

CUVÂNT ÎNAINTE

“Cercetarea înseamnă că nu știi, dar vrei să afli.”

Charles F. Kettering

Prezenta cercetare reprezintă rezultatul dorinței de a descoperi, dar și de a oferi colegilor de breaslă o bază, o culegere de informații la care să se raporteze atunci când sunt puși în situația de a oferi soluții salvatoare pentru ancorările echipamentelor tehnologice agabaritice în timpul transportării lor. Teza de Doctorat încununează procesul desăvârșirii mele profesionale în cariera inginerească și îmi deschide apetitul pentru cercetarea și dezvoltarea continuă. Stagiul pregătirii doctorale a semnalizat pentru mine nu doar mult efort și preocupare, ci și enorme satisfacții, pe care simt că prezenta lucrare le încununează.

În vederea elaborării acestei Teze de Doctorat am fost coordonat și îndrumat cu multă exigență de către **Domnul Prof. univ. emerit dr. ing. Radu I. IATAN**, căruia îi mulțumesc pentru sprijinul acordat, spiritul intransigenței sale științifice, înaltului profesionalism și calităților pedagogice deosebite.

Având în vedere că aplicațiile specifice cercetării experimentale s-au desfășurat în laboratoarele Catedrei de Rezistența Materialelor, al Facultății de Inginerie Mecanică și Electrică din cadrul Universității de Pétrol - Gaze din Ploiești, doresc ca și pe această cale să adresez mulțumiri deosebite și distină consideratie **Domnului Prof. univ. dr. ing. Șerban VASILESCU** pentru sprijinul acordat în efectuarea analizelor experimentale, precum și pentru amabilitatea de a face parte din Comisia de evaluare a Tezei, împreună cu Domnul Decan - **Prof. univ. dr. ing. Cristian PAVEL** al Facultății de Utilaj Tehnologic pentru Construcții din cadrul UTCB, căruia îi mulțumesc foarte mult pentru disponibilitatea și bunăvoința manifestată în acest scop.

De asemenea, doresc să adresez sentimentele mele de calde mulțumiri și recunoștință cadrelor didactice din Comisia de Îndrumare Doctorală din cadrul Departamentului Echipamente pentru Procese Industriale, respectiv **Domnului Prof. univ. dr. ing. Teodor SIMA**, **Domnului Conf. univ. dr. ing. Ion Durbacă**, și **D-rei Șef de lucrări dr. ing. Georgiana Luminița Enăchescu**, precum și întregului colectiv de cadre didactice din Departament.

Cu acest prilej, mă simt obligat să mulțumesc și secretariatului Școlii Doctorale a Facultății de Inginerie Mecanică și Mecatronică pentru amabilitate, bunăvoință și înțelegerea acordată pe întreg parcursul stagiului doctoral.

Doresc să adresez mulțumiri și Domnului Inginer Mircea Oprea, manager la ASSET Oltenia, IREM SPA, pentru ajutorul acordat în vederea realizării modelului experimental.

Nu pot să nu amintesc și contribuția remarcabilă a familiei mele, căreia îi mulțumesc și îi voi rămâne veșnic recunoscător pentru înțelegerea, încurajarea și sprijinul acordat pe tot parcursul perioadei de pregătire doctorală și elaborare a tezei.

Notă: Sursele bibliografice indicate mai jos, sunt expuse la sfârșitul fiecărui capitol al Tezei de Doctorat.

C A P I T O L U L 1

SCURT ISTORIC PRIVIND MODALITĂȚILE DE TRANSPORTARE A ECHIPAMENTELOR TEHNOLOGICE AGABARITICE ȘI / SAU GRELE

1. 1. INTRODUCERE

Apariția transportării produselor industriale, ca ramură distinctă a economiilor naționale o regăsim la sfârșitul sec. al XV – lea, având consistență odată cu revoluția industrială. Până la începutul sec. al XIX – lea transportarea s-a făcut numai pe căi terestre de comunicare și pe căi navigabile. La începuturi, pentru deplasarea diferitelor greutăți au fost folosite animale domestice.

Transportarea echipamentelor industriale până la șantier poate fi realizată pe căi ferate, pe căi rutiere, pe apă (pe căi fluviale sau maritime, pe șleपुरi sau direct prin flotație) și pe calea aerului. Transportarea structurilor în incinta șantierelor se face pe căi ferate de acces, pe căi rutiere amenajate provizoriu sau definitiv. În majoritatea cazurilor, transportarea echipamentelor tehnologice agabaritice se realizează combinând mai multe metode de acest gen.

Transportul feroviar, auto, maritim, aerian, reprezintă un domeniu important al activității economico-sociale, prin intermediul căruia se realizează deplasarea sau strămutarea în spațiu a bunurilor și persoanelor, cu scopul satisfacerii intereselor materiale și spirituale ale societății omenești.

1. 1. 2. Transportarea pe căi rutiere

Din punct de vedere al costurilor, al duratei necesare operației de transportare, 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 [10 - 12]:

a) transporturile rutiere pentru echipamente agabaritice și grele, nu se efectuează pe timp nefavorabil: ceață, ploaie torențială, polei, ninsoare abundentă, vânt puternic etc.;

b) în perioada deplasării unor atare transporturi 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 [11 - 13] :

a) adaptarea rapidă a operațiilor la orice condiții de teren;

b) producerea mijloacelor auto pentru transportare prezintă investiții specifice mai reduse, iar pregătirea conducătorilor unor astfel de operații 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/fabricant;

e) suprafețe necesare pentru realizarea căilor de circulație mult mai mici;

f) investiții globale mai reduse.

La definitivarea alegerii soluției de transportare rutieră trebuie să se includă și costul asamblării și al montării pe șantier, precum și costul operațiilor de încărcare și de descărcare necesare. După stabilirea lor, este important să se obțină, de la organele de drept, avizele necesare, pentru fiecare caz în parte [15]

În anumite situații, pe lângă aceste avize mai pot fi necesare și următoarele:

- Realizarea unor lucrări suplimentare de deviere a căilor rutiere;
- Lărgirea unor anumite porțiuni de șosele din traseu;
- Realizarea de terasamente;
- Consolidarea de drumuri și poduri, etc.

Pentru efectuarea în siguranță a transportării utilajelor și protejarea integrității acestora trebuie ținut cont și de aceste posibile amenajări suplimentare.

Vehiculul care circulă cu depășirea maselor și/sau dimensiunilor minime admise trebuie să fie însoțit suplimentar de un echipaj al poliției rutiere, pentru:

- Lățime mai mare de 5,0 m;
- Lungime mai mare de 40,0 m;
- Înălțime mai mare de 5,0 m;
- Masa totală mai mare de 80,0 tone.



Fig. 1. 4. Convoi transport agabaritic [21]
lungime [22]

Fig. 1. 6. Transport cu lungimea de 110 m

O condiție deosebit de importantă este instruirea personalului în tehnica securității pentru ridicări și folosirea echipamentelor adecvate de protejare.

Câteva exemple de transportare a echipamentelor tehnologice agabritice pe căi rutiere sunt ilustrate de figurile 1. 4, 1. 6.

1. 1. 3. Transportarea pe căi ferate

Debutul transportării pe căile ferate se datorează inventării locomotivei cu aburi de către **George Stephenson** în anul 1815, prima cale ferată din lume fiind inaugurată la 15 septembrie 1825 în Anglia. Aceasta făcea legătura între orașele Liverpool și Manchester. [5].

Transportarea pe calea ferată, spre deosebire de celelalte tipuri de transport, prezintă o serie de **avantaje** [15]:

- a) costuri foarte scăzute pentru operația propriu-zisă de transport;
- b) nu necesită investiții pentru construirea de drumuri sau cumpărarea de mijloace pentru transportare și eventual manevrare;
- c) transportarea se poate efectua în orice perioadă a anului, fără să depindă, practice, de condițiile meteorologice;
- d) durata efectuării transportului este redusă;
- e) nu necesită eventuala blocare a drumurilor, întreruperea alimentării cu energie, a liniilor telefonice etc.;
- f) necesită mai puține formalități pentru obținerea avizelor de liberă circulație, comparative cu celelalte tipuri de transporturi.

Câteva exemple specifice transportării echipamentelor agabaritice pe calea ferată sunt redată de figurile 1. 9 – 1. 10.



Fig. 1. 9. Transport agabaritic pe tren [17]
tren [18]

Fig. 1. 10. Transport agabaritic pe

1. 1. 4. Transportarea pe apă

Și un astfel de transport a cunoscut o evoluție și un istoric propriu. Inovațiile tehnice au constituit un element esențial în dezvoltarea navigației. Un efect deosebit l-a avut utilizarea oțelului, în locul lemnului, la construirea navelor, cu influență deosebită asupra capacității de încărcare. În același sens s-a impus folosirea motorului cu aburi, și ulterior motorul cu explozie, mărindu-se viteza de deplasare.

Transportarea pe apă este recomandată în special pentru distanțe foarte mari, fiind aproape scutită de probleme de gabarit și tonaj. În această situație, transportarea echipamentelor se poate realiza pe nave autopropulsate sau remorcate.

Mișcarea navei se traduce prin sarcini pe cele două axe principale ale vasului. Suporturile pentru transportare și cablurile de fixare trebuie să fie suficient de rezistente pentru a suporta efectul forțelor externe. Punctul de aplicare a acestor sarcini este în centrul de greutate al echipamentului, ele solicitând structura în același mod ca forțele seismice.



Fig. 1. 12. Echipament stocat pe punte [26].

Fig. 1. 13. Echipament tehnologic stocat sub punte [26].

Principala preocupare a inginerului proiectant este de a traduce sarcinile rezultate din mișcarea navei în sarcini ce se aplică la echipament, el fiind stocat fie pe punte (fig. 1. 12) sau sub punte (fig. 1. 13).



Fig. 1. 14. Navă cu posibilitate de imersare [27]. **Fig. 1. 15.** Transport pe Dunăre cu ajutorul barjei [28]

Există și nave cu posibilități de imersare (fig. 1. 14).

Navele submersibile sunt cunoscute și sub numele de float-on și float-off. În aparență, aceste nave sunt similare navelor tip vrachier (nave specializate în transportarea mărfurilor solide în vrac).

Barja este un alt mijloc de a transporta pe apă echipamentele tehnologice agabaritice. De obicei barja se folosește ca și mijloc de transport intermediar pe căi navigabile de genul râuri, fluviu, pentru a ajunge cu încărcătura la ocean sau mare.

1. 1. 5. Transportarea pe calea aerului



Fig. 1. 16. Încărcare pe un avion Antonov AN-225 [29].

Astel de transporturi se utilizează în cazuri speciale, atunci când montarea instalațiilor se efectuează în locuri izolate (în munți, în locuri împădurite, fără căi de acces). Mijloacele utilizate pentru transportare sunt elicopterele de mare capacitate și dirijabilele.

Transportarea aeriană se realizează cu mijloace ce au ca **avantaje**:

- a) nu necesită căi amenajate pentru circulație;
- b) au viteze mari de deplasare;
- c) pot fi dirijate cu ușurință în diferite puncte în care se manifestă necesități de transportare.

Ca **dezavantaje** se menționează: consum mare de combustibili superiori, capacitate relativ mică de încărcare, cost ridicat al transportării, necesitatea utilizării unor materiale de construcție scumpe și un înalt grad de tehnicitate [24].

O alegere corectă a posibilităților de transportare se va face numai prin analiza pe variante, luând în considerație atât avantajele, cât și dezavantajele specifice.

În ziua de astăzi, sunt efectuate multe conversii ale aeronavelor, în special cele mai vechi, care nu mai sunt adecvate pentru călătorii, de multe ori datorită modificării cerințelor de siguranță sau zgomot, sau când tipul de aeronavă este considerat a fi devenit necompetitiv în serviciul companiei aeriene pentru călătorii cu pasageri.

Avantajul principal al aeronavelor specifice transportului agabaritic este acela că acestea au fost concepute special pentru a servi la astfel de servicii și furnizează metode speciale de încărcare/descărcare, podele și configurație specială.

1. 1. 6. Observații generale

Una dintre principalele preocupări ale proiectanților și fabricanților de echipamente tehnologice agabaritice este identificarea dificultăților ce pot apărea în timpul deplasării acestor structuri, de la fabricant la beneficiar.

Apariția și dezvoltarea transporturilor agabaritice, așa cum este cunoscut, poate fi observată începând cu anul 1970. Acest lucru s-a putut întâmpla considerând progresul tehnic/tehnologic ce a permis construirea și producerea de obiecte industriale din ce în ce mai mari. Un alt factor important care a dus la dezvoltarea transporturilor agabaritice a fost criza petrolieră. Aceasta a determinat țările din Europa de Nord să înceapă extragerea de țiței prin forțe proprii pentru a obține un preț mai bun. La nici un an s-au efectuat transporturi agabaritice masive pe Marea Nordului, pentru a se începe operațiunile de exploatare a petrolului.

În ultimul timp, pe lângă atenția deosebită acordată acurateței justificate a proiectării echipamentelor tehnologice, s-a început să se acorde importanță și operațiilor pentru transportare. Atunci când aceste construcții transportate depășesc gabaritele (specifice căilor rutiere sau pe calea ferată) care permit deplasarea dintr-o bucată, se realizează aducerea pe șantier a subansamblurilor, prelucrate în întreprinderile specializate. Acest procedeu de transportare se alege, de regulă și în cazul elementelor spațiale pentru construcții metalice ce sunt fabricate în întreprinderi sau în ateliere special amenajate.

Tendința actuală este aceea de a livra în formă integrală construcțiile industriale către beneficiar complet asamblate, reducându-se în acest fel durata de manipulare, de montare și, evident, costurile aferente.

1. 2. Direcții de cercetare pentru teză

Luând în considerare elementele caracteristice ale transporturilor agabaritice, precizate anterior, pentru realizarea conținutului tezei se au în vedere următoarele aspecte generale:

a) Studiu de literatură privind evaluarea forțelor necesare tractării, în linie dreaptă sau în curbă, a unui convoi agabaritic și masă mare, condiționate de caracteristicile traseului (în cazul de față o suprafață plană fără denivelări), sarcinile dezvoltate de încărcătura propriu-zisă (statice sau și inerțiale), condițiile meteorologice care pot modifica starea drumului, precum și efectul vântului.

b) Studiu de literatură privind stabilitatea mișcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare sau a convoaielor (mijloc pentru tractoare – platforme încărcate cu echipamente agabaritice), în funcție de sarcinile exterioare (forțe masice, forțe de inerție, precum și acțiunea vântului și starea drumului).

c) Stabilitatea transversală a mișcării platformelor încărcate în condiții similare cu cele de la punctul b).

d) Studiu de literatură privind calculul de dimensionare sau de verificare a urechilor plane sudate și al butonilor de ridicare sau de ancorare a echipamentelor tehnologice agabaritice și cu mase mari.

e) Studii teoretice și experimentale proprii privind construcțiile cu urechi și butoni cilindrici pentru ancorare/ridicarea sarcinilor.

f) Concluzii, contribuții și perspective.

C A P I T O L U L 2

ELEMENTE DE CALCUL AL FORȚELOR DE TRACTARE A PLATFORMELOR ÎNCĂRCATE CU ECHIPAMENTE INDUSTRIALE AGABARITICE

2. 1. Introducere

Siguranța tehnologică/funcțională finală a unui echipament mecanic este garantată de calitatea tuturor etapelor care se înregistrează de la concepere la punere în operă și exploatare. Din ansamblul acestor etape se remarcă, cu importanța economică pregnantă, și cea de transportare a echipamentelor tehnologice industriale agabaritice, eventual cu mase mari, de la fabricant la utilizator [6, 7].

Amplasarea unor atare echipamente pe platformele pentru transportare, ancorarea sigură a acestora (în condiții dificile de deplasare, din punct de vedere meteorologic și/sau eolian, de obicei greu de prevăzut), ca și descărcarea la locul de amplasare (șantiere pentru montare) pe fundații implică folosirea unor sisteme constructive adecvate, cu capacitate portantă bine definită [6]. Analiza globală a unui transport agabaritic are în vedere pe lângă aspectele legale și de siguranță constructivă și umană, și pe cele economice, sociale și de mediu [8 – 15, 35, 44, 47 - 50].

Pentru realizarea unor transporturi cât mai raționale (tehnic și economic) satisfăcând cerințele dorite, aceste firme au introdus în conceperea fabricării a remorcilor și a semiremorcilor (folosite ca platforme pentru încărcarea și transportarea echipamentelor) noțiunea de “**modulare**”. În acest sens este posibilă combinarea câtorva elemente pentru transportare numite “**module**” și a unor anexe tipizate, compatibile pentru echipamentul transportat [16].

Remorcile pot fi alcătuite cu ajutorul modulelor pentru transportare cu 2 până la 10 linii, cuplate longitudinal sau transversal [6, 16, 30]. Dintre **avantajele** lor se consemnează:

- a) construcția care permite efectuarea de la distanță a comenzilor necesare;
- b) structură de rezistență cu masă redusă; comparativ cu masa încărcăturii este de până la de 20 de ori mai mică;
- c) posibilitatea de a se adapta ușor, ținând seama de masa, forma, condițiile de rulare, sarcina admisibilă pe osie sau roată, panta drumului etc.;
- d) ținând seama de masa, forma, condițiile de rulare, sarcina admisibilă pe osie sau roată, panta drumului etc., este posibilă o modificare lesnicioasă;
- e) durată redusă de realizare a combinațiilor posibile în lățime și în lungime;
- f) racordare rapidă a sistemelor elastice, hidraulice și pneumatice între module;
- g) montarea și demontarea rapidă a traversei de capăt.

Între **avantajele semiremorcilor** se menționează [6, 16]:

- a) manevrabilitate superioară;
- b) înscriere ușoară în curbe cu raze medii mai mici;
- c) posibilitatea de cuplare mai ușoară și mai sigură cu autotractorul;
- d) mers înapoi mai ușor;
- e) posibilitate de transportare a încărcăturilor lungi și voluminoase, datorită unei mai mari suprafețe de utilizare a platformei;
- f) reducerea lungimii autotrenului (convoiului);
- g) se realizează o îmbunătățire a siguranței în circulație, pentru viteze mai mari de deplasare datorită legăturilor mai bune dintre mecanismele de tractare

Se constată și unele **dezavantaje**:

- a) oscilațiile autotractorului, în special cele în raport cu axa transversală sunt neplăcute pentru conducere, din cauza ampatamentului scurt al autotractorului cu șa;
- b) la urcarea rampelor, din cauza repartizării neegale a masei / greutatei echipamentului transportat - platformă asupra osiilor din spate, se reduce aderența.

