur la manivelle côté gauche et les efforts F et T de la *figure 1* étant supposés s'exercer dans le même plan) :

$$\begin{aligned} F_1 \text{ (côté gauche)} &= -F_1 - T_1 \\ F_2 \text{ (côté droit)} &= -F_2 - T_2 \end{aligned}$$

Contrairement à ce que l'on pourrait supposer, du fait de la séquence des manivelles, les 2 mêmes glissières droite et gauche et les 2 longerons ne supportent pas les mêmes fatigues.

LÉGENDE
- - - - - Efforts E de poussée ou de traction
- - - - - Efforts P de compression
— — — — — Efforts de compression résiduelle



On voit que F_2 maximum côté droit est plus élevé que F_1 maximum côté gauche (74 t contre 60 t) mais que par contre F_2 moyen est moins élevé que F_1 moyen (35 t contre 39 t) l'effort moteur moyen de la vapeur dans chaque cylindre étant toujours de 22 tonnes et l'effort maximum 50 tonnes.

En effet, X_1 et X_2 sont des fonctions périodiques de l'angle de rotation θ d'une manivelle. On peut donc écrire (A et B étant des constantes et Δ l'angle que font entre elles les 2 manivelles) :

$$\begin{aligned} F_1 &= A F(\theta) + B F(\theta + \Delta) \\ F_2 &= B F(\theta) + A F(\theta + \Delta). \end{aligned}$$

Pour que les fonctions périodiques F_1 et F_2 soient exprimées par des lois identiques de différence de phase λ , il faut que l'on ait :

$$A F(\theta) + B F(\theta + \Delta) = B F(\theta + \lambda) + A F(\theta + \lambda + \Delta) \text{ quel que soit } \theta.$$

On démontre que cette identité ne peut être satisfaite que si $a = b$.

Cette dissymétrie mécanique est la cause de plusieurs phénomènes qui ont intrigué assez longtemps les techniciens des chemins de fer : chauffages de boîte se produisant en

