

TEORIA STABILITĂȚII LOCOMOTIVELOR

(Urmare)

PARTEA DOUA

CAP. I

Mișcarea de șovăire (lacet) a unei locomotive

1. *Considerațiuni asupra mișcărilor parazite. Definițiunea lor*

După un principiu de cinematică, când un solid este animat de o mișcare oare-care, putem descompune acea mișcare într-o translație a centrului de gravitate și într-o rotațiune împrejurul acestui punct. Această mișcare de rotațiune relativă se poate studia ca și cum centrul de gravitate ar fi fix și poate fi considerată ca resultantă a trei mișcări de rotațiune elementare, care pentru o locomotivă, sunt următoarele:

1. O rotațiune împrejurul unui ax vertical (*lacet*).
 2. O rotațiune împrejurul unui ax orizontal paralel cu calea (*roulis*);
 3. O rotațiune împrejurul unui ax orizontal normal la cale (*tangagiun*);
- și a căror ecuațiuni se obțin egalând cu zero suma momentelor forțelor exterioare și a forțelor de inerție luate în raport cu fie-care din cele trei axe ce trec prin centrul de gravitate.

În fine, mișcările parazite ne dând loc de cât la deplasări foarte mici, fie-care din ele se poate considera ca independentă.

Forțele exterioare lucrând asupra unei locomotive sunt :

1. Reacțiunile orizontale și verticale exercitate de cale, ele depind de presiunea roților pe punctele lor de sprijin pe șine, și, prin urmare, de oscilațiunile greutății suspendate pe arcuri ;
2. Acțiunea *trenului*, care e când o rezistență lucrând asupra ciligrului de tracțiune, aproape în planul median, când o *împingere* lucrând asupra *tampoanelor* și, prin urmare, la o oare-care distanță de planul mediu;
3. Greutatea.

4. Reacțiunile laterale exercitate de *tender* asupra locomotivei și cari depind de dispozițiunea *atelagiului* și a *tampoanelor*.

5. Forțele de inerție provenind de la organele mașinei în mișcare relativă.

Mișcările de rotațiune împrejurul celor două axe orizontale se produc printr-o oscilațiune a greutății suspendate pe arcuri și nu se simt asupra sistemului osiilor, căci atunci roțile ar fi ridicate d'asupra șinelor, cea-ce nu se întâmplă de obicei. Tensiunea arcurilor nu poate deveni negativă de cât în cazuri excepționale.

Organele mașinei în mișcare relativă nu exercită nici o influență asupra oscilațiunilor cadrului, adică asupra *clelinerei* (*roulis*) și *tangagiului*, cât timp nu sunt capabile de a ridica roțile.

Așa că mișcarea unei locomotive împrejurul centrului seu de gravitate nu se compune în realitate de cât dintr-o oscilațiune pe arcuri a cadrului și dintr-o rotațiune a întregului mașinei împrejurul unui ax vertical. Această rotațiune e simplă dacă nu e nici un joc între osii și cadru. În cazul contrar, adică în practică, rotațiunea cadrului poate fi diferită de cea a *sistemului de osii*.

Am studiat în prima parte a acestui memoriu oscilațiunile greutății suspendate. Ne vom ocupa acum de mișcarea de șovăire (lacet).

Să considerăm mai întâi rotațiunea cadrului singur împrejurul axului vertical trecând prin centrul de gravitate. Pentru aceasta, n'avem de cât să introducem printre forțele lucrând asupra cadrului reacțiunile ce exercită osiile asupra lui prin intermediarul *cutiilor de unsore* și *plăcilor de gardă* sau *glisier*.

Afară de aceste reacțiuni, forțele exterioare dând loc la o mișcare de rotațiune împrejurul axului vertical, se reduc la apăsările exercitate de vaporii asupra platourilor cilindrelor. În cea ce privește rezistența trenului și celelalte reacțiuni ale tenderului și ale trenului asupra mașinei, nu vom ține seamă de cât mai târziu.

Fie I_1 momentul de inerție al cadrului locomotivei, θ , unghiul ce face planul median cu planul vertical ce trece prin axul căi, și N , momentul forțelor exterioare.

