

ASPECTE PRIVIND SIGURANȚA TRANSPORTĂRII ECHIPAMENTELOR INDUSTRIALE AGABARITICE. STABILITATEA MIȘCĂRII LONGITUDINALE A MIJLOACELOR PENTRU TRACTARE RUTIERĂ

SAFETY ASPECTS REGARDING THE TRANSPORTATION OF OVERSIZED INDUSTRIAL EQUIPMENT. THE STABILITY OF THE LONGITUDINAL MOVEMENT OF ROAD TOWING VEHICLES

Doctorand ing. **Mihai STĂTESCU**¹,
Prof. univ. emerit dr. ing. **Radu I. IATAN**²,
Conf. univ. dr. ing. **Ion DURBACĂ**²,
Șef lucr. dr. ing. **Luminița Georgiana ENĂCHESCU**²

¹ SPEC Engineering and Construction SRL

² Universitatea Politehnica din București, Romania, Departamentul Echipamente pentru Procese Industriale

Rezumat. Lucrarea abordează condițiile pentru asigurarea stabilității mișcării longitudinale a mijloacelor de tractare a echipamentelor mecanice industriale de tipul vehiculelor cu pneuri sau cu șenile. În acest context se au în vedere atât caracteristicile geometrice ale vehiculelor, masele acestora, caracterul drumului parcurs, prezența sau nu a forței dezvoltate de încărcătură, respectiv efectul sarcinilor eoliene, rezistențe sau favorizante, precum și caracterul mișcării (accelerată sau frânată). Sunt precizate condițiile de răsturnare a vehiculelor în cazul unor pante cu înclinare redusă, caz în care se fac aproximările adecvate.

Cuvinte cheie: autovehicule cu pneuri, autovehicule cu șenile, stabilitate longitudinală a mișcării

Abstract. This paper addresses the necessary conditions to ensure the stability of the longitudinal movement of the means of towing the industrial mechanical equipment, such as vehicles with tires or tracks. In this context, not only the geometrical characteristics of the vehicles, their masses, the character of the road traveled, the presence or absence of the force developed by the load, the effect of the wind loads, but also the character of the movement (accelerated or braked). The conditions for the overturning of vehicles in the case of slopes with reduced inclination are specified, in which case the appropriate approximations are made.

Keywords: vehicles with tires, tracked vehicles, longitudinal stability of the movement.

1. INTRODUCERE

Transportarea mărfurilor reprezintă un ansamblu de activități independente, desfășurate în vederea deplasării în spațiu a bunurilor materiale (și persoanelor) cu ajutorul vehiculelor, pe anumite căi de comunicare (aer, apă, sol: suprateran sau subteran). Se remarcă existența unui vehicul și a unei infrastructuri. În cazul transportării produselor (lichide, gazoase sau în stare de fluidizare) cele două componente se confundă [1 - 3].

Pe traseul conceperii tehnice și punerea în operă a echipamentelor mecanice, agabaritice, aparținând industriilor de proces, în special, se remarcă și dificultățile care se pot întâmpina în transportarea lor, pe calea ferată, șosele, fluvială sau maritimă, de la producător la beneficiar. Un rol important în asigurarea unei transportări sigure îl are respectarea legislației naționale și internaționale, după caz, respectiv încărcarea, condițiile efective de realizare a mișcării și a descărcării echipamentelor. Ca urmare s-au dezvoltat firme specializate în proiectarea și realizarea unor sisteme rentabile de transport, de mare capacitate, după un program variat de fabricare de tipodimensiuni (Cometto – Italia, Goldhofer – Austria, Nicolas – Franța, Scheurle – Germania, Task – Anglia, de exemplu).

2. TRANSPORTAREA PE ȘOSELE (RUTIERĂ)

Din punct de vedere al costurilor, al timpului necesar transportării, al stării tehnice a podurilor și a drumurilor pe parcursul traseului, precum și al dependenței de intemperii, transportarea pe căile rutiere este net dezavantajoasă față de cea feroviară. Se remarcă unele dezavantaje caracteristice [1, 4, 5]:

- a) transporturile rutiere, agabaritice și grele, nu se efectuează pe timp nefavorabil: ceață, ploaie torențială, polei, ninsoare abundentă, vânt puternic etc.;
- b) poate fi întreruptă alimentarea cu energie, a liniilor electrice și telefonice etc.;
- c) proiectul de transportare pe cale rutieră implică studierea de detaliu a traseului, în ceea ce privește masele și gabaritele admisibile și chiar efectuarea de măsurări în locurile în care dimensiunile ansamblului încărcătură – mijloc pentru transportare sunt apropiate de cele ale zonelor, așa zise înguste.

În cazul transportării rutiere trebuie să se remarce și unele avantaje, printre care [4 -- 6] :

- a) adaptabilitate rapidă la orice condiții de teren;
- b) producerea mijloacelor auto prezintă investiții specifice mai reduse, iar pregătirea conducătorilor necesită cheltuieli mai mici, comparativ cu celelalte tipuri de transportare;
- c) tracțiunea diesel se remarcă mult mai economică decât cea bazată pe benzină;
- d) încărcarea echipamentelor se face direct de la locul de expediție;
- e) suprafețe necesare pentru căile de circulație mult mai mici;
- f) investiții mai reduse.

Prin urmare, se utilizează acest gen de transportare numai în cazurile în care s-au epuizat toate posibilitățile de transportare pe căile ferate. Nu trebuie neglijat însă că transportarea rutieră se adaptează mai ușor la cererea pieții, spre deosebire de calea ferată, unde inerția este mai mare [4; 7 - 9]. La definitivarea alegerii soluției de transportare rutieră trebuie să se includă și costul eventualei realizări a unor lucrări suplimentare de deviere a căilor rutiere existente, lărgirea unor porțiuni de șosele, realizarea de terasamente, consolidarea de drumuri și poduri etc., al asamblării și al montării pe șantier [10, 11], precum și costul operațiilor de încărcare și de descărcare, necesare. Tehnologiile pentru realizarea de transporturi, care nu necesită amenajări și dotări speciale, pot fi întocmite de beneficiar sau de întreprinderile de montare, în timp ce tehnologiile transporturilor complexe sunt efectuate de institutele de proiectare specializate. În cazul transporturilor internaționale trebuie să se țină seama de legislația specifică fiecărei țări [12].

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
Stabilitatea mișcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare rutieră

În acest context prin **transport rutier negabaritic** sau cu **tonaj depășit** se înțelege situația în care autovehiculul (vehicul autopropulsat suspendat pe roți, șenile, tălpi de lunecare sau pernă de aer [13]) sau remorca tractată de el (încărcate cu mărfuri sau nu), prin conturul astfel format, depășesc una din limitele (lungime, lățime, înălțime sau sarcină pe osie) prevăzute de normativele în vigoare pentru circulația pe drumurile publice.

Convoiul pentru transportarea rutieră a echipamentelor agabaritice trebuie să îndeplinească și să satisfacă următoarele cerințe [14]:

a) să permită adaptarea la o gamă cât mai largă de mărfuri și tipodimensiuni de echipamente (să nu fie realizat pentru o sarcină limitată sau pentru un anumit tip echipament mecanic);

b) să realizeze transportarea în deplină siguranță, în orice condiții de drum;

c) caracteristicile tehnice să corespundă prescripțiilor de circulație pe drumurile publice (sarcină pe osie, repartizarea adecvată a încărcăturii pe toate osiile, dimensiuni de gabarit etc.);

d) să poată realiza manipularea încărcăturii cu dispozitive și mașini corespunzătoare, în locurile prevăzute;

e) investiție inițială mică și durabilitate mare în exploatare;

f) să permită o utilizare lesnicioasă și o mentenanță facilă.