Variations des efforts moteurs

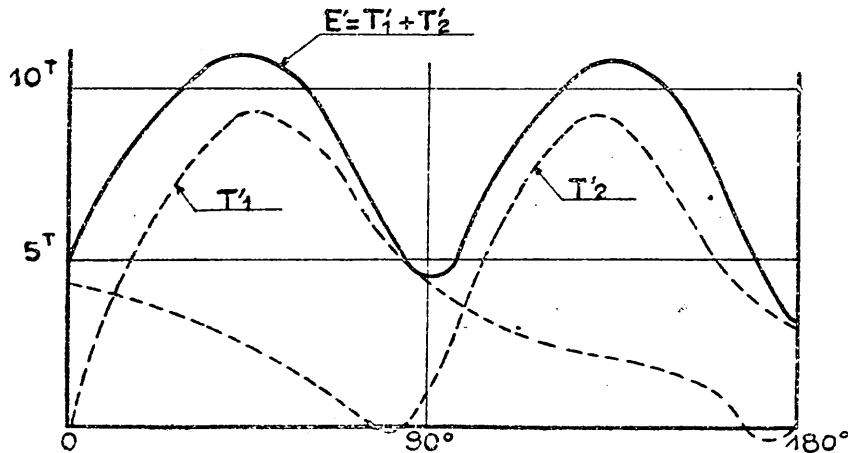


FIG. 2^{ter}

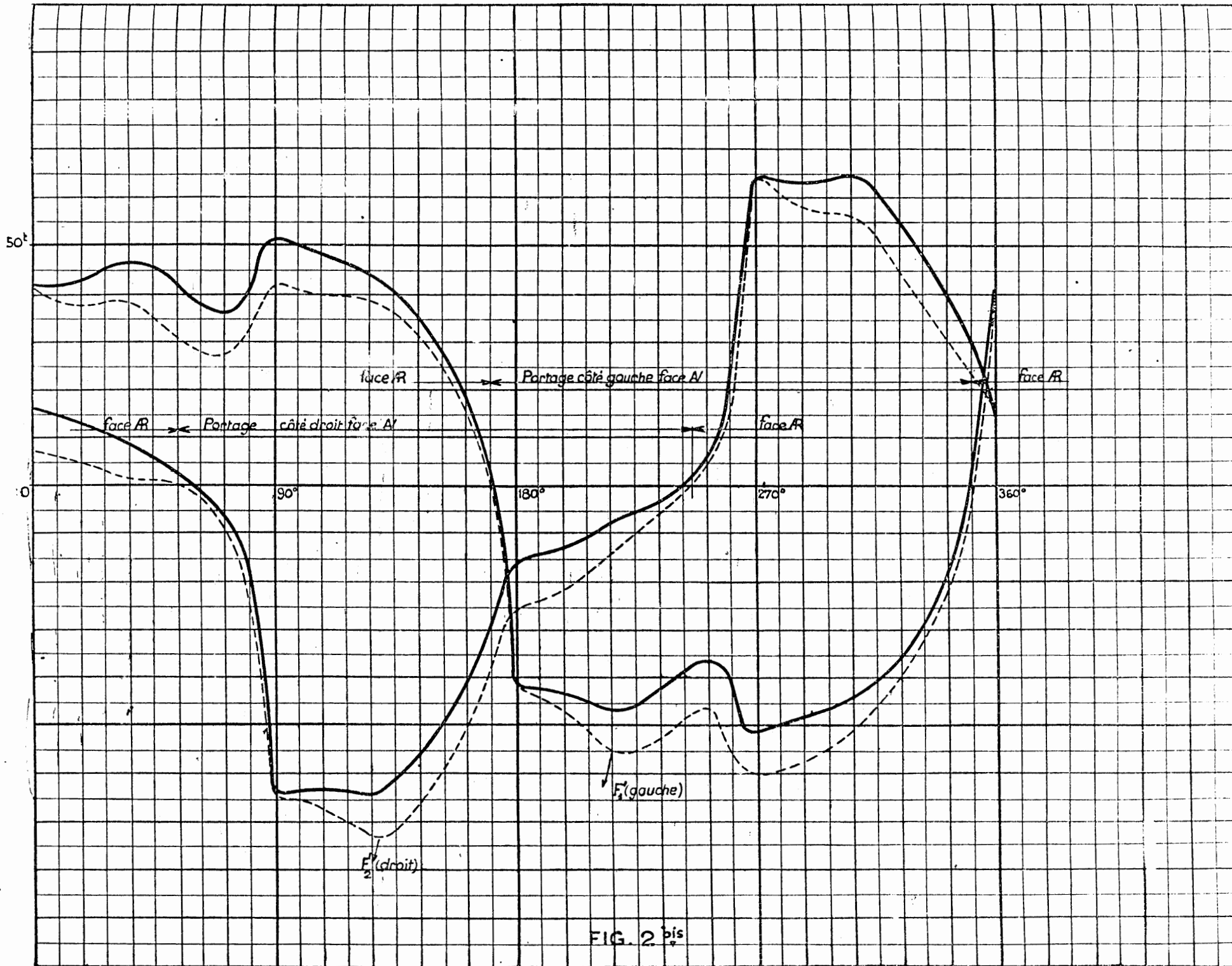
majorité du côté droit (pour les machines ayant les manivelles côté D calées en avance sur celles G), boudins des roues motrices gauche s'usant plus que ceux de droite et cheminement des rails de la file de gauche plus grand que celui de la file de droite (pour la même disposition des manivelles).

Il est pratiquement impossible de réaliser $a = b$ pour les machines à 2 cylindres, mais on peut se rapprocher très près de l'égalité des efforts côté droit et côté gauche avec des machines à 4 cylindres.

L'excentricité (d) de la résultante F_3 des efforts F_1 et F_2 a tendance à disloquer le châssis et d'autant plus dissymétriquement que les lois de variations des efforts F_1 et F_2 sont différentes (fig. 2).

Effort de traction à la jante.

L'effort moteur résultant de la somme des efforts moteurs T_1 et T_2 dus à chaque cylindre s'appelle effort moteur à la jante des roues motrices. La figure 2^{ter} donne la variation de



l'effort moteur résultant E' dans le cas d'une machine à 2 cylindres simple expansion. Cet effort E' est égal à la réaction de l'attelage T au rendement mécanique près de la machine. Si l'on a 3 ou 4 cylindres le rapport $\frac{E' \text{ maxi}}{E' \text{ moyen}}$ est moins élevé qu'avec 2 et se rapproche de l'unité.

3^o Charges transmises aux essieux (poids des organes suspendus).

La figure 3 représente schématiquement une chaudière dont le poids total P se répartit suivant 3 forces P_1, P_2, P_3 appliquées aux points d'appui sur le châssis en p_1, p_2, p_3 .