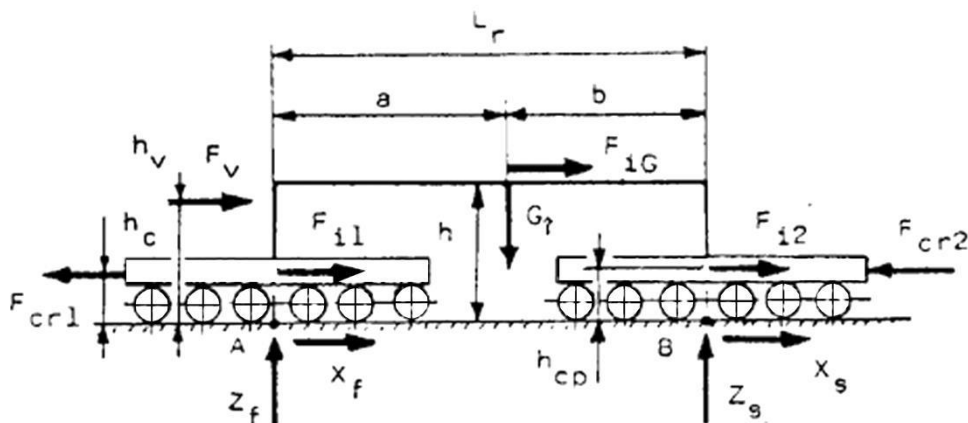


Fig. 2. 1. Sistem pentru transportare cu două remorci depărtate (schiță) [6, 29]

În costul general al operației de transportare trebuie să fie incluse și eventualitatea realizării unor lucrări suplimentare de deviere a căilor rutiere existente, lărgirea unor porțiuni de șosele, realizarea de terasamente, consolidarea de drumuri și poduri etc.[6, 31, 34]. În final, după stabilirea modalității de transportare este important

să se obțină, de la organele oficiale în drept, avizele necesare pentru fiecare caz în parte [8, 9].

Dintre performanțelor autovehiculelor pentru tractare se remarcă cele importante: viteza maximă, capacitatea de accelerare la pornire (durata și spațiul de demarare, accelerația, viteza medie de deplasare), capacitatea de urcare a pantelor sau de coborâre a lor, capacitatea de frânare [20, 27]. 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 pe semișenile [18, 43]. Elemente privind evaluarea forțelor autovehiculelor sunt prezentate în lucrarea [6, p. 136 - 145], de exemplu

2. 2. Sisteme cu două module depărtate [29]

2. 2.1. Deplasarea în linie dreaptă

Cazul 1. Se are în vedere că deplasarea convoiului se face în linie dreaptă, în regim de accelerare, pe un drum orizontal, fără denivelări [6, 29]. Se folosește pentru tractarea remorcilor depărtate două autotractoare, plasate în față și în spatele ansamblului (simulate de prezența forțelor la cârlige F_{cr1} și F_{cr2} - fig. 2. 1).

Notă: Se face ipoteza că toate osiile platformelor sunt încărcate uniform.

În urma scrierii echilibrului momentelor încovoietoare în raport cu punctele A și B (fig. 2. 1), rezultă expresiile reacțiunilor [6]:

$$Z_f = \frac{G_i \cdot b + G_{pf} \cdot L_r - F_{iG} \cdot h - (F_{i1} + F_{i2}) \cdot h_{cp} + (F_{cr1} + F_{cr2}) \cdot h_c - F_v \cdot h_v}{L_r}; \quad (2.1)$$

$$Z_s = \frac{G_i \cdot a + G_{ps} \cdot L_r + F_{iG} \cdot h + (F_{i1} + F_{i2}) \cdot h_{cp} - (F_{cr1} + F_{cr2}) \cdot h_c + F_v \cdot h_v}{L_r}, \quad (2.2)$$

Cazul 2. De această dată convoiul pentru transport se deplasează în linie dreaptă, în regim de frânare, pe un drum orizontal, fără denivelări [6, 29]. Autovehiculul poziționat în fața convoiului se deplasează în regim de tractare, iar cel plasat în spatele convoiului lucrează în regim de frânare (în calculele efectuate se schimbă sensurile forțelor de inerție și semnul forței F_{cr2} - fig. 2. 1). În condițiile de mai sus, pe baza ecuațiilor de echilibru al momentelor încovoietoare față de punctele A și B (fig. 2. 1), se deduc egalitățile [6]:

$$Z_f = \frac{G_i \cdot b + G_{pf} \cdot L_r + F_{iG} \cdot h + (F_{i1} + F_{i2}) \cdot h_{cp} + (F_{cr1} - F_{cr2}) \cdot h_c - F_v \cdot h_v}{L_r}; \quad (2.5)$$

$$Z_s = \frac{G_i \cdot a + G_{ps} \cdot L_r - F_{iG} \cdot h - (F_{i1} + F_{i2}) \cdot h_{cp} - (F_{cr1} - F_{cr2}) \cdot h_c + F_v \cdot h_v}{L_r}, \quad (2.6)$$

Cazul 3. Sistemul pentru transportare se deplasează în linie dreaptă, uniform accelerat, pe un drum înclinat sub unghiul α_l , fără denivelări [6, 29]. Expresiile reacțiunilor față de punctele A și B (fig. 2. 1) apar sub formele [6]:

$$Z_f = \left[G_i \cdot (b \cdot \cos \alpha_l - h \cdot \sin \alpha_l) + G_{pf} \cdot (L_r \cdot \cos \alpha_l - h_{cp} \cdot \sin \alpha_l) - F_{iG} \cdot h - (F_{i1} + F_{i2}) \cdot h_{cp} + (F_{cr1} + F_{cr2}) \cdot h_c - F_v \cdot h_v \right] / L_r ; \quad (2.9)$$

$$Z_s = \left[G_i \cdot (a \cdot \cos \alpha_l + h \cdot \sin \alpha_l) + F_{iG} \cdot h + G_{ps} \cdot (L_r \cdot \cos \alpha_l - h_{cp} \cdot \sin \alpha_l) + F_{iG} \cdot h + (F_{i1} + F_{i2}) \cdot h_{cp} - (F_{cr1} + F_{cr2}) \cdot h_c + F_v \cdot h_v \right] / L_r , \quad (2.10)$$

Cazul 4. În cazul deplasării convoiului pe un drum înclinat sub unghiul α_l , fără denivelări, în regim de frânare uniformă pe o pantă [6, 29], reacțiunile au următoarele formule:

$$Z_f = \left[G_i \cdot (b \cdot \cos \alpha_l + h \cdot \sin \alpha_l) + G_{pf} \cdot (L_r \cdot \cos \alpha_l - h_{cp} \cdot \sin \alpha_l) - F_{iG} \cdot h + (F_{cr1} - F_{cr2}) \cdot h_c - F_v \cdot h_v \right] / L_r ; \quad (2.12)$$

$$Z_s = \left[G_i \cdot (a \cdot \cos \alpha_l - h \cdot \sin \alpha_l) + F_{iG} \cdot h + G_{ps} \cdot (L_r \cdot \cos \alpha_l - h_{cp} \cdot \sin \alpha_l) - (F_{cr1} - F_{cr2}) \cdot h_c + F_v \cdot h_v \right] / L_r , \quad (2.13)$$

Un rol deosebit de important în stabilitatea mișcării convoiului, în direcție longitudinală, îl are **frânarea**. Momentele de frânare se stabilesc înmulțind valorile reacțiunilor dinamice normale, corespunzătoare fiecărei punți, cu valoarea coeficientului de frecare la lunecare și cu cea a razei roții.

Detalii privind construcția și calculul sistemelor de frânare sunt prezentate în [27].

2. 2. 2. Deplasarea în curbă

În figurile 2. 2... 2. 4 sunt prezentate fazele înscrierii în curbă a unui sistem pentru transportare, cu remorci articulate.

Cazul 1. Modulul trăgător pătrunde în curbă (fig. 2. 2) [6, 29]. Centrele de masă sunt considerate la mijloacele modulelor pentru transportare (unde se află și reazemele pivotante), respectiv la mijlocul podului care susține sarcina transportată. Ecuația momentului încovoietor față de pivotul modulului trăgător se scrie sub forma:

$$F_{cr1} \cdot L_p \cdot \sin \alpha_c - Y_1 \cdot L_p \cdot \cos \theta_m + 2 \cdot M_{p1} = 0 , \quad (2.15)$$

$$M_{p1} = F_{cr1} \cdot l_p \cdot \sin \alpha_c ; \theta_m = \arctan (0,5 \cdot L_p / R) ; Y_1 = Z_{f1} \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2} , \quad (2.16)$$

Cazul 2. Modulul trăgător a pătruns în curbă (fig. 2. 3) [6, 29]. Considerând viteza unghiulară a centrului de masă a modulului trăgător egală cu $\omega_m = v / R$ și viteza liniară v a acestuia egală cu viteza podului (și a încărcăturii) rezultă:

$$d\theta_2 / dt = \omega_p = \omega_m + d\theta_1 / dt; \quad d\omega_p / dt = d\omega_m / dt + d^2\theta_1 / dt^2 = d^2\theta_2 / dt^2. \quad (2. 21)$$

Cazul 3. Convoiul se află în curbă (fig. 2. 4) [6, 29]. În această situație poziția relativă dintre modulele pentru transport și pod este stabilizată, motiv pentru care $M_{f1} = M_{f2} = 0$. Din ecuațiile de echilibru al momentelor încovoietoare în raport cu punctele A și B (fig. 2. 4) rezultă:

$$\{F_{cr1}, F_{cr2}\}^{-1} = [A^*]^{-1} \cdot \{B^*\}, \quad (2. 30)$$

unde:

$$[A^*] = \begin{bmatrix} l_p \cdot \sin \alpha_c + 0,5 \cdot L_p \cdot \sin(\gamma_1 + \alpha_c) & l_p \cdot \sin \beta_c + L_r \cdot \cos \beta_c + \\ & + 0,5 \cdot L_p \cdot \sin(\gamma_1 + \beta_c) \\ \hline l_p \cdot \sin \alpha_c + L_r \cdot \cos \alpha_c + \\ + 0,5 \cdot L_p \cdot \sin(\gamma_1 + \alpha_c) & l_p \cdot \sin \beta_c + 0,5 \cdot L_p \cdot \sin(\gamma_1 + \beta_c) \end{bmatrix}; \quad (2. 31)$$

$$\{B^*\} = \begin{bmatrix} -M_{iz1} - M_{iz2} - M_{izp} + 0,5(Y_1 + Y_2) \cdot L_p \cdot \cos \theta_m - 0,5 \cdot F_{inp} \cdot L_r + \\ + (Y_3 + Y_4) \cdot (0,5 \cdot L_p \cdot \cos \theta_m - L_r \cdot \sin \gamma_1 \cdot \sin \theta_m) + F_{it2} \cdot L_r \cdot \sin \gamma_1 - \\ - F_{in2} \cdot L_r \cdot \cos \gamma_1 + (Y_3 - Y_4) \cdot L_r \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \theta_m \\ \hline -M_{iz1} - M_{iz2} - M_{izp} + 0,5(Y_3 + Y_4) \cdot L_p \cdot \cos \theta_m + 0,5 \cdot F_{inp} \cdot L_r - \\ - (Y_1 + Y_2) \cdot (L_r \cdot \sin \gamma_1 \cdot \sin \theta_m - 0,5 \cdot L_p \cdot \cos \theta_m) + F_{it2} \cdot L_r \cdot \sin \gamma_1 + \\ + F_{in2} \cdot L_r \cdot \cos \gamma_1 + (Y_1 - Y_2) \cdot L_r \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \theta_m \end{bmatrix}. \quad (2. 32)$$

2. 5. Concluzii și perspective

Siguranța deplină în funcționarea echipamentelor industriilor de proces, în general, de mare complexitate, și a celor agabaritice, cu mase mari, în particular, este dependentă de respectarea condițiilor normate, de comportamentul parametrilor de lucru, substanțe agresive chimic și/sau mecanic, lucrând la presiuni joase sau ridicate, ca și temperaturi negative sau înalte. Un rol esențial îl au în lanțul activităților caracteristice proiectarea (alegerea materialelor de construcție adecvate, dar competitive tehnic și economic, influența comportării terenului de fundare, comportamentul tectonic, sarcini meteorologice, normate), fabricarea, transportarea, montarea și exploatarea stabilă. Pentru păstrarea caracteristicilor geometrice ale echipamentelor transportate se impune o analiză atentă a etapelor deplasării acestora [44 - 46], începând cu fixarea adecvată a acestora pe platforme și continuând cu stabilitatea longitudinală și transversală, pe drumuri cu înclinări reduse.

În acest sens, în cadrul acestui capitol se studiază modul de calcul al forțelor de tractare a unui convoi pentru transportare cu două platforme depărtate, a unui echipament mecanic agabaritic, în linie dreaptă sau în curbe. Se oferă, totodată, modalitatea de apreciere a geometriei traseului în curbe, în cazul exprimat anterior. Traseele se consideră fără denivelări, înclinarea transversală a drumurilor fiind neglijată.

Ca perspective se au în vedere:

- înclinări mai accentuate ale pantelor, chiar cu denivelări (în incinta șantierelor pentru montare, de exemplu) și regimuri variate de deplasare;
- analiza înscrierii în curbe cu viteză variabilă, considerându-se caracteristicile suprafeței și înclinarea transversală;
- analiza influenței variabile a efectelor sarcinilor eoliene;
- evaluarea intrărilor și ieșirilor platformelor de transport, respectiv traiectoriile pe care se deplasează vehiculele de tractare;
- influența regimului vibrator special apărut pe drumurile cu denivelări, în special în incinta șantierelor pentru montare, atât asupra conducătorului/conducătorilor auto, cât și asupra încărcăturii.
-

C A P I T O L U L 3

CONSIDERAȚII PRIVIND STABILITATEA LONGITUDINALĂ A MIȘCĂRII TRANSPORTURILOR ECHIPAMENTELOR TEHNOLOGICE AGABARITICE

3. 1. Introducere

În cadrul acestui capitol se abordează condițiile necesare pentru asigurarea stabilității mișcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare de genul vehiculelor cu pneuri sau cu șenile și a platformelor încărcate cu echipamentelor mecanice agabaritice.

3. 2. Mijloace pentru tractare

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) [4 - 6].

3. 2. 1. Autovehicule cu pneuri

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.

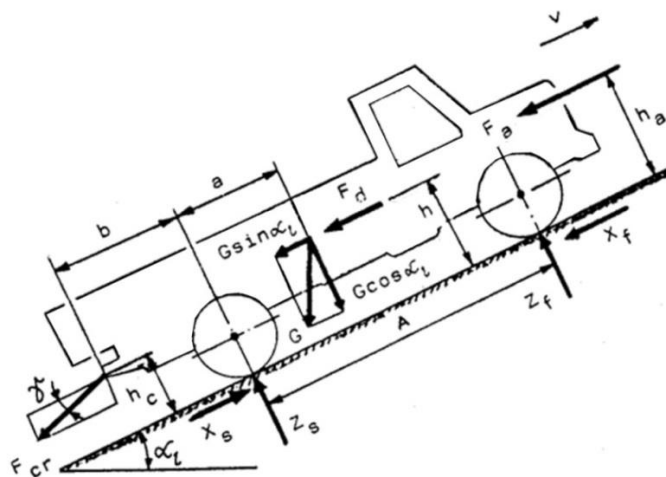


Fig. 3. 1. Schemă pentru aprecierea stabilității longitudinale a unui autocamion, la urcarea pantei [16].

3. 2. 1. 1. Autocamioane cu două osii

În cazul unui **autocamion care urcă pe o pantă / rampă**, într-un regim de mișcare accelerată (fig. 3. 1), reacțiunile normale au expresiile:

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

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

(3. 1)

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

$$F_{cr} \cdot [-(h - h_c) \cdot \cos \gamma + (a + b) \cdot \sin \gamma] + F_d \cdot (h^* - h) + F_a \cdot (h_a - h) +$$

$$+ Z_f \cdot (A - a) + X_s \cdot h \geq X_f \cdot h + Z_s \cdot a,$$

(3. 2)

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. 3. 2) forțele de frecare a roților cu suprafața drumului îndeplinesc condițiile:

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

(3. 12)

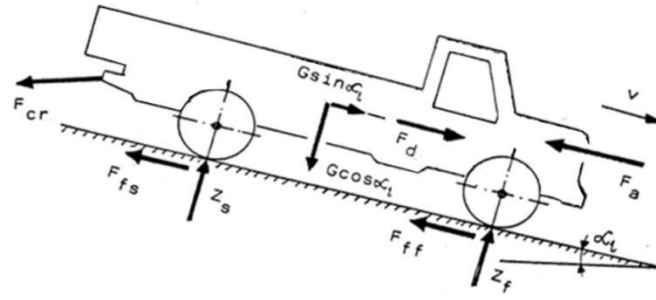


Fig. 3. 2. Schemă pentru aprecierea stabilității longitudinale a unui vehicul, la coborârea pantei [16].

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

$$F_d \cdot (h^* - h) + Z_s \cdot a + F_{fs} \cdot h + F_{cr} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + F_{ff} \cdot h \geq F_a \cdot (h_a - h) + Z_f \cdot (A - a) + F_{cr} \cdot (a + b) \cdot \sin \gamma, \quad (3.15)$$

3. 2. 1. 2. Autocamioane cu trei osii

Aceste autovehicule au, în general, osiile spate motoare (fig. 3.3) 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 semi-eliptice 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.

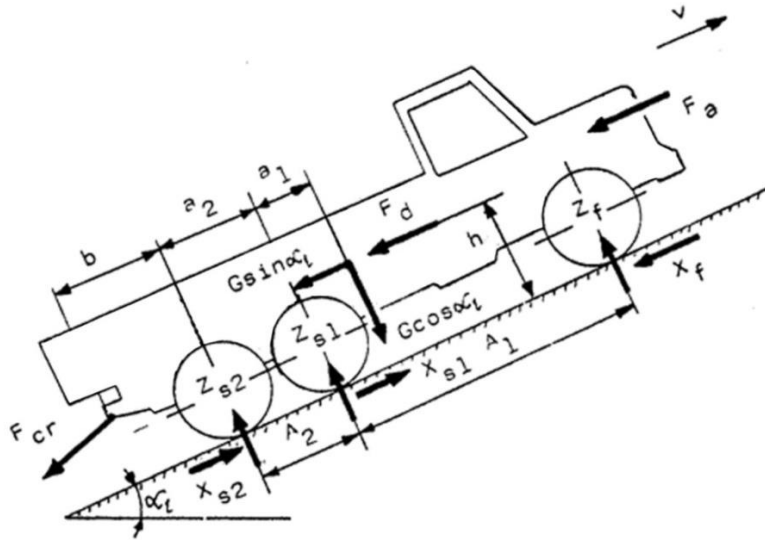


Fig. 3. 3. Schemă pentru aprecierea stabilității longitudinale a unui autocamion cu trei osii [16]

Pierderea stabilității longitudinale a autocamionului apare atunci când:

$$F_d \cdot (h^* - h) + F_a \cdot (h_a - h) + F_{cr} \cdot (a_1 + a_2 + b) \cdot \sin \gamma + Z_f \cdot (A_1 - a_1) + (Z_{s1} + Z_{s2}) \cdot \varphi_p \cdot h \geq Z_{s1} \cdot a_1 + Z_{s2} \cdot (a_1 + a_2) + F_{cr} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + \varphi_p \cdot Z_f, \quad (3.27)$$

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

$$F_d \cdot (h^* - h) + (F_{ff} + F_{fs1} + F_{fs2}) \cdot h + F_{cr} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + Z_{s1} \cdot a_1 + Z_{s2} \cdot (a_1 + a_2) \geq F_a \cdot (h_a - h) + Z_f \cdot (A_1 - a_1) + F_{cr} \cdot (a_1 + a_2 + b) \cdot \sin \gamma, \quad (3.29)$$

3.2.1.3. Tractoare pe roți cu pneuri

Forțele care acționează asupra unui tractor pe pneuri (4×2), sunt indicate în figura 3.4, păstrându-se aceleași semnificații ca în figurile 3.1 și 3.2. Ținând seama de natura drumului, se disting:

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

La **coborârea** pantei **răsturnarea** se poate produce atunci când:

$$F_{fs} \cdot h + F_{cr} \cdot (h - h_c) \cdot \cos \gamma + Z_s \cdot (a - a_s) + F_d \cdot (h^* - h) + F_{ff} \cdot (h - t_t) \geq F_a \cdot (h_a - h) + F_{cr} \cdot (a + b) \cdot \sin \gamma + Z_f \cdot (A - a + a_f), \quad (3.35)$$

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

Pentru tractoarele formula 4×4 problema stabilității mișcării longitudinale 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).

