R E Z U M A T

TEZĂ DE DOCTORAT

CERCETĂRI TEORETICE ŞI EXPERIMENTALE PRIVIND SOLICITĂRILE DEZVOLTATE ÎN SISTEMELE UZUALE FOLOSITE PENTRU ANCORAREA ECHIPAMENTELOR TEHNOLOGICE AGABARITICE TRANSPORTATE

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH REGARDING THE STRESSES DEVELOPED IN SYSTEMS COMMONLY USED FOR ANCHORING TRANSPORTED OVERSIZED TECHNOLOGICAL EQUIPMENT

Autor: ing. STĂTESCU MIHAI

Conducător de doctorat:
Prof. univ. emerit dr. ing. IATAN I. RADU

BUCUREŞTI
2020

CUVÂNT ÎNAINTE

"Cercetarea înseamnă că nu ştii, 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 in situația de a oferi soluții salvatoare pentru ancorările echipamentelor tehnologice agabaritice în timpul transportării lor. Teza de Doctorat încununează procesul desăvârşirii mele profesionale în cariera inginerească și îmi deschide apetitul pentru cercetarea și dezvoltarea continuă. Stagiul pregătirii doctorale a semnificat 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 Petrol - Gaze din Ploiești, doresc ca și pe această cale să adresez mulțumiri deosebite și distinsă considerație **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 evaluarea 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 sentimenele 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 sa 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.

<u>Notă</u>: 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

Apariţia transportării produselor industriale, ca ramură distinctă a economiilor naţionale o regăsim la sfârşitul sec. al XV – lea, având consistenţă odată cu revoluţia industrială. Până la începutul sec. al XIX – lea transportarea s-a făcut numai pe căi terestre de comunicare şi pe căi navigabile. La începuturi, pentru deplasarea diferitelor greutăţi au fost folosite animale domesticite.

Transportarea echipamentelor industriale pană la şantier poate fi realizată pe căi ferate, pe căi rutiere, pe apă (pe căi fluviale sau maritime, pe şlepuri sau direct prin flotaţie) şi pe calea aerului. Transportarea structurilor în incinta şantierelor 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 activităţii economico-sociale, prin intermediul căruia se realizează deplasarea sau strămutarea în spaţiu a bunurilor şi persoanelor, cu scopul satisfacerii intereselor materiale şi spirituale ale societăţii omeneşti.

1. 1. 2. Transportarea pe căi rutiere

Din punct de vedere al costurilor, al duratei necesare operaţiei de transportare, al stării tehnice a podurilor şi a drumurilor pe parcursul traseului, precum şi al dependenţei de intemperii, transportarea pe căile rutiere este net dezavantajoasă faţă de cea feroviară. Se remarcă unele **dezavantaje** caracteristice **[10 - 12]:**

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

b) în perioada deplasării unor atare transporturi poate fi întreruptă alimentarea cu energie, a liniilor electrice şi telefonice etc.;

c) proiectul de transportare pe cale rutieră implică studierea de detaliu a traseului, în ceea ce priveşte masele şi gabaritele admisibile şi chiar efectuarea de măsurări în locurile în care dimensiunile ansamblului încărcătură – mijloc pentru transportare sunt apropiate de cele ale zonelor, aşa zise înguste.

În cazul transportării rutiere trebuie să se remarce şi unele **avantaje**, printre care **[11 - 13] :**

a) adaptaptarea rapidă a operaţiilor la orice condiţii de teren;

b) producerea mijloacelor auto pentru transportare prezintă investiţii specifice mai reduse, iar pregătirea conducătorilor unor astfel de operaţii necesită cheltuieli mai mici, comparativ cu celelalte tipuri de transportare;

c) tracţiunea diesel se remarcă mult mai economică decât cea bazată pe benzină;

d) încărcarea echipamentelor se face direct de la locul de expediere/fabricant;

e) suprafeţe necesare pentru realizarea căilor de circulaţie mult mai mici;

f) investiţii globale mai reduse.

La definitivarea alegerii soluţiei de transportare rutieră trebuie să se includă şi costul asamblării şi al montării pe şantier, precum şi costul operaţiilor de încărcare şi de descărcare necesare. După stabilirea lor, este important să se obţină, de la organele de drept, avizele necesare, pentru fiecare caz in parte **[15]**

In anumite situaţii, pe langă aceste avize mai pot fi necesare şi urmatoarele:

- Realizrea unor lucrări suplimentare de deviere a căilor rutiere;
- Lărgirea unor anumite porţiuni de şosele din traseu;
- Realizarea de terasamente;
- Consolidarea de drumuri şi poduri, etc.

Pentru efectuarea în siguranţă a transportării utilajelor si protejarea integrităţii acestora trebuie ţinut cont şi de aceste posiblie amenajări suplimentare.

Vehiculul care circulă cu depăşirea maselor şi/sau dimensiunilor minime admise trebuie să fie însoţit suplimentar de un echipaj al poliţiei rutiere, pentru:

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



Fig. 1. 4. Convoi transport agabaritic **[21]**



Fig. 1. 6. Transport cu lungimea de 110 m lungime **[22]**

O condiţie deosebit de importantă este instruirea personalului în tehnica securităţii pentru ridicări si folosirea echipamentelor adecvate de protejare.

Câteva exemple de transportare a echipamentelor tehnologice agabritice pe câi 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 1830 în Anglia. Aceasta făcea legătura între oraşele Liverpool şi Manchester. **[5].**

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

a) costuri foarte scăzute pentru operaţia propriu- zisă de transport;

b) nu necesită investiţii pentru construirea de drumuri sau cumpărarea de mijloace pentru transportare şi eventual manevrare;

c) transportarea se poate efectua în orice perioadă a anului, fără să depindă, practice, de condiţiile 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 puţine formalităţi pentru obţinerea avizelor de liberă circulaţie, comparative cu celelalte tipuri de transporturi.

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



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



Fig. 1. 10. Transport agabaritic pe tren **[18]**

1. 1. 4. Transportarea pe apă

Şi un astfel de transport a cunoscut o evoluţie şi un istoric propriu. Inovaţiile tehnice au constituit un element esenţial în dezvoltarea navigaţiei. Un efect deosebit l-a avut utilizarea oţelului, în locul lemnului, la construirea navelor, cu influenţă deosebită asupra capacităţii de încărcare. În acelaşi sens s-a impus folosirea motorului cu aburi, şi ulterior motorul cu explozie, mărindu-se viteza de deplasare.

Transportarea pe apă este recomandată în special pentru distanţe foarte mari, fiind aproape scutită de probleme de gabarit şi tonaj. In această situaţie, transportarea echipamentelor se poate realiza pe nave autopropulsate sau remorcate.