Ce poids P est équilibré par les réactions R_1, R_2, R_3 appliquées aux points d'attache r_1, r_2, r_3 sur le châssis des tiges de suspension.

Il en résulte des efforts de flexion du longeron entre ces différents points d'appui, certaines échancrures de boîte ayant tendance à s'ouvrir d'autres à se refermer. Le rôle des entretoises inférieures de plaques de garde est d'en maintenir invariables les ouvertures.

4^o Réactions de la voie sur la machine.

Lorsque la locomotive circule en courbe, sous l'influence de la force centrifuge, elle est plaquée contre le rail extérieur. Des dispositions spéciales permettent généralement de répartir (d'ailleurs inégalement) sur les essieux avant cette réaction latérale de la voie. Le même phénomène de choc et de frottement des roues avec le rail, qui transmet des efforts transversaux dissymétriques au châssis se produit en alignement droit s'il existe des oscillations de lacet.

5^o Efforts anormaux.

— Quand les boîtes ont pris un jeu anormal dans leurs glissières, les coussinets dans les boîtes et les fusées dans les coussinets, il en résulte des claquages de boîte et vibrations du châssis en vitesse.

— Quand les bielles d'accouplement n'ont pas la longueur prévue ou que le carrément du châssis est mal établi ou que les tourillons des manivelles de chacun des essieux accouplés ne sont pas calés rigoureusement au même angle.

— Quand la chaudière n'est pas libre de se dilater vers l'arrière (supports grippés).

— Quand l'attelage, suivant le type, est trop serré et s'oppose à l'inscription de la locomotive et de tender dans les courbes de faible rayon.

B. — MOUVEMENTS PERTURBATEURS

Le véhicule n'est pas animé d'un simple mouvement rectiligne, les mouvements secondaires et anormaux suivants existent généralement.

— Le mouvement de lacet ou de rotation angulaire alternatif autour d'un axe vertical passant par le centre de gravité.

— Le mouvement de galop ou d'oscillation autour d'un axe transversal horizontal.

— Le mouvement de roulis ou d'oscillation autour d'un axe longitudinal horizontal.

— Le mouvement de recul ou de va-et-vient dans le sens longitudinal.

Ces mouvements se produisent à toutes les vitesses mais ils prennent des amplitudes dangereuses à certaines vitesses appelées « vitesses critiques » : ils ont une périodicité propre et leur combinaison peut avoir, si leurs périodicités s'égalisent, des effets perturbateurs

dangereux en raison des masses considérables auxquels ils s'appliquent et malgré leur faible amplitude.

Ils résultent soit de causes extérieures à la locomotive, soit de la machine elle-même.

Les causes extérieures ont trois origines principales :

- Les dénivellations de la voie (joints et appareils de voie);
- Le jeu entre les boudins et les bords intérieurs des rails et la conicité des bandages;
- L'élasticité transversale de la voie.

Les causes internes ont deux origines principales :

- La variation de l'intensité de l'effort moteur pendant chaque tour de roue;