Transportarea utilajelor grele și cu gabarite depășite se efectuează în conformitate cu Legislația în vigoare și cu normele specifice [15]. Unele detalii privind categoriile de drumuri și vehiculele pentru tractare sunt prezentate în lucrarea [16].

3. MIJLOACE PENTRU TRACTARE

La alegerea adecvată a vehiculelor pentru tractarea convoaielor trebuie să se ia în discuție indicatorii tehnico - economici care caracterizează folosirea acestor mijloace, care pot fi grupați în: indicatori ai timpului de utilizare, indicatori ai utilizării parcursului solicitat, indicatori ai utilizării capacității de transport și viteza medie de deplasare [16 - 19]. Este de remarcat starea că pe drumuri cu denivelări (în special în incinta șantierelor pentru montarea echipamentelor industriale) poate apare un regim vibratoriu special. Funcția de regulator, în acest caz, revine șoferului. Această situație a lucrurilor trebuie să se aibă în vedere și la evaluarea solicitărilor probabile asupra încărcăturilor. Organismul uman suportă destul de bine accelerațiile verticale, însă, comparativ, este de circa patru ori mai sensibil la accelerațiile orizontale longitudinale și de circa șapte ori mai sensibil la cele orizontale transversale [20]. Din analiza statistică, în cazul vitezelor de deplasare, valorile cele mai probabile ale accelerațiilor verticale sunt: (0,10...0,20)g pe șosele cu îmbrăcăminte dură, (0,25...0,35)g pe drumuri cu îmbrăcăminte din bolovani, (0,30...0,40)g pe drumuri de pământ, (0,50...0,70)g pe drumuri deteriorate, (0,60...1,0)g pe terenuri neamenajate (g – accelerația gravitației, m / s^2). În regim normal de deplasare accelerațiile orizontale longitudinale maxime se pot situa la valori (0,15...0,25)g, iar cele orizontale transversale maxime la valori (0,10...0,14)g [20]. La demarări line, valorile accelerațiilor orizontale nu depășesc, de regulă, 0,1g, iar la cuplări bruște ale motorului sau încercările de ieșire din gropi, se pot atinge valori de până la 0,4g. Este ușor de sesizat că o influență deosebită asupra valorilor accelerațiilor menționate anterior o au caracteristicile căii de rulare și cele ale sistemului de suspensie al autovehiculului.

Dintre performanțele autovehiculelor se remarcă cele mai importante: viteza maximă, capacitatea de accelerare la pornire (timpul și spațiul de demarare, accelerația, viteza medie de deplasare), capacitatea de urcare a pantelor sau de coborâre a acestora, capacitatea de frânare (când se manifestă un regim tranzitoriu al mișcării autovehiculului, prin reducerea vitezei până la o anumită valoare sau până la starea de repaus) [21 - 23].

În categoria autovehiculelor folosite la formarea **autotrenurilor** (combinații de mijloace de tractare, semiremorci și remorci) intră **automobilele** (autocamioane și autotractoare cu șa) cu sistem de rulare pe pneuri și **tractoarele** cu sistem de rulare pe pneuri, pe șenile sau semișenile [8; 17].

4. STABILITATEA MIȘCĂRII LONGITUDINALE A AUTOVEHICULELOR

4.1. AUTOVEHICULE PE PNEURI

Notă: Prima anvelopă pneumatică, practică, a fost realizată în anul 1887 de către inventatorul scoțian **John Boyd Dunlop**, în timp ce activa ca veterinar în Belfast. Aplicația pentru patent a lui Dunlop a fost completată de la Oriel House, Westland Row din Dublin în anul 1893. Patentul lui Dunlop a fost declarat ulterior invalid, din pricina unei tehnici anterioare a compatriotului său **Robert William Thomson**. Totuși, **Dunlop** este creditat cu “realizarea unui cauciuc ce putea rezista uzării, anvelopa păstrându-și, în același timp, elasticitatea”. Din punct de vedere al materialelor, vulcanizarea cauciucului natural îi este atribuită lui **Charles Goodyear** și **Robert William Thomson**. În anul 1898, doi imigranți germani, **Frank** și **Charles Seiberling**, au deschis o firmă care fabrica anvelope din cauciucul vulcanizat inventat de **Goodyear** și le-au denumit după inventator. Cauciucurile sintetice au fost inventate în laboratoarele “Bayer” în anul 1920. În 1891 frații **Andre** și **Eduard Michelin** au conceput anvelopa demontabilă, pe care o cunoaștem și azi, dar perfecționată continuu [24]. O importanță deosebită s-a acordat în permanență drumurilor, respectiv calitatea suprafețelor de rulare. Macadamul și supraînălțarea șoselelor sunt atribuite lui **John Loudon McAdam** (1756 – 1836) [2].

Pentru acest tip de autovehicule este necesară determinarea și exprimarea forțelor exterioare care acționează longitudinal. Forța de tractare, atât cea necesară la deplasarea proprie, cât și cea pentru cazul învingerii rezistenței remorcilor și semiremorcilor, variază în timp și spațiu, în limite foarte largi [16]. La autovehicule se utilizează, în general, motoare Diesel, cu un consum mai redus de combustibil și, totodată, mai convenabil economic. Posibilitatea învingerii suprasarcinilor temporare, fără trecerea la o viteză inferioară, este o calitate dinamică importantă a motoarelor, depinzând de coeficientul de rezervă al cuplului motor (diferența dintre cuplul maxim și cuplul nominal, raportată la cuplul nominal) și mai ales de coeficientul de adaptabilitate (raportul dintre cuplul maxim și cuplul nominal) - situat între 1,05 și 1,20 [25].

Notă: În analiza următoare se consideră un drum fără denivelări, în analiza stabilității mișcării nefiind forțe dinamice normale la suprafața acestuia.

Reacțiunile normale în zona de contact al roților cu calea de rulare au un rol deosebit asupra aderenței acestora cu suprafața drumului, cu implicații în realizarea stabilității autovehiculelor. Aceste reacțiuni au valori determinate de repartizarea statică a masei autovehiculului (cu și fără încărcătură utilă) pe roți, stare care depinde de poziția centrului de masă și de înclinarea drumului față de orizontală. În timpul regimurilor tranzitorii ale mișcării autovehiculului, reacțiunile normale au valorile modificate datorită factorilor dinamici care intervin.

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
Stabilitatea mișcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare rutieră

4.1.1. Autocamioane cu două osii

Notă: Conform [33], exprimarea de “*tracțiune*” se recomandă a fi folosită pentru roțile motoare față, în timp ce “*propulsia*” pentru roțile motoare spate. Tot aici se indică și avantajele, respectiv dezavantajele, în cele două situații practice. În cazul autoturismelor, pentru construcția cu roți motoare față, se poate aprecia - “*normalitate*”, în timp ce pentru roțile motoare spate - “*sportivitate*”.