Mişcarea navei se traduce prin sarcini pe cele două axe principale ale vasului. Suporturile pentru transportare şi cablurile de fixare trebuie să fie suficient de rezistente pentru a suporta efectul forţelor externe. Punctul de aplicare a acestor sarcini este în centrul de greutate al echipamentului, ele solicitând structura în acelaşi mod ca forţele 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 mişcarea 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 şi nave cu posibilităţi de imersare (fig. 1. 14).

Navele submersibile sunt cunoscute şi sub numele de float-on şi float-off. In aparenţă, 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, fluvii, 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 instalaţiilor se efectuează în locuri izolate (în munţi, în locuri împădurite, fară căi de acces). Mijloacele utilizate pentru transportare sunt elicopterele de mare capacitate şi dirijabilele.

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

a) nu necesită căi amenajate pentru circulaţie;

b) au viteze mari de deplassare;

c) pot fi dirijate cu uşurinţă în diferite puncte în care se manifestă necesităţi de transportare.

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

O alegere corectă a posibilităţilor de transportare se va face numai prin analiza pe variante, luând în consideraţie atât avantajele, cât şi 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 cerinţelor de siguranţă 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 şi furnizează metode speciale de încărcare/descărcare, podele şi configuraţie specială.

1. 1. 6. Observaţii generale

Una dintre principalele preocupări ale proiectanţilor şi fabricanţilor de echipamente tehnologice agabaritice este identificarea dificultăţilor ce pot apărea în timpul deplasării acestor structuri, de la fabricant la beneficiar.

Apariţia şi dezvoltarea transporturilor agabaritice, aşa cum este cunoscut, poate fi observată începând cu anul 1970. Acest lucru s-a putut întâmpla considerând progresul tehnic/tehnologic ce a permis construirea şi 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 ţările din Europa de Nord să înceapă extragerea de ţiţei prin forţe proprii pentru a obţine un preţ mai bun. La nici un an s-au efectuat transporturi agabaritice masive pe Marea Nordului, pentru a se începe operaţiunile de exploatare a petrolului.

In ultimul timp, pe lângă atenţia deosebită acordată acurateţei justificate a proiectării echipamentelor tehnologice, s-a început să se acorde importanţă şi operaţiilor pentru transportare. Atunci când aceste construcţii transportate depăşesc gabaritele (specifice căilor rutiere sau pe calea ferată) care permit deplasarea dintr-o bucată, se realizează aducerea pe şantier a subansamblurilor, prelucrate în întreprinderile specializate. Acest procedeu de transportare se alege, de regulă şi în cazul elementelor spaţiale pentru construcţii metalice ce sunt fabricate în întreprinderi sau în ateliere special amenajate.

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

1. 2. Direcţii de cercetare pentru teză

Luând în considerare elementele caracteristicile trasnsporturilor agabaritice, precizate anterior, pentru realizarea conţinutului tezei se au în vedere următoarele aspecte generale:

a) Studiu de literatură privind evaluarea forţelor necesare tractării, în linie dreaptă sau în curbă, a unui convoi agabaritic şi masă mare, condiţionate de caracteristicile traseului (în cazul de

faţă o suprafaţă plană fără denivelări), sarcinile dezvoltate de încărcătura propriu-zisă (statice sau/şi inerţiale), condiţiile meteorologice care pot modifica stare adrumului, precum şi efectul vântului.

b) Studiu de literatură privind stabilitatea mişcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare sau a convoaielor (mijloc pentru tractoare – platforme încărcate cu echipamente agabaritice), în fuincţie de sarcinile exterioare (forţe masice, forţe de inerţie, precum şi acţiunea vântului şi starea drumului).

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

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

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

f) Concluzii, contribuţii şi perspective.

C A P I T O L U L 2

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

2. 1. Introducere

Siguranţa tehnologică/funcţională finală a unui echipament mecanic este garantată de calitatea tuturor etapelor care se înregistrează de la concepere la punere în operă şi exploatare. Din ansamblul acestor etape se remarcă, cu importanţa economică pregnantă, şi 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 condiţii dificile de deplasare, din punct de vedere meteorologic şi/sau eolian, de obicei greu de prevăzut), ca şi descărcarea la locul de amplasare (şantiere pentru montare) pe fundaţii implică folosirea unor sistem constructive adecvate, cu capacitate portantă bine definită **[6].** Analiza globală a unui transport agabaritic are în vedere pe lângă aspectele legale şi de siguranţă constructivă şi umană, şi pe cele economice, sociale şi de mediu **[8 – 15, 35, 44, 47 - 50].**

Pentru realizarea unor transporturi cât mai raţionale (tehnic şi economic) satisfăcând cerinţele dorite, aceste firme au introdus în conceperea fabricării a remorcilor şi a semiremorcilor (folosite ca platforme pentru încărcarea şi transportarea echipamentelor) noţiunea de "**modulare**". În acest sens este posibilă combinarea câtorva elemente pentru transportare numite "**module**" şi 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) construcţia care permite efectuarea de la distanţă a comenzilor necesare;

b) structură de rezistenţă cu masă redusă; comparativ cu masa încărcăturii este de până la de 20 de ori mai mică;

c) posibilitatea de a se adapta uşor, ţinând seama de masa, forma, condiţiile de rulare, sarcina admisibilă pe osie sau roată, panta drumului etc.;

d) ţinând seama de masa, forma, condiţiile de rulare, sarcina admisibilă pe osie sau roată, panta drumului etc., este posibilă o modificare lesnicioasă;

e) durată redusă de realizare a combinaţiilor posibile în lăţime şi în lungime;

f) racordare rapidă a sistemelor elastice, hidraulice şi pneumatice între module;

g) montarea şi demontarea rapidă a traversei de capăt.

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

a) manevrabilitate superioară;

b) înscriere uşoară în curbe cu raze medii mai mici;

c) posibilitatea de cuplare mai uşoară şi mai sigură cu autotractorul;

d) mers înapoi mai uşor;

e) posibilitate de transportare a încărcăturilor lungi şi voluminoase, datorită unei mai mari suprafeţe de utilizare a platformei;

f) reducerea lungimii autotrenului (convoiului);

g) se realizează o îmbunătăţire a siguranţei în circulaţie, pentru viteze mai mari de deplasare datorită legăturilor mai bune dintre mecanismele de tractare

Se constată şi unele ***dezavantaje***:

a) oscilaţiile autotractorului, în special cele în raport cu axa transversală sunt neplăcute pentru conducere, din cauza ampatamentului scurt al autotractorului cu şa;

b) la urcarea rampelor, din cauza repartizării neegale a masei / greutăţii echipamentului transportat - platformă asupra osiilor din spate, se reduce aderenţa.