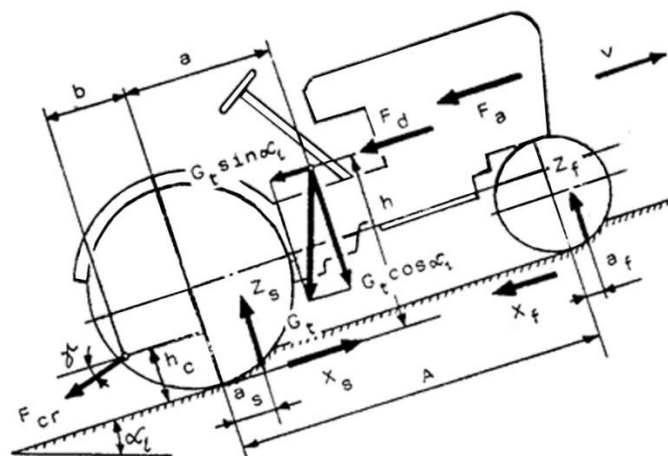


Fig. 3.4. Schemă pentru aprecierea stabilității longitudinale a unui tractor pe pneuri, la urcarea pantei [9, 16].

3. 2. 2. Tractoare cu șenile

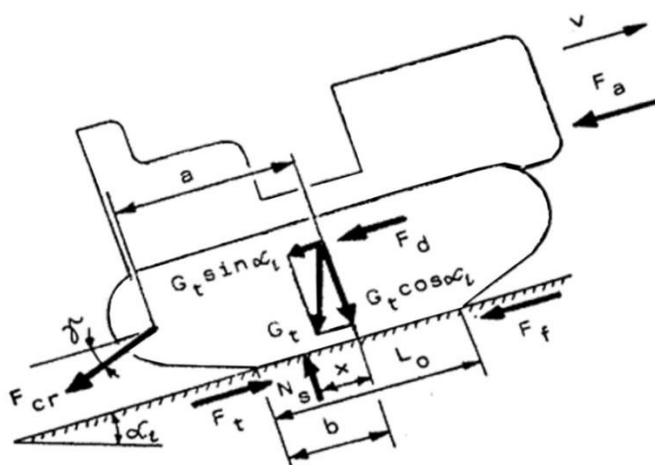


Fig. 3. 5. Schemă pentru aprecierea stabilității longitudinale a unui tractor cu șenile [9, 16]

În cazul **urcării pe o rampă** (fig. 3 .5), în mișcare accelerată, cele trei ecuații de echilibru se prezintă sub forma:

$$F_t - F_f - F_{cr} \cdot \cos \gamma - G_t \cdot \sin \alpha_l - F_d - F_a = 0; \quad (3. 36)$$

$$N_s - F_{cr} \cdot \sin \gamma - G_t \cdot \cos \alpha_l = 0; \quad (3. 37)$$

$$G_t \cdot h \cdot \sin \alpha_l + F_d \cdot h + F_{cr} \cdot h_c \cdot \cos \gamma + F_a \cdot h_a + F_{cr} \cdot a \cdot \sin \gamma + M_{it} - N_s \cdot x = 0, \quad (3. 38)$$

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

$$G_t \cdot h \cdot \sin \alpha_l + F_d \cdot h + F_a \cdot h_a + F_{cr} \cdot [h_c \cdot \cos \alpha_l + (a - b) \cdot \sin \alpha_l] \geq G_t \cdot b \cdot \cos \alpha_l. \quad (3. 42)$$

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

$$\begin{aligned} & (G_t \cdot \sin \alpha_l + F_d) \cdot h \geq \\ & \geq F_a \cdot h_a + F_{cr} \cdot [h_c \cdot \cos \gamma + (a - b + L_0) \cdot \sin \gamma] + G_t \cdot (L_0 - b) \cdot \cos \alpha_l. \end{aligned} \quad (3. 43)$$

3. 3. Stabilitatea mișcării longitudinale a platformelor încărcate

3. 3. 1. Introducere

Asupra ansamblului încărcătură – vehicul acționează în timpul mișcării uniforme următoarele sarcini: forța datorită acțiunii vântului, forța centrifugă (la deplasarea în curbe), greutatea proprie și componente ale forțelor de tractare.

3. 3. 2. Stabilitatea mișcării la urcarea pantei

3. 3. 2. 1. Transportarea cu două platforme depărtate

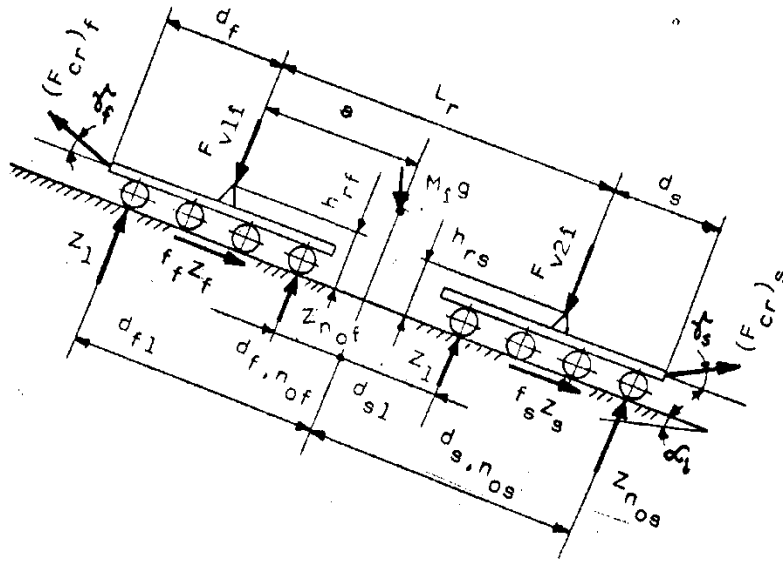


Fig. 3. 6. Schiță privind studiul stabilității longitudinale a unui echipament transportat pe două platforme depărtate – *urcarea rampei / pantei* [9]

Se consideră rezemarea echipamentului pe două suporturi pivotante (fig.3.6), rezultând expresiile reacțiunilor normale, F_{v1i} (care acționează pe platforma – față), respectiv F_{v2i} (corespunzătoare platformei – spate), N , scrise sub formele:

$$F_{v1i} = \frac{1}{L_r + \mu_r \cdot (h_{rf} - h_{rs})} \cdot \left\{ M_i \cdot g \cdot \left[(L_r - a) \cdot \cos \alpha_l - (H_{c1} - h_{rs}) \cdot \sin \alpha_l \right] - F_{v1i} \cdot (H_{v1i} - h_{rs}) - F_{i1i} \cdot (H_{c1i} - h_{rs}) \right\}; \quad (3.47)$$

$$F_{v2i} = \frac{1}{L_r + \mu_r \cdot (h_{rf} - h_{rs})} \cdot \left\{ M_i \cdot g \cdot \left[(H_{c1i} - h_{rf}) \cdot \sin \alpha_l + a \cdot \cos \alpha_l \right] + F_{v1i} \cdot (H_{v1i} - h_{rf}) + F_{i1i} \cdot (H_{c1i} - h_{rf}) \right\}, \quad (3.48)$$

Pentru ca utilajul să nu se deplaseze în lungul axei sale, este necesar ca:

$$\mu_r \cdot M_i \cdot g \cdot \cos \alpha_l \geq M_i \cdot g \cdot \sin \alpha_l + F_{i1i} + F_{v1i}. \quad (3.52)$$

Condiția de stabilitate la răsturnare a întregului ansamblu (platforme – încărcătură) se prezintă prin inegalitatea:

$$c_s \cdot \left\{ F_{v1i} \cdot (H_{v1i} - H_{c1}) + (F_{crf})_f \cdot \left[k_{crf} \cdot (L_{pp} + d_f + a) \cdot \sin \gamma_f + (H_{c1} - h_{cf}) \cdot \cos \gamma_f \right] + \sum_{i=1}^{n_{of}} Z_i \cdot d_{fi} \right\} \leq (f_f \cdot Z_f + f_s \cdot Z_s) \cdot H_{c1} +$$

$$+ (F_{cr})_s \cdot \left[k_{crs} \cdot (L_{pps} + d_s - L_r + a) \cdot \sin \gamma_s + (H_{c1} - h_{cs}) \cdot \cos \gamma_s \right] + \sum_{i=1}^{n_{0s}} Z_i \cdot d_{si}, \quad (3.53)$$

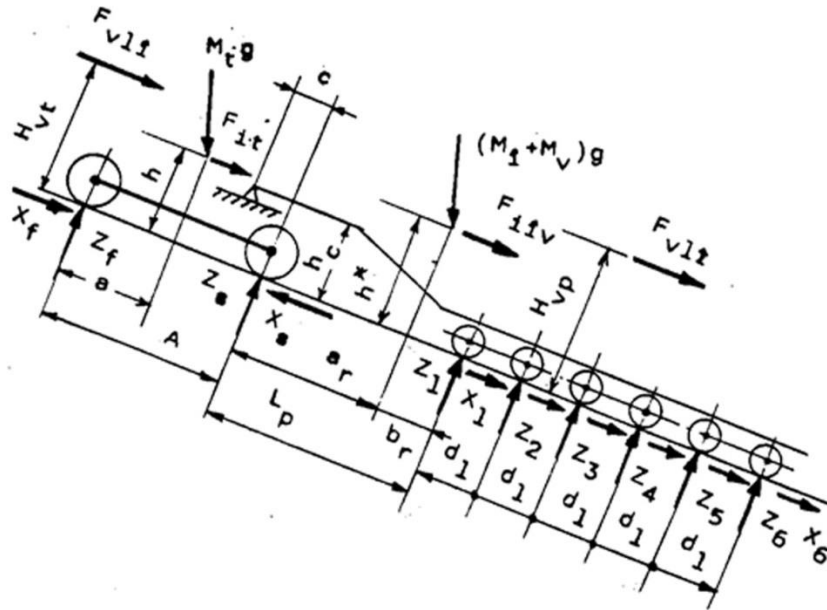


Fig. 3. 7. Schemă privind studiul stabilității transportării cu semiremorci cu osii echidistante [9]

3. 3. 2. 2. Transportarea cu semiremorci [9]

3. 3. 2. 2. 1. Se neglijează deformarea suspensiei și a pneurilor

Cu notațiile din figura 3. 7 se stabilesc următoarele expresii pentru reacțiunile caracteristice osiilor mijlocului de tractare:

$$Z_f = (a/A) \cdot M_t \cdot g \cdot \cos \alpha_l + (M_2/A); \quad (3.54)$$

$$Z_s = \left[\left(1 - \frac{a}{A} \right) \cdot M_t + \frac{a_r - c}{L_p - c} \cdot (M_i + M_v) \right] \cdot g \cdot \cos \alpha_l - \frac{M_2}{A} + \frac{M_3 - M_2}{L_p - c}, \quad (3.55)$$

Expresiile reacțiunilor corespunzătoare osiilor semiremorci se prezintă sub formele:

$$Z_{1/6} = Z_{1/5}; \quad Z_{2/6} = Z_{2/5}; \quad Z_{3/6} = Z_{3/5}; \quad Z_{4/6} = (M_5 - 2M_6 + M_7) / d_1; \quad (3.56)$$

$$Z_{5/6} = (M_6 - 2M_7) / d_1; \quad Z_{6/6} = M_7 / d_1, \quad (3.57)$$

3. 3. 2. 2. 2. Nu se neglijează deformarea suspensiei și a pneurilor

Siguranța deplasării convoiului este garantată atunci când:

$$c_s \cdot \left[F_{v1f} \cdot (H_{vt} - H_{ts}) + F_{v1t} \cdot (H_{vp} - H_{ts}) + Z_f \cdot L_{ts} + \right.$$

$$+ Z_s \cdot (L_{ts} - A + \varphi_p \cdot H_{ts}) \leq \left(f_f \cdot Z_f + f \cdot \sum_{i=1}^{n_0} Z_i \right) \cdot H_{ts} + \\ + \sum_{i=1}^{n_0} Z_i \cdot [L_p \cdot A - L_{ts} + (i-1) \cdot d_1], \quad (3.71)$$

3.3.3. Stabilitatea mișcării la coborârea pantei

Acceptând că în această situație se produce frânarea convoiului format din mijlocul de tractare și semiremorca încărcată, reacțiunile Z_f și Z_s (fig.3. 7) se determină cu formule de tipul (3. 54).

Lunecarea către piciorul pantei nu este posibilă, în condițiile exprimate în relația (3. 71) atunci când:

$$(M_t + M_i + M_v) \cdot (g \cdot \sin \alpha_l + dv/dt) + \varphi_p \cdot Z_s \leq F_{vlt} + F_{vli} + f_f \cdot Z_f + f \cdot \sum_{i=1}^{n_0} Z_i \quad (3.75)$$

în timp ce **răsturnarea** nu are loc dacă:

$$c_s \cdot \left\{ \sum_{i=1}^{n_0} Z_i \cdot [L_p + A - L_{ts} + (i-1) \cdot d_1] + \left(f_f \cdot Z_f + f \cdot \sum_{i=1}^{n_0} Z_i \right) \cdot H_{ts} \right\} \leq \\ \leq F_{vli} \cdot (H_{vt} - H_{ts}) + F_{vlt} \cdot (H_{vp} - H_{ts}) + Z_f \cdot L_{ts} + Z_s \cdot (L_{ts} - A + \varphi_p \cdot H_{ts}). \quad (3.76)$$

3.4. Concluzii și perspective

În cele precedente s-a avut în vedere exprimarea condițiilor privind stabilitatea mișcării longitudinale a autovehiculelor singulare sau în sarcină, respectiv a platformelor încărcate, la urcarea rampei sau la coborârea acesteia. Se precizează datele adecvate pentru două platforme depărate și pentru semiremorci. Nu sunt neglijate efectele sarcinilor dinamice la accelerare sau la frânare, precum și influența vântului.

Ca **perspective** pot fi luate în considerare:

- Analiza comportării deplasării pe drumuri accidentate, în lungul traseelor adoptate sau în incinta șantierelor;
- Stabilitatea mișcării longitudinale a autovehiculelor cu mai multe osii;
- Evaluarea corectă a tuturor sarcinilor care se manifestă în punctele de ancorare, pentru dimensionarea sau verificarea geometriei urechilor, respectiv a butonilor.
-

C A P I T O L U L 4

UNELE ASPECTE PRIVIND STABILITATEA TRANSVERSALĂ A MIȘCĂRII PLATFORMELOR ÎNCĂRCATE CU ECHIPAMENTE TEHNOLOGICE AGABARITICE

4.1. Introducere

Ca și în cazul stabilității longitudinale a mișcării autovehiculelor rutiere, singulare sau combinate cu platformele pentru transportarea echipamentelor industriale agabaritice, și în cazul de față se au în vedere condițiile necesare pentru stabilitatea în direcție transversală a convoaielor [1 - 7]. Eventuala nesiguranță în această situație se manifestă prin **derapare** (lunecare laterală) sau prin **răsturnare** (în jurul liniei care unește punctele de contact ale roților de pe aceeași parte) către baza pantei sau interiorul curbei.