Ecuatiunea mișcării de rotațiune este:

$$I_1 \frac{d^2\theta}{dt^2} = N.$$

După cum s'a spus, forțele cari intră în calculul lui N , și a căror studiu prealabil e necesar, se compun din eforturile exercitate de vaporii asupra platourilor cilindrelor, și din reacțiunile între plăcile de gardă și cutiile de unsoare. Aceste reacțiuni sunt de natură complexă și se pot divide în trei componente distincte, cari provin :

1. Din acțiunea vaporilor asupra pistonului și de aci asupra butonului manivelei;
2. Din efectul maselor în mișcare relativă ;
3. Din rezistența ce opune calea mișcărilor laterale.

II. Studiul forțelor provenind din acțiunea vaporilor și din cea a organelor mașinei în mișcare relativă. Locomotive cu cilindre exterioare

Presiunea efectivă, P_0 , a vaporilor lucrând asupra pistonului este întrebuințată ca să facă să se învîrtească roțile motrice, să comunice accelerațiunea maselor în mișcare relativă și să învingă rezistențele pasive ale mecanismului (frecarea pistonului și capului său, a cutiei și a articulațiilor). Dacă aceste două din urmă cauze de cheltuială de forță n'ar exista, presiunea P_0 ar fi transmisă toată capului pistonului, unde s'ar descompune într'o forță verticală aplicată la *glissiera*, $P_0 \operatorname{tg} \frac{\pi}{2}$, și într'o forță îndreptată după biela motrice, $\frac{P_0}{\cos \frac{\pi}{2}}$.

Această din urmă, aplicată la *butonul* manivelei s'ar repartiza la rîndul său între *cutia de unsoare*, punctul de contact al roței cu șina și *biela de cuplare*, dacă există.

Pentru a ține seamă de rezistențele pasive, ar trebui să multiplicăm valoarea presiunii printr'un coeficient inferior unității, căci ele determină o pierdere de lucru. Se poate dar face abstracție de aceste rezistențe presupunând implicit că s'a introdus în calcul acest coeficient de reducere o dată pentru tot-d'a-una.

Forța de inerție a organelor mobile modifică

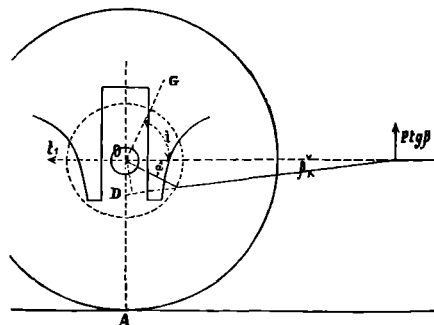
repartizarea presiunii. atît la *capul* pistonului cît și la *butonul* manivelei; însă nu e nici o pierdere de lucru. În adevăr, pistonul și cele-lalte organe suferă o accelerațiune orizontală în timpul primei jumătăți a cursei, apoi mișcarea e întîrziată. De obicei, forțele de inerție lucrează mai întîi împotriva presiunii vaporilor, apoi în același sens, cu aceeași intensitate în ambele cazuri. Dacă nu e nici o pierdere de timp : se înapoiază în a doua parte a cursei cea ce a fost absorbit în prima.

Organele mașinei mobile se pot descompune în două categorii :

1. Organele în mișcare alternativă constituite de o parte a bielei motrice, de piston, de *tîga* și de *capul său*. Centrul de gravitate al acestor organe se află aproximativ, pe axul cilindrului; forța lor de inerție este tot-d'a-una îndreptată după acest ax și are o intensitate variabilă care vine de micșorează forța ce rezultă din presiunea vaporilor în timpul primei jumătăți a cursei și o mărește în timpul celei-lalte jumătăți;

2. Piese învîrtitoare cari fac centrul de gravitate al roței să fie excentric. Forța de inerție (sau forța centrifugă) a organelor mașinei are o direcțiune variabilă ; ea produce deci un efect dublu : modificarea reacțiunilor orizontale a *cutiei de unsoare asupra plăcii de gardă*, modificarea reacțiunii verticale a roței asupra șinei.