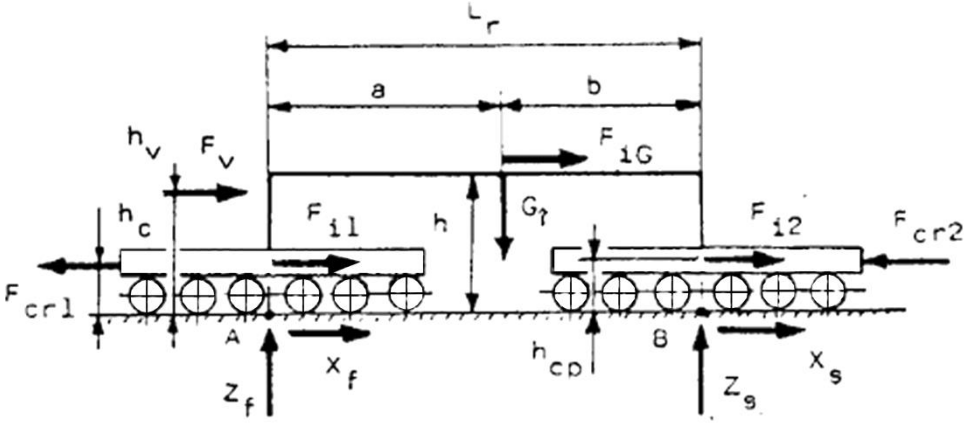


Fig. 2. 1. Sistem pentru transportare cu două remorci depărtate (schiţă) **[6, 29]**

În costul general al operaţiei de transportare trebuie să fie incluse şi eventualitatea realizării unor lucrări suplimentare de deviere a căilor rutiere existente, lărgirea unor porţiuni de şosele, realizarea de terasamente, consolidarea de drumuri şi poduri etc.**[6, 31, 34].** În final, după stabilirea modalităţii de transportare este important să se obţină, de la organele oficiale în drept, avizele necesare pentru fiecare caz în parte **[8, 9].**

Dintre performanţelor autovehiculelor pentru tractare se remarcă cele importante: viteza maximă, capacitatea de accelerare la pornire (durata şi spaţiul de demarare, acceleraţia, 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** (combinaţii de

mijloace de tractare, semiremorci şi remorci) intră **automobilele** (autocamioane şi autotractoare cu şa) cu sistem de rulare pe pneuri şi **tractoarele** cu sistem de rulare pe pneuri, pe şenile sau pe semişenile **[18, 43].** Elemente privind evaluarea forţelor 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 foloseşte pentru tractarea remorcilor depărtate două autotractoare, plasate în faţă şi în spatele ansamblului (simulate de prezenţa forţelor la cârlige F_{cr1} şi 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* şi *B* (fig. 2. 1), rezultă expresiile reacţiunilor **[6]:**

$$Z_f = \frac{G_{\hat{i}} \cdot b + G_{pf} \cdot L_r - F_{iG} \cdot h - \left(F_{i1} + F_{i2}\right) \cdot h_{cp} + \left(F_{cr1} + F_{cr2}\right) \cdot h_c - F_v \cdot h_v}{L_r}; \qquad (2.\ 1)$$

$$Z_s = \frac{G_{\hat{i}} \cdot a + G_{ps} \cdot L_r + F_{iG} \cdot h + \left(F_{i1} + F_{i2}\right) \cdot h_{cp} - \left(F_{cr1} + F_{cr2}\right) \cdot h_c + F_v \cdot h_v}{L_r}, \qquad (2.\ 2)$$

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 poziţionat în faţa convoiului se deplasează în regim de tractare, iar cel plasat în spatele convoiului lucrează în regim de frânare (în calculele efectuate se schimbă sensurile forţelor de inerţie şi semnul forţei F_{cr2} - fig. 2. 1). În condiţiile de mai sus, pe baza ecuaţiilor de echilibru al momentelor încovoietoare faţă de punctele *A* şi *B* (fig. 2. 1), se deduc egalităţile **[6]:**

$$Z_f = \frac{G_{\hat{i}} \cdot b + G_{pf} \cdot L_r + F_{iG} \cdot h + \left(F_{i1} + F_{i2}\right) \cdot h_{cp} + \left(F_{cr1} - F_{cr2}\right) \cdot h_c - F_v \cdot h_v}{L_r}; \qquad (2.\ 5)$$

$$Z_s = \frac{G_{\hat{i}} \cdot a + G_{ps} \cdot L_r - F_{iG} \cdot h - \left(F_{i1} + F_{i2}\right) \cdot h_{cp} - \left(F_{cr1} - F_{cr2}\right) \cdot h_c + F_v \cdot h_v}{L_r}, \qquad (2.\ 6)$$

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 reacţiunilor faţă de punctele *A* şi *B* (fig. 2. 1) apar sub formele **[6]:**

$$\begin{aligned} Z_f = &\left[G_{\hat{i}} \cdot \left(b \cdot \cos\alpha_l - h \cdot \sin\alpha_l\right) + G_{pf} \cdot \left(L_r \cdot \cos\alpha_l - h_{cp} \cdot \sin\alpha_l\right) - \right. \\ &\left. - F_{iG} \cdot h - \left(F_{i1} + F_{i2}\right) \cdot h_{cp} + \left(F_{cr1} + F_{cr2}\right) \cdot h_c - F_v \cdot h_v\right] \Big/ L_r; \end{aligned} \qquad (2.\ 9)$$

$$Z_s = \Big[G_{\hat{i}} \cdot \left(a \cdot \cos\alpha_l + h \cdot \sin\alpha_l \right) + F_{iG} \cdot h + G_{ps} \cdot \left(L_r \cdot \cos\alpha_l - h_{cp} \cdot \sin\alpha_l \right) + \\ + F_{iG} \cdot h + \left(F_{i1} + F_{i2} \right) \cdot h_{cp} - \left(F_{cr1} + F_{cr2} \right) \cdot h_c + F_v \cdot h_v \Big] \Big/ L_r , \quad (2.\ 10)$$

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],** reacţiunile au următoarele formule:

$$Z_f = \Big[G_{\hat{i}} \cdot \left(b \cdot \cos\alpha_l + h \cdot \sin\alpha_l \right) + G_{pf} \cdot \left(L_r \cdot \cos\alpha_l - h_{cp} \cdot \sin\alpha_l \right) - \\ - F_{iG} \cdot h + \left(F_{cr1} - F_{cr2} \right) \cdot h_c - F_v \cdot h_v \Big] \Big/ L_r ; \quad (2.\ 12)$$

$$Z_s = \Big[G_{\hat{i}} \left(a \cdot \cos\alpha_l - h \cdot \sin\alpha_l \right) + F_{iG} \cdot h + G_{ps} \cdot \left(L_r \cdot \cos\alpha_l - h_{cp} \cdot \sin\alpha_l \right) - \\ - \left(F_{cr1} - F_{cr2} \right) \cdot h_c + F_v \cdot h_v \Big] \Big/ L_r , \quad (2.\ 13)$$

Un rol deosebit de important în stabilitatea mişcării convoiului, în direcţie longitudinală, îl are **frânarea**. Momentele de frânare se stabilesc înmulţind valorile reacţiunilor dinamice normale, corespunzătoare fiecărei punţi, cu valoarea coeficientului de frecare la lunecare şi cu cea a razei roţii.