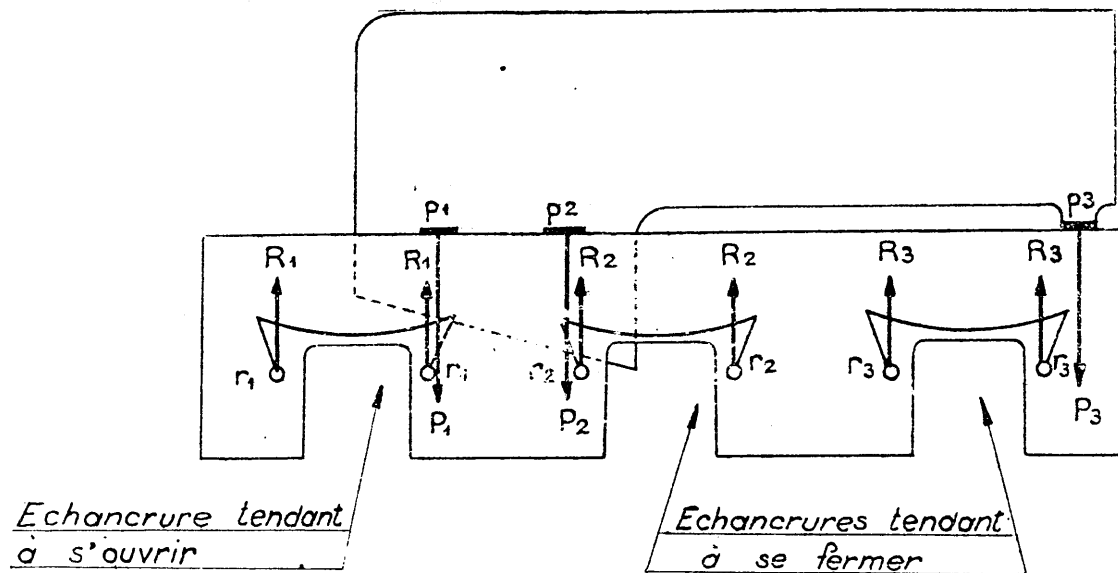


FIG. 3

— Les forces d'inertie des pièces en mouvement relatif qui croissent avec la vitesse.

Les causes de l'oscillation de lacet dues à la machine elle-même sont : l'excentricité de la résultante E' (fig. 2 ter) des efforts de traction exercés par chacun des mécanismes (période 1/2 tour), l'excentricité de la résultante des forces d'inertie horizontales I_2 (période 1 tour). Le mouvement de lacet est permis par le jeu des essieux dans la voie. Il n'est donc dangereux que pour les machines courtes. Il a fait limiter la vitesse des machines 030 à 70 km. à l'heure environ sur les lignes à rails courts. L'empattement total d'une machine peut être augmenté par l'emploi de bogies et bissels, l'empattement rigide restant limité par les conditions d'inscription en courbe. Le porte-à-faux à l'avant et à l'arrière des essieux extrêmes est réduit au minimum.

L'emploi de plusieurs cylindres et la réduction de l'entraxe des cylindres réduisent l'excentricité de E' . C'est pourquoi l'on plaçait autrefois de préférence intérieurement au châssis les 2 cylindres des machines courtes.

Les causes de l'oscillation de roulis dues à la machine elle-même sont : l'excentricité des efforts résultants des composantes verticales A sur les glissières; l'excentricité des composantes verticales des actions de la vapeur sur les fonds de cylindre inclinés sur l'horizontale. L'application brusque de la force centrifuge à l'entrée en courbe et sa suppression à la sortie

produisent aussi des oscillations de roulis d'amplitude d'autant plus grande que le centre de gravité du poids suspendu est plus élevé. L'élevation du centre de gravité augmente l'effort de renversement mais il diminue l'intensité des chocs des roues sur les rails à l'entrée en courbe et dans les mouvements de lacet; il en résulte finalement une plus grande sécurité. Cette disposition permet d'accroître les dimensions de la chaudière et facilite l'accès au mécanisme intérieur.

Les causes de l'oscillation de galop du poids suspendu sont : la variation périodique des efforts résultant des composantes verticales A sur les glissières, et des composantes verticales de l'action de la vapeur sur les fonds de cylindre inclinés, l'existence du couple variable : résistance du tender à hauteur du crochet d'attelage — effort de traction au niveau des rails.

Les causes de l'oscillation de recul sont la variation périodique de l'effort de traction T et la variation périodique de la projection horizontale de la résultante des forces d'inertie de toutes les masses en mouvement relatif.

Ces diverses oscillations dues exclusivement à la machine sont de faible amplitude sur les machines modernes. Les mouvements suivants ont été enregistrés sur une 241.000 au banc d'essai de Vitry — ce banc est rigide et non pas élastique comme la voie courante — dans le cas d'un effort de traction de cinq tonnes.

Vitesse — Km/h.	DOUBLE AMPLITUDE EN mm. DES MOUVEMENTS													
	verticaux du châssis aux plaques de garde des essieux accouplés								verticaux aux traverses du châssis				horizontaux des traverses	
	G1	G2	G3	G4	D4	D3	D2	D1	AVG	ARG	AVD	ARD	AV	AR
30	0,2	0,5	0,3	0	0	0	0	0	0,3	0,5	0,7	0,4	1,2	0,5
60	0	0,2	0	0,2	0,2	0	0	0	1	1	1,4	1,1	2	0,5
90	0	0	0	0	0	0	0	0	1,2	0,8	1,2	0,5	2,6	1
120	0	0	0	0	0	0	0	0	1,2	0,8	1,3	0,4	2,3	1

Les mouvements perturbateurs que prennent les locomotives en marche — mouvements qui, lorsqu'ils atteignent une assez grande violence, sont le plus souvent l'origine de déraillements en pleine voie — sont imputables aux réactions de la voie et non au fonctionnement même de la locomotive.