Să considerăm o mașină avînd o singură osie motoare și presupunem că iuteala de rotațiune e uniformă. Fie F_a forța de inerție a organelor mașinei în mișcare alternativă. Forța transmisă de vaporii, a cărei presiune în cilindru este P_0 , la capătul manivelei este $\frac{P}{\cos \frac{\pi}{2}}$, P fiind egal cu $P_0 - F_a$. Punctul de aplicațiune al acestei forțe poate fi adus în D (fig. 1), pe raza verticală OA , și se



(Fig. 1).

descompune într-o forță orizontală care face să se învârtască roata și o forță verticală care mărește presiunea roței pe șină. Componenta orizontală, care nu e alta decât P , se repartizează în punctele O și A , după brațele de pirghie AD și OD . Prin urmare, ea dă naștere la o reacțiune t_1 , care lucrează în Punctul O al osiei și a cărei valoare este :

$$t_1 = P \frac{AD}{OA} = P \left(1 - \frac{r}{R} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \right).$$

De asemenea, reacțiunea roței pe șină ar fi (presupunând roata în planul axului cilindrului) :

$$T_1 = P \frac{OD}{OA} = P \frac{r}{R} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Dacă e vorba de o mașină cu mai multe osii motoare ecuațiunile de mai sus sunt aplicabile, numai t_1 și T_1 reprezintă atunci suma eforturilor exercitate pe fie-care osie și la bandagiul fie-cărei roți.

La valoarea lui t_1 , trebuie să adăugăm reacțiunile provocate de piesele învîrtitoare. Aceste diferite piese, nefiind în același plan, lucrează în diferite puncte ale osiei considerată ca o pirghie dreaptă. Să luăm pe acelea cari sunt într'un același plan și fie G pozițiunea centrului lor de gravitate pentru un unghi de manivelă α . Să presupunem că toată greutatea M ar fi în centrul de gravitate. Pozițiunea relativă a organelor mobile ne schimbându-se, raza OG face un unghi fix cu raza de manivelă, și, prin urmare, unghiul i al razei OG cu orizontala depinde de unghiul α . Forța centrifugă $\frac{M}{g} \omega^2 a$ (ω este viteza unghiulară și $a = OG$) are componente :

$$\text{orizontală, } \frac{M}{g} \omega^2 a \cos i = F,$$

și :

$$\text{verticală, } \frac{M}{g} \omega^2 a \sin i = F_v.$$

Ea e îndreptată după raza OG , și punctul său de aplicațiune poate fi adus în O . Prin urmare, forța t_2 , lucrînd asupra osiei din faptul forței centrifuge este egală cu componenta orizontală a forței centrifuge, și nu există reacțiune orizontală T_2 pe cale.

În total, o serie de eforturi situate în plane diferite, t_1 , t_2 , t_3 , etc., de o parte a mașinei, t_1 , t_2 , t_3 , etc., de cealaltă parte, sunt exercitate pe

osie în puncte diferite și tind a apăra cutiile de grăsimi contra plăcilor de gardă în punctele S și S' (fig. 2). Se determină ușor reacțiunile exercitate t și t' . Fie: l , distanța SS' ; și b_1 , b_2 , b_3 , etc., distanțele, egale de amîndouă părțile, a punctele de aplicațiune a forțelor t_1 , t'_1 , t_2 , t'_2 , etc., la punctele S , S' . Valorile t și t' sunt date de relațiunile următoare :

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + \frac{b_1}{l} (t_1 - t'_1) + \frac{b_2}{l} (t_2 - t'_2) + \dots$$

$$t' = t'_1 + t'_2 + t'_3 + \dots - \frac{b_1}{l} (t'_1 - t_1) + \frac{b_2}{l} (t'_2 - t_2) + \dots$$

Distanțele b se vor socoti pozitiv în afară de intervalele SS' , și negativ în cazul contrariu. De asemenea, forțele t_1 , t_2 , etc., vor fi pozitive sau negative, după cum vor fi îndreptate înainte sau îndărăt.