Detalii privind construcţia şi 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 şi reazemele pivotante), respectiv la mijlocul podului care susţine sarcina transportată. Ecuaţia momentului încovoietor faţă de pivotul modulului trăgător se scrie sub forma:

$$F_{cr1} \cdot L_p \cdot \sin\alpha_c - Y_1 \cdot L_p \cdot \cos\theta_m + 2 \cdot M_{p1} = 0 , \quad (2.\ 15)$$

$$M_{p1} = F_{cr1} \cdot l_p \cdot sin\alpha_c ;\ \theta_m = \arctan\left(0{,}5 \cdot L_p / R \right);\ Y_1 = Z_{f1} \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2} , \quad (2.\ 16)$$

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 $\omega_m = v / R$ şi viteza liniară v a acestuia egală cu viteza podului (şi a încărcăturii) rezultă:

$$\mathrm{d}\theta_2 / \mathrm{d}t = \omega_p = \omega_m + \mathrm{d}\theta_1 / \mathrm{d}t ;\quad \mathrm{d}\omega_p / \mathrm{d}t = \mathrm{d}\omega_m / \mathrm{d}t + \mathrm{d}^2\theta_1 / \mathrm{d}t^2 = \mathrm{d}^2\theta_2 / \mathrm{d}t^2 . \quad (2.\ 21)$$

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

$$\left\{ F^{\bullet}_{cr1}, F^{\bullet}_{cr2} \right\}^{-1} = \left[A^{\bullet} \right]^{-1} \cdot \left\{ B^{\bullet} \right\}, \tag{2. 30}$$

unde:

$$\left[A^{\bullet} \right] = \left[\begin{array}{c|c} l_p \cdot \sin \alpha_c + 0{,}5 \cdot L_p \cdot \sin\left(\gamma_1 + \alpha_c \right) & l_p \cdot \sin \beta_c + L_r \cdot \cos \beta_c + \\ & + 0{,}5 \cdot L_p \cdot \sin\left(\gamma_1 + \beta_c \right) \\ \hline l_p \cdot \sin \alpha_c + L_r \cdot \cos \alpha_c + & \\ + 0{,}5 \cdot L_p \cdot \sin\left(\gamma_1 + \alpha_c \right) & l_p \cdot \sin \beta_c + 0{,}5 \cdot L_p \cdot \sin\left(\gamma_1 + \beta_c \right) \end{array} \right]; \tag{2. 31}$$

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

2. 5. Concluzii şi perspective

Siguranţa deplină în funcţionarea echipamentelor industriilor de proces, în general, de mare complexitate, şi a celor agabaritice, cu mase mari, în particular, este dependentă de respectarea condiţiilor normate, de comportamentul parametrilor de lucru, substanţe agresive chimic şi/sau mecanic, lucrând la presiuni joase sau ridicate, ca şi temperaturi negative sau înalte. Un rol esenţial îl au în lanţul activităţilor caracteristice proiectarea (alegerea materialelor de construcţie adecvate, dar competitive tehnic şi economic, influenţa comportării terenului de fundare, comportamentul tectonic, sarcini meteorologice, normate), fabricarea, transportarea, montarea şi 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 şi continuând cu stabilitatea longitudinală şi transversală, pe drumuri cu înclinări reduse.

În acest sens, în cadrul acestui capitol se studiază modul de calcul al forţelor 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 şantierelor pentru montare, de exemplu) şi regimuri variate de deplasare;
- analiza înscrierii în curbe cu viteză variabilă, considerându-se caracteristicele suprafeţei şi înclinarea transversală;
- analiza influenţei variabile a efectelor sarcinilor eoliene;

- evaluarea intrărilor şi ieşirilor platformelor de transport, respectiv traiectoriile pe care se deplasează vehiculele de tractare;
- influenţa regimului vibrator special apărut pe drumurile cu denivelări, în special în incinta şantierelor pentru montare, atât asupra conducătorului/conducătorilor auto, cât şi asupra încărcăturii.
-

C A P I T O L U L 3

CONSIDERAŢII PRIVIND STABILITATEA LONGITUDINALĂ A MIŞCĂRII TRANSPORTURILOR ECHIPAMENTELOR TEHNOLOGICE AGABARITICE

3. 1. Introducere

În cadrul acestui capitol se abordează condiţiile necesare pentru asigurarea stabilităţii mişcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare de genul vehiculelor cu pneuri sau cu şenile şi a platformelor încărcate cu echipamentelor mecanice agabaritice.

3. 2. Mijloace pentru tractare

Dintre performanţele autovehiculelor se remarcă cele mai importante: viteza maximă, capacitatea de accelerare la pornire (timpul şi spaţiul de demarare, acceleraţia, viteza medie de deplasare), capacitatea de urcare a pantelor sau de coborâre a acestora, capacitatea de frânare (când se manifestă un regim tranzitoriu al mişcării autovehiculului, prin reducerea vitezei până la o anumită valoare sau până la starea de repaus) **[4 - 6].**

3. 2. 1. Autovehicule cu pneuri

Reacţiunile normale în zona de contact al roţilor cu calea de rulare au un rol deosebit asupra aderenţei acestora cu suprafaţa drumului, cu implicaţii în realizarea stabilităţii autovehiculelor. Aceste reacţiuni au valori determinate de repartizarea statică a masei autovehiculului (cu şi fără încărcătură utilă) pe roţi, stare care depinde de poziţia centrului de masă şi de înclinarea drumului faţă de orizontală.

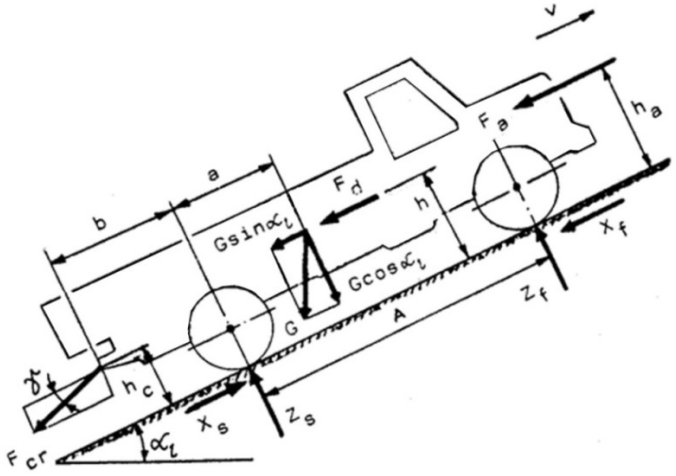


Fig. 3. 1. Schemă pentru aprecierea stabilităţii longitudinale a unui autocamion, la urcarea pantei **[16].**