În cazul unui **autocamion care urcă pe o pantă / rampă**, într-un regim de mișcare accelerată (fig. 1), reacțiunile normale au expresiile:

$$\begin{aligned} Z_f &= \frac{1}{A} \cdot [G \cdot (a \cdot \cos \alpha_l - h \cdot \sin \alpha_l) - F_{cr} \cdot (h_c \cdot \cos \gamma + b \cdot \sin \gamma) - F_a \cdot h_a - F_d \cdot h^*]; \\ Z_s &= \frac{1}{A} \cdot \{G \cdot [(A - a) \cdot \cos \alpha_l + h \cdot \sin \alpha_l] + F_{cr} \cdot [h_c \cdot \cos \gamma + (A + b) \cdot \sin \gamma] + F_a \cdot h_a + F_d \cdot h^*\}, \end{aligned} \quad (1)$$

unde F_{cr} este forța la cârlig, care se manifestă atunci când autocamionul tractează o încărcătură (remorcă, semiremorcă sau autovehicul suplimentar), N ; F_a – forța de rezistență a aerului (condiționată de forma autovehiculului, aria secțiunii transversale a acestuia, viteza de deplasare, densitatea aerului, frecarea aerului pe suprafața autovehiculului - dimensiunile și calitatea suprafeței lui - și de formarea turbioanelor), N [13, 16, 26 – 29]; G – greutatea mijlocului de tractare poziționată în centrul de masă al acestuia, N ; F_d – rezistența la accelerare sau decelerare (deseori această rezistență la înaintarea autovehiculului este confundată cu forța de inerție), N [16, 26]; Z_f , Z_s – reacțiunile normale la suprafața drumului, în dreptul osiilor mijlocului de tractare, N ; γ - unghiul de înclinare a proțapului față de suprafața drumului (unghiul se consideră pozitiv ca în figura 1; la trecerea peste unele denivelări ale drumului, unghiul γ poate deveni negativ); $h^* = h \cdot \delta$, în care $\delta = 1 + \delta_r + \delta_m \cdot i_s^2$ este dependent de accelerația centrului de masă al autovehiculului, de coeficientul de influență al roților δ_r și de cel al motorului δ_m , de raportul de transmitere din cutia de viteză, i_s , m [16, 26]; h – distanța de la centrul de masă al vehiculului până la suprafața drumului, m ; A – distanța dintre osiile vehiculului, m ; a , b – distanțele de la osia spate la centrul de masă, respectiv până la poziția cârligului, m ; α_l – unghiul de înclinare a rampei (fig. 1).

Notă : În relațiile anterioare forța dezvoltată de rezistența aerului va conține și efectul turbioanelor vântului, dacă acesta are mișcarea de sens contrar sensului de deplasare a autocamionului. În caz contrar, vântul va influența forța la cârlig, în sensul diminuării acesteia. Forța de tracțiune dezvoltată de motorul autovehiculului trebuie să învingă toate rezistențe opuse la înaintarea acestuia, în condițiile specifice mișcării [16].

Răsturnarea în jurul roților din spate se produce atunci când suma momentelor de răsturnare față de centrul de masă depășește suma momentelor stabilizatoare, adică:

$$F_{cr} \cdot \left[-(h - h_c) \cdot \cos \gamma + (a + b) \cdot \sin \gamma \right] + F_d \cdot (h^* - h) + F_a \cdot (h_a - h) + Z_f \cdot (A - a) + X_s \cdot h \geq X_f \cdot h + Z_s \cdot a, \quad (2)$$

în care X_f, X_s – forțe tangențiale dezvoltate între pneuri și sol ($X_f = \varphi_p \cdot Z_f; X_s = \varphi_p \cdot Z_s$), N ; φ_p reprezintă coeficientul de aderență dintre pneuri și sol [11, 16, 30, 31].

La limită, când ($Z_f = 0$), din inegalitatea (2) se obține:

$$F_{cr} \cdot \left[-(h - h_c) \cdot \cos \gamma + b \cdot \sin \gamma \right] + F_d \cdot h^* + F_a \cdot h_a \geq G \cdot (a \cdot \cos \alpha_l - h \cdot \sin \alpha_l). \quad (3)$$

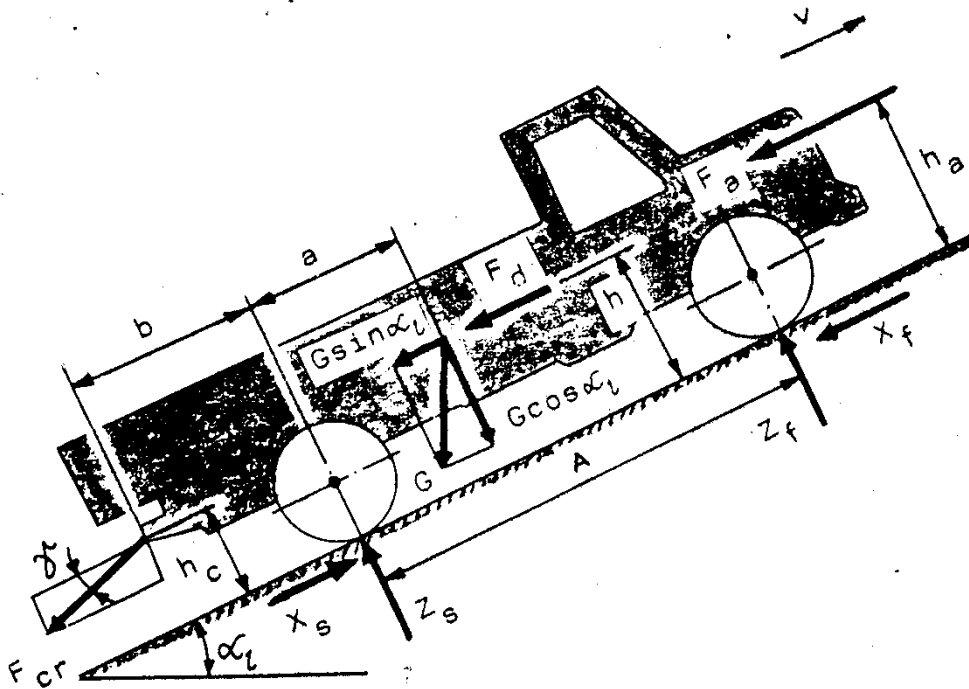


Fig. 1. Schemă cu sarcinile care pot solicita un autocamion cu două osii la urcarea pantei [16].

În condiția existenței unei pante puțin înclinată se poate aprecia $\cos \alpha_l \approx 1$, respectiv $\sin \alpha_l \approx \tan \alpha_l$, din inegalitatea (3) se deduce:

$$\tan \alpha_l \geq \frac{1}{G \cdot h} \cdot \left\{ F_{cr} \cdot \left[-(h - h_c) \cos \gamma + b \cdot \sin \gamma \right] + F_d \cdot h^* + F_a \cdot h_a - G \cdot a \right\}. \quad (4)$$

Notă : La deplasarea singulară a autovehiculului $F_{cr} = 0$. Funcție de poziția cârligului și a centrului de masă al autocamionului, diferența $h - h_c$ poate fi negativă, pozitivă sau nulă. Analiza se

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
Stabilitatea mișcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare rutieră

poate dezvolta și în cazul când $F_d = 0$ - staționarea autovehiculului -, respectiv când $F_a = 0$ - absența acțiunii vântului.