4. 2. Autovehicule cu roți

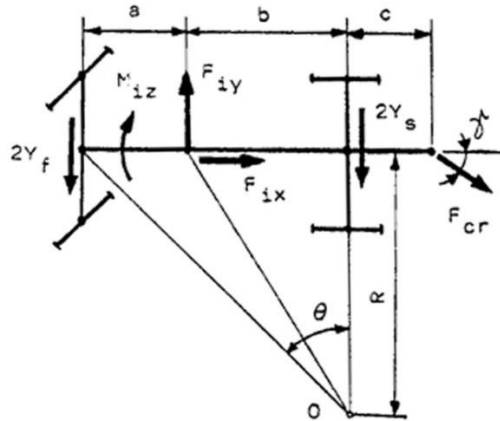


Fig. 4. 1. Schiță pentru calculul sarcinilor dezvoltate asupra autovehiculelor cu deplasare în curbe [9]

În multe situații, din motive reale, se poate manifesta o mișcare neuniformă și curbilinie a autovehiculelor, cu modificări ale unghiului de virare. În acest caz se dezvoltă forțe de inerție provocate de masa autovehiculului, respectiv momente corespunzătoare inerției maselor în mișcare de rotație (fig. 4. 1) [8]:

$$F_{ix} = (G/g) \cdot \left[(dv/dt) - b \cdot (v^2/R^2) \right]; \quad (4.1)$$

$$F_{iy} = (G/g) \cdot \left[(v^2/R) + (b/R) \cdot (dv/dt) \right]; \quad (4.2)$$

$$M_{iz} = \left[(G \cdot \rho_z^2) / (g \cdot R) \right] \cdot (dv/dt), \quad (4.3)$$

Pentru evaluarea valorilor reacțiunilor transversale (fig. 4. 1) se va exprima condiția de echilibru dinamic al momentelor încovoietoare în jurul punctelor mijlocii ale osiilor din față și din spate, stabilindu-se egalitățile:

$$Y_f = \frac{b \cdot \left[(F_{iy} + F_v^*) \cdot \cos \alpha_t - G \cdot \sin \alpha_t \right] + c \cdot F_{cr} \cdot \sin \gamma + M_{iz}}{2 \cdot (a+b)}; \quad (4.7)$$

$$Y_s = \frac{a \cdot \left[(F_{iy} + F_v^*) \cdot \cos \alpha_t - G \cdot \sin \alpha_t \right] - (a+b+c) \cdot F_{cr} \cdot \sin \gamma - M_{iz}}{2 \cdot (a+b)}, \quad (4.8)$$

Răsturnarea transversală în timpul virării se poate manifesta atunci când este îndeplinită condiția $2 \cdot Z_s \geq 0$, de unde se stabilește, în urma calculelor,

$$\tan \alpha_t \geq \left[2 \cdot h \cdot (F_{iy} + F_v^*) - B \cdot G \right] / \left[2 \cdot h \cdot (F_{iy} + F_v^*) + B \cdot G \right]. \quad (4.13)$$

4.3. Autovehicule cu șenile

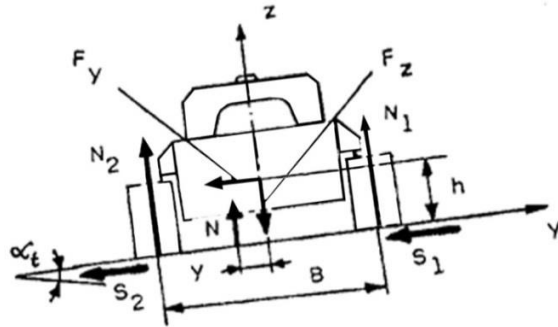
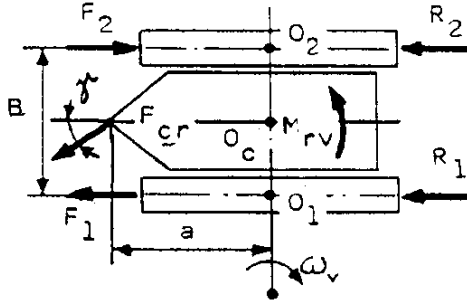


Fig. 4. 3. Solicitări ale unui autovehicul stabilității

cu șenile în viraj [2]
șenile [9]

Fig. 4. 4. Schiță pentru studiul

transversale a autovehiculelor cu

La înaintarea șenilelor pe un anumit traseu se produce o deformare în plan vertical a solului având ca rezultat forțe rezistente la înaintare R_1 și R_2 (fig. 4. 3). Se creează momentul de răsucire în procesul de virare M_{rv} , respectiv forțele F_1 și F_2 produse la șenilele din față, diferite între ele numai ca valoare, sau ca valoare și sens (în corespondență cu tipul mecanismului de direcție). Din ecuațiile de echilibru al momentelor încovoietoare în raport cu punctele O_1 și O_2 (fig. 4. 3) se deduc egalitățile:

$$\begin{aligned} F_1 &= -R_1 + M_{rv} / B + \left[(a/B) \cdot \sin \gamma - 0,5 \cdot \cos \gamma \right] \cdot F_{cr}; \\ F_2 &= R_2 + M_{rv} / B + \left[(a/B) \cdot \sin \gamma + 0,5 \cdot \cos \gamma \right] \cdot F_{cr}, \end{aligned} \quad (4.14)$$

Considerându-se figura 4. 4, se scriu ecuațiile de echilibru al forțelor și al momentelor încovoietoare:

$$F_y - (S_1 + S_2) = 0; \quad N - F_z = 0; \quad F_y \cdot h - N \cdot y = 0, \quad (4.15)$$

cu exprimările adecvate

$$F_y = -G_t \cdot \sin \alpha_t + F_v^* \cdot \cos \alpha_t + F_c; \quad (4.16)$$

$$F_z = G_t \cdot \cos \alpha_t + F_v^* \cdot \sin \alpha_t; \quad (4.17)$$

$$S_1 + S_2 = \mu \cdot (N_1 + N_2) = \mu \cdot N. \quad (4.18)$$

Cu ajutorul expresiilor (4.15), din egalitatea (4.18) se obține:

$$y = \left[(G_t \cdot \sin \alpha_t - F_v^* \cdot \cos \alpha_t - F_c) / (G_t \cdot \cos \alpha_t + F_v^* \cdot \sin \alpha_t) \right] \cdot h. \quad (4.19)$$

Răsturnarea se poate manifesta atunci când $y = B/2$ și, ca urmare,

$$2 \cdot \left[(G_t \cdot \sin \alpha_t - F_v^* \cdot \cos \alpha_t - F_c) / (G_t \cdot \cos \alpha_t + F_v^* \cdot \sin \alpha_t) \right] \cdot (h/B) \leq 0. \quad (4.20)$$

Pe de altă parte, **deraparea** se poate manifesta atunci când:

$$F_v^* \cdot \cos \alpha_t + F_c - G_t \cdot \sin \alpha_t \geq \varphi_p \cdot (G_t \cdot \cos \alpha_t + F_v^* \cdot \sin \alpha_t). \quad (4.21)$$

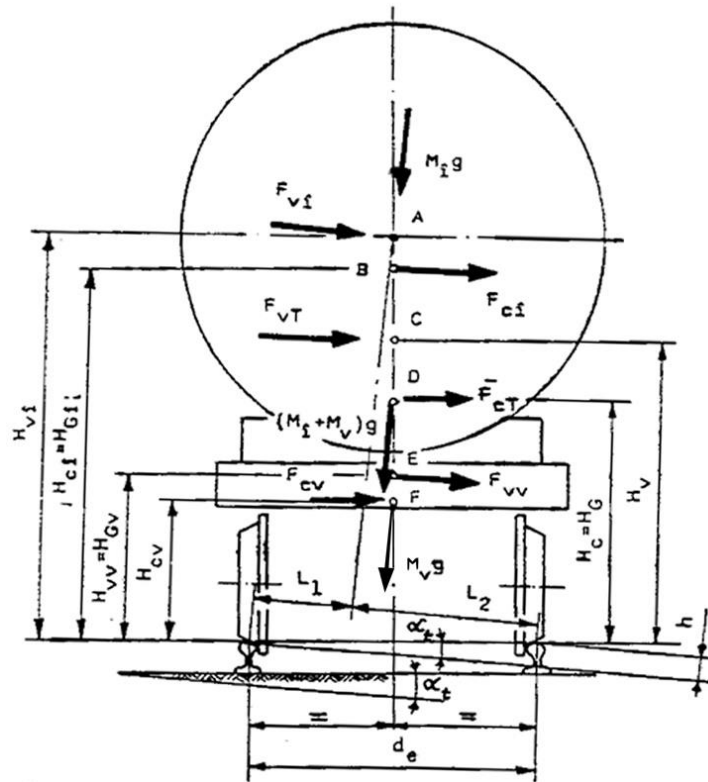


Fig. 4. 5. Schiță cu forțele care solicită în curbe ansamblul încărcătură – vagon, în plan transversal la axa echipamentului [6, 9]

4. 4. Platforme încărcate

Este evident că asupra platformelor pentru transportare, ca și asupra încărcăturii, acționează forțele masice, de inerție, componente ale vântului, forțe de frecare/aderență la care se adaugă în curbe și forțe centrifuge. În figurile 4. 5 și 4. 6 sunt prezentate forțele

menționate și punctele de aplicare a lor, pentru transportarea pe căi ferate și pe șosele. Forțele centrifuge își au punctele de aplicare în centrele de masă ale echipamentelor (încărcăturii), respectiv al platformei. Relațiile de calcul se prezintă sub formele::

$$F_{c\hat{i}} = M_{\hat{i}} \cdot v^2 / R_{\hat{i}}; \quad F_{c_v} = M_v \cdot v^2 / R_v, \quad (4.22)$$

Forța centrifugă totală se determină cu ajutorul egalității:

$$F_{cT} = F_{c\hat{i}} + F_{c_v}, \quad (4.23)$$

Forțele eoliene se pot stabili cu expresiile [6, 9]:

$$F_{v\hat{i}l} = 0,5 \cdot \beta \cdot C_t \cdot \rho_a \cdot v_v^2 \cdot A_{l\hat{i}} \cdot \sin^2 \beta_l = C_v \cdot A_{l\hat{i}} \cdot \sin^2 \beta_l, \quad (4.24)$$

pentru sarcina transportată, respectiv:

$$F_{v_vl} = 0,5 \cdot \beta \cdot C_t \cdot \rho_a \cdot v_v^2 \cdot A_{lv} \cdot \sin \beta_l = C_v \cdot A_{lv} \cdot \sin \beta_l, \quad (4.25)$$

pentru platforma pentru transportare, unde:

$$C_v = 0,5 \cdot \beta \cdot C_t \cdot \rho_a \cdot v_v^2.$$

Forța eoliană totală care poate să acționeze pe suprafața laterală a ansamblului încărcătură – platformă are expresia:

$$F_{vtT} = F_{v\hat{i}l} + F_{v_vl}, \quad (4.26)$$

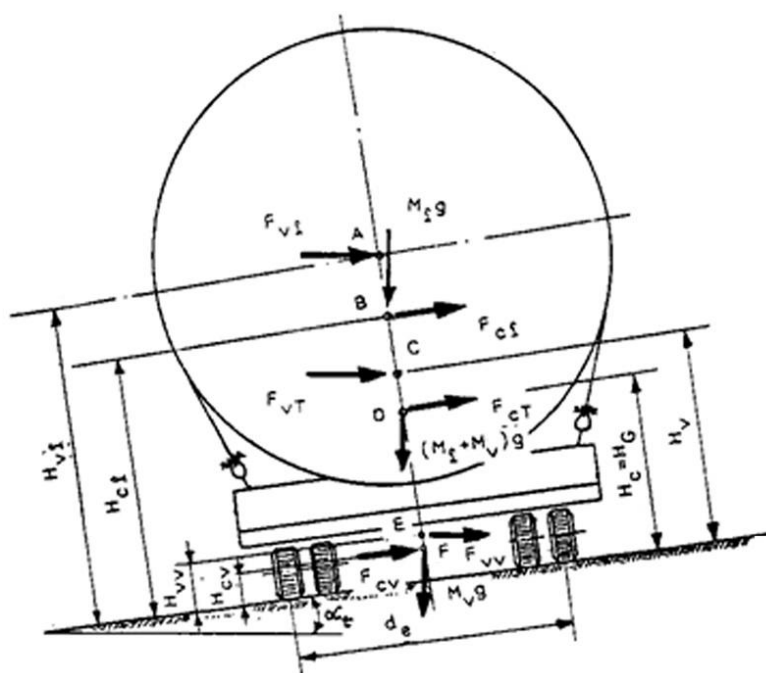


Fig. 4. 6. Schiță cu forțele care solicită în curbe ansamblul încărcătură – remorcă, în plan transversal la axa echipamentului [6, 9]

Pierderea stabilității mișcării transversale a sistemului de transport se poate manifesta prin **lunecarea** sau **răsturnarea laterală**, pe trasee rectilinii sau în curbe, produse de acțiunea simultană sau individuală a forțelor centrifuge sau a vântului lateral

(pentru cazul particular al căilor ferate trebuie să se țină seama de specificul corespunzător [11 - 19]).

Pentru ca ansamblul încărcătură – vehicul să circule în siguranță pe drumurile publice, trebuie îndeplinită condiția:

$$C_s \cdot M_R \leq M_S, \quad (4.27)$$

Ținând seama și de forțele la cârlig - față $(F_{cr})_f$, respectiv la cârlig - spate $(F_{cr})_s$, rezultă expresiile:

$$\begin{aligned} M_S = & -0,5 \cdot C_v \cdot (A_{li} + A_{lv}) \cdot d_e \cdot \sin(\beta_l - \theta) \cdot \sin \alpha_t + \\ & + 0,5 \cdot (M_i + M_v) \cdot g \cdot d_e \cdot \cos \alpha_t + \left[(F_{cr})_f \cdot \cos \gamma_f \cdot \sin \alpha_{cf} + \right. \\ & \left. + (F_{cr})_s \cdot \cos \gamma_s \cdot \sin \alpha_{cs} \right] \cdot h_c; \end{aligned} \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} M_R = & C_v \cdot (A_{li} + A_{lv}) \cdot H_v \cdot \sin(\beta_l - \theta) \cdot \cos \alpha_t - \\ & - (M_i + M_v) \cdot (g \cdot \sin \alpha_t - v^2/R) \cdot H_c, \end{aligned} \quad (4.29)$$

Pe baza inegalității (4.27) și ținând seama de egalitățile (4.28) și (4.29) - cu coeficientul de siguranță $C_s = 1,5$ - se obține următoarea limitare pentru viteza vântului [9]:

$$v_{vr} \leq [\sin(\beta_l - \theta)]^{-1} \cdot \sqrt{2 \cdot F_1 / \left[\frac{\beta \cdot C_t \cdot \rho_a \cdot (A_{li} + A_{lv})}{(3 \cdot H_v \cdot \cos^2 \alpha_t + d_e \cdot \sin^2 \alpha_t)} \right]}. \quad (4.30)$$

respectiv pentru viteza de deplasare a vehiculului:

$$v \leq \sqrt{F_2 \cdot R / [3 \cdot (M_i + M_v) \cdot H_c]}, \quad (4.31)$$

Acceptând îndeplinită condiția de stabilitate transversală (4.27) a ansamblului platformă pentru transport – încărcătură, cu momentele încovoietoare stabilite cu egalitățile (4.28) și (4.29), este necesar să se evalueze reacțiunile dezvoltate (evident valorile maxime ale acestora).

$M_{vr} = \mu \cdot G_t \cdot L_0 / 4$ [8]; μ - coeficientul de rezistență a solului la virare [9].

4. 6. Concluzii și perspective

În prezentarea anterioară se au în vedere condițiile care permit asigurarea mișcării sigure a autovehiculelor sau ansamblurilor autovehicul – încărcătură, sub acțiunea sarcinilor care se manifestă, atât cele aparținând propriu-zis ansamblului, cât și cele exterioare (forțe eoliene, forțe centrifuge, starea suprafeței drumului). Din analiza structurii inegalităților stabilite se constată importanța cunoașterii exacte a condițiilor meteorologice, cât și a configurației traseului străbătut. Pe de altă parte, un rol deosebit în stabilitatea laterală îl are repartizarea sarcinilor transportate pe osiile mijlocului pentru transportare sau ale platformelor respective [20], dar și presiunile maxime create între șine și roți [2].

Nu trebuie neglijată realitatea și anume că cele mai multe dintre sarcinile exterioare au valori variabile, motiv pentru care analiza respectivă trebuie făcută minuțios pentru situații extreme. În acest fel se stabilesc extremele sarcinilor care permit dezvoltarea cercetărilor pentru transferarea solicitărilor la nivelul punctelor de ancorare (perspective).

C A P I T O L U L 5

ELEMENTE DE CALCUL AL URECHILOR PLANE SUDATE ȘI AL BUTONILOR PENTRU RIDICAREA SAU ANCORAREA ECHIPAMENTELOR INDUSTRIALE AGABARITICE

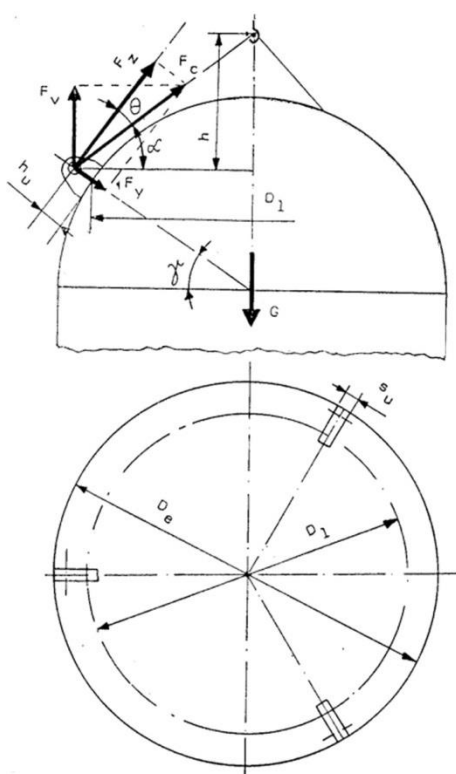


Fig. 5. 1. Amplasarea urechilor plane sudate pe un capac semisferic (schiță)

5. 1. Introducere

Pentru siguranța transportării de la fabricant la beneficiar este strict necesară o analiză precisă a solicitărilor maxime dezvoltate în elementele constructive de ridicare sau ancorare, de tipul butonilor cilindrici [1, 9, 10] sau a urechilor plane, sudate, simetrice sau asimetrice [11 - 22, 35, 36, 38 - 40, 43, 44], respectiv alte tipuri (inele sudate sau înșurubate, urechi duble, cârlige) etc.[15, 18]. Intensitatea stărilor de solicitare create atât în elementele de ridicare sau de ancorare se apreciază atât pe cale analitică, cât și prin metode numerice, respectiv experimentale pe modele sau in situ.

5. 2. Urechi folosite pentru ridicarea și manipularea echipamentelor cilindrice verticale [1]

5. 2. 1. Capac sferic

Se are în vedere ridicarea unui echipament vertical, cu capac semisferic, de greutate G , cu ajutorul unor urechi plane simetrice, așa cum se vede în figura 5. 1, plasate la 120° una de alta. Se deduce ușor că, pentru fiecare ureche, în poziția verticală a structurii, se dezvoltă forța F_v , cu relația:

$$F_v = G / n_u, \quad (5. 1)$$

Forța din cablurile de ridicare, F_c , are expresia:

$$F_c = F_v / (\sin \alpha) = G \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \alpha} / (n_u \cdot \tan \alpha), \quad (5. 2)$$

Forța tangențială F_z și forța radială F_y au expresiile:

$$F_z = F_c \cdot \cos \theta; \quad F_y = F_c \cdot \sin \theta, \quad (5. 4)$$

unde unghiul $\theta = \pi / 2 - \gamma - \alpha$.

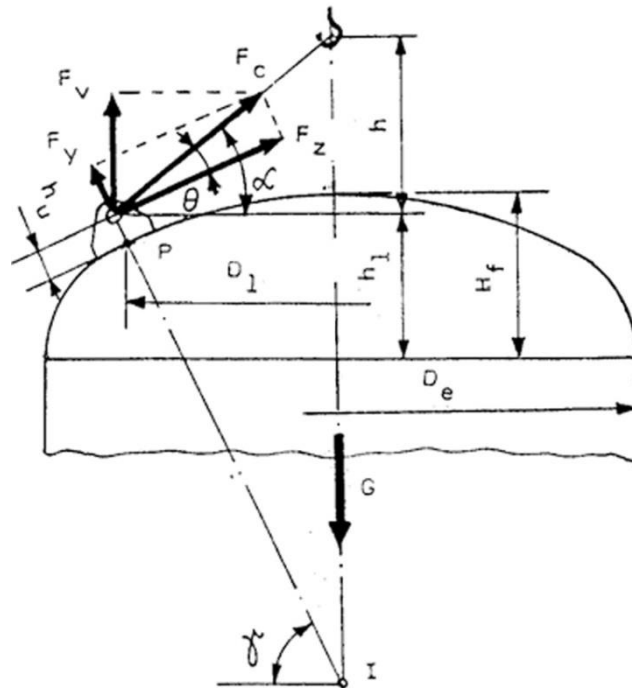


Fig. 5. 2. Amplasarea urechilor plane sudate pe un capac semi-elipsoidal (schiță) [1]

5. 2. 2. Capac semi-elipsoidal

În această situație se deduce ușor că $\theta = \gamma + \alpha - \pi / 2$, unde unghiul α se calculează cu ajutorul egalității (5. 3) 1, iar unghiul γ se stabilește prin intermediul relației (fig. 5. 2):

$$\sin \gamma = D_1 \cdot H_f / \sqrt{D_e^2 \cdot (D_e^2 - D_1^2) + H_f^2 \cdot D_1^2}. \quad (5. 5)$$

5. 3. Urechi plane folosite pentru ancorarea echipamentelor transportate

Un mod de ancorare a unui utilaj cilindric pe platforma unui vagon este prezentat în figura 3.