3. 2. 1. 1. Autocamioane cu două osii

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

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

$$Z_s = \frac{1}{A}\cdot\left\{G\cdot\left[\left(A-a\right)\cdot\cos\alpha_l + h\cdot\sin\alpha_l\right] + F_{cr}\cdot\left[h_c\cdot\cos\gamma + \left(A+b\right)\cdot\sin\gamma\right] + F_a\cdot h_a + F_d\cdot h^*\right\}, \tag{3. 1}$$

Răsturnarea în jurul roţilor din spate se poate produce atunci când suma momentelor de răsturnare faţă de centrul de masă depăşeşte suma momentelor stabilizatoare, adică:

$$F_{cr}\cdot\left[-\left(h-h_c\right)\cdot\cos\gamma + \left(a+b\right)\cdot\sin\gamma\right] + F_d\cdot\left(h^* - h\right) + F_a\cdot\left(h_a - h\right) + \\ + Z_f\cdot\left(A-a\right) + X_s\cdot h \geq X_f\cdot h + Z_s\cdot a, \tag{3. 2}$$

Pericolul răsturnării longitudinale a autocamionului la **coborârea pe o pantă**, în jurul roţilor din faţă, 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 roţilor (fig. 3. 2) forţele de frecare a roţilor cu suprafaţa drumului îndeplinesc condiţiile:

$$F_{fs} \leq \varphi_p\cdot Z_s; \quad F_{ff} \leq \varphi_p\cdot Z_f. \tag{3. 12}$$

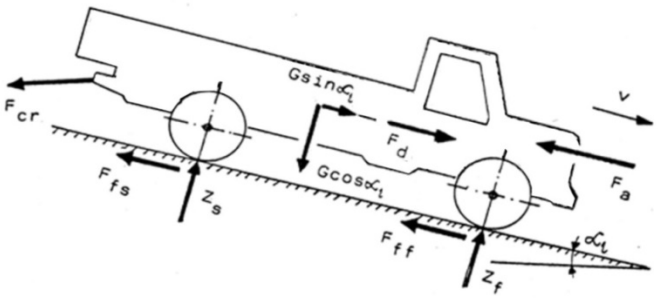


Fig. 3. 2. Schemă pentru aprecierea stabilităţii longitudinale a unui vehicul, la coborârea pantei **[16].**

Pericolul de răsturnare în jurul roţilor din faţă apare atunci când:

$$F_d\cdot\left(h^* - h\right) + Z_s\cdot a + F_{fs}\cdot h + F_{cr}\cdot\left(h - h_c\right)\cdot\cos\gamma + F_{ff}\cdot h \geq \\ \geq F_a\cdot\left(h_a - h\right) + Z_f\cdot\left(A-a\right) + F_{cr}\cdot\left(a+b\right)\cdot\sin\gamma, \tag{3. 15}$$

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

Aceste autovehicule au, în general, osiile spate motoare (fig. 3.3) şi, uneori, posibilitatea de a se cupla şi osia din faţă, care devine şi ea motoare. Suspensia osiilor posterioare se realizează în două variante, mai des întâlnite: cu arcuri semi-eliptice şi bare de reacţiune. Osiile motoare spate sunt legate între ele - pe fiecare latură a autocamionului - printr-un balansier, care poate oscila în jurul unei articulaţii, solidară cu şasiul şi dispusă transversal.

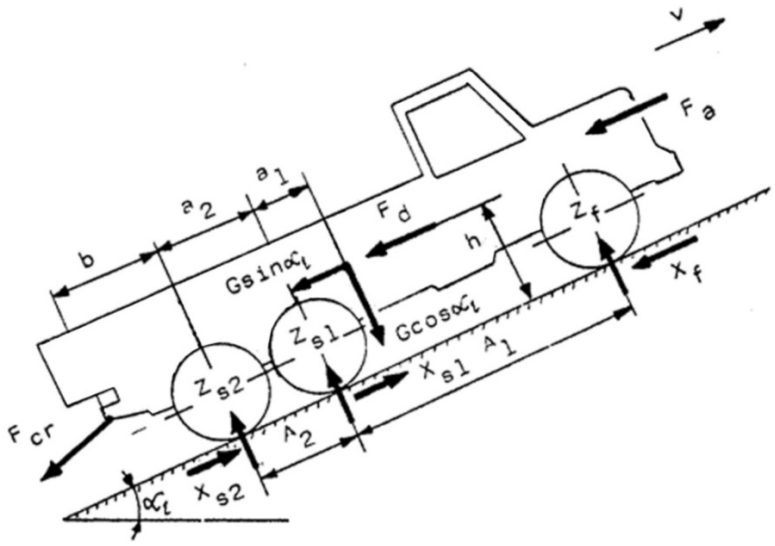


Fig. 3. 3. Schemă pentru aprecierea stabilităţii longitudinale a unui autocamion cu trei osii **[16]**

Pierderea stabilităţii longitudinale a autocamionului apare atunci când:

$$\begin{aligned} &F_d\cdot\left(h^*-h\right)+F_a\cdot\left(h_a-h\right)+F_{cr}\cdot\left(a_1+a_2+b\right)\cdot\sin\gamma+Z_f\cdot\left(A_1-a_1\right)+\\ &+\left(Z_{s1}+Z_{s2}\right)\cdot\varphi_p\cdot h\geq Z_{s1}\cdot a_1+Z_{s2}\cdot\left(a_1+a_2\right)+F_{cr}\cdot\left(h-h_c\right)\cdot\cos\gamma+\varphi_p\cdot Z_f \end{aligned}, \quad (3.\ 27)$$

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

$$\begin{aligned} &F_d\cdot\left(h^*-h\right)+\left(F_{ff}+F_{fs1}+F_{fs2}\right)\cdot h+F_{cr}\cdot\left(h-h_c\right)\cdot\cos\gamma+Z_{s1}\cdot a_1+\\ &+Z_{s2}\cdot\left(a_1+a_2\right)\geq F_a\cdot\left(h_a-h\right)+Z_f\cdot\left(A_1-a_1\right)+F_{cr}\cdot\left(a_1+a_2+b\right)\cdot\sin\gamma, \end{aligned} \quad (3.\ 29)$$

3. 2 . 1. 3. Tractoare pe roţi cu pneuri

Forţele care acţionează asupra unui tractor pe pneuri (4 × 2), sunt indicate în figura 3. 4, păstrându-se aceleaşi semnificaţii ca în figurile 3. 1 şi 3. 2. Ţinând seama de natura drumului, se disting:

a) roţi deformabile pe o suprafaţă rigidă (drumuri betonate sau asfaltate);

b) roţi deformabile pe o suprafaţă deformabilă, cazul cel mai tipic pentru tractoare pe roţi cu pneuri.