În lipsa unei încărcături transportate inegalitatea (4) se metamorfozează în:

$$\operatorname{tg} \alpha_l \geq \frac{1}{G \cdot h} \cdot (F_d \cdot h^* + F_a \cdot h_a - G \cdot a). \quad (5)$$

Ecuțiile de proiecții ale forțelor în lungul suprafeței drumului și după normala la aceasta se prezintă sub forma (fig. 1):

$$X_s - F_{c_r} \cdot \cos \gamma - G \cdot \sin \alpha_l - F_d - F_a - X_f = 0; \quad (6)$$

$$Z_s + Z_f - G \cdot \cos \alpha_l - F_{c_r} \cdot \sin \gamma = 0. \quad (7)$$

Din egalitatea (4) se deduce expresia forței de tractare când:

a) puntea spate este motoare ($X_s = F_t$):

$$F_t = F_{c_r} \cdot \cos \gamma + G \cdot \sin \alpha_l + F_d + F_a + f_f \cdot Z_f; \quad (8)$$

b) puntea față este motoare ($X_f = -F_t$):

$$F_t = F_{c_r} \cdot \cos \gamma + G \cdot \sin \alpha_l + F_d + F_a + f_s \cdot Z_s; \quad (9)$$

c) ambele punți sunt motoare ($X_s - X_f = F_t$):

$$F_t = F_{c_r} \cdot \cos \gamma + G \cdot \sin \alpha_l + F_d + F_a. \quad (10)$$

Notă: În egalitățile (8)...(10) s-a avut în vedere figura 1, stabilindu-se de fiecare dată sensul forței de tractare. În egalitățile anterioare au fost neglijate forțele rezistențe la rulare la contactul roților cu suprafața drumului [13].

La deplasarea în lungul unei pante se poate realiza patinarea roților motoare atunci când forța de tractare depășește forța de aderență, respectiv:

$$F_t = X_{s \max} > \varphi_p \cdot Z_s \quad (\text{tracțiune/propulsie spate});$$

$$F_t = X_{f \max} > \varphi_p \cdot Z_f \quad (\text{tracțiune față}); \quad (11)$$

$$F_t = X_{s \max} + X_{f \max} > \varphi_p \cdot (Z_s + Z_f) \quad (\text{tracțiune integrală}),$$

unde F_t este forța de tractare (mărime activă), având sensul mișcării, care se manifestă la roțile osiei (osiilor) motoare [16].

Pericolul răsturnării longitudinale a autocamionului la **coborârea pe o pantă**, în jurul roților din față, apare atunci când aceasta are o înclinare mare. Coborârea se efectuează, de regulă, cu autocamionul frânat, deci cu viteză mică. Până la blocarea completă a roților (fig. 2) forțele de frecare a roților cu suprafața drumului îndeplinesc condițiile:

$$F_{fs} \leq \varphi_p \cdot Z_s; \quad F_{ff} \leq \varphi_p \cdot Z_f. \quad (12)$$

Expresiile componentelor normale se prezintă sub forma:

$$Z_f = \frac{1}{A} \cdot \left[G \cdot (a \cdot \cos \alpha_l + h \cdot \sin \alpha_l) - F_{cr} \cdot (h_c \cdot \cos \gamma + b \cdot \sin \gamma) - F_a \cdot h_a + F_d \cdot h^* \right];$$

$$Z_s = \frac{1}{A} \cdot \left\{ G \cdot [(A - a) \cdot \cos \alpha_l - h \cdot \sin \alpha_l] + F_{cr} \cdot [h_c \cdot \cos \gamma + (A + b) \cdot \sin \gamma] + F_a \cdot h_a - F_d \cdot h^* \right\}. \quad (13)$$

Accelerația mișcării autocamionului este dată de formula:

$$\frac{dv}{dt} \leq g \cdot \left[\frac{\varphi_p \cdot (G \cdot \cos \alpha_l + F_{cr} \cdot \sin \gamma) + F_a + F_{cr} \cdot \cos \gamma}{G} - \sin \alpha_l \right]. \quad (14)$$

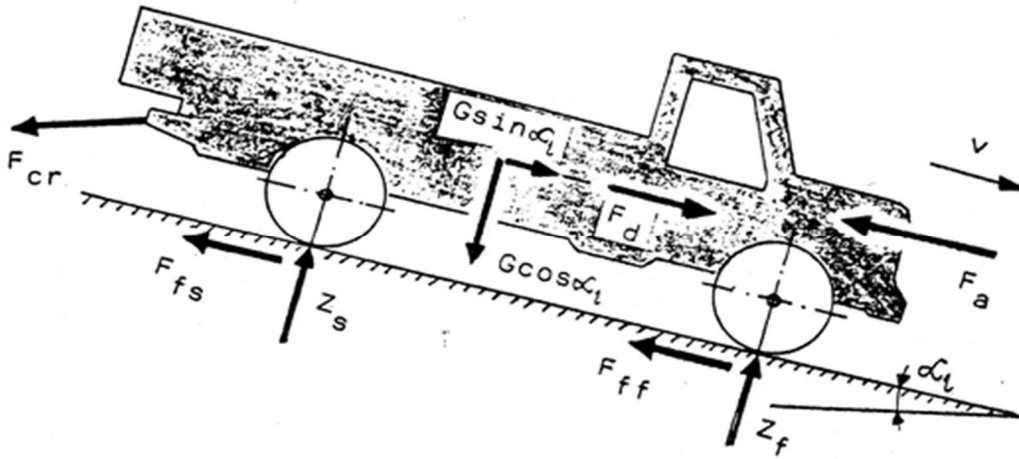


Fig. 2. Schemă cu sarcinile care pot solicita un autocamion cu două osii la coborârea pantei [16].

Egalitatea apare la blocarea completă a roților.

Pericolul de răsturnare în jurul roților din față apare atunci când:

$$F_d \cdot (h^* - h) + Z_s \cdot a + F_{fs} \cdot h + F_{cr} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + F_{ff} \cdot h \geq F_a \cdot (h_a - h) + Z_f \cdot (A - a) + F_{cr} \cdot (a + b) \cdot \sin \gamma, \quad (15)$$

notațiile folosite aparținând figurii 1. La limită, $Z_s = 0$, astfel că:

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
Stabilitatea mișcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare rutieră

$$\begin{aligned} F_d \cdot (h^* - h) + F_{cr} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + F_{ff} \cdot h &\geq \\ \geq F_a \cdot (h_a - h) + Z_f \cdot (A - a) + F_{cr} \cdot (a + b) \cdot \sin \gamma, \end{aligned} \quad (16)$$

unde $Z_f = G \cdot \cos \alpha_l + F_{cr} \cdot \sin \gamma$, sau:

$$\begin{aligned} G \cdot (\varphi_p \cdot h + a - A) \cdot \cos \alpha_l - F_{cr} \cdot [(A + b - \varphi_p \cdot h) \cdot \sin \gamma + h_c - h] + \\ + F_d \cdot (h^* - h) - F_a \cdot h_a \geq 0. \end{aligned} \quad (17)$$

Notă : La blocarea completă a rotirii roților, în expresia lui δ se va lua $\delta_r = 0$ și deci h^* din inegalitatea (17) va avea expresia $h^* = h \cdot (1 + \delta_m \cdot i_s^2)$.