Unghiul α din figura 5.3 poate avea valorile [1]:

- $\alpha \leq 45^\circ$ pentru recipientele cu diametrul mai mic decât lățimea platformei;
- $\alpha \leq 150^\circ$ pentru recipientele cu diametrul mai mare decât lățimea platformei.

Urechile se fixează în planul orizontal longitudinal (fig. 5. 4) - când diametrul echipamentului este mai mic decât lățimea platformei - sau sub acest plan, sub unghiul α

(fig. 5. 5) - când diametrul echipamentului este mai mare decât lățimea acesteia.

Pentru dimensionarea sau pentru verificarea urechilor, se determină mai întâi forțele care acționează în lungul axelor de coordonate ale sistemului de referință, ales (fig. 5. 4 și 5. 5):

- axa $A x$, paralelă cu axa orizontală a utilajului;
- axa $A y$, în lungul razei utilajului, situată în plan orizontal;
- axa $A z$, în direcție verticală.

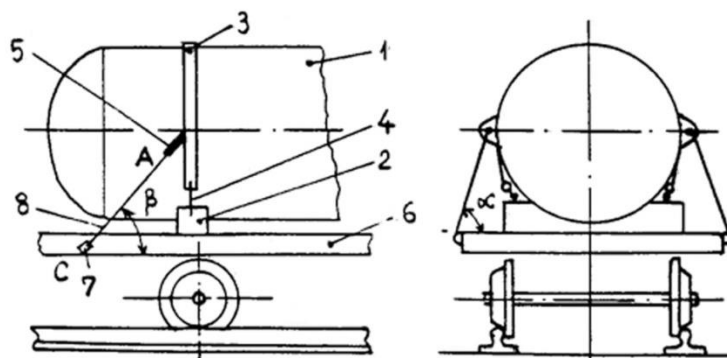


Fig. 5. 3. Un mod de ancorare a echipamentelor tehnologice pe platformele pentru transportare (schiță) [1]

1- recipient; 2 – suport; 3 – centură; 4 – fixarea centurii de platformă; 5 – ureche; 6 – platformă (vagon sau remorcă); 7 – punct (ochi) de fixare al platformei; 8 – cablu de ancorare

5. 3. 1. Forțe dezvoltate în structura unei urechi

5. 3. 1. 1. Dimensionarea sau verificarea geometriei urechii [1]

Se au în vedere următoarele ipoteze:

- se neglijează efectele introduse de curbura suprafeței exterioare a echipamentului ridicat sau ancorat, în zona de fixare a urechii;
- se consideră structura ca un masiv nedeformabil;
- materialul de construcție al urechii este izotrop;
- solicitarea urechii este în domeniul elastic;
- forțele se consideră concentrate în punctele de aplicare a lor;
- ridicarea și manipularea sarcinilor se face lent, fără șocuri.

5. 3. 1. 1. 1. Diametrul echipamentului este mai mic decât lățimea platformei pentru transportare (fig. 5. 4)

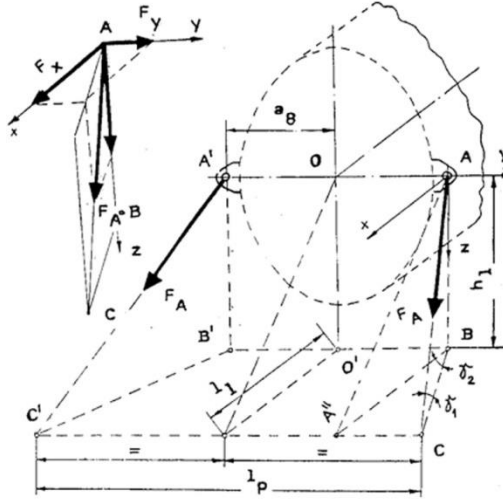


Fig. 5. 4. Ancorarea echipamentelor cu diametrul exterior mai mic decât lățimea platformei pentru transport (schiță) [1]

Acceptând, într-o primă fază, că urechile sunt normale la axa longitudinală a echipamentului transportat, forța F_A rezultată din tensionarea ancorelor se descompune după cele trei axe ale sistemului de referință (unde de această dată axa Ay este în lungul razei OA), după cum urmează:

$$F_x = F_A \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2; F_y = F_A \cdot \cos \gamma_1 \cdot \sin \gamma_2; F_z = F_A \cdot \sin \gamma_1, \quad (5.6)$$

Starea de tensiuni dezvoltată de componentele F_x , F_y , F_z la baza urechii se ilustrează prin:

Efectul forței F_x se regăsește în solicitarea de forfecare [23 - 25] în lungul axei Ax (fig. 5. 4), pentru care

$$\tau_x = \left[F_x / (s \cdot l_u) \right] \cdot (1,5 - 6x^2 / s^2), \quad (5.8)$$

unde $x \in [0; s/2]$ și a celei de încovoiere datorită momentului încovoiitor M_x , manifestându-se tensiunile:

$$\sigma_x = \pm \left[12 \cdot M_x / (s^3 \cdot l_u) \right] \cdot x = \pm \left[12 \cdot F_x \cdot c / (s^3 \cdot l_u) \right] \cdot x, \quad (5.9)$$

orientate în lungul axei Ay .

Efectul forței F_y este concretizat în solicitarea de întindere reflectată de tensiunea:

$$\sigma_y = F_y / (s \cdot l_u), \quad (5.10)$$

care se manifestă, de asemenea, în lungul axei Ay .

Efectul forței F_z se resimte în forfecarea reflectată de tensiunea:

$$\tau_z = \left[F_z / (s \cdot l_u) \right] \cdot (1,5 - 6z^2 / l_u^2), \quad (5.11)$$

în care $z \in [0; s/2]$, manifestată în lungul axei Az , precum și în solicitarea de încovoiere dezvoltată de momentul încovoiitor M_z , pentru care există tensiunile:

$$\sigma_z = \pm \left[12 \cdot M_z / (s \cdot l_u^3) \right] \cdot z = \pm \left[12 \cdot F_z \cdot c / (s \cdot l_u^3) \right] \cdot z, \quad (5.12)$$

care acționează în lungul axei Ay .

Tensiunea echivalentă se calculează cu relația:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)^2 + 3(\tau_x^2 + \tau_z^2)}, \quad (5.13)$$

Folosind expresiile corespunzătoare ale tensiunilor, formula (5.13) devine:

$$\sigma_{ech} = [1/(s \cdot l_u)] \cdot \sqrt{f(x, z)}, \quad (5.14)$$

Tensiunea echivalentă maximă, dezvoltată în urechea simplă, se determină cu relația:

$$\sigma_{ech,M} = \max \{ \sigma_{ech,2}; \sigma_{ech,5}; \sigma_{ech,7}; \sigma_{ech,8}; \sigma_{ech,z_1} \}, \quad (5.20)$$

când $z_1 \in [0; l_u / 2]$, sau

$$\sigma_{ech,M} = \max \{ \sigma_{ech,2}; \sigma_{ech,5}; \sigma_{ech,7}; \sigma_{ech,8} \}, \quad (5.21)$$

când $z_1 \notin [0; l_u / 2]$.

În cazul verificării geometriei urechii trebuie ca $\sigma_{ech,M} \leq \sigma_{au}$, unde σ_{au} este tensiunea admisibilă a materialului urechii.

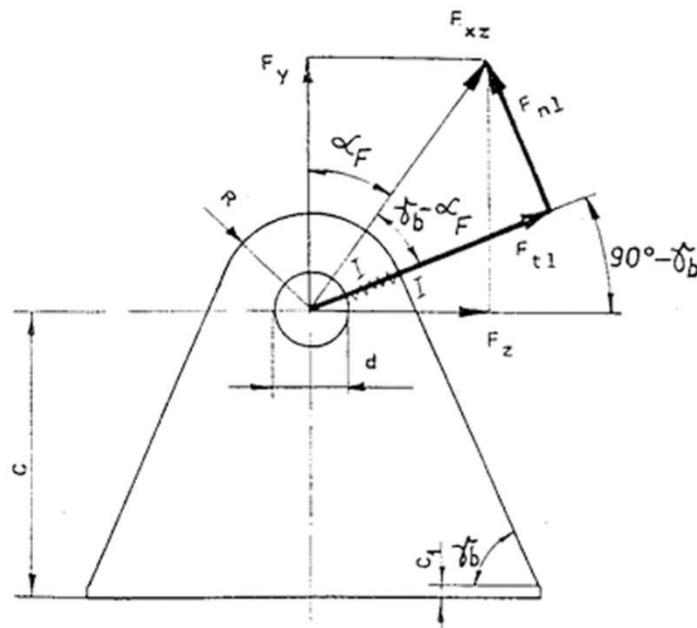


Fig. 5. 7. Sarcini pentru dimensionarea sau verificarea geometriei părții superioare a urechii (schiță)

Odată epuizată dimensionarea sau verificarea bazei urechii, se procedează la alegerea configurației zonei superioare, ținând seama de dimensiunea ancorei care trece prin ochiul de diametru d (fig. 5. 7).

Extinderea porțiunii de rază R se verifică prin stabilirea solicitării manifestate în secțiunea I - I (fig. 5. 7):

► **întindere dezvoltată de forță** F_{n1} :

$$\sigma_{1u} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \cdot \sin(\gamma_b - \alpha_F) / [s \cdot (R - 0,5 \cdot d)]; \quad (5.22)$$

► **forfecare produsă de forța** F_{t1}

$$\tau_{1u} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \cdot \cos(\gamma_b - \alpha_F) / [s \cdot (R - 0,5 \cdot d)], \quad (5.23)$$

Forma superioară a urechii este acceptată atunci când:

$$\sqrt{\sigma_{1u}^2 + 3\tau_{1u}^2} \leq \sigma_{au}. \quad (5.26)$$

5. 3. 1. 1. 2. Diametrul echipamentului este mai mare decât lățimea platformei pentru transportare (fig. 5.8)

În conformitate cu sistemul de referință din figura 5.4, forța din ancore se descompune în forțele F_x , F_y , F_z care au expresiile (5. 6).

Forțele necesare calculului stării de tensiuni, după metodologia prezentată anterior, vor avea expresiile (urechea este normală la axa de simetrie a structurii):

$$\begin{aligned} F_x &= F_A \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2; & F_y &= F_A \cdot (\sin \gamma_1 \cdot \sin \gamma + \cos \gamma_1 \cdot \sin \gamma_2 \cdot \cos \gamma); \\ F_z &= F_A \cdot (\sin \gamma_1 \cdot \cos \gamma - \cos \gamma_1 \cdot \sin \gamma_2 \cdot \sin \gamma). \end{aligned} \quad (5.29)$$

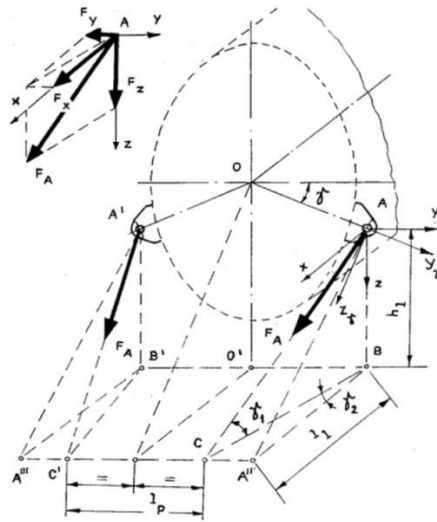


Fig. 5. 8. Ancorarea unui echipament cu diametrul exterior mai mare decât lățimea platformei pentru transport (schiță) [1]

5. 4. Butoni pentru ancorarea echipamentelor [1, 35, 37, 45]

O soluție alternativă de ancorare a echipamentelor tehnologice pe platformele pentru transportare o constituie butonii, fixați direct pe utilaj sau prin intermediul unor plăci de rigidizare (pot exista și soluții combinate butoni - urechi, butonii fiind utilizați, de exemplu, și la ridicarea utilajelor pe fundații).

5. 4. 1. Diametrul echipamentului este mai mic decât lățimea platformei

5. 4. 1. 1. Dimensionarea sau verificarea tubului (țevii) butonului

În cadrul studiului solicitărilor dezvoltate, se păstrează și aici ipotezele simplificatoare acceptate la calculul urechilor simple pentru ancorare.

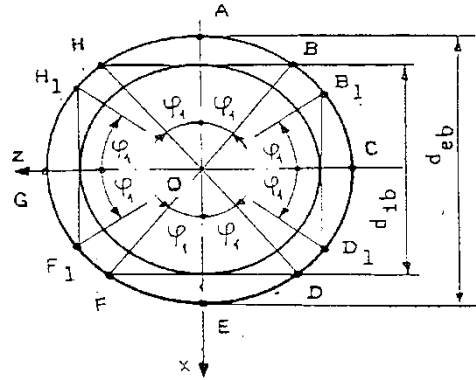


Fig. 5. 13. Schemă privind calculul tensiunilor de forfecare din țeava butonului [1]

► **Efectul forței** F_x se regăsește în solicitarea de forfecare, pentru care:

$$\tau_{x1} = \left[\left(1,7 \cdot d_{eb}^2 \cdot \sin^2 \varphi \right) / \left(d_{eb}^4 - d_{ib}^4 \right) \right] \cdot F_x, \quad (5.52)$$

Solicitarea de încovoiere dată de momentul $M_x = F_x \cdot a_g$, unde a_g este brațul componente F_x în raport cu planul de fixare a butonului la corpul recipientului (fig. 5. 12), se definește prin variația liniară a tensiunilor normale care au valorile maxime:

$$\sigma_{x0} = \pm 32 \cdot M_x / f_b, \quad (5.54)$$

► **Efectul forței** F_y (fig. 5. 12) se regăsește în solicitarea de întindere exprimată prin:

$$\sigma_y = F_y / \left[\pi \cdot (d_{eb} - s_b) \cdot s_b \right]. \quad (5.57)$$

► **Efectul forței** F_z se concretizează într-o solicitare de forfecare pentru care:

$$\tau_{z1} = \left[1,7 \cdot d_{eb}^2 \cdot \sin^2 \varphi^* / \left(d_{eb}^4 - d_{ib}^4 \right) \right] \cdot F_z, \quad (5.58)$$

5. 6. Concluzii și perspective

În conținutul capitolului de față a fost abordată problematica privind stările de solicitare în structura urechilor simetrice plane, precum și a butonilor cilindrici, montați în lungul razei structurii cilindrice a echipamentului ancorat sau ridicat. Totodată sunt expuse relații adecvate de calcul al tensiunilor dezvoltate în cordoanele de sudură aferente, de-a lungul suprafeței de contact a urechii cu corpul echipamentului, respectiv pe circumferința caracteristică, existență la fixarea butonului cilindric.

Se sugerează dezvoltarea studiului (numeric și/sau experimental) și pentru urechi plane nesimetrice [1, 40], solicitate static sau/și dinamic. Același lucru și pentru butoni, fixați ca și urechile, prin intermediul unor plăci de întărire. În sensul celor de mai

sus se impune și dezvoltarea calculelor în ceea ce privește solicitare în corpul echipamentului în zona de sudare a urechilor sau a butonilor. Se pot accepta ipotezele simplificatoare folosite în calculele prezentate anterior [27, 41, 42]. O altă idee este cea a studiului solicitărilor pe reazemele echipamentului transportat, unde trebuie analizată stabilitatea formei și eventuala rigidizare, cu influențele adecvate în sistemele de ancorare [2, 46, 47].

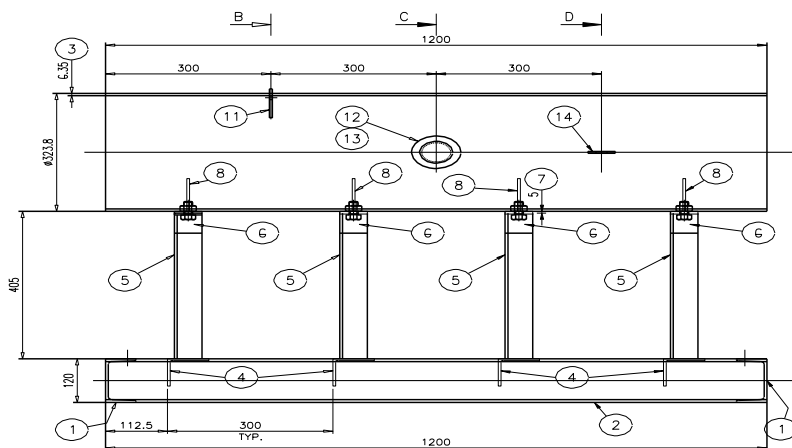
C A P I T O L U L 6

STUDII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND CONSTRUCȚIILE CU URECHI ȘI BUTONI CILINDRICI PENTRU ANCORAREA/RIDICAREA SARCINILOR

6. 1. Introducere

Așa cum se poate ușor remarca, în capitolele anterioare, având în vedere operația de transportare a echipamentelor tehnologice industriale s-au scos în evidență aspectele care pot conduce, în situații dificile, solicitări deosebite în elementele de ancorare. urechi, butoni, ca și elementele flexibile aferente (cabluri, lanțuri etc.).