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

$$\begin{aligned} &F_{fs}\cdot h+F_{cr}\cdot\left(h-h_c\right)\cdot\cos\gamma+Z_s\cdot\left(a-a_s\right)+F_d\cdot\left(h^*-h\right)+F_{ff}\cdot\left(h-t_t\right)\geq\\ &\geq F_a\cdot\left(h_a-h\right)+F_{cr}\cdot\left(a+b\right)\cdot\sin\gamma+Z_f\cdot\left(A-a+a_f\right), \end{aligned} \quad (3.\ 35)$$

măsurându-se de la direcţia forţei F_a până la direcţia forţei X_s.

Pentru tractoarele formula 4 × 4 problema stabilităţii mişcării longitudinale se tratează similar cu cea a autocamioanelor cu două punţi motoare. Tractoarele de formula 4 × 4 se împart în două categorii:

a) cu patru roţi motoare neegale ca diametru;

b) cu patru roţi motoare egale ca diametru şi cu şasiu articulat (mărindu-se în acest mod posibilitatea virărilor la raze mai mici).

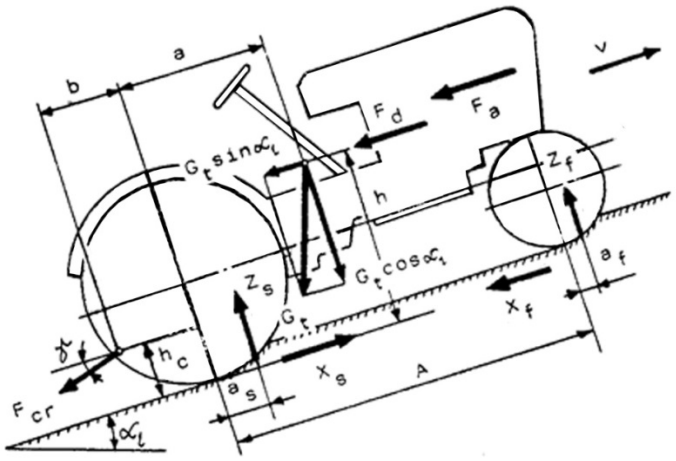


Fig. 3. 4. Schemă pentru aprecierea stabilităţii longitudinale a unui tractor pe pneuri, la urcarea pantei **[9, 16].**

3. 2. 2. Tractoare cu şenile

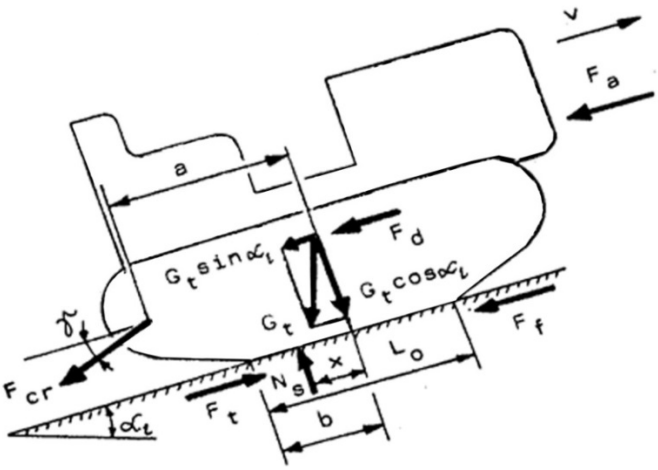


Fig. 3. 5. Schemă pentru aprecierea stabilităţii longitudinale a unui tractor cu şenile **[9, 16]**

În cazul **urcării pe o rampă** (fig. 3 .5), în mişcare accelerată, cele trei ecuaţii 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 şenile, la urcarea rampei, există atunci când:

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

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

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

3. 3. Stabilitatea mişcării longitudinale a platformelor încărcate

3. 3. 1. Introducere

Asupra ansamblului încărcătură – vehicul acţionează în timpul mişcării uniforme următoarele sarcini: forţa datorită acţiunii vântului, forţa centrifugă (la deplasarea în curbe), greutatea proprie şi componente ale forţelor de tractare.

3. 3. 2. Stabilitatea mişcării la urcarea pantei

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

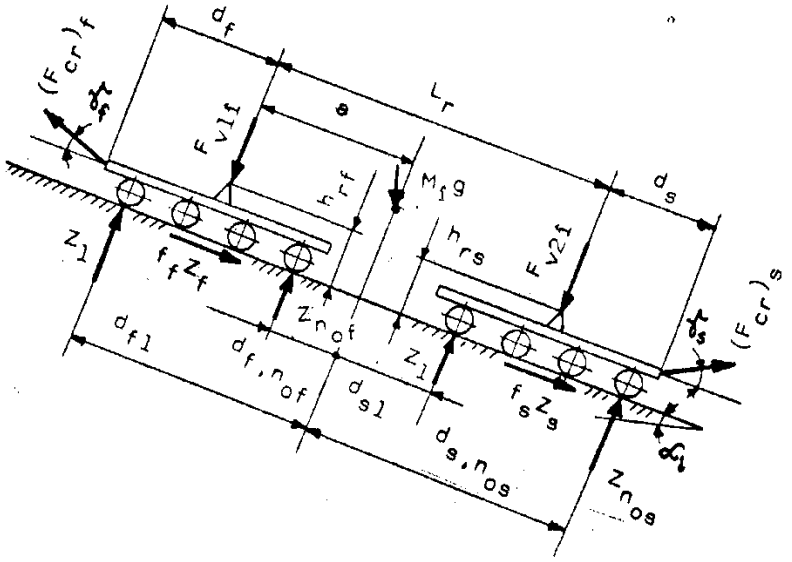


Fig. 3. 6. Schiţă privind studiul stabilităţii longitudinale a unui echipament transportat pe două platforme depărtate – ***urcarea rampei / pantei*** **[9]**

Se consideră rezemarea echipamentului pe două suporturi pivotante (fig.3.6), rezultând expresiile reacţiunilor normale, $F_{v1\hat{i}}$ (care acţionează pe platforma – faţă), respectiv $F_{v2\hat{i}}$ (corespunzătoare platformei – spate), N, scrise sub formele:

$$\begin{aligned}F_{v1\hat{i}}=\frac{1}{L_r+\mu_r\cdot\left(h_{rf}-h_{rs}\right)}\cdot\Big\{&M_{\hat{i}}\cdot g\cdot\left[\left(L_r-a\right)\cdot\cos\alpha_l-\left(H_{c\hat{i}1}-h_{rs}\right)\cdot\sin\alpha_l\right]-\\&-F_{v\hat{i}l}\cdot\left(H_{v\hat{i}1}-h_{rs}\right)-F_{i\hat{i}l}\cdot\left(H_{c\hat{i}1}-h_{rs}\right)\Big\};\end{aligned}\qquad(3.\ 47)$$

$$F_{v2\hat{i}} = \frac{1}{L_r + \mu_r \cdot \left(h_{rf} - h_{rs}\right)} \cdot \left\{ M_{\hat{i}} \cdot g \cdot \left[\left(H_{c\hat{i}1} - h_{rf} \right) \cdot \sin \alpha_l + a \cdot \cos \alpha_l \right] + \right.$$

$$\left. + F_{v\hat{i}l} \cdot \left(H_{v\hat{i}1} - h_{rf} \right) + F_{i\hat{i}l} \cdot \left(H_{c\hat{i}1} - h_{rf} \right) \right\}, \qquad (3.48)$$