Si, en effet, une machine pouvait n'avoir aucune liaison avec la voie — condition absolument hypothétique — elle se déplacerait sans aucun mouvement secondaire du corps même de la locomotive que celui qui résulte du déplacement des pièces à mouvement alternatif : mouvement rythmique ayant pour période la durée de la révolution des roues motrices, soit 1/4 ou 1/5 de seconde pour des machines express marchant à leur vitesse normale, avec une amplitude de déplacement de 2 ou 3 mm. dans les parties extrêmes de la machine.

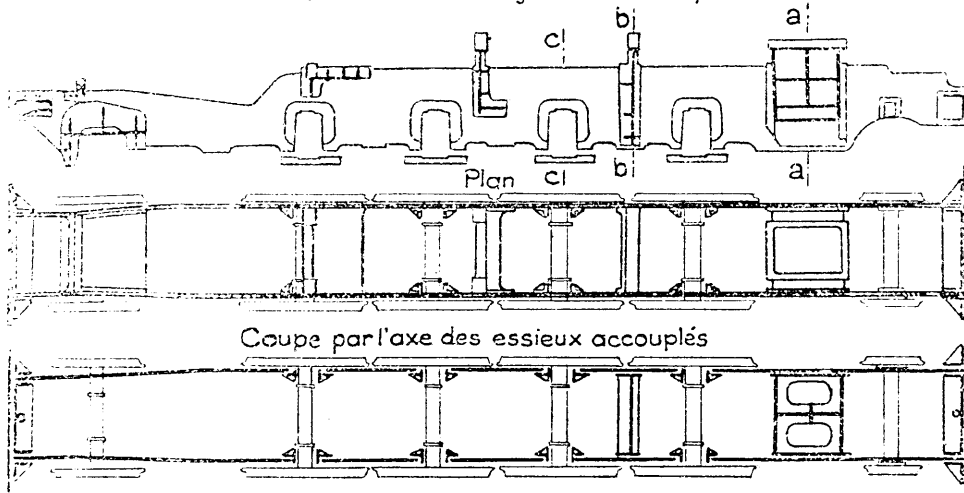
Les mouvements perturbateurs que l'on ressent sur les locomotives sont d'un ordre tout différent : leur période est beaucoup plus longue, leur amplitude beaucoup plus considérable. Les mouvements perturbateurs, qui sont du fait propre de la machine, en dehors de toute liaison avec la voie, disparaissent pour ainsi dire, noyés dans les mouvements qui résultent de cette liaison.

C'est donc une erreur de croire que pour qu'une machine soit stable, il faut qu'elle fasse pour ainsi dire corps avec la voie et soit guidée d'une façon absolue par elle.

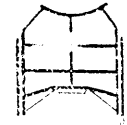
La machine ne doit recevoir de la voie qu'un guidage d'ensemble, chaque point des rails n'intervenant pour sa part que dans la plus faible mesure possible. La locomotive n'a pas besoin d'être dirigée à chaque instant. Elle ne demande qu'à continuer sa route sans s'en écarter en raison de la grande force vive que lui communique sa vitesse.

Si la machine est convenablement disposée pour ne recevoir du rail que ce guidage d'ensemble, elle pourra passer en toute sécurité sur les plus mauvaises voies. Si elle est, au contraire, conçue de manière à être immuablement dirigée par le rail, elle ne pourra circuler que sur une voie parfaite sous peine, à la moindre imperfection du rail, d'être dirigée à faux, c'est-à-dire lancée dans une mauvaise direction, d'où choc et réaction brutale sur un autre point de la voie; par suite, mouvements insolites se répercutant, fatigue de la voie, fatigue de la machine et finalement déraillement si les mouvements deviennent trop violents.