4.1.2. Tractoare pe roți cu pneuri

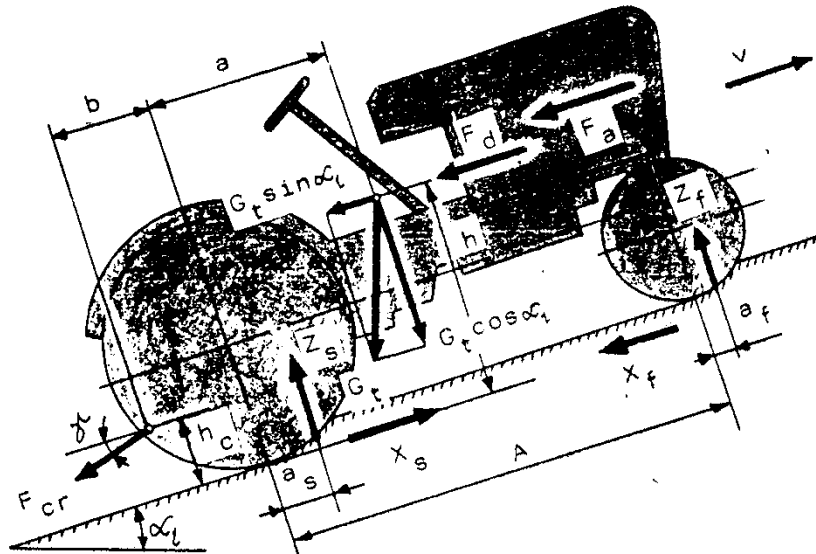


Fig. 3. Schemă cu sarcinile care pot solicita un tractor pe roți cu pneuri la urcarea pantei [16].

Forțele care acționează asupra unui tractor pe pneuri (4 x 2), sunt indicate în figura 3, păstrându-se aceleași semnificații ca în figurile 1 și 2. Ținând seama de natura drumului, se disting:

- roți deformabile pe o suprafață rigidă (drumuri betonate sau asfaltate);
- roți deformabile pe o suprafață deformabilă, cazul cel mai tipic pentru tractoare pe roți cu pneuri.

Dacă se ține seama de coeficienții de frecare la rulare, în unități de lungime, și (fig. 3), inegalitatea (2) se modifică corespunzător:

$$\begin{aligned} X_s \cdot h + Z_f \cdot (A - a + a_f) + F_a \cdot (h_a - h) + F_d \cdot (h^* - h) + F_{c_r} \cdot (b + a) \cdot \sin \gamma \geq \\ \geq X_f \cdot (h - t_t) + F_{c_r} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + Z_s \cdot (a - a_s), \end{aligned} \quad (18)$$

unde $a_f = r_f \cdot f_f$, $a_s = r_s \cdot f_s$; r_f, r_s - razele dinamice (distanțele de la centrul roților la suprafața de sprijin când acestea rulează [13]) ale roților din față și, respectiv, din spate; f_f, f_s - coeficienții de rezistență la rulare [16]; t_t - tasarea suprafeței drumului sub acțiunea roților din față și din spate ale tractorului (în calculele aproximative se neglijează în raport cu h), calculată cu formula [16]:

$$t_t = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot Z_{s_f}^2}{4 \cdot q_c^2 \cdot B^2 \cdot D_p}}, \quad (19)$$

în care q_c este rigiditatea căii de rulare, N/m^3 (de exemplu, pentru un câmp nelucrat, $q_c = (3 \dots 8) N/m^3$); B - lățimea pneului, m; D_p - diametrul exterior al pneului, m.

La coborârea pantei răsturnarea se poate produce atunci când:

$$\begin{aligned} F_{f_s} \cdot h + F_{c_r} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + Z_s \cdot (a - a_s) + F_d \cdot (h^* - h) + F_{f_f} \cdot (h - t_t) \geq \\ \geq F_a \cdot (h_a - h) + F_{c_r} \cdot (a + b) \cdot \sin \gamma + Z_f \cdot (A - a + a_f), \end{aligned} \quad (20)$$

măsurându-se de la direcția forței F_a până la direcția forței X_s .

Notă : Dacă se neglijează dimensiunile a_f și a_s , în comparație cu celelalte, ca și t_t , de altfel, inegalitățile (18) și (19) se asimilează cu (2) și (15)

Pentru tractoarele formula 4×4 problema stabilității se tratează similar cu cea a autocamioanelor cu două punți motoare. Tractoarele de formula 4×4 se împart în două categorii:

- a) cu patru roți motoare neegale ca diametru;
- b) cu patru roți motoare egale ca diametru și cu șasiu articulat (mărindu-se în acest mod posibilitatea virărilor la raze mai mici).

4.1.3. Autocamioane cu trei osii

Aceste autovehicule au, în general, osiile spate motoare (fig. 4) și, uneori, posibilitatea de a se cupla și osia din față, care devine și ea motoare. Suspensia osiilor posterioare se realizează în două variante, mai des întâlnite: cu arcuri semieliptice și bare de reacțiune. Osiile motoare spate sunt legate între ele - pe fiecare latură a autocamionului - printr-un balansier, care poate oscila în jurul unei articulații, solidară cu șasiul și dispusă transversal.

Având în vedere figura 4, se consideră cazul unui autovehicul cu osiile posterioare motoare. Ecuația de echilibru al momentelor față de centrul de masă al autocamionului se prezintă sub forma:

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
Stabilitatea mișcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare rutieră

$$Z_f \cdot (A_1 - a_1) + F_a \cdot (h_a - h) + F_d \cdot (h^* - h) - X_f \cdot h - Z_{s1} \cdot a_1 + X_{s1} \cdot h - \\ - Z_{s2} \cdot (a_1 + a_2) + X_{s2} \cdot h + F_{cr} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + F_{cr} \cdot (b + a_1 + a_2) \cdot \sin \gamma = 0. \quad (21)$$

Dacă se consideră forța maximă de tractare,

$$(X_{s1} + X_{s2})_{\max} = \varphi_p \cdot (Z_{s1} + Z_{s2}) \quad (22)$$

și rezistența la rulare $X_f = f \cdot Z_f$, egalitatea (21) devine:

$$F_a \cdot (h_a - h) + F_d \cdot (h^* - h) + F_{cr} \cdot [(h - h_c) \cdot \cos \gamma + (b + a_1 + a_2) \cdot \sin \gamma] - \\ - Z_{s1} \cdot (a_1 + a_2 + \varphi_p \cdot h) + Z_f \cdot (A_1 - a_1 - f \cdot h) = 0. \quad (23)$$