Am calculat ast-fel reacțiunile t și t' exercitate asupra longeronilor. Ele sunt aproape continuu îndreptate în același sens ca și forța transmisă de vaporii bielor motrice, adică în sens invers de presiunea exercitată pe platourile cilindrului. Diferința $P_0 - t$ reprezintă dar forța reală aplicată longeronului, această forță face echilibru rezistenței trenului și care prin urmare, face să înainteze locomotiva.

Ea e variabilă la fie-care moment de o parte și de alta a mașinei, prin urmare ea tinde a da cadrului o mișcare de rotațiune împrejurul unui ax vertical. Această mișcare de rotațiune depinde de momentul forțelor P_0 și t . Însă, t fiind o rezultantă de forțe paralele, momentul său este egal cu suma momentelor componentelor sale.

Aceasta ne va dispensa de a calcula valoarea însăși a lui t .

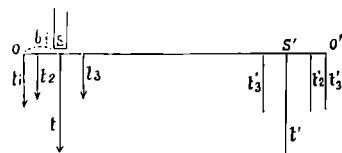
Din ceea ce precede. elementele de determinat pentru a rezolva problema sunt :

1. Presiunea P_0 ; ea e dată de diagramele presiunilor vaporilor în cilindre;

2. Forța P , egală cu P_0 mai puțin forța de inerție a organelor mașinei animate de o mișcare alternativă.

3. Forța centrifugă a pieselor învîrtitoare.

Numind m_1 , m_2 , etc., masa fie-căreia din pie-



(Fig. 2).

sele învîrtitoare, și x, y coordonatele centrelor lor de gravitate în raport cu axul vertical ce trec prin centrul roții, componenta orizontală a forței centrifuge este:

$$\Sigma m x \omega^2,$$

și componenta verticală:

$$\Sigma m y \omega^2.$$

E lesne a calcula $\Sigma m x$ și $\Sigma m y$, presupunând că greutatea bieiei motrice se repartizează pe *capul* pistonului și pe *bulonul* manivelei în raport invers cu distanța centrului de gravitate a bieiei la fie-care din aceste două puncte, și că greutatea bieiei *de cuplare* se repartizează în același mod între *bu'oanele* manivelor motrice și *cuplate*. Această repartizare dă o aproximațiune suficientă în practică.

Fie. a și a' , distanțele centrului de gravitate a manivelei motrice, având greutatea M și raza r , la centrul O al osiei motrice și a centrului de gravitate a manivelei cuplate M' la centrul O' al osiei cuplate;

c și c' , distanțele la O și O' ale centrelor de gravitate a contra greutăților c și c' cari sunt așezate pe raze cari fac unghiurile φ și φ' cu manivelele M și M' ;

d , distanța centrului de gravitate a bieiei motrice având greutatea B și lungimea b , la capetu manivelei.

Valorile lui $g m x$ și $g m y$ pentru părțile învîrtitoare de aceeași parte a mașinei sunt date de tabloul următor:

1^a Osia O

	$g m x$	$g m y$
Manivela M . . .	$M a \cos \alpha$	$M a \sin \alpha$
Contragreutatea C a osiei motoare . . .	$C c \cos (\alpha + \varphi)$	$C c \sin (\alpha + \varphi)$
Biela motrice B . . .	$B \left(1 - \frac{d}{b}\right) r \cos \alpha$	$B \left(1 - \frac{d}{b}\right) r \sin \alpha$
Biela de cuplare B' . . .	$\frac{B'}{2} r \cos \alpha$	$\frac{B'}{2} r \sin \alpha$

2^a Osia O'

	$g m x$	$g m y$
Manivela M' . . .	$M' a' \cos \alpha$	$M' a' \sin \alpha$
Contragreutatea C' a osiei cuplate . . .	$C' c' \cos (\alpha + \varphi')$	$C' c' \sin (\alpha + \varphi')$
Biela de cuplare . . .	$\frac{B'}{2} r \cos \alpha$	$\frac{B'}{2} r \sin \alpha$

De almintrelea, cea-ce ne importă să calculăm, e momentul de rotațiune la care dă naștere forța centrifugă a *pieselor învîrtitoare*, va trebui dar să facem suma produsului fie-cărei componente, $m x$, prin distanța sa la planul median.