Châssis français classique



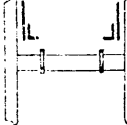
Coupe aa



Coupe bb

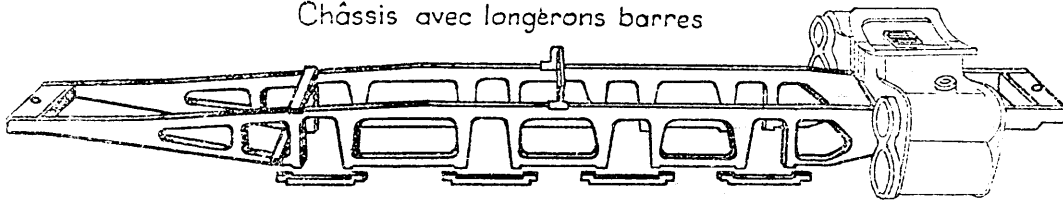


Coupe cc

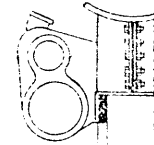


Châssis américains

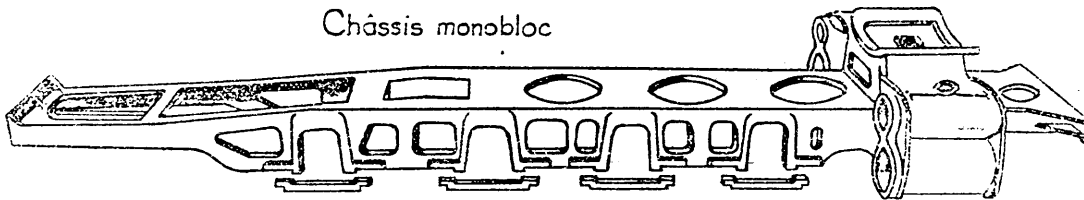
Châssis avec longérons barres



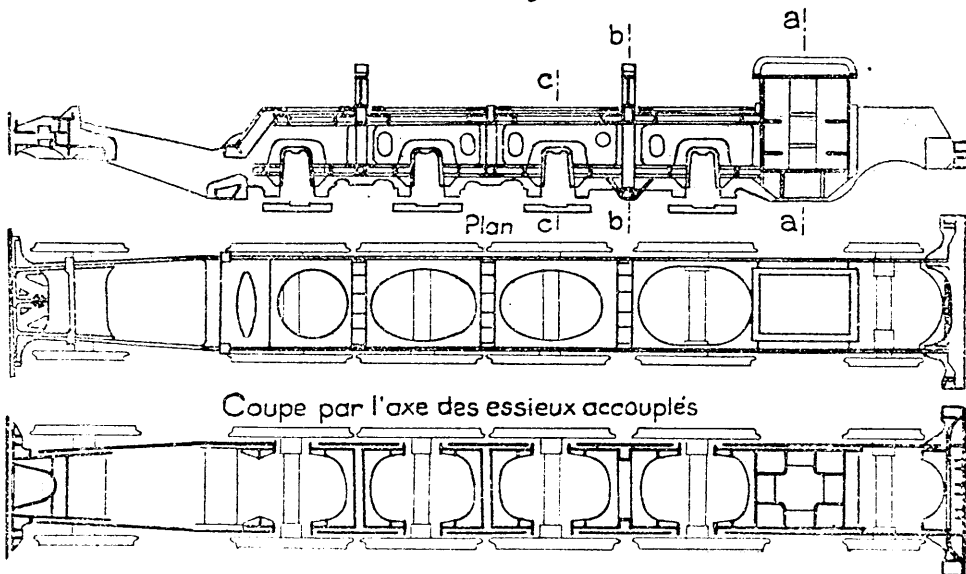
Montage des cylindres



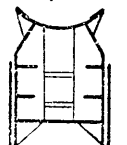
Châssis monobloc



Châssis français moderne



Coupe aa



Coupe bb



Coupe cc

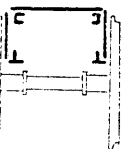


FIG. 4

C. DIFFÉRENTS TYPES DE CHASSIS

Après avoir utilisé concurremment des châssis intérieurs et des châssis extérieurs aux roues, et quelquefois des châssis doubles encadrant les roues ou des châssis mixtes avec longeron médian on n'utilise plus actuellement que le châssis intérieur.