Ecuțiile de echilibru al forțelor în lungul suprafeței drumului și după normala la acesta se scriu astfel:

$$\varphi_p \cdot Z_{s1} + \varphi_p \cdot Z_{s2} - f \cdot Z_f = F_1; \quad (24)$$

$$Z_{s1} + Z_{s2} + Z_f = F_2. \quad (25)$$

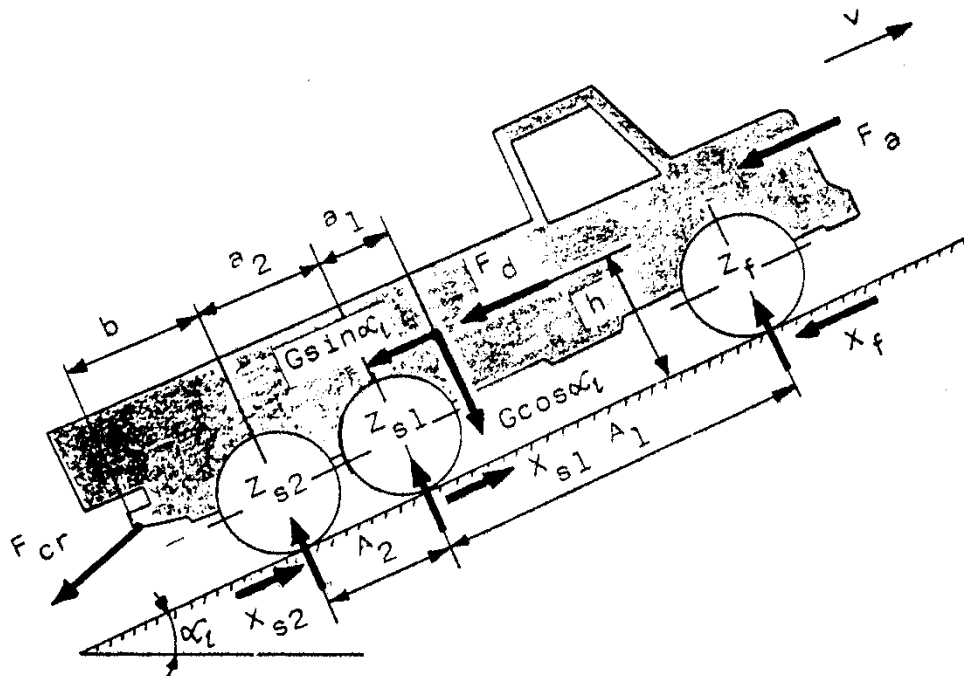


Fig. 4. Schemă cu sarcinile care pot solicita un autocamion cu trei osii la urcarea pantei [16]

Din sistemul format de ecuațiile (23), (24) și (25) rezultă expresiile reacțiunilor normale:

$$Z_{s1} = \frac{1}{a_2 \cdot (f + \varphi_p)} \cdot \left\{ \left[A_1 + a_2 - (f - \varphi_p) \cdot h \right] \cdot F_1 - \right. \\ \left. - \left[A_1 + a_2 - (f - \varphi_p) \cdot (h + a_1 + a_2 + \varphi_p \cdot h) \right] \cdot F_2 - (f + \varphi_p) \cdot F_3 \right\}; \quad (26)$$

$$Z_{s2} = \frac{1}{a_2 \cdot (f + \varphi_p)} \cdot \left\{ - \left[A_1 - (f - \varphi_p) \cdot h \right] \cdot F_1 + \right. \\ \left. + \left[\varphi_p \cdot (A_1 - f \cdot h + \varphi_p \cdot h) - (f + \varphi_p) \cdot (a_1 + \varphi_p \cdot h) \right] \cdot F_2 + (f + \varphi_p) \cdot F_3 \right\}; \quad (27)$$

$$Z_f = \frac{1}{a_2 \cdot (f + \varphi_p)} \cdot \left(- a_2 \cdot F_1 + \varphi_p \cdot a_2 \cdot F_2 \right), \quad (28)$$

unde s-au utilizat notațiile:

$$F_1 = F_{c_r} \cdot \cos \gamma + G \cdot \sin \alpha_l + F_d + F_a; \\ F_2 = G \cdot \cos \alpha_l + F_{c_r} \cdot \sin \gamma; \quad (29)$$

$$F_3 = F_a \cdot (h_a - h) + F_d \cdot (h^* - h) + F_{c_r} \cdot \left[(h - h_c) \cdot \cos \gamma + (b + a_1 + a_2) \cdot \sin \gamma \right].$$

Pierderea stabilității longitudinale a autocamionului apare atunci când:

$$F_d \cdot (h^* - h) + F_a \cdot (h_a - h) + F_{c_r} \cdot (a_1 + a_2 + b) \cdot \sin \gamma + Z_f \cdot (A_1 - a_1) + \\ + (Z_{s1} + Z_{s2}) \cdot \varphi_p \cdot h \geq Z_{s1} \cdot a_1 + Z_{s2} \cdot (a_1 + a_2) + F_{c_r} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + \varphi_p \cdot Z_f, \quad (30)$$

sau, la limită,

$$F_d \cdot (h^* - h) + F_a \cdot (h_a - h) + F_{c_r} \cdot (a_1 + a_2 + b) \cdot \sin \gamma + (Z_{s1} + Z_{s2}) \cdot \varphi_p \cdot h \geq \\ \geq Z_{s1} \cdot a_1 + Z_{s2} \cdot (a_1 + a_2) + F_{c_r} \cdot (h - h_c). \quad (31)$$

La coborârea pe pantă, în regim frânat, pericolul de răsturnare în jurul roților din față apare atunci când,

$$F_d \cdot (h^* - h) + (F_{ff} + F_{fs1} + F_{fs2}) \cdot h + F_{c_r} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + Z_{s1} \cdot a_1 + \\ + Z_{s2} \cdot (a_1 + a_2) \geq F_a \cdot (h_a - h) + Z_f \cdot (A_1 - a_1) + F_{c_r} \cdot (a_1 + a_2 + b) \cdot \sin \gamma, \quad (32)$$

în care F_{ff} , F_{fs1} , F_{fs2} sunt forțele de frecare dintre pneuri și drum. Până la blocarea completă a roților $F_{ff} \leq \varphi_p \cdot Z_f$, $F_{fs1} \leq \varphi_p \cdot Z_{s1}$, $F_{fs2} \leq \varphi_p \cdot Z_{s2}$. La limită, când $Z_{s1} = Z_{s2} = 0$, se obține condiția de răsturnare sub forma:

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.
Stabilitatea mișcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare rutieră

$$G \cdot \left[- (A_1 - a_1) \cdot \cos \alpha_l + h \cdot \sin \alpha_l \right] + F_d \cdot h^* - F_a \cdot h_a - F_{cr} \cdot \left[h_c \cdot \cos \gamma + (A_1 + a_2 + b) \cdot \sin \gamma \right] \geq 0. \quad (33)$$

Notă: Expresiile reacțiunilor normale se determină, de această dată, din noile ecuații de echilibru al forțelor și momentelor încovoietoare.

În inegalitatea (33), dacă se accepta ipoteza pantelor puțin înclinate, menționată anterior, se ajunge la forma:

$$tg \alpha_l \geq \frac{1}{G \cdot h} \cdot \left\{ G \cdot (A_1 - a_1) - F_d \cdot h^* + F_a \cdot h_a + F_{cr} \cdot \left[h_c \cdot \cos \gamma + (A_1 + a_2 + b) \cdot \sin \gamma \right] \right\} \quad (34)$$

sau cazul în care nu exista încărcătură tractată:

$$tg \alpha_l \geq \frac{1}{G \cdot h} \cdot \left[G \cdot (A_1 - a_1) - F_d \cdot h^* + F_a \cdot h_a \right]. \quad (35)$$

4. 2. TRACTOARE PE ȘENILE

Notă: O șenilă eficientă a fost inventată și construită de *Alvin Lombard*, care a brevetat-o în anul 1901 [32].