Forța de inerție, F_a , a organelor animate de o mișcare alternativă (piston, *tigă* și *cap*), a căror greutate totală este Q , și fracțiune $B \frac{d}{b}$ din greutatea bieiei motrice) are ca expresiune:

$$F_a = -\frac{1}{g} (Q + B) \frac{d^2 n}{dt^2} = \frac{1}{g} \left(Q + B \frac{d}{b} \right) r \omega^2 \cos \alpha.$$

Aplicațiune numerică. — Vom calcula expresiunile de sus cu datele următoare cari au fost luate pe o mașină de călători a *Compagnie d'Orléans*, seria 265 la 400.

	Greutatea organelor mașinei kilog	Distanța centrului de gravitate la centrul osiei	Distanța centrului de gravitate la capul manivelei	Lungimi r și b	Distanțele la planul median
Manivela motrice, în care se coprinde și falșa manivelă	113	0 ^m ,21	>	0 ^m ,325	0 ^m ,95
Manivela de cuplare M' . . .	34	0 ^m ,21	>	id.	0 ^m ,93
Biela motrice B	122	>	0 ^m ,80	1 ^m ,80	0 ^m ,95
Biela de cuplare B'	119	>	>	2 ^m ,1	1 ^m ,06
Piston, tige și cap, Q . . .	152	>	>	>	0 ^m ,95
Contragreutatea C a roții motrice, calată la 180° de manivelă	143	0 ^m ,80	>	>	0 ^m ,76
Contragreutatea C' a roții cuplate, calată la 180° de manivelă	05	0 ^m ,80	>	>	0 ^m ,76

Avem pentru *piesele învîrtitoare* :

$$g \Sigma m x = \left[M a + B \left(1 - \frac{d}{b}\right) r + B' r + M' a' - C c - C' c' \right] \cos \alpha = -78,79 \cos \alpha.$$

Semnul -- înseamnă că direcțiunea forței centrifuge, $\omega^2 \Sigma m x$, este în sens invers de cea a manivelei:

$$\text{Momentul lui } g \Sigma m x = -38,39 \cos \alpha.$$

Pentru cea-laltă parte a mașinei (partea stângă), unde manivela e în întârziere cu 90°, n'avem de cât să înlocuim $\cos \alpha$ prin $\sin \alpha$. Momentul de rotațiune, N_r , împrejurul axului vertical trecând prin centrul de gravitate e deci :

$$N_r = -38,39 \frac{\omega^2}{g} (\cos \alpha + \sin \alpha).$$

Valoarea lui F_a pentru partea dreaptă a mașinei este :

$$F_a = 67,047 \frac{\omega^2}{g} \cos \alpha.$$

Cantitățile N_r și F_a pot fi reprezentate grafic printr-o simplă linie dreaptă, dacă luăm ca abscisă, nu unghiul α , ci lungimea parcursă de piston. (Ordonata acestei drepte este nulă în mijlocul cursei (neglijând oblicitatea bielei) și egală cu coeficientul lui $\cos \alpha$, afectat când de semnul + când de semnul —, la extremitățile cursei.

Construcțiunea momentului total de rotațiune. — După cele ce am spus mai sus asupra mijloacelor de a calcula eforturile exercitate pe *longeron*, construcțiunea grafică a momentului total de rotațiune se poate face, după cum urmează: se construiește mai întâi, luând ca abscise lungimile parcurse de piston, *diagramul* P_0 al presiunilor efective ale vaporilor asupra pistonului, apoi dreapta reprezentând forța de inerție F_a , care e tot-d'a-una de același semn cu P_0 la începutul cursei. Apoi se construiește prin puncte curba:

$$t_1 = (P_0 - F_a) \left(1 - \frac{r \sin(\alpha + \beta)}{R \cos \beta} \right).$$

Produsul lui $P_0 - t_1$ prin distanța axului cilindrului la planul median dă un moment N_a care, adăogat la N_r , dă momentul total N .