6. 2. Descrierea standului experimental



a)

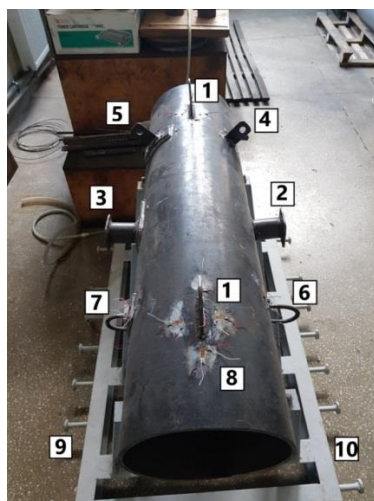


Fig. 6. 3. – Model experimental – elemente componente

1- ureche pentru ridicare, în plan longitudinal (în lungul generatoarei cilindrului, fără placă de rigidizare); 2 – buton pentru ridicare / ancorare (fără placă de rigidizare); 3 - buton pentru ridicare / ancorare (cu placă de rigidizare); 4 – ureche pentru ridicare în plan transversal al cilindrului, fără placă de rigidizare; 5 – ureche pentru ridicare în plan transversal al cilindrului, cu placă de rigidizare; 6 – mâner pentru ancorare; 7 - mâner pentru ancorare, cu placă de rigidizare; 8 – traductoare tensometrice plasate în jurul unei urechi plasat în plan longitudinal; 9 – cadru suport; 10 – butoni folosiți pentru prinderea cablurilor de ridicare a ansamblului suport – cilindru experimental

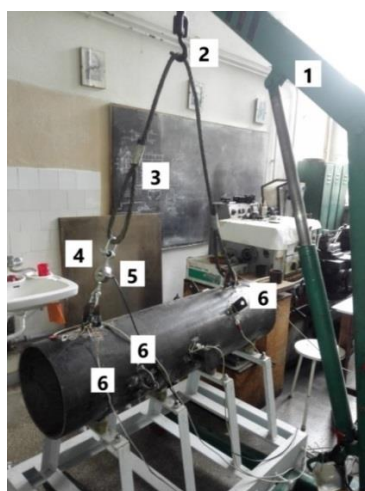
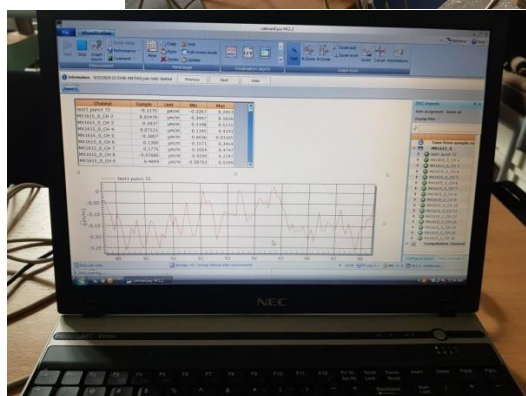
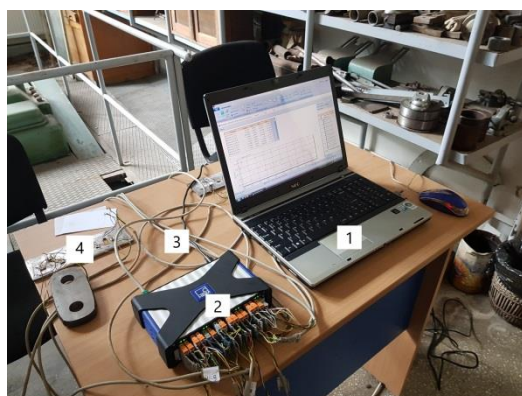


Fig. 6. 5. Model experimental poziționat în vederea ridicării – Prezentare generală

1 - macara pentru ridicare (de laborator); 2 - cârlig pentru ridicare; 3 - cablu folosit la ridicarea modelului experimental; 4 – toartă (shackle); 5 – traductor de forță; 6 – cabluri electrice care fac legătura între traductoarele tensometrice și aparatul pentru măsurarea deformațiilor specifice liniare (punte tensometrică).



Fig. 6. 6. Vedere din zona de prindere a unei urechi de corpul cilindric
1 – cilindru; 2 – traductoare tensometrice; 3 – circuit electric; 4 – ureche pentru ancorare; 5 – traductor de forță; 6 – toartă (schackle); 7 - cablu



a)

b)

Fig. 6. 8. Vedere parțială cu aparatura pentru înregistrarea valorilor experimentale ale deformațiilor specifice liniare (sistem de conectare tip Quantum MX 1615, soft de prelucrare tip Cadman easy)

a – vedere generală; b – laptop

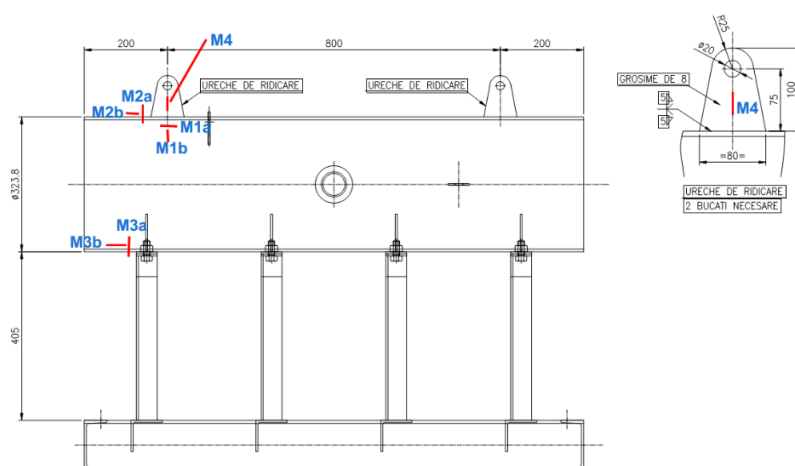
1 – laptop; 2 – sistem de conectare; 3 – cabluri; 4 – placa cu traductoare tensometrice pentru compensare

Modelul experimental, conceput pentru experimentări, este compus în esență dintr-un corp cilindric pe care sunt sudate urechi cu și fără plăci pentru consolidare, în lungul generatoarei și transversal la corpul cilindric, butoni cilindrici cu sau fără plăci pentru rigidizare, cârlige cu sau fără placă de rigidizare.

Notă: Atât urechile, cât și butonii cilindrici sunt amplasați pe cilindrul modelului la distanțe mai mari de lungimea semiunde:

$$l_s = 2,5 \cdot \sqrt{R \cdot \delta} = 2,5 \cdot \sqrt{158,725 \cdot 6,35} = 74,53 \text{ mm} ,$$

având în vedere geometria corpului cilindric, proiectat (fig. 6. 1a).



a)



b)

Fig. 6. 9. Poziționarea traductoarelor tensometrice în jurul unei urechi plane

a – schiță (vedere din lateral a modelului experimental și geometria urechii); b – vedere de sus a pozițiilor traductoarelor tensometrice (electrorezistive), cu baza de 10 mm.

6. 3. Urechi plane pentru ancorare/ridicare [1, 2]

6. 3. 1. Cercetări experimentale

6. 3. 1. 1. Starea plană a deformațiilor specifice liniare

Rezultatele experimentale s-au realizat pe dispozitivul din figura 6. 9, în care cilindrul orizontal are diametrul exterior de 323,8 mm și grosimea de 6,35 mm. Grosimea urechii de ridicare este de 8 mm. Forța de ridicare a fost obținută cu ajutorul macaralei de laborator și a variat între 0 și 2.000 N.

Procesul de încărcare – descărcare a durat aproximativ 11 minute. Rezultatele experimentale au fost achiziționate în mod continuu, dar s-au notat (păstrat) pentru interval de 200 N ale forței de ridicare. Măsurările s-au realizat atât pe durata operației de încărcare, cât și pe parcursul celei de descărcare.

Valorile deformațiilor specifice liniare au fost notate în același timp de la toate traductoarele tensometrice, fiind prezentate în tabelul 6. 1.

Cu ajutorul datelor prezentate în tabelul 6. 1 s-au trasat dependențe de timp ale deformațiilor specifice liniare (figurile 6. 11 – 6. 14).

Analizând graficele deformațiilor specifice liniare, se pot trage următoarele concluzii:

a) deformațiile specifice liniare maxime apar în dreptul mărcilor M 3a și M 3b și au valorile 128,58 $\mu m/m$, respectiv 281,38 $\mu m/m$;

b) deformațiile specifice liniare maxime apar pe direcția longitudinală a cilindrului, care reprezintă principala direcție de îndoire/încovoiere produsă de forțele de ridicare;

c) deformațiile specifice liniare maxime sunt localizate în apropierea suportului cilindrului, punct în care solicitările au o intensificare mai mare;

d) în timpul procesului de descărcare, în toate punctele de măsurare, au fost obținute aproximativ aceleași valori ale deformațiilor specifice (fiind comparate cu aceleași puncte de măsurare, dar în timpul procesului de încărcare);

e) la finalul procesului de descărcare, când forțele de ridicare devin zero, deformațiile rămân și ele zero, ceea ce demonstrează că experimentul s-a realizat în domeniul elastic și la sfârșitul său nu au existat deformații remanente.

6. 3. 1. 2. Starea plană a tensiunilor

În continuare, pe baza deformațiilor specifice liniare achiziționate și a legii generalizate a lui **R. Hooke** [5, 6] pentru starea plană de tensiuni s-au calculat următoarele valori (cu rotunjire a valorilor la a treia zecimală - tabelul 6. 2):

Pe baza valorilor tensiunilor prezentate în tabelul 6. 2, s-au trasat grafice ale funcțiilor de timp ale tensiunilor (vezi figurile 6. 15 – 6. 18).

O comparație între rezultatele experimentale și cele teoretice ale tensiunilor maxime și pentru o forță de ridicare egală cu 1000 N, este prezentată în tabelul 6. 3.

Tabelul 6. 3. Rezultate experimentale și teoretice

Tensiuni teoretice	experimentale și	M 2a - σ_{2a}	M 2b -- σ_{2b}	M 3a -- σ_{3a}	M 3b -- σ_{3b}
-----------------------	------------------	----------------------	--------------------------	--------------------------	-----------------------

Rezultate experimentale [MPa]	5,31	14,59	22,38	34,36
Rezultate teoretice [MPa]	4,92	14,55	22,30	33,32
Eroare relativă [%]	7 %	0,27 %	0,36 %	3 %

Concluzii

În cele de mai sunt prezentate rezultatele experimentale, obținute prin măsurări tensometrice pentru urechile de ancorare prevăzute pe cilindrul testat. Urechile de ridicare au o grosime de 8 mm, în timp ce grosimea cilindrului este de 6,35 mm. Se constată că tensiunile maxime sunt transferate în virolă, în zona joncțiunii și în apropierea suportului din partea de jos.

Rezultatele experimentale au fost foarte apropiate valoric de cele teoretice, eroarea maximă fiind mai mică de 7%. De fapt, această eroare maximă apare la valori mici ale tensiunilor, unde este bine cunoscut faptul că traductoarele tensometrice nu permit o precizie ridicată. Pentru celelalte puncte, eroarea maximă nu depășește 3%.

6. 3. 2. Analiză numerică

Virola cilindrică analizată în continuare are geometria prezentată în figurile 6.1a și 6. 9.

Materialul folosit pentru fiecare componentă a dispozitivului experimental (S 235 JR) are următoarele caracteristici fizico - mecanice:

- Limita convențională de curgere : $R_e = 235 MPa$;
- Rezistența de rupere : $R_m = 360 MPa$;
- Tensiunea/rezistența admisibilă: $\sigma_a = 205 MPa$.

Modelul experimental precizat a fost analizat pentru două cazuri de încărcare:

- **a)** Când forța verticală (1.000 N) a fost aplicată direct pe fiecare ureche de ridicare, iar virola cilindrică a rămas fixată într-un stand de laborator;
- **b)** În timpul procesului de ridicare, când virola cilindrică este suportată de către urechile de ancorare, iar forța verticală, în fiecare dintre urechile studiate atinge valoarea de 1000 N.
- Pentru fiecare dintre cele două cazuri de încărcare a virolei cilindrice s-au folosit grosimi diferite pentru urechile de ridicare, de la 1 mm, până la 6 mm (grosimea virolei cilindrice fiind de 6.35 mm). Modelul analizat este prezentat în figura 6. 19 (program de calcul: COSMOS/M).

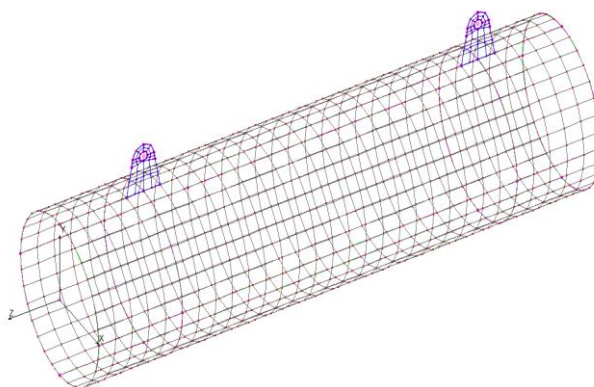


Fig. 6. 19. Modelul de calcul numeric

6. 3. 2. 1. Rezultate obținute

Pentru primul caz de încărcare:

Analizând distribuțiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale urechilor de ridicare, se poate observa că tensiunea maximă apare în partea superioară a urechii de 1 mm grosime, unde este localizată forța verticală, având valoarea de 123 MPa.

Pe măsură ce grosimea urechilor se apropie de cea a virolei cilindrice, nivelul maxim al valorilor tensiunilor se mută din partea superioară a urechilor de ridicare, în cilindru, în zona unde acestea sunt sudate. Începând cu grosimea de 4 mm a urechilor, valorile maxime ale tensiunilor sunt aproximativ aceleași.

Pentru al doilea caz de încărcare:

Analizând distribuțiile tensiunilor de mai sus, se poate observa că în ambele cazuri de încărcare, rezultatele sunt aproximativ la fel, cel mai conservativ caz fiind al doilea, când urechile de ridicare și virola cilindrică sunt suspendate în cabluri. Se poate observa, de asemenea, că atunci când grosimea urechilor de ridicare este aproximativ egală cu cea a virolei cilindrice, starea de tensiuni din virola cilindrică - urechi de ridicare nu se mai schimbă.

6. 3. 2. 2. Concluzii

Tensiunile maxime obținute pentru cele două cazuri de încărcare sunt prezentate mai jos, în tabelul 6. 4.

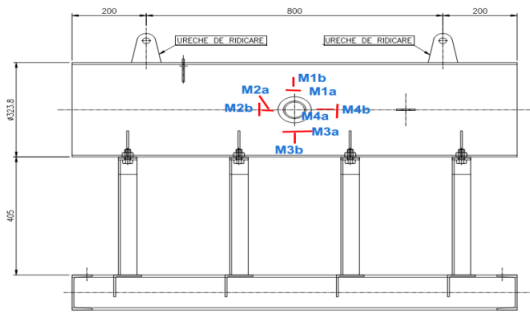
Analizând valorile tensiunilor maxime prezentate mai sus, se poate observa că în ambele cazuri de încărcare, pentru grosimi ale urechilor cuprinse între 1 mm și 4 mm, valorile sunt apropiate. Pentru grosimi ale urechilor de ridicare apropiate ca valoare a grosimii cu cea a virolei cilindrice, se pot observa diferențe mai mari între cele două cazuri. Tensiunile maxime, din cazul **b)** (care reprezintă situația reală din timpul procesului de ridicare) sunt mai mici, de fiecare dată, decât tensiunile maxime obținute în laborator.

Tabelul 6. 4. Tensiunile maxime obținute prin FEA

Grosimea urechiilor de ridicare [mm]	Tensiuni maxime – Cazul a) de încărcare [MPa]	Tensiuni maxime – Cazul b) de încărcare [MPa]	Diferențe între cele două cazuri de încărcare [%]
1	122,9	115,8	5,7
2	61,4	58,3	5,0
3	40,9	39,1	4,4
4	30,7	29,4	4,2
5	29,0	23,6	18,6
6	29,0	19,7	32,0

6. 4. Butoni cilindrici pentru ancorare/ridicare [3, 4]

6. 4. 1. Cercetări experimentale



a)



b)



c)

Fig. 6. 32. Dispozitivul experimental cu butoni cilindrici

a – schiță cu amplasarea traductoarelor tensometrice; b – amplasarea traductoarelor tensometrice în cazul butonului fără placă de întărire; c – amplasarea traductoarelor tensometrice (cu baza de 10 mm) în jurul butonului cu placă de întărire.

În total s-au utilizat 16 traductoare tensometrice, 8 pentru sudura directă dintre buton și cilindru, iar celelalte 8 pentru joncțiunea cu placa de întărire.

Rezultatele experimentale s-au realizat pe dispozitivul din figura 6. 32, în care cilindrul orizontal are diametrul exterior de 324,8 mm și grosimea de 6,35 mm, iar butonii de ridicare sunt realizați din țevă cu diametrul exterior de 60,3 mm și grosimea de 3,91 mm. Placa de întărire are grosimea de 5 mm.

6. 4. 1. 1. Starea plană de deformații specifice liniare

Valorile deformațiilor specifice liniare achiziționate pentru traductoarele tensometrice în timpul procesului de ridicare, pentru **cilindrul poziționat orizontal**, sunt prezentate în tabelele 6. 5 și 6. 6. În tabelul 6. 5 sunt prezentate valorile deformațiilor specifice liniare achiziționate din jurul butonului sudat direct pe cilindru, iar în tabelul 6. 6, valorile achiziționate de la traductoarele poziționate în jurul plăcii de întărire.

Valorile deformațiilor specifice liniare achiziționate de traductoarele tensometrice în timpul procesului de ridicare, pentru **cilindrul poziționat vertical** sunt prezentate în tabelele 6. 7 și 6. 8. În tabelul 6. 7 sunt prezentate valorile deformațiilor specifice liniare achiziționate din jurul butonului sudat direct de cilindru, iar în tabelul 6. 8, valorile corespunzătoare achiziționate de la traductoarele poziționate în jurul plăcii de întărire.

Cu datele prezentate în tabelele 6. 5 – 6. 6 s-au trasat dependențe de timp ale deformațiilor specifice liniare: **a)** figurile 6. 34 – 6. 37 pentru butonii sudați direct de cilindrul orizontal; **b)** figurile 6. 38 – 6. 41 pentru butonii sudați prin intermediul unei plăci de întărire de cilindrul orizontal.

Analizând graficele deformațiilor specifice liniare, se pot trage următoarele concluzii:

a) deformațiile specifice liniare maxime, pentru butonii sudați direct de cilindru, apar în dreptul traductoarelor M 1a și M 3a (poziționate pe direcție longitudinală) și au valorile de aproximativ $122 \mu m/m$;

b) deformațiile specifice liniare maxime, pentru butonii sudați printr-o placă de întărire pe cilindru, apar tot în dreptul traductoarelor M 1a și M 3a (poziționate pe direcție longitudinală) și au valorile de aproximativ $85 \mu m/m$;

c) utilizarea plăcii de întărire a diminuat valorile deformațiilor specifice liniare maxime cu aproximativ 35% ;

d) în timpul procesului de descărcare s-au obținut aproximativ aceleași valori ale deformațiilor specifice liniare cu cele măsurate în timpul ridicării, ceea ce demonstrează că experimentul s-a realizat în domeniul elastic și la sfârșitul său nu au existat deformații remanente.

În continuare, cu datele prezentate în tabelele 6. 7 și 6. 8 s-au trasat dependențe de timp ale deformațiilor specifice liniare: **a)** figurile 6. 42 – 6. 45 pentru butoni sudați direct pe corpul cilindric și **b)** figurile 6. 46 – 6. 49 pentru butoni sudați printr-o placă de întărire pe corpul cilindric.