Forța de tractare caracteristică tractorului pe șenile se determină relația caracteristică autovehiculelor cu pneuri, având în vedere ipotezele [13, 16]:

- șenila este perfect flexibilă și inextensibilă;
- pasul șenilei este infinit mic;
- suprafața căii este nedeformabilă;
- nu există pierderi mecanice în șenilă.

Pentru evaluarea stabilității longitudinale a vehiculelor pe șenile se folosește, deseori, valoarea distanței x , măsurată în lungul suprafeței drumului de la centrul de masă, la care acțiunea rezultantă reacțiunilor solului, , sau poziția așa-numitului **centru de presiune**.

În cazul **urcării pe o rampă/pantă** (fig. 5), în mișcare accelerată, cele trei ecuații de echilibru se prezintă sub forma:

$$F_t - F_f - F_{cr} \cdot \cos \gamma - G_t \cdot \sin \alpha_l - F_d - F_a = 0; \quad (36)$$

$$N_s - F_{cr} \cdot \sin \gamma - G_t \cdot \cos \alpha_l = 0; \quad (37)$$

$$G_t \cdot h \cdot \sin \alpha_l + F_d \cdot h + F_{cr} \cdot h_c \cdot \cos \gamma + F_a \cdot h_a + F_{cr} \cdot a \cdot \sin \gamma + M_{it} - N_s \cdot x = 0, \quad (38)$$

unde este momentul rezultat datorat inerției organelor în mișcare de rotație [10].

Din egalitatea (38) se deduce poziția centrului de presiune:

$$x = \frac{(G_t \cdot \sin \alpha_l + F_d) \cdot h + F_{cr} \cdot (h_c \cdot \cos \gamma + a \cdot \sin \gamma) + F_a \cdot h_a + M_{it}}{G_t \cdot \cos \alpha_l + F_{cr} \cdot \sin \gamma}, \quad (39)$$

unde s-a ținut seama de expresia lui N_s din egalitatea (37).

Notă : În cazul unui mers uniform ($F_d = 0$; $M_{it} = 0$), fără remorcă ($F_{cr} = 0$), din egalitatea (39) se obține $x = h \cdot \tan \alpha_l$.

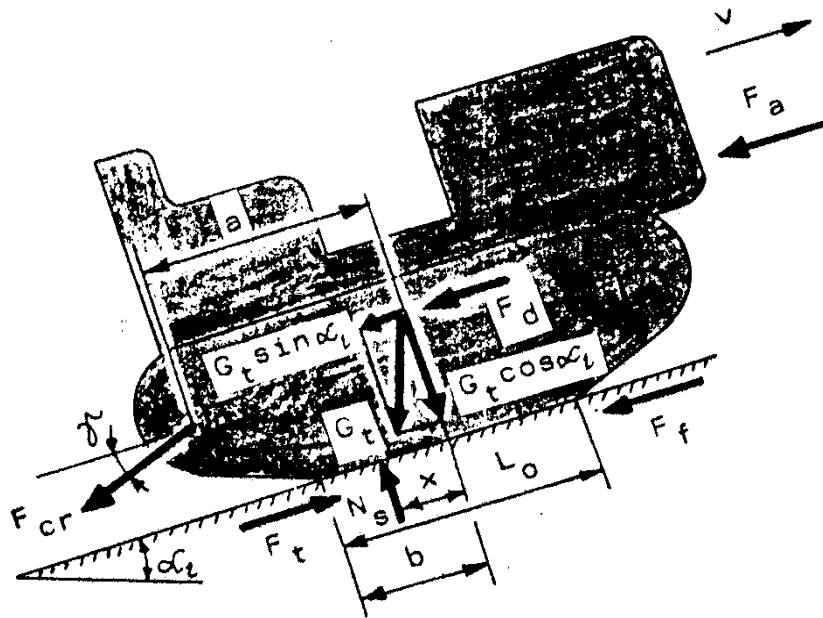


Fig. 5. Schemă cu sarcinile care pot solicita un tractor cu șenile la urcarea pantei [16]

Forța de tractare se obține din (36):

$$F_t = F_d + F_a + F_{cr} \cdot \cos \gamma + G_t \cdot (f \cdot \cos \alpha_l + \sin \alpha_l), \quad (40)$$

pentru deplasarea tractorului fiind necesar ca:

$$F_t \leq \varphi_s \cdot N_s. \quad (41)$$

Pericolul de răsturnare a tractorului cu șenile, la urcarea rampei, există atunci când:

$$G_t \cdot h \cdot \sin \alpha_l + F_d \cdot h + F_a \cdot h_a + F_{cr} \cdot [h_c \cdot \cos \alpha_l + (a - b) \cdot \sin \alpha_l] \geq G_t \cdot b \cdot \cos \alpha_l. \quad (42)$$

Inegalitatea (42) se adaptează corespunzător cazului pantelor cu înclinare redusă:

$$\operatorname{tg} \alpha_l \geq \frac{G_t \cdot b - F_d \cdot h - F_a \cdot h_a - F_{cr} \cdot h_c}{G_t \cdot h + F_{cr} \cdot (a - b)}, \quad (43)$$

respectiv cazul când lipsește încărcătura tractată ($F_{cr} = 0$):

Aspecte privind siguranța transportării echipamentelor industriale agabaritice.

Stabilitatea mișcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare rutieră

$$t g \alpha_l \geq \frac{1}{G_i \cdot h} \cdot (G_i \cdot b - F_d \cdot h - F_a \cdot h_a). \quad (44)$$

La **coborârea pantei**, în regim frânat, pierderea stabilității longitudinale se produce atunci când:

$$\begin{aligned} & (G_i \cdot \sin \alpha_l + F_d) \cdot h \geq \\ & \geq F_a \cdot h_a + F_{cr} \cdot [h_c \cdot \cos \gamma + (a - b + L_0) \cdot \sin \gamma] + G_i \cdot (L_0 - b) \cdot \cos \alpha_l. \end{aligned} \quad (45)$$

Pentru pante cu înclinare redusă, inegalitatea (45) se adaptează sub forma:

$$t g \alpha_l \geq \frac{1}{G_i \cdot h} \cdot \left\{ F_a \cdot h_a - F_d \cdot h + F_{cr} \cdot [h_c \cdot \cos \gamma + (a - b + L_0) \cdot \sin \gamma] \right\}, \quad (46)$$

respectiv cazul lipsei încărcăturii tractate ($F_{cr} = 0$):

$$t g \alpha_l \geq \frac{1}{G_i \cdot h} \cdot (F_a \cdot h_a - F_d \cdot h). \quad (47)$$

5. CONCLUZII

Lucrarea are ca obiect analiza condițiilor care definesc stabilitatea mișcării longitudinale a autovehiculelor utilizate pentru tractarea echipamentelor mecanice industriale de mare gabarit și masă. Se fac unele precizări privind avantajele și dezavantajele transportării rutiere, comparabile cu cele ale altor modalități folosite pentru transportarea industrială. În cazul studiului efectuat se au în vedere forțele care participă, legate de geometria vehiculelor și masele lor, caracterul drumului (suprafață plană înclinată, fără denivelări), efectele sarcinilor eoliene, rezistente sau favorabile deplasării, caracterul mișcării (accelerat sau frânat), precum existența sau nu a încărcăturii. Elementele studiului se referă atât la vehiculele cu pneuri, cât și la cele cu șenile.