Exemplu. — În aplicațiunea numerică de mai sus, diametrul roților fiind de 2 metri și diagramele presiunilor în cilindru (cursa pistonului: 0^m.65; diametru: 0,44) fiind acelea ale *fig. 1, 2 și 3*, (*Pl. I*) pentru iuțeli de 3, 4 și 5 învîrtituri pe secundă, valorile momentului N^1) sunt date, în *fig. 4, 5 și 6*, (*Pl. I*) de curbele *punctate* pentru partea dreaptă a mașinei; de curbele *punctate lung* pentru partea stîngă și de curbele *pline* pentru întreg. Ordonatele pozitive ale lui N dau momentele cari tind a face să se învîrtească de la dreapta la stînga.

Se vede că cea mai mare valoare a momentului N este tot-d'a-una negativă, adică tinde a face să se învîrtească mașina de la stînga la dreapta.

Valorile maxime ale lui N sunt :

Pentru viteza de 3 învîrtituri pe secundă	4,256
» 4 »	4,864
» 5 »	5,320

Deci mașina ar fi suspendată și menținută lateral de arcuri așezate *lângă roțile dinainte*, ce se află la vr'o 2^m.50 de centrul de gravitate, arcurile, pentru ca să nu se îndoaie sub efortul momentului N , ar trebui să aibă o bandă inițială cel puțin egală cu :

1.702 kgr. pentru vit. de 3 învîrt. sau 67 ^{km} .86 pe oră	
1.945 » 4 » 90 ,46 »	
2.128 » 5 » 113 ,00 »	

Valorile lui N depind de distanța cilindrului la planul median, de presiunea maximă a vaporilor și de dispozițiunea, precum și de greutatea, organelor în mișcare relativă.

Ast-fel, când mărim timbrul căldărei într-o locomotivă cu expansiune simplă; momentul N crește, și stabilitatea mașinei descrește.

Dacă presupunem organele în mișcare relativă ast-fel ca să se apropie cel mai mult posibil de echilibrul orizontal, momentul N e minimum. Cea ce are loc în tipul de locomotivă luat mai sus ca exemplu, unde echilibrul orizontal e foarte aproape de a fi realizat.

În schimb, suntem departe de echilibrul vertical. Perturbațiunea verticală, F_v , care lucrează asupra roților motrice are ca valoare, de pe fie-care parte a mașinei :

$$F_v = - 49,53 \frac{\omega^2}{g} \cos \alpha.$$

Maximum seu este:

1.795 kilograme pentru viteza de 3 învîrtituri	
3.192,5 » 4 »	
4.988,2 » 5 »	

Presiunea fie-cărei roți pe șină, în repaus, este de 6.500 kilograme. În mers, această presiune se micșorează în urma oscilațiunilor arcurilor, și, cu vitezele considerate, pe o cale în stare bună formată din șine de 5^m.50, unde se admit denivelări la *rosturi* de 4 milimetri, micșorarea tensiunii arcurilor poate atinge de la 1.200 la 1.500 kilograme pentru osiile motoare. Prin urmare, când perturbațiunea verticală trece peste 6.500—1.500 = 5.000 kilograme, roata poate să nu mai exerciteze nici o presiune pe șină și chiar să fie ridicată. *Această*

¹) Momentul N este raportat la centimetrul pătrat de suprafață a pistonului; această suprafață fiind de 0^m.1520, o ordonată de 1 centimetru reprezintă un moment egal cu 1520.

circumstanță, care se produce la viteza de 113 kilometre pe oră, *fixează o limită vitezei de mers*.

III. *Locomotive cu cilindre interioare*

Când cilindrele sunt interioare, brațul de pirghie al eforturilor exercitate de vapori, și prin urmare, momentul N , sunt foarte reduse.

Presupunem că, în exemplu numeric de sus, cilindrele sunt interioare. Distanța axului cilindrului la planul median poate fi cuprinsă între $0^m,30$ și $0^m,32$, adică să fie a treia parte din valoarea ce are când cilindrele sunt exterioare.

Să admitem că greutatea manivelei motrice ar fi întreită și în manivela de *cuplare* ar fi așezată la 180° de cea precedentă. Va fi de ajuns să punem o contragreutate de 28 kilograme pe fie-care roată *cuplată* și de 41 kilograme (în loc de 143) pe fie-care roată motrice pentru ca organele în mișcare relativă să dea un moment nul în raport cu axul vertical al centrului de gravitate.

