versale. (Totuși ar fi o eroare să se creadă că în acest caz grinda e totdeauna suficient armată prin bare longitudinale.

E necesar a verifica dacă nu cumva se produce *tensiuni* exagerate în o direcție înclinată cu un unghiu oare care pe barele longitudinale. (Asupra acestui punct voi reveni în curând).

De această din urmă părere, că sunt cazuri când scările sunt inutile, este și casa Ways & Freytag, însă vreau s'atrag atenția că dânsa, cel puțin după cât am cunoștință, nu ține seamă de tensiunile ce se produc în anume direcțiuni și cari pot fi destul de mari ca să provoace crăpături, de și forfecarea betonului n'a fost întrecută.

Cazul acesta se poate ivi la plăci simplu răzemate pe două reazeme.

Gogu Constantinescu
Inginer

Oscilarea vagoanelor în timpul mersului

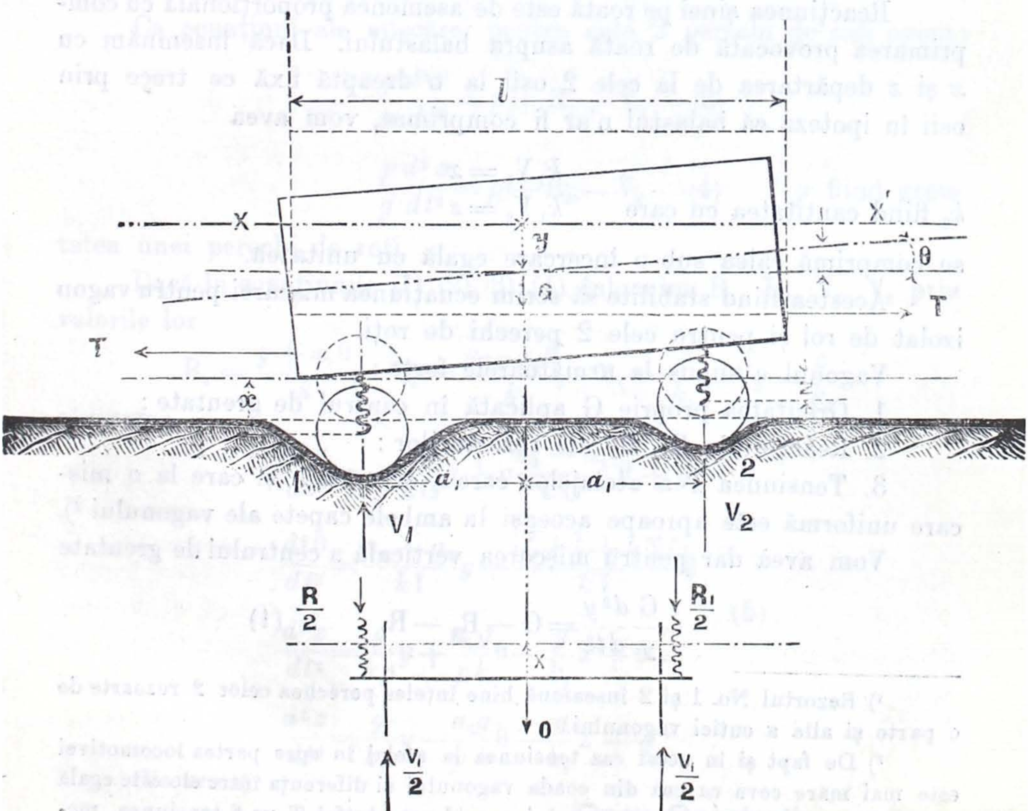
Se cunosc numeroasele mișcări perturbatoare ce au locomotivele în mersul lor. Asemenea sunt cunoscute în mare parte și cauzele ce produc aceste perturbări așa că s'a profitat de rezultatele analizei pentru a reduce pe cât posibil aceste mișcări secundare cari în general sunt în detrimentul tracțiunei. Ceea ce îmi propun este de a face o analiză asupra unei cauze ce în anume circumstanțe poate provoca oscilațiuni importante la vehicule ce circulă pe o cale ferată.

Experimental se pot verifica cele ce voi spune dând puțină atenție oscilațiunilor ce încep să ia vagoanele în anume cazuri. Una din cauze este trecerea pe rosturile șinelor la intervale de timp bine determinate. Aceste oscilațiuni sunt foarte pronunțate la vehicule lungi cu distanță mică între osii. In deosebi mi-a atras atenția într'o zi un tramvai electric care deși nu poseda o vitesă excepțională, oscilațiunile sporeau și deveneau amenințătoare, așa că din când în când conductorul era silit să frâneze pentru a mai amortiza oscilările (tangajul) prin variația vitesei

O influență preponderantă are la acest fenomen și elasticitatea rezoartelor ce susțin vagonul. Am ținut să introduc în calcule și elasticitatea balastului pe care nu o putem neglija totdeauna; de pildă la drumurile de fer ea este destul de importantă pentru a vedea cu ochiul liber cum traversa se afundă și se ridică la trecerea vagoanelor mai grele.