Studii viitoare au în vedere stabilitatea transversală a mișcării unor atare vehicule, ca și caracterizarea unor sisteme specifice transportării de tipul menționat (mișcare în linie dreaptă sau înscrierea în curbe).

BIBLIOGRAFIE

1. Gherasim T., *Sisteme de transport. Transporturi feroviare*, Editura Universității “George Bacovia” din Bacău, 2007.
2. x x x *Transportul rutier, naval și aerian intern și internațional* – <https://www.dacomacar.ro/Utile/Istoric-transport/Istoria-transporturilor--eID104.html>.
3. x x x *Cap. 2. Overview of the freight transportation system* – <https://www.nap.edu/read/14453/chapter/4#14>.
4. Nistor N, Vasiliu C., *Teoria traficului rutier și siguranța circulației*, Litografia Institutului Politehnic din București, 1977.
5. Lupoiu Simona, *Transportul rutier de subansamble (Studiu de caz: S. C. Vectra International S. R. L.)* – (https://www.academia.edu/33216465/Vectra_International_proiect.docx?auto=download).
6. Sârbu L., *Legendi Amelitta, Utilaje și mașini de tracțiune și transport pentru construcții, operațiuni minier și drumuri. Construcție, elemente de calcul*, vol. 1, 2, Editura Matrix Rom, București, 2014.
7. x x x OUG nr. 43/1997. *Norme privind autorizarea și desfășurarea circulației vehiculelor rutiere cu mase și/sau dimensiuni ce depășesc masele și/sau dimensiunile maxime admise (modificări și completări ulterioare)*,

- (<https://www.untrr.ro/comunicate-untrr/comunicat-de-pres-31-01-2019-noile-norme-privind-transporturile-agabaritice-au-fost-modificate-si-completate-conform-propunerilor-untrr.html>).
8. Cuncev I., *Revista căilor ferate române*, 39, 1993, nr. 2, p. 7 – 9.
 9. x x x *Transportul rutier în România*
(<http://www.rasfoiesc.com/business/transporturi/TRANSPORTUL-RUTIER-IN-ROMANIA54.php>);
x x x N: S. S. M. – *Norme specifice dec securitate a muncii pentru transporturi rutiere*
(<https://www.iprotectiamuncii.ro/norme-protectia-muncii/nssm-23>).
 10. Sboră Tr., ș. a., *Organizarea transporturilor pe șantier*, Editura Tehnică, București, 1977.
 11. Șuler S., Bodea S., Hossu T., *Organizarea transporturilor pe șantier*, Editura Tehnică, București, 1977.
 12. Danil F., *Organization of the delivery of oversized cargo*, Bachelor's Thesis, South – Eastern Finland, Iniversity of Applied Sciences, Aprilie 2017.
 13. x x x *Dinamica autovehiculelor*.
(http://www.autovehicule-rutiere.ro/wp-content/uploads/cursuri/dinamica_autovehiculelor/Dinamica-autovehiculelor-Cap-1...6.pdf).
 14. Pană Gh., Sârbu L., *Mașini de tracțiune și de ridicat pentru construcția căilor de comunicații*, Litografia Institutului de Construcții București, 1983.
 15. x x x *Legea nr.198/09.07.2015, publicată în M. O. nr. 237/16.07.2015, privind regimul drumurilor*
(<http://sitevechi.cnadnr.ro/docs/pagini/Lege%20198%202015.pdf>); x x x *Norme privind autorizarea și desfășurarea circulației vehiculelor rutiere cu mase și/sau cu dimensiuni ce depășesc masele și/ sau dimensiunile maxime admise prevăzute în Ordonanța Guvernului nr. 43/1997 privind regimul drumurilor, republicata, cu modificările și completările ulterioare*
(<file:///C:/Users/3456/Downloads/da2c82a94db43a47a30149a225530e99.pdf>);
<http://holleman.ro/services/transporturi-agabaritice/>;
<http://www.legislatia-rutiera.ro/cauta/transporturi+agabaritice>;
<http://www.untrr.ro/info-untrr-anul-iv-nr-2-36-martie-2007/ungaria-transporturi-agabaritice.html>.
 16. Iatan I. R., Vasilescu I., *Transportarea utilajelor tehnologice agabaritice*, Editura Matrix Rom, București, 2002.
 17. Chițescu Șt., *Organizarea transporturilor auto*, Editura Tehnică, București, 1980.
 18. Tabacu C. S., *Metode moderne de optimizare a transporturilor mărfurilor întreprinderilor și bazelor de aprovizionare*, Oficiul de Informare Documentară pentru Aprovizionarea Tehnico – Materială și Controlul Gospodăririi Fondurilor Fixe, București, 1987.
 19. x x x *Cap. 1. Importanța transportului în economie*, Editura Fundației România de Măine, București, 2013
(https://se-b.spiruharet.ro/images/secretariat/2017-2018/programe_licenta/mng/sinteze/an_2_sem_2/suport_de_curs_managementul__transporturilor.pdf).
 20. x x x *Plastiques Modernes et Élastomères*, 19, 1967, nr. 4, p. 95.
 21. x x x “*R.I.V. - Anexa II. Prescripții de încărcare*, 2014”.
 22. x x x *Revista căilor ferate*, 41, 1995, nr. 1, pag. 37 – 39.
 23. Fodor D., ș. a., *Exploatarea miniere la zi – exemple de calcul*, Editura Tehnică, București, 1983.
 24. x x x (<http://www.cineainventat.ro/anelopa/>); (<https://www.duminvest.ro/articole/Articles-Detail/107-Istoria-Anvelopelor>);
(<http://vianor.ro/vianor/stiri/-de-ani-de-cand-nokian-tyres-a-inventat-anvelopele-de-iarna/>).
 25. Tecușan N., Nițescu Gh., *Tractoare și automobile*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977.
 26. Ghiulai C., Vasiliu Ch., *Dinamica autovehiculelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.
 27. Stojić B., *Basisc of automotive engineering. Part 3 (Basics of vehicles dynamics) –*
(<http://mehanizacija.ftn.uns.ac.rs/wp-content/uploads/2017/07/Part-12.pdf>)[42].
 28. Rajamani R., *Vehicles dynamics and control*, Springer, Mechanical Engineering Series, 2006
(https://www.academia.edu/31492223/Rajesh_Rajamani_Vehicle_Dynamics_and_Control_Mechanical_Engineering_Series.pdf).
 29. Lechner D., *Analyse du comportement dynamique des vehicules routiers legers developpement d'une methologie appliquee a la securite primaire*, Thesis, Écolecentrale de Lyon, France, 2002.
 30. Iatan I. R., Sârbu L., *Transportarea și montarea utilajelor industriilor de proces*, Litografia Institutului Politehnic București, 1991.
 31. Frățilă Gh., Mărculescu Gh., *Sistemele de frânare ale autovehiculelor*, Editura Tehnică, București, 1986.
 32. x x x *Șenilă* (<https://ro.wikipedia.org/wiki/%C8%98enil%C4%83>).
 33. x x x <https://www.autokappa.ro/blog/traciunea-fata-avantaje-si-dezavantaje/>.