Perturbațiunea verticală, F_v , pe fie-care roată motrice va avea valoarea :

$$F_v = 37,25 \frac{\omega^2}{g} \cos \alpha,$$

și va fi, prin urmare, mult mai mică de cât în cazul cilindrelor exterioare.

În fine, momentul N fiind redus cu mai mult de jumătate, dispozițiunea cilindrelor între *longeroni* pare foarte avantajoasă din punctul de vedere al stabilității.

Vom vedea mai departe, în studiul mișcării *de lacet*, la ce se reduce în realitate acest avantaj.

IV. *Locomotive compound cu patru cilindre*

Să presupunem că, într-o locomotivă compound cu patru cilindre, cilindrele cu diametru mare sunt între *longeroni*, și acelea cu diametru mic la exterior. *Calând* aproape de 180° manivelele fie-cărui grup de cilindre (cu mare și cu mică presiune), e posibil de a realiza în același timp echilibrul vertical și echilibrul orizontal al forțelor perturbatrice. Însă, nu aceasta importă mai mult. Nu e de cât un mic avantaj de a realiza echilibrul orizontal; din contră e foarte mare avantaj de a anula momentul forțelor perturbatrice orizontale.

Însă, acest moment se obține multiplicând fie-care forță prin distanța sa la planul median, distanță care e aproape de trei ori mai mare pentru organele cilindrelor cu mare presiune de cât pentru cele-lalte. Am fi dar conduși a da acestora din urmă o greutate exagerată.

Pentru a vedea în ce măsură poate fi rezolvată practic această cestiune, vom lua un exemplu cu datele următoare :

Cilindru cu mică presiune (diametru : 0,53 ; cursa : 0,64).

Piston, *tige și cap*, greutate 180 kil. ; distanța la planul median : 0,30.

Billa motrice, greutate 200 kil. ; lungime : $2^m,40$.

Manivela motrice a primei osii motrice (*cotită*). Greutate : 250 kil.

Cilindru cu mare presiune (diametru : 0,34 ; cursa : 0,64) :

Piston, *tige și cap*, greutate 120 kil. ; distanța la planul median : 0,95.

Biela motrice, greutate 150 kil. ; lungime : 3 metri.

Manivela motrice a celei d'a doua osii motrice. Greutate : 50 kil.

Manivela de cuplare a primei osii motrice. Greutate : 35 kil.

Biela de cuplare : 160 kilogr. ; lungime : metri.

Forța de inerție F_a produsă de organele în mișcare alternativă este :

$$F_a(HP) = \left(Q + \frac{B}{2} \right) r \frac{\omega^2}{g} \cos \alpha = 66,30 \frac{\omega^2}{g} \cos \alpha,$$

$$F_a(BP) = 89,60 \frac{\omega^2}{g} \cos [\varphi + \alpha].$$

Presupunem că unghiul φ , ce face manivela cilindrului HP, este egal cu $\pi - 23^\circ$. Să construim curba momentelor forței numite mai sus $P_0 - t_1$, după diagrama presiunilor din *fig. 7, (Pl I)*, iuteala fiind de 4 învîrtituri pe secundă. Obținem ast-fel curba M_d pentru partea dreaptă a mașinei și curba M_g pentru partea stîngă ¹⁾ [*fig. 8, Pl. I*]. Pentru a avea momentul total, N , se știe că trebuie să adăogăm la M_d și la M_g , sau să scădem, după împrejurare, momentul N_r al forței centrifuge a *pieselor învîrtiloare* și cea-ce se caută, pentru a

¹⁾ Momentele sunt raportate la centimetru pătrat de secțiune a cilindrului cu mare presiune. Această secțiune fiind de $0^m,0908$, trebuie să multiplicăm ordonatele, socotite în centimetri, prin 908 pentru a avea adevăratele valori ale momentelor.

atenua cât se va putea mișcarea *de lacet*, e ca N și fie cel mai mic posibil.

Problema ast-fel propusă se rezolvă prin încercări ușoare. Trebuie să facem ast-fel ca N_r să fie de semn contrar cu M_d și să se apropie de M_d în valoare absolută.