Analizând graficele deformațiilor specifice liniare, se pot trage următoarele concluzii:

a) deformațiile specifice liniare maxime, pentru butonii sudați direct pe corpul cilindrului, apar în dreptul traductoarelor M 1a și M 3a (poziționate pe direcție longitudinală) și au valorile de aproximativ $120 \mu m/m$;

b) deformațiile specifice liniare maxime, pentru butonii sudați printr-o placă de întărire/rigidizare pe cilindru, apar tot în dreptul traductoarele M 1a și M 3a (poziționate pe direcție longitudinală) și au valorile de aproximativ $62 \mu m/m$;

c) utilizarea plăcii de întărire/rigidizare a diminuat valorile deformațiilor specifice liniare maxime cu aproximativ 50 % ;

d) în timpul procesului de descărcare s-au obținut aproximativ aceleași valori ale deformațiilor specifice liniare cu cele măsurate în timpul ridicării, ceea ce demonstrează că experimentul s-a realizat în domeniul elastic și la sfârșitul său nu au existat deformații remanente.

6. 4. 1. 2. Starea plană de tensiuni

În continuare, pe baza deformațiilor specifice liniare achiziționate și a legii generalizate a lui **R. Hooke** pentru starea plană de tensiuni [5, 6], s-au calculat următoarele tensiuni :

a) tensiunile longitudinale și circumferențiale în jurul butonilor sudați direct pe cilindrul orizontal – tabelul 6. 9;

b) tensiunile longitudinale și circumferențiale în jurul butonilor sudați pe cilindrul orizontal printr-o placă de întărire – tabelul 6. 10;

c) tensiunile longitudinale și circumferențiale în jurul butonilor sudați direct pe cilindrul vertical - tabelul 6. 11;

d) tensiunile longitudinale și circumferențiale în jurul butonilor sudați pe cilindrul vertical printr-o placă de întărire tabelul 6. 12.

Pe baza valorilor prezentate în tabelele 6. 9 – 6. 12 s-au trasat următoarele funcții de timp (ale tensiunilor) :

a) tensiunile longitudinale și circumferențiale în jurul butonilor sudați direct pe cilindrul orizontal (fig. 6. 50 – 6. 53);

b) tensiunile longitudinale și circumferențiale în jurul butonilor sudați de cilindrul orizontal printr-o placă de întărire (fig. 6. 54 – 6. 57);

c) tensiunile longitudinale și circumferențiale în jurul butonilor sudați direct pe cilindrul vertical (fig. 6. 58 – 6. 61);

d) tensiunile longitudinale și circumferențiale în jurul butonilor sudați pe cilindrul vertical printr-o placă de întărire (fig. 6. 62 – 6. 65).

Analizând funcțiile de timp ale tensiunilor (fig. 6. 50 – 6. 65) se pot trage următoarele concluzii :

a) tensiunile normale maxime care apar în jurul butonilor de ridicare, în cazul în care aceștia sunt **sudați direct pe cilindrul orizontal** sunt de aproximativ 27 MPa (fig. 6. 50, 6. 52) și au valori simetrice în punctele M 1 și M 3, după cum era de așteptat;

b) tensiunile normale maxime din punctele M 2 și M 4, pentru butonii **sudați direct pe cilindrul orizontal** sunt la rândul lor simetrice, dar au valori mai mici, de aproximativ 3 MPa;

c) tensiunile normale maxime care apar în jurul butonilor de ridicare, în cazul în care aceștia sunt **sudați pe cilindrul orizontal printr-o placă de întărire** sunt de aproximativ 19 MPa (fig. 6. 54, 6. 56) și au valori simetrice în punctele M 1 și M 3, după cum era de așteptat; prezența plăcii de rigidizare micșorează intensitatea tensiunilor maxime cu aproximativ 33%;

d) tensiunile normale maxime din punctele M 2 și M 4, pentru butonii **sudați pe cilindrul orizontal printr-o placă de întărire** sunt la rândul lor simetrice, dar au valori mai mici, de aproximativ 3 MPa;

e) tensiunile normale maxime care apar în jurul butonilor de ridicare, în cazul în care aceștia sunt **sudați direct pe cilindrul vertical** sunt de aproximativ 26 MPa (fig. 6. 58, 6. 60) și au valori simetrice în punctele M 1 si M 3, după cum era de așteptat; față de cazul cilindrului orizontal, se modifică direcția pe care acestea sunt maxime;

f) tensiunile normale maxime din punctele M 2 si M 4, pentru butonii **sudați direct pe cilindrul vertical** sunt la rândul lor simetrice, dar au valori mai mici, de aproximativ 3,5 MPa;

g) tensiunile normale maxime care apar în jurul butonilor de ridicare, în cazul în care aceștia sunt **sudați pe cilindrul vertical printr-o placă de întărire** sunt de aproximativ 18 MPa (fig. 6. 62, 6. 64) și au valori simetrice în punctele M 1 si M 3, după cum era de așteptat; prezența plăcii de rigidizare micșorează valorile tensiunilor maxime cu aproximativ 38%;

h) tensiunile normale maxime din punctele M 2 si M 4, pentru butonii **sudați pe cilindrul vertical printr-o placă de întărire** sunt la rândul lor simetrice, dar au valori mai mici, de aproximativ 3,5 MPa.

O sinteză a rezultatelor experimentale (pentru valorile tensiunilor normale maxime) este prezentată în tabelul 6. 13, unde este realizată și o comparație dintre valorile experimentale și cele teoretice, rezultate dintr-o analiză cu metoda elementelor finite.

Erorile maxime obținute în urma măsurărilor demonstrează că experimentarea s-a realizat cu acuratețe foarte bună, diferența dintre rezultatele teoretice (obținute prin metoda elementelor finite) și cele experimentale fiind mai mică de 5%.

Tabelul 6. 13. Rezultate teoretice și experimentale pentru tensiuni [MPa]

Rezultate teoretice și experimentale	Tensiuni normale maxime a)	Tensiuni normale maxime b)	Tensiuni normale maxime c)	Tensiuni normale maxime d)
Rezultate experimentale	27.07	19.01	28.79	17.74
Rezultate teoretice *)	27,74	19,75	27,33	16,97
Eroare relativă	2.5 %	3.8 ^%	5.0 %	4.3 ^%

*) Rezultate obținute prin metoda elementului finit, cu program COSMOS M (paragraf 6. 4. 2)

a – cilindru orizontal – butoni sudați direct; **b – cilindru orizontal** - butoni sudați pe o placă de întărire; **c – cilindru vertical** - butoni sudați direct; **d – cilindru vertical** - butoni sudați pe o placă de întărire (poziția orizontală și verticală a cilindrului este folosită pentru testare).

6. 4. 1. 3. Concluzii

În cele de mai sus sunt prezentate rezultatele experimentale, obținute prin măsurări tensometrice în jurul unor butoni de ridicare sudați pe un cilindru, direct pe suprafața acestuia sau prin intermediul unei plăci de rigidizare. Experimentul a fost realizat pentru două poziții extreme ale procesului de ridicare : cea orizontală și cea verticală.

Rezultatele experimentale au fost foarte apropiate de cele teoretice, eroarea maximă fiind de 5%.

6. 4. 2. Analiză numerică

6. 4. 2. 1. Aspecte generale

Cilindrul analizat și butonii cilindrici de ridicare/ancorare au geometria prezentată în figura 6. 66. După cum se poate observa, un buton este sudat direct pe învelișul cilindric, iar celalalt este sudat prin intermediul unei plăci de rigidizare, care este poziționată între buton și suprafața exterioară a cilindrului.

Pentru modelul de calcul realizat prin metoda elementului finit (fig. 6. 67) s-au realizat mai multe cazuri de solicitare :

I) fixarea (prinderea) cilindrului de suport și solicitarea cu o forță verticală de 1.000 N, pentru fiecare buton testat;

II) ridicarea cilindrului prin intermediul butonilor și solicitarea acestuia cu greutatea sa, în timpul procesului de ridicare, când ajunge la înclinarea de 45° față de orizontală;

III) solicitarea cilindrului cu greutate proprie, când a ajuns în poziția verticală.

În cazurile de încărcare a) și c) s-au considerat două posibilități de prindere a butonilor pe învelișul cilindric: prin sudare directă pe cilindru și prin sudare pe o placă intermediară de rigidizare.

De asemenea, la fiecare caz de solicitare în parte s-au simulat diverse grosimi ale butoanelor de ridicare, începând de la 1,65 mm, până la 8,74 mm (grosimea cilindrului fiind 6,35 mm).

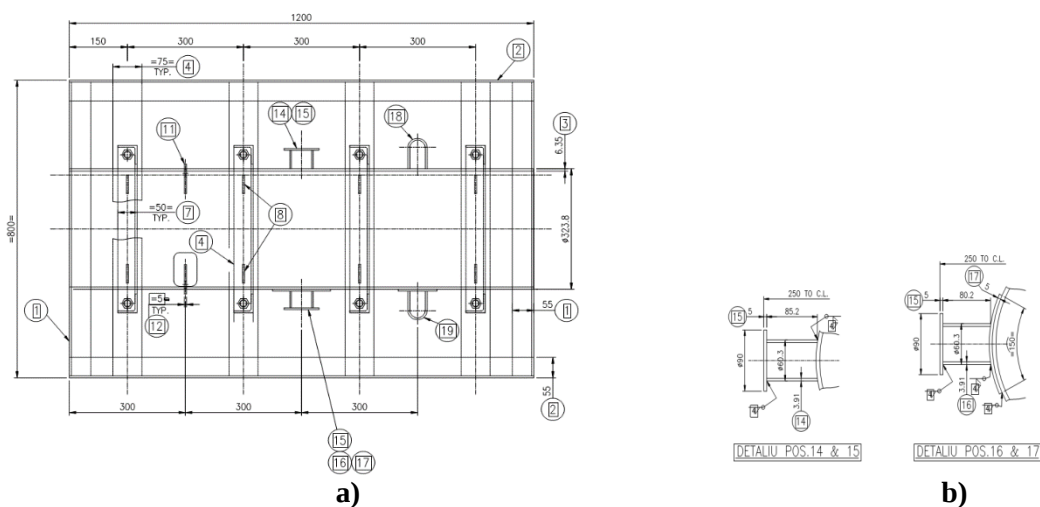
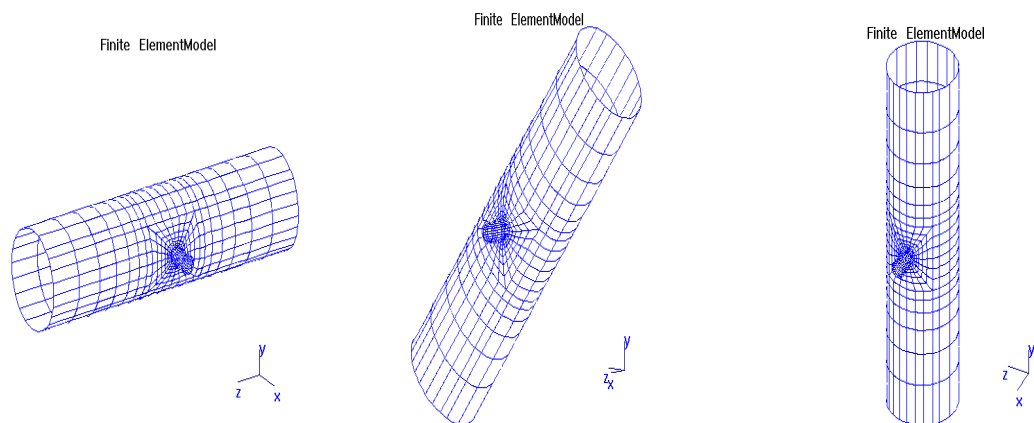


Fig. 6. 66. Vedere de ansamblu a învelișului cilindric



a) cazul a) de încărcare

b) cazul b) de încărcare
încărcare

c) cazul c) de

Fig. 6. 67. Modelul de calcul cu metoda elementului finit

6. 4. 2. 2. Rezultate obținute

Pentru cazul I) de încărcare, când cilindrul este situat în poziție orizontală și este fixat de suport, distribuțiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale butonilor de ridicare, sunt prezentate în figurile 6. 68 – 6. 73.

Analizând distribuțiile de tensiuni pentru diverse grosimi ale butonilor de ridicare se pot trage următoarele concluzii:

a) pentru cea mai mică grosime a butonilor de ridicare (1,65 mm), tensiunea maximă are valoarea de 165 MPa și apare în butoni, la joncțiunea dintre aceștia și cilindru; aceeași situație apare și pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferență fiind că valoarea tensiunii maxime scade până la 120 MPa;

b) pe măsură ce grosimea butonilor crește și se apropie de cea a cilindrului, nivelul maxim al valorilor tensiunilor scade și acestea se descarcă și în cilindru; acesta începe să participe mai “*activ*” la rezistența întregii structuri; pentru o grosime a butonilor de 3,91 mm, tensiunile maxime apar tot la baza butonilor și au valoarea de 77 MPa, iar pentru o grosime a butonilor de 5,54 mm tensiunile maxime apar deopotrivă în cilindru și butoni, având valoarea de 58 MPa;

c) nivelul cel mai mic al valorilor tensiunilor apare în situația în care grosimea butonilor este egală cu cea a cilindrului; tensiunile maxime apar tot în zona joncțiunii, dar se distribuie mai mult pe cilindru, având valoarea de 47.3 MPa;

d) pentru o grosime a butonilor mai mare decât cea a cilindrului (8,74 mm față de 6,35 mm), nivelul valorilor tensiunilor maxime începe să crească și ajunge la valoarea de aproximativ 50 MPa.

Observând concluziile de mai sus se poate observa că cea mai favorabilă situație este reprezentată de cazul în care butonii de ancorare au aceeași grosime cu cea a cilindrului.

In al doilea caz de încărcare, II), când cilindrul este înclinat la 45° (față de orizontală sau verticală) și este fixat de suport, distribuțiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale butonilor de ancorare/ridicare, sunt prezentate în figurile 6. 74 – 6. 79.

Observând distribuțiile de tensiuni pentru diverse grosimi ale butonilor de ancorare/ridicare se pot trage următoarele concluzii:

a) pentru cea mai mică grosime a butonilor deridicare (1,65 mm) tensiunea maximă are valoarea de 140 MPa și apare în butoni, la joncțiunea dintre aceștia și cilindru; aceeași situație apare și pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferență fiind că valoarea tensiunii maxime scade până la 95 MPa;

b) pe măsură ce grosimea butonilor crește și se apropie de cea a cilindrului, nivelul maxim al tensiunilor scade; aceste tensiuni se descarcă și în cilindru, care începe să participe mai “*activ*” la rezistența întregii structuri; pentru o grosime a butonilor de 3,91 mm, tensiunile maxime apar tot la baza butonilor și au valoarea de 66 MPa, iar pentru o grosime a butonilor de 5,54 mm tensiunile maxime apar deopotrivă în cilindru, cu valoarea de 42,33 MPa;

c) nivelul cel mai mic al valorilor tensiunilor apare în situația în care grosimea butonilor este egală cu cea a cilindrului; tensiunile maxime apar tot în zona joncțiunii, dar se distribuie mai mult pe cilindru și au valoarea de 39,45 MPa;

d) pentru o grosime a butonilor mai mare decât cea a cilindrului (8,74 mm față de 635 mm), nivelul valorilor tensiunilor maxime începe să crească și ajunge la valoarea de aproximativ 4171 MPa.

Analizând concluziile de mai sus se poate observa că cea mai favorabilă situație apare în cazul în care butonii de ancorare au aceeași grosime cu cea a cilindrului.

In al treilea caz de incarcare, III), când cilindrul este în poziție verticală, sub greutate proprie (distribuțiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale butonilor de ancorare, sunt prezentate în figurile 6.80 – 6. 85).

Din analiza figurilor de mai sus pentru distribuțiile de tensiuni în cazul diverselor grosimi ale butonilor de ancorare, se pot trage următoarele concluzii:

a) pentru cea mai mică grosime a butonilor de ancorare (1,65 mm) tensiunea maxima are valoarea de 141 MPa și apare în butoni, la joncțiunea dintre aceștia și cilindru; aceeași situație apare și pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferență fiind că valoarea tensiunii maxime scade până la 73.72 MPa;

b) pe măsură ce grosimea butonilor crește și se apropie de cea a cilindrului, nivelul maxim al tensiunilor scade și acestea se descarcă și în cilindru, care începe să participe mai “**intens**” la rezistența întregii structuri; pentru o grosime a butonilor de 3,91 mm, tensiunile maxime apar tot la baza butonilor și au valoarea de 50,89 MPa, iar pentru o grosime a butonilor de 5,54 mm tensiunile maxime apar deopotrivă în cilindru și butoni, având valoarea de 31,8 MPa;

c) nivelul cel mai mic al valorilor tensiunilor apare în situația în care grosimea butonilor este egală cu cea a cilindrului; tensiunile maxime apar tot în zona joncțiunii, dar se distribuie mai mult pe cilindru, cu valoarea de 30,64 MPa;

d) pentru o grosime a butonilor mai mare decât cea a cilindrului (8,74 mm față de 6,35 mm), nivelul tensiunilor maxime începe să crească și ajunge la valoarea de aproximativ 31,7 MPa.

Analizând concluziile de mai sus se poate observa că cea mai favorabilă situație apare în cazul în care butonii de ancorare au aceeași grosime cu cea a cilindrului.

6. 4. 2. 2. 2. Butoni sudați pe cilindru prin intermediul unei plăci de rigidizare

În continuare au fost analizate aceleași cazuri de solicitare, pentru situația în care, între butonii de ancorare și cilindru există o **placă de întărire (rigidizare)** cu o grosime de 5 mm.

Pentru cazul I) de încărcare, când cilindrul este situat în poziție orizontală și este fixat de support, distribuțiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale butonilor de ridicare, sunt prezentate în figurile 6. 86 – 6. 91.

Privind figurile cu distribuțiile de tensiuni pentru diverse grosimi ale butonilor de ridicare se pot trage următoarele concluzii:

a) pentru cea mai mică grosime a butonilor de ancorare (1,65 mm) valoarea maximă a tensiunii este de 54,44 MPa care apare în butoni, la joncțiunea dintre aceștia și placa de rigidizare; aceeași situație apare și pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferență fiind că valoarea tensiunii maxime scade până la 45,68 MPa;

b) pe măsură ce grosimea butonilor crește și se apropie de cea a plăcii de rigidizare, nivelul maxim al tensiunilor scade și acestea se descarcă și în placă, începând să preia o parte din tensiunile maxime; pentru o grosime a butonilor de 3,91 mm, tensiunile maxime apar tot la baza butonilor și au valoarea de 36,42 MPa, iar pentru o grosime a butonilor de 5,54 mm tensiunile maxime apar deopotrivă în placă și butoni, cu valoarea de 28,74 MPa;

c) pe măsură ce grosimea butonilor crește, valorile tensiunilor maxime scad, astfel că, pentru o grosime a butonilor de 6,25 mm, tensiunile maxime sunt de 25,22 MPa, iar pentru o grosime de 8,74 mm tensiunile maxime ajung la valoarea de 17,84 MPa;

d) prezența plăcii de rigidizare micșorează nivelul tensiunilor maxime din joncțiune și face ca nivelul tensiunilor maxime să scadă și atunci când butonii de ancorare au o grosime mai mare decât cea a cilindrului.