La nécessité d'assurer une parfaite rigidité au châssis pour lui permettre de résister sans se rompre à tous les efforts indéfiniment répétés analysés au paragraphe précédent a été longtemps contestée. On admettait qu'un châssis flexible sans donner lieu toutefois à des déformations élastiques exagérées facilitait l'inscription en courbe ainsi que les mouvements transversaux des essieux. Aujourd'hui on est au contraire convaincu que pour réaliser de grandes puissances et circuler à grande vitesse le châssis doit être rigide aussi bien dans le sens transversal que dans le sens longitudinal, constituant ainsi la base indéformable qui maintient toutes les pièces dans la position qui leur est assignée, exactement comme le fait un bâti de machine fixe. Le parallélisme des essieux est ainsi conservé, il n'existe plus de mouvements de distorsion générateurs de chauffage et les degrés de liberté qu'il est indispensable de se ménager pour l'inscription en courbe et les mouvements transversaux des essieux sont obtenus grâce à d'autres dispositions de détail.

1° Le châssis français classique, actuellement le plus répandu, est constitué par 2 longerons en tôle d'acier doux Martin, qualité B de la S. T. n° 6, de 20 à 30 mm. d'épaisseur, entretoisés par tôles et cornières ou par des pièces en acier moulé (*fig. 4*). Son manque de rigidité, plus sensible avec les machines longues, dû surtout à son défaut d'entretoisement à hauteur des essieux accouplés où les efforts sont les plus élevés a provoqué sur les machines dont la transformation récente a augmenté la puissance (sans que le châssis ait été renforcé) des chauffages et usures anormale de boîtes et bielles ainsi que des amorces de ruptures.

2° Le châssis américain avec longerons-barres est constitué par des poutres de section rectangulaire en acier moulé ou laminé d'épaisseur variant de 100 à 140 mm. Le châssis de ce type monté sur les 141 B est entretoisé par les cylindres et par les pièces en acier moulé suivantes : un caisson avant très robuste sur lequel est fixé la traverse d'attelage, une traverse à l'avant du premier essieu couplé formant support de l'articulation du bissel avant et point fixe de timonerie, une entretoise entre premier et deuxième essieux couplés sur laquelle sont fixées des tôles latérales formant support de corps cylindrique et les cylindres de frein, une entretoise entre deuxième et troisième essieux couplés sur laquelle sont fixées des tôles latérales formant support de corps cylindrique (2 traverses latérales extérieures aux longerons et assemblées sur les 2 entretoises précédentes forment supports de glissières, de coulisses et d'arbre de renvoi de changement de marche), 2 entretoises à l'avant des corps de boîte à huile des deuxième et troisième essieux couplés, une entretoise à l'avant de la boîte à feu sur laquelle est fixée la tôle support avant de boîte à feu et formant support de l'articulation du bissel arrière, un caisson d'attelage arrière sur lequel sont fixées la tôle support arrière de boîte à feu et la tôle support de tablier arrière (le caisson est également disposé pour servir de point fixe au rappel à ressort du bissel arrière).

3° Le châssis américain monobloc est une pièce en acier moulé. Cette technique de construction qui est une grande simplification mécanique permet un entretoisement plus robuste et une plus grande facilité de fixation des cylindres. Il est d'une rigidité parfaite, mais il est nettement plus lourd que les autres types de châssis. Les derniers châssis monoblocs comportent venus de fonderie avec eux-mêmes, le bloc des 2 cylindres, l'usinage de construction est assuré par des machines universelles de grande précision, il garantit le respect absolu des tracés portés au dessin.