Însă momentul forței centrifuge a *pieselor învîrtiloare*, pentru partea dreaptă a mașinei, și presupunând roțile fără contragreutate, are valoarea următoare:

$$N_r = 93,76 \cos \alpha + 25,2 \cos (\varphi + \alpha).$$

Primul termen al celui d'al doilea membru este aproape continuu de același semn cu M_d ; al doilea termen, φ fiind vecin de 180° , e de obicei de semn contrar; însă, cum e mai mic de cât primul, N_r este în total de același semn cu M_d . Ar trebui să fie contrariul. De unde rezultă necesitatea de a pune contragreutăți pe roțile motoare.

Vom pune o contragreutate de 140 kilograme pe fie-care roată a celei d'a doua osii motoare, la 180° de manivela motoare IIP, și o contragreutate de 30 kilograme pe fie-care roată a primei osii, făcând un unghi $\pi + 23^\circ$ cu direcțiunea manivelei motoare HP, sau un unghi de 46° cu manivela BP. Momentul N_r va fi atunci:

$N_r = 8,76 \cos \alpha + 25,2 \cos (\alpha + \varphi) + 18 \cos (\alpha + \varphi + 46^\circ)$; de unde se deduce curba N_r din *fig 8*, (Pl. I). Diferința ordonatelor curbelor M_d și N_r dă momentul total N_d pentru partea dreaptă a mașinei. Deplasând toate curbele cu $\frac{\pi}{2}$, obținem momentul pen-

tru partea stîngă și, în cele din urmă, resultanta N pentru întregul sistem.

Momentul maximum tinde a face să se învîrtească mașina de la dreapta la stînga și este egal cu 2.724. E aproape pe jumătate de acela ce am constatat mai sus pentru mașinile cu cilindre exterioare, deși presiunea de mers e de 14 kilograme în loc de 10, și puterea cu o treime aproximativ mai ridicată.

Remâne să vedem dacă n'am sacrificat echilibrul vertical prin aplicațiunea contragreutăților.

Componența perturbațiunei verticale în planul roții este pentru prima osie (*colilă*):

$F_v = 39,9 \cos \alpha + 52 \cos (\alpha + \varphi) + 24 \cos (\alpha + \varphi + 46^\circ)$; cea-ce s'ar reduce la:

$$F_v = -36,1 \cos \alpha,$$

Dacă manivela BP și contragreutățile primei osii ar fi la 180° de manivela HP.

Perturbațiunea este mai mare pentru osia a doua și egală cu:

$$F_v' = -39 \cos \alpha.$$

Pentru vitesa de 6 învîrtituri pe secundă, sau de $135^{km},7$ pe oră cu roți de 2 metri, $F_v = 5.656$ kilograme.

Dacă dar încărcarea osiei e de 14 tone, iuteala limită pentru care aderența roților motoare poate dispărea cu totul este de vr'o 135 kilometri pe oră. Echilibrul vertical, se vede că este satisfăcător.

(Va urma)

DESPRE INFIINȚAREA GĂRILOR DE PASAGIU

de G. KECKER

Cu cât se călătorește mai mult, cu atât se simte mai mult trebuință de un transport mai repede și mai comod prin trenuri cari să meargă repede și cari să funcționeze ca trenuri directe până la punctul de destinație. Complectarea rețelei drumului de fer prin construirea diferitelor ambransaamente și linii de joncțiune nu e nerealisabilă. Însă, dacă e greu a forma tabloul de mersul trenurilor pe o linie directă, ținând însă seamă și de necesitățile ambrasaamentelor și liniilor de joncțiune,

e cu mult mai greu a l pune în aplicație. Foarte adesea ori trebuie ca trenul să se oprească înainte de semnalul de distanță al unei gări, pentru ca căile destinate pentru intrare nu sunt libere sau pentru că intrarea e închisă prin sosirea în același timp a altor trenuri. Printr'o asemenea oprire înainte de gară se pierde un timp precios și, numai în casuri foarte rare, se poate câștiga pierderea prin scurtarea opririlor în stații, pentru că în genere aceste opriri nu sunt prea lungi. Atunci trebuie