In al doilea caz de încărcare, II), când cilindrul este înclinat la 45° (față de orizontală sau verticală) și este fixat de suport, distribuțiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale butonilor de ancorare, sunt prezentate în figurile 6. 92 – 6. 97.

Studiul distribuțiile de tensiuni pentru diverse grosimi ale butonilor de ancorare se pot trage următoarele concluzii :

a) pentru cea mai mică grosime a butonilor de ancorare (1,65 mm) tensiunea maximă de 5244 MPa apare în butoni, la joncțiunea dintre aceștia și placa de rigidizare; aceeași situație apare și pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferență fiind că valoarea tensiunii maxime scade până la 41,16 MPa;

b) pe măsură ce grosimea butonilor crește și se apropie de cea a plăcii de rigidizare, nivelul maxim al tensiunilor scade și acestea se descarcă și în placa de rigidizare, care începe să preia o parte din tensiunile maxime; pentru o grosime a butonilor de 3,91 mm, tensiunile maxime apar tot la baza butonilor și au valoarea de 33,66 MPa, iar pentru o grosime a butonilor de 5,54 mm tensiunile maxime apar deopotrivă în placă și butoni, având valoarea de 25,75 MPa;

c) pe măsură ce grosimea butonilor crește, valorile tensiunilor maxime scad, astfel că, pentru o grosime a butonilor de 6,35 mm, tensiunile maxime sunt de 22,68 MPa, iar pentru o grosime de 8,74 mm tensiunile maxime ajung la valoarea de 16,03 MPa;

d) prezența plăcii de rigidizare micșorează nivelul tensiunilor maxime din joncțiune și face ca nivelul tensiunilor maxime să scadă și atunci când butonii de ancorare au o grosime mai mare decât cea a cilindrului.

In al treilea caz de încărcare, III), când cilindrul este în poziție verticală, sub greutate proprie, distribuțiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale butonilor de ancorare, sunt prezentate în figurile 6. 98 – 6. 103.

Pe baza distribuțiilor de tensiuni pentru diverse grosimi ale butonilor de ancorare se pot trage următoarele concluzii:

a) pentru cea mai mică grosime a butonilor de ancorare (1,65 mm) tensiunea maximă de 46,53 MPa apare în butoni, la joncțiunea dintre aceștia și placa de rigidizare; aceeași situație apare și pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferență fiind că valoarea tensiunii maxime scade până la 36 MPa;

b) pe măsură ce grosimea butonilor crește și se apropie de cea a plăcii de rigidizare, nivelul maxim al tensiunilor scade și acestea se descarcă și în placă, care începe să preia o parte din tensiunile maxime; pentru o grosime a butonilor de 3,91 mm, tensiunile maxime apar tot la baza butonilor și au valoarea de 28,15 MPa, iar pentru o grosime a butonilor de 5,54 mm tensiunile maxime apar deopotrivă în placă și butoni cu valoarea de 22,14 MPa;

c) pe măsură ce grosimea butonilor crește, valorile tensiunilor maxime scad, astfel că, pentru o grosime a butonilor de 6.35 mm, tensiunile maxime sunt de 19,38 MPa, iar pentru o grosime de 8,74 mm tensiunile maxime ajung la valoarea de 13,67 MPa;

d) prezența plăcii de rigidizare micșorează nivelul tensiunilor maxime din joncțiune și face ca nivelul tensiunilor maxime să scadă și atunci când butonii de ancorare au o grosime mai mare decât cea a cilindrului.

In toate cazurile de încărcare, prezența plăcii de rigidizare micșorează nivelul tensiunilor maxime din joncțiune și reprezintă o situație mai favorabilă, recomandată pentru ancorarea echipamentelor tehnologice în operația de transportare a acestora.

6. 4. 3. Concluzii globale

În cele de mai sus sunt prezentate tensiunile care apar într-o joncțiune dintre un echipament tehnologic cilindric și butonii săi de ancorare (pe platformele pentru transportare) sau ridicare (în fazele de manipulare), în poziții specifice:

- I) în poziție orizontală;
- II) în poziție înclinată la 45° față de orizontală sau verticală;
- III) în poziție verticală (sub efectul greutatei proprii – faze de manipulare).

Toate cele trei cazuri de solicitare prezentate mai sus au fost analizate în două cazuri uzuale:

- a) când butonii pentru ancorare au fost sudați direct pe suprafața exterioară a cilindrului;
- b) când între butonii pentru ancorare și corpul cilindric s-a montat o placă de rigidizare (în cazul de față de formă circulară; pe cilindrul experimental este prezentă o placă de formă pătrată).

Rezultatele obținute în toate cazurile precizate anterior au fost analizate pentru diverse grosimi ale butonilor cilindrici, prezentate sintetic în tabelul 6. 14.

Valorile tensiunilor maxime prezentate în tabelul 6. 13 permit următoarele observații:

a) prezența plăcii de rigidizare este mai favorabilă, deoarece reduce nivelul tensiunilor maxime, aproape la jumătate;

b) în cazul absenței plăcii de rigidizare trebuie remarcat faptul că nu trebuie crescută grosimea butonilor de ridicare/ancorare peste cea a cilindrului, deoarece tensiunile maxime încep să crească.

Tabelul 6. 14. Tensiuni maxime stabilite prin metoda elementului finit

Mod de fixare a butonului pe corpul cilindric	Grosimea butonilor de ancorare [mm]	Tensiuni maxime – cazul I [MPa]	Tensiuni maxime – cazul II [MPa]	Tensiuni maxime – cazul III [MPa]	Observații
Sudare direct pe corpul cilindric	1,65	162,3	139,9	141,8	se constată o creștere a valorilor tensiunilor când grosimea butonilor depășește grosimea cilindrului
	2,77	118,9	94,62	73,72	
	3,91	77,21	65,65	58,84	
	5,54	57,86	42,33	31,36	
	6,35	47,27	39,45	30,64	
	8,74	49,97	41,71	31,78	
Sudare prin intermediul unei plăci de rigidizare	1,65	57,44	52,44	46,53	intensitatea tensiunilor scade și atunci când grosimea butonilor devine mai mare decât cea a cilindrului
	2,77	45,68	41,16	35,98	
	3,91	36,42	32,66	28,15	
	5,54	28,74	25,75	22,14	
	6,35	25,32	22,68	19,38	
	8,74	17,84	16,83	13,67	

C A P I T O L U L 7

CONCLUZII. CONTRIBUȚII. PERSPECTIVE

7. 1. Concluzii

Omul, de la apariția sa pe Pământ, pentru supraviețuire a căutat căi de manipulare a produselor primare (fructe, vânat) prin forța proprie sau variante alternative: targa, sania, căruța (după inventarea roții), ca urmare a domesticirii animalelor (calul, boul etc.). Ulterior, trecând la producerea produselor semiindustriale și industriale, prin descoperirea motorului cu abur sau cu ardere internă, s-a trecut la realizarea mijloacelor de tractare (locomotive, nave, vehicule pe roți cu pneuri sau cu șenile) performante atât pe căi rutiere, căi ferate, pe apă sau pe calea aerului (inclusiv deplasarea în Cosmos).

Lucrarea de față abordează transportarea posibilă a echipamentelor tehnologice agabaritice, produse ca urmare a realizării produselor din industria chimică și petrochimică, industria materialelor de construcții, industria alimentară, a materialelor plastice etc. Performanța proceselor fizico-chimice a impus construirea unor echipamente tot mai mari și mai complexe, care să lucreze în condiții, în general, cu parametrii de lucru cu valori ridicate sau coborâte (presiuni, temperaturi, medii agresive chimic și/sau mecanic), în condiții de siguranță tehnică/tehnologică. Au fost perfecționate sau create tehnologii noi de fabricare, transportare și montare (existența unor mașini de ridicat și transportat de mare capacitate). Una dintre operațiile foarte importante pe traseul fabricare și punere în funcționare, îl reprezintă transportarea echipamentelor tehnologice de mare gabarit și cu mase apreciabile. O astfel de operație

complexă se realizează în condiții dificile în ceea ce privește starea drumurilor și acțiunile (în general nefavorabile) a sarcinilor exterioare (statice sau, mai ales, dinamice). Teza atrage atenția asupra necesității ancorării sigure a echipamentelor de genul menționat pe platformele pentru transportare rutieră, în cazul de față, dar nu numai.

7. 2. Contribuții

a) Pentru început se trece în revistă, relativ sumar, istoricul transportării produselor tehnologice, cu echipamente adecvate. Se evidențiază avantajele și dezavantajele pentru fiecare tip de manipulare, evidențiind transportarea rutieră, pe calea ferată, pe apă sau pe calea aerului.

b) Prin studiu de literatură tehnico-științifică se expun elemente de calcul al forțelor necesare pentru efectuarea transporturilor agabaritice și cu mase mari, luând în considerare caracteristicile mijloacelor pentru tractare, ale echipamentelor, dar și efectul sarcinilor exterioare și al stării drumurilor (**cap. 2 – contribuții personale: sursele bibliografice - poz. 44, 45, 46**). Pentru exemplificare s-a ales cazul transportării cu ajutorul a două platforme depărtate (frecvent folosit pentru echipamente tehnologice cu lungime mare), la deplasarea în linie dreaptă sau în curbe.

c) Opinii din literatura de specialitate privind analiza condițiilor pentru asigurarea stabilității mișcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare (autocamioane cu două sau cu trei osii, tractoare pe roți cu pneuri sau cu șenile), precum și a cazului (ales) a două platforme depărtate la urcarea sau la coborârea unei pante, respectiv transportarea cu semiremorci, cu neglijarea sau nu a deformării suspensiilor și a pneurilor (**cap. 3 – contribuții personale: sursele bibliografice - poz. 20 ... 23, 25**).

d) Studiu de literatură privind condițiile necesare pentru asigurarea stabilității transversale a mișcării autovehiculelor cu roți sau cu șenile, precum și a platformelor cuplate, încărcate cu echipamente tehnologice agabaritice (**cap. 4 – contribuții personale: sursa bibliografică – poz. 7**).

e) Studiul, apreciat ca detaliat, din literatura de profil, cu referire la prezența urechilor plane simple, sudate, și a butonilor cilindrici, folosiți uzual pentru ridicarea sau ancorarea sarcinilor masice (dar și a cazurilor cu geometrii cu dificultăți de deplasare, eventual cu modificări ale traseului în cauză, cu problematica de neglijat) (**cap. 5 – contribuții personale: sursele bibliografice – poz. 19, 20, 48**) . Se are în vedere practica industrială de sudare directă de corpul ridicat/ancorat sau prin intermediul unor plăci intermediare de rigidizare, cu efecte favorabile pentru starea de tensiuni (pentru efect static, dinamic statistic evaluat, dar de neglijat). Se atrage atenția asupra corelării geometriei gabaritice a echipamentelor transportate și a platformelor pentru transportare.

f) Cercetări experimentale (măsurări electro-tensometrice) și teoretice (metoda elementelor finite - FEA/MEF) privind solicitarea urechilor plane și a butonilor cilindrici.

► Realizarea unui stand experimental constând dintr-un corp cilindric prevăzut cu un suport în construcție sudată, cu posibilitate de detașare pe timpul testărilor. Pe corpul cilindric au fost sudate urechi plane (cu sau fără placă de consolidare) și butoni cilindrici (cu sau fără placă de rigidizare) – (**par. 6. 2**) .

► Măsurările electro-tensometrice au fost realizate cu traductoare rezistive cu baza de 10 mm. Culegerea rezultatelor experimentale și prelucrarea au fost efectuate cu un sistem de conectare tip Quantum MX 1615, soft de prelucrare tip Cadman easy.

► Pentru analiza experimentală a urechilor plane sudate direct de recipientul cilindric, poziționarea traductoarelor electro-rezistive este ilustrată în **figura 6. 9**.

- Valorile înregistrate pentru deformațiile specifice liniare, atât la ridicare, cât și la reducerea forței dezvoltate de macaraua de laborator, sunt redată în **tabelul 6. 1**, iar reprezentarea lor grafică este ilustrată de **figurile 5. 11 – 6. 14**. Solicitarea maximă se constată în zona de fixare a recipientului cu suportul de susținere (**traductoarele M3a , M3b – fig. 6.9a**). În ceea ce privește poziționarea urechilor, măsurările scot în evidență solicitarea la încovoiere în marginea din stânga a urechii stângi (**fig.6. 3 – poz. 1; fig. 6. 4, sistemul de ridicare – fig. 6. 5 – fig. 6. 6 – fig. 6. 9**). Ridicarea s-a executat așa cum se remarcă în **figurile 6. 5 – 6. 7**.

- Valorile tensiunilor în starea plană de solicitare, cu ajutorul deformațiilor indicate în tabelul 6. 1, sunt redată în **tabelul 6. 2**, respectiv în **figurile 6. 15 – 6. 18**. Concluziile sunt identice cu cele precizate mai sus.

► **Figura 6. 32** oferă poziționarea traductoarelor electro-rezistive în jurul butonilor cilindrici, fără sau cu placă de rigidizare.

- Valorile înregistrate pentru deformațiile specifice liniare sunt prezentate în **tabelul 6. 5** – buton sudat direct de corpul cilindric și **figurile 6. 34 – 6.41**, respectiv în **tabelul 6. 6** – buton sudat de corpul cilindric prin intermediul unei plăci de rigidizare și **figurile 6. 42 – 6. 49**.

- Starea plană de tensiuni, calculate pe baza valorilor deformațiilor înregistrate la urcarea forței de ridicare și la coborârea acesteia, este redată prin intermediul următoarelor tabele și figuri:

a) Pentru cilindrul aflat în poziție orizontală și butonul sudat direct de corpul său **tabelul 6. 9** conține valorile tensiunilor, redată grafic în **figurile 6. 50 – 6. 57**; valorile tensiunilor pentru cazul butonului cu placă de rigidizare sunt redată de **tabelul 6. 10**, redarea grafică aflându-se în conținutul **figurilor 6. 54 – 6. 57**.

b) Pentru cilindrul aflat în poziție verticală, butonul fiind sudat direct de corpul său **tabelul 6. 11** conține valorile tensiunilor, redată grafic în **figurile 6. 58 – 6. 61**; valorile tensiunilor pentru cazul butonului cu placă de rigidizare sunt redată de **tabelul 6. 12**, redarea grafică aflându-se în conținutul **figurilor 6. 62 – 6. 65**.

c). Pentru ambele poziții ale cilindrului testat sunt deduse concluzii adecvate pentru starea plană de deformații și cea de tensiuni, folositoare pentru condiții practice.

► **Analiza numerică**, folosind **metoda elementului finit**, pentru butonii cilindrici sudați direct de corpul cilindric sau prin intermediul unei plăci de rigidizare, s-a efectuat pentru trei poziții: cilindrul orizontal, înclinat la 45^0 față de orizontală și cea verticală. Se menționează, totodată, că au fost considerate mai multe grosimi ale peretelui butonului (1, 65; 2,77; 3,91; 5,54; 6,35; 8,74 mm), păstrându-se constantă grosimea peretelui corpului cilindric, de 6,35 mm. Intensitatea stării de tensiunii, ilustrată de pictogramele adecvate, pentru cazurile menționate va fi precizată după cum urmează:

a) Butoni sudați direct de corpul cilindric al recipientului:

- poziția orizontală a cilindrului: fig. 6. 68 – 6. 73;
- poziția înclinată la 45^0 față de orizontală: fig. 6.74 – 6. 79;
- poziția verticală a cilindrului: fig. 6. 80 – 6. 85.

b) Butoni sudați pe corpul cilindric al recipientului prin intermediul unei plăci de rigidizare:

- poziția orizontală a cilindrului: fig. 6. 86 – 6. 91:

- poziția înclinată la 45^0 față de orizontală: fig. 6.92 – 6.97;
- poziția verticală a cilindrului: fig. 6.98 – 6.103.

► Din studiul stărilor de tensiuni dezvoltate la îmbinarea corp recipient și butoni se remarcă:

a) prezența plăcii de rigidizare este mai favorabilă, deoarece reduce nivelul tensiunilor maxime, aproape la jumătate;

b) în cazul absenței plăcii de rigidizare trebuie remarcat faptul că nu trebuie crescută grosimea butonilor de ridicare/ancorare peste cea a cilindrului, deoarece tensiunile maxime încep să crească.

► **Pozițiile bibliografie 1 – 3 din capitolul 6** indică contribuțiile personale utile în rezolvarea obiectivelor propuse în partea experimentală și analiză numerică a structurilor cu urechi și butoni cilindrici pentru ridicare/ancorare.

7.3. Perspective

Pentru cercetări ulterioare se propun unele perspective care pot fi abordate:

a) influența unor înclinări mai accentuate ale pantelor, chiar cu denivelări (în incinta șantierelor pentru montare, de exemplu) și regimuri variate de deplasare;

b) analiza înscrierii în curbe cu viteză variabilă, considerându-se caracteristicile suprafeței traseului și înclinarea transversală;

c) analiza influenței variabile a efectelor sarcinilor eoliene;

d) evaluarea intrărilor și ieșirilor platformelor de transport, respectiv traiectoriile pe care se deplasează vehiculele de tractare, corelate cu geometria drumurilor existente și modificări necesare de modificare/adaptare;

e) influența regimului vibrator special apărut pe drumurile cu denivelări, în special în incinta șantierelor pentru montare, atât asupra conducătorului/conducătorilor auto, cât și asupra încărcăturii;

f) stabilitatea mișcării longitudinale a autovehiculelor cu mai multe osii;

g) evaluarea corectă a tuturor sarcinilor care se manifestă în punctele de ancorare, pentru dimensionarea sau verificarea geometriei urechilor, respectiv a butonilor;

h) Cercetări ulterioare privind intensitatea stărilor de tensiuni sub diferite încărcări dinamice, pe baza unei situații statistice consemnată;

- în structura cordoanelor de sudură de la baza urechilor;

- în cazul urechilor nesimetrice sau duble;

- în cazul fixării urechilor pe corpul cilindric diferită de poziția normală la axa geometrică;

- studiul efectele solicitărilor cu caracter dinamic prin adoptarea unui coeficient de dinamicitate/suprasolicitare la operațiile de manipulare a echipamentelor, ale transportării;

- pentru structurile existente pe fundații se poate face analiza la oboseală a urechilor pentru ancorare, prin considerarea influenței sarcinilor eoliene sau seismice.