Mă voi mărgini deocamdată la vehicule cu 2 osii ca fiind cazul cel mai răspândit la vagoanele obișnuite. De alt-fel teoria este aplicabilă și vagoanelor cu boghiuri căci și la acestea vagonul este sprijinit pe 2 rezorturi principale.

Voi presupune pentru simplificare că cele 2 rezorturi pe o osie lucrează în aceleași condiții așa ca să nu avem de considerat oscilațiuni laterale ale vagonului, ci numai deplasări verticale și oscilațiuni în planul perpendicular pe axa căei



Să însemnăm cu y deplasarea verticală a centrului de greutate

G și cu θ unghiul de rotire al vagonului în jurul axei ce trece prin centrul de greutate (și care axă este perpendiculară pe planul figurei)

Să luăm că origină pentru y și ca axă XX′ de la care să măsurăm θ_1 posiția centrului de greutate și axei pentru care rezorturile sunt necomprimate.

Când vagonul ocupă o posiție oare-care determinată prin y și θ rezortul No. 1 [1]) este comprimat cu o cantitate $y + a_1 \theta$ iar rezortul No. 2 cu $y - a_2 \theta$, a_1 și a_2 fiind depărtările de la centrul de greutate la planele verticale ce trec prin cele două osii ale vagonului.

Dacă însemnăm cu R_1, R_2 reacțiunile celor două rezoarte și cu k comprimarea rezortului sub o încărcare egală cu unitatea, vom aveà

$$k R_1 = y + a_1 \theta$$
$$k R_2 = y - a_2 \theta$$

Reacțiunea șinei pe roată este de asemenea proporțională cu comprimarea provocată de roată asupra balastului. Dacă însemnăm cu x și z depărtarea de la cele 2 osii la o dreaptă fixă ce trece prin osii în ipoteza că balastul n'ar fi comprimat, vom avea

$$k_1 V_1 = x$$

k_2 fiind cantitatea cu care $\qquad k_1 V_2 = z$

se comprimă calea sub o încercare egală cu unitatea.

Acestea fiind stabilite să scrim ecuațiunea mișcărei pentru vagon izolat de rol și pentru cele 2 perechi de roți.

Vagonul e supus la următoarele forțe :

1. Greutatea proprie G aplicată în centrul de greutate ;

2. Reacțiunile R_1, R_2 ale rezorturilor :

3. Tensiunea T a atelajelor care e orizontală și care la o mișcare uniformă este aproape aceeași la ambele capete ale vagonului [2]).

Vom aveà dar pentru mișcarea verticală a centrului de greutate

$$\frac{G}{g}\frac{d^2 y}{d t^2} = G - R_2 - R_1 \qquad (1)$$

---

[1]) Rezortul No. 1 și 2 înseamnă bine înțeles perechea celor 2 rezoarte de o parte și alta a cutiei vagonului.

[2]) De fapt și în acest caz tensiunea la atelaj în spre partea locomotivei este mai mare ceva ca cea din coada vagonului și diferența între ele este egală cu rezistența la tracțiune a vagonului considerat. Astfel T va fi tensiunea medie a celor 2 atelaje.

iar pentru rotaţiunea în jurul acestui centru

$$\frac{d^2\theta}{dt^2}=\frac{M}{I}$$

In care M este momentul tutulor forţelor iar I momentul de inerţie la vagonului în raport cu axa ce trece prin centrul de greutate şi perpendiculară pe planul figurei.

Insă $l\theta$ fiind braţul de pârghie al cuplului

$$M=R_2 a_2-R_1 a_1-Tl\theta$$

tensiunei la atelaje si provocat de o rotaţiune θ, l fiind distanţa între puntele de articulaţie ale atelajelor cu vagonul.

Prin urmare:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2}=\frac{R_2 a_2-R_1 a_1-Tl\theta}{I} \qquad (2)$$

Ca ecuaţiuni ale mişcărei pentru cele 2 perechi de roţi avem:

$$\frac{p}{g}\frac{d^2x}{dt^2}=p+R_1-V_1 \qquad (3)$$

$$\frac{p}{g}\frac{d^2z}{dt^2}=p+R_2-V_2 \qquad (4)$$

p fiind greutatea unei perechi de roţi.

Dacă în ecuaţiunile (1) (2) (3) (4) înlocuim R_1, R_2, V_1, V_2 prin valorile lor

$$R_1=\frac{y+a_1\theta}{k},\quad R_2=\frac{y-a_2\theta}{k},\quad V_1=\frac{x}{k_1},\quad V_2=\frac{z}{k_1}$$

obţinem:

$$\frac{d^2y}{dt^2}=-\frac{2g}{kG}y+g\frac{a_2-a_1}{kG}\theta+g$$

$$\frac{d^2\theta}{dt^2}=\frac{a_2-a_1}{kI}y-\frac{a_2^2+{}_1^2+kTl}{kI}\theta$$

$$\frac{d^2x}{dt^2}=\frac{g}{kp}y+\frac{a_1 g}{pk}\theta-\frac{g}{k_1}x+g \qquad (5)$$

$$\frac{d^2z}{dt^2}=\frac{g}{kp}y-\frac{a_2 g}{pk}\theta-\frac{g}{k_1}z+g$$

(Va urma)

Gogu Constantinescu
Inginer.