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

$$\mu_r \cdot M_{\hat{i}} \cdot g \cdot \cos \alpha_l \geq M_{\hat{i}} \cdot g \cdot \sin \alpha_l + F_{ivl} + F_{v\hat{i}l}. \qquad (3.52)$$

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

$$c_s \cdot \left\{ F_{vlT} \cdot \left(H_{v1} - H_{c1} \right) + \left(F_{cr} \right)_f \cdot \left[k_{crf} \cdot \left(L_{pp} + d_f + a \right) \cdot \sin \gamma_f + \right. \right.$$

$$\left. \left. + \left(H_{c1} - h_{cf} \right) \cdot \cos \gamma_f \right] + \sum_{i=1}^{n_{0f}} Z_i \cdot d_{fi} \right\} \leq \left(f_f \cdot Z_f + f_s \cdot Z_s \right) \cdot H_{c1} +$$

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

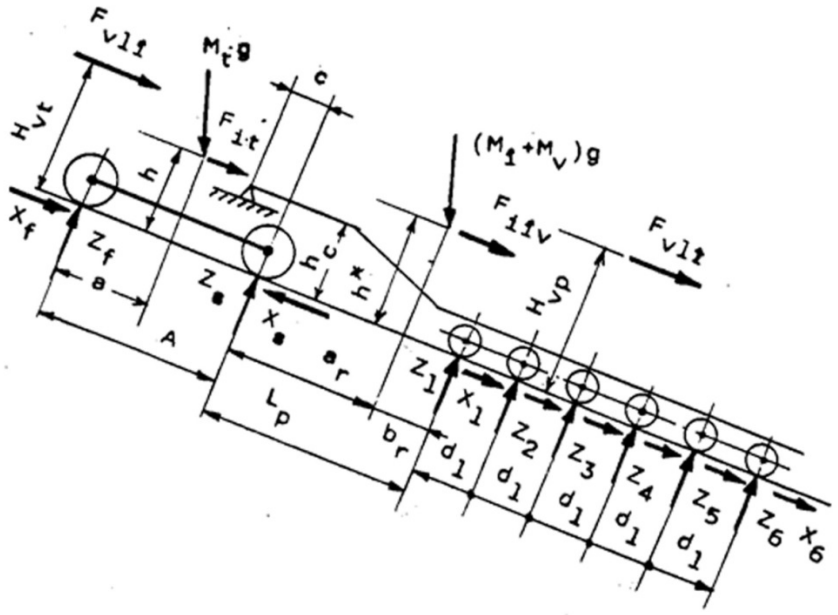


Fig. 3. 7. Schemă privind studiul stabilităţii transportării cu semiremorci cu osii echidistante **[9]**

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

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

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

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

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

Expresiile reacţiunilor corespunzătoare osiilor semiremorcii se prezintă sub formele:

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

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

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

Siguranţa deplasării convoiului este garantată atunci când:

$$c_s\cdot\left[F_{vl\hat{i}}\cdot\left(H_{vt} - H_{ts}\right) + F_{vlt}\cdot\left(H_{vp} - H_{ts}\right) + Z_f\cdot L_{ts} + \right.$$

$$\left. + Z_s\cdot\left(L_{ts} - A + \varphi_p\cdot H_{ts}\right)\right] \le \left(f_f\cdot Z_f + f\cdot\sum_{i=1}^{n_0} Z_i\right)\cdot H_{ts} +$$

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

3. 3. 3. Stabilitatea mişcării la coborârea pantei

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

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

$$\left(M_t + M_{\hat{i}} + M_v\right)\cdot\left(g\cdot\sin\alpha_l + dv/dt\right) + \varphi_p\cdot Z_s \le F_{vlt} + F_{vl\hat{i}} + f_f\cdot Z_f + f\cdot\sum_{i=1}^{n_0} Z_i \quad (3.75)$$

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

$$c_s\cdot\left\{\sum_{i=1}^{n_0} Z_i\cdot\left[L_p + A - L_{ts} + \left(i-1\right)\cdot d_1\right] + \left(f_f\cdot Z_f + f\cdot\sum_{i=1}^{n_0} Z_i\right)\cdot H_{ts}\right\} \le$$

$$\le F_{vl\hat{i}}\cdot\left(H_{vt} - H_{ts}\right) + F_{vlt}\cdot\left(H_{vp} - H_{ts}\right) + Z_f\cdot L_{ts} + Z_s\cdot\left(L_{ts} - A + \varphi_p\cdot H_{ts}\right). \quad (3.76)$$

3. 4. Concluzii şi perspective

În cele precedente s-a avut în vedere exprimarea condiţiilor privind stabilitatea mişcării 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 depăratea şi pentru semiremorci. Nu sunt neglijate efectele sarcinilor dinamice la accelerare sau la frânare, precum şi influenţa vântului.

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

- Analiza comportării deplasării pe drumuri accidentate, în lungul traseelor adoptate sau în incinta şantierelor;
- Stabilitatea mişcării 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 MIŞCĂRII PLATFORMELOR ÎNCĂRCATE CU ECHIPAMENTE TEHNOLOGICE AGABARITICE

4. 1. Introducere

Ca şi în cazul stabilităţii longitudinale a mişcării autovehiculelor rutiere, singulare sau combinate cu platformele pentru transportarea echipamentelor industriale agabaritice, şi în cazul de faţă se au în vedere condiţiile necesare pentru stabilitatea în direcţie transversală a convoaielor **[1 - 7].** Eventuala nesiguranţă în această situaţie se manifestă prin **derapare** (lunecare laterală) sau prin **răsturnare** (în jurul liniei care uneşte punctele de contact ale roţilor de pe aceeaşi parte) către baza pantei sau interiorul curbei.