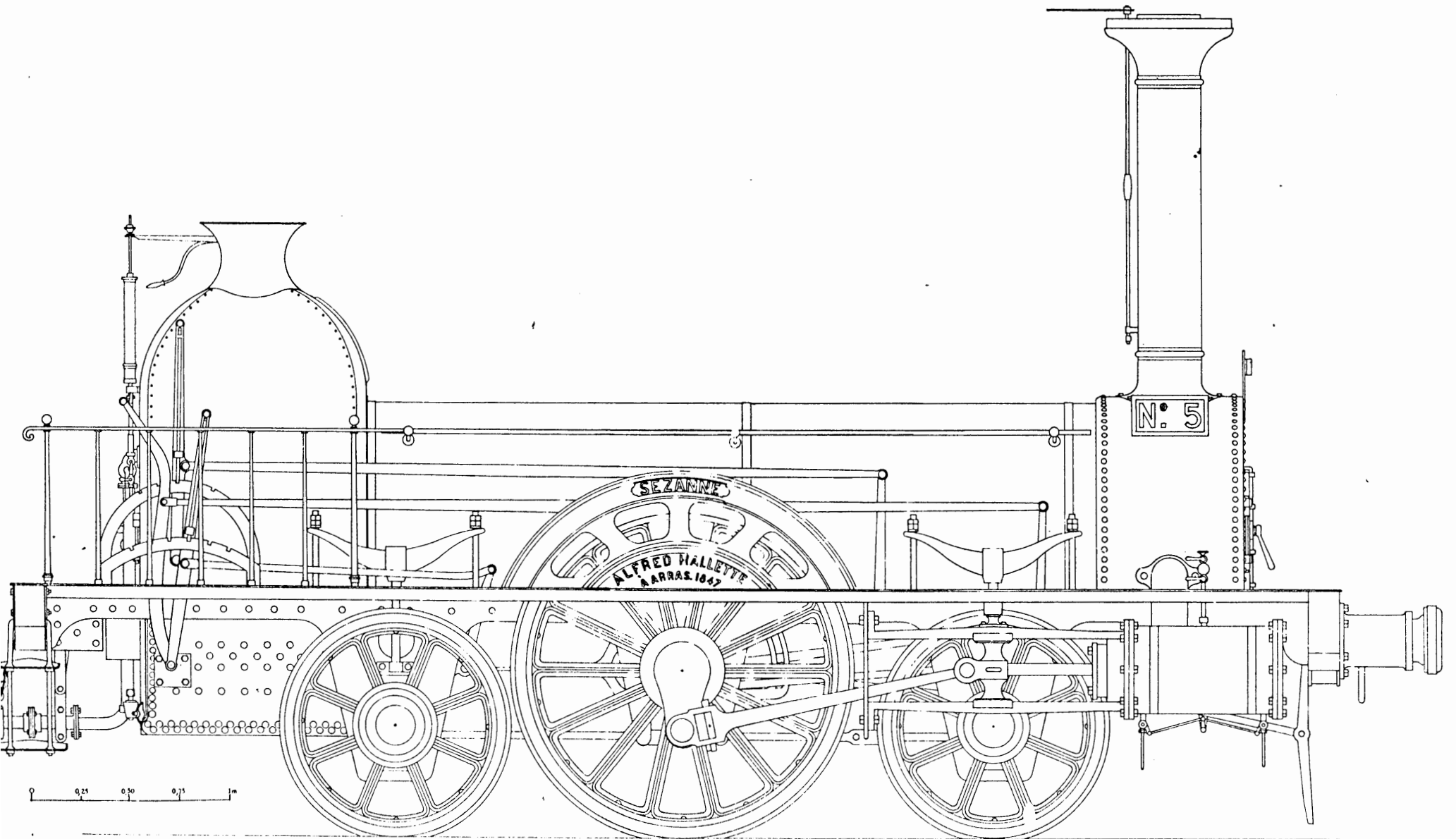
Les longerons américains restent à peu près bruts à l'exception des parties destinées à recevoir les attaches (supports de glissières, paliers d'arbre de relevage, attache de chaudière, etc.).

4° **Le châssis français moderne** type 111 P conserve les longerons en tôles dont l'épaisseur a été portée à 35 mm. Par contre, l'entretoisement de conception nouvelle tend à reproduire les grandes lignes de châssis américain monobloc sans prétendre toutefois assurer la même rigidité. Des entretoises en acier moulé, à section tubulaire, très rigides et très légères (épaisseur 15 mm.) sont soudées les unes aux autres réalisant dans leur continuité d'un bout à l'autre de la machine une sorte de châssis continu en acier moulé sur lequel viennent se plaquer les longerons. Des nervures longitudinales s'étendant au niveau des boîtes d'essieu, raidissent le châssis au point habituellement le plus faible tandis que des tôles d'acier fixées à la partie supérieure complètent l'indéformabilité dans le sens horizontal. Le châssis français moderne qui allie la légèreté exigée par les voies à la rigidité est une première étape vers la création de châssis robustes utilisant largement les méthodes de construction modernes : acier moulé ou soudé réduisant au minimum les assemblages boulonnés ou rivés.

Le poids de l'ensemble châssis et cylindres atteint pour une locomotive mikado : 12 t. dans le cas du châssis français classique, 15 t. dans le cas du châssis français moderne, 16 t. dans le cas du châssis avec longerons-barre et 20 t. dans le cas du châssis monobloc.



MATÉRIEL PRÉSENTÉ
AU MUSÉE FRANÇAIS
DU CHEMIN DE FER
A MULHOUSE



Dessin de Michel Lamarche