4. 2. Autovehicule cu roţi

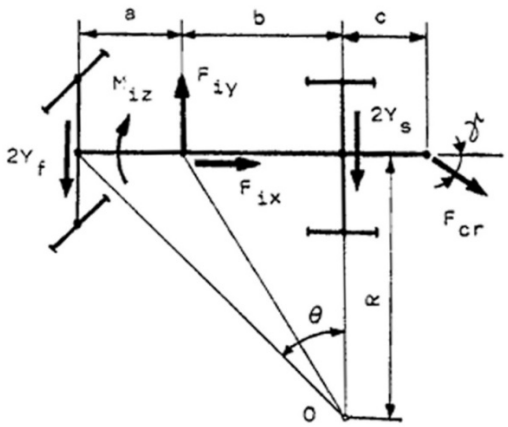


Fig. 4. 1. Schiţă pentru calculul sarcinilor dezvoltate asupra autovehiculelor cu deplasare în curbe **[9]**

În multe situaţii, din motive reale, se poate manifesta o mişcare neuniformă şi curbilinie a autovehiculelor, cu modificări ale unghiului de virare. În acest caz se dezvoltă forţe de inerţie provocate de masa autovehiculului, respectiv momente corespunzătoare inerţiei maselor în mişcare de rotaţie (fig. 4. 1) **[8]:**

$$F_{ix} = (G/g)\cdot\left[(dv/dt) - b\cdot(v^2/R^2)\right]; \quad (4.\ 1)$$

$$F_{iy} = (G/g)\cdot\left[(v^2/R) + (b/R)\cdot(dv/dt)\right]; \quad (4.\ 2)$$

$$M_{iz} = \left[\left(G \cdot \rho_z^2 \right) / \left(g \cdot R \right) \right] \cdot \left(dv / dt \right), \qquad (4.\ 3)$$

Pentru evaluarea valorilor reacţiunilor transversale (fig. 4. 1) se va exprima condiţia de echilibru dinamic al momentelor încovoietoare în jurul punctelor mijlocii ale osiilor din faţă şi din spate, stabilindu-se egalităţile:

$$Y_f = \frac{b \cdot \left[\left(F_{iy} + F_v^* \right) \cdot \cos \alpha_t - G \cdot \sin \alpha_t \right] + c \cdot F_{cr} \cdot \sin \gamma + M_{iz}}{2 \cdot (a+b)}; \qquad (4.\ 7)$$

$$Y_s = \frac{a \cdot \left[\left(F_{iy} + F_v^* \right) \cdot \cos \alpha_t - G \cdot \sin \alpha_t \right] - (a+b+c) \cdot F_{cr} \cdot \sin \gamma - M_{iz}}{2 \cdot (a+b)}, \qquad (4.\ 8)$$

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

$$\tan \alpha_t \geq \left[2 \cdot h \cdot \left(F_{iy} + F_v^* \right) - B \cdot G \right] / \left[2 \cdot h \cdot \left(F_{iy} + F_v^* \right) + B \cdot G \right]. \qquad (4.\ 13)$$

4. 3. Autovehicule cu şenile

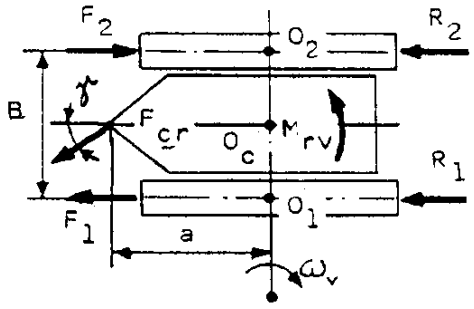


Fig. 4. 3. Solicitări ale unui autovehicul cu şenile în viraj **[2]**

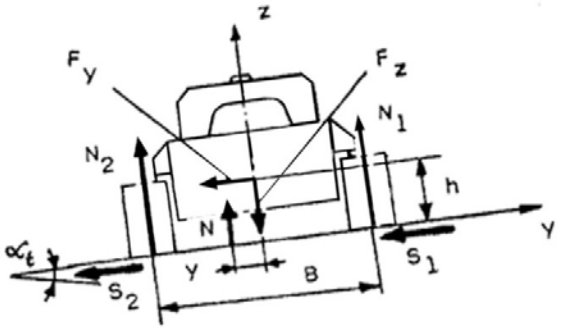


Fig. 4. 4. Schiţă pentru studiul stabilităţii transversale a autovehiculelor cu şenile **[9]**

La înaintarea şenilelor pe un anumit traseu se produce o deformare în plan vertical a solului având ca rezultat forţe rezistente la înaintare R_1 şi R_2 (fig. 4. 3). Se creează momentul de răsucire în procesul de virare M_{rv}, respectiv forţele F_1 şi F_2 produse la şenilele din faţă, diferite între ele numai ca valoare, sau ca valoare şi sens (în corespondenţă cu tipul mecanismului de direcţie). Din ecuaţiile de echilibru al momentelor încovoietoare în raport cu punctele O_1 şi O_2 (fig. 4. 3) se deduc egalităţile:

$$\begin{aligned} F_1 &= -R_1 + M_{rv} / B + \left[(a/B) \cdot \sin \gamma - 0{,}5 \cdot \cos \gamma \right] \cdot F_{cr}; \\ F_2 &= R_2 + M_{rv} / B + \left[(a/B) \cdot \sin \gamma + 0{,}5 \cdot \cos \gamma \right] \cdot F_{cr}, \end{aligned} \qquad (4.\ 14)$$

Considerându-se figura 4. 4, se scriu ecuaţiile de echilibru al forţelor şi al momentelor încovoietoare:

$$F_y - (S_1 + S_2) = 0; \quad N - F_z = 0; \quad F_y \cdot h - N \cdot y = 0, \qquad (4.\ 15)$$

cu exprimările adecvate

$$F_y = -G_t \cdot \sin\alpha_t + F_v^* \cdot \cos\alpha_t + F_c ; \tag{4. 16}$$

$$F_z = G_t \cdot \cos\alpha_t + F_v^* \cdot \sin\alpha_t ; \tag{4. 17}$$

$$S_1 + S_2 = \mu \cdot (N_1 + N_2) = \mu \cdot N . \tag{4. 18}$$

Cu ajutorul expresiilor (4. 15), din egalitatea (4. 18) se obţine:

$$y = \left[\left(G_t \cdot \sin\alpha_t - F_v^* \cdot \cos\alpha_t - F_c \right) \Big/ \left(G_t \cdot \cos\alpha_t + F_v^* \cdot \sin\alpha_t \right) \right] \cdot h . \tag{4. 19}$$

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

$$2 \cdot \left[\left(G_t \cdot \sin\alpha_t - F_v^* \cdot \cos\alpha_t - F_c \right) \Big/ \left(G_t \cdot \cos\alpha_t + F_v^* \cdot \sin\alpha_t \right) \right] \cdot (h / B) \le 0 . \tag{4. 20}$$

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

$$F_v^* \cdot \cos\alpha_t + F_c - G_t \cdot \sin\alpha_t \ge \varphi_p \cdot \left(G_t \cdot \cos\alpha_t + F_v^* \cdot \sin\alpha_t \right) . \tag{4. 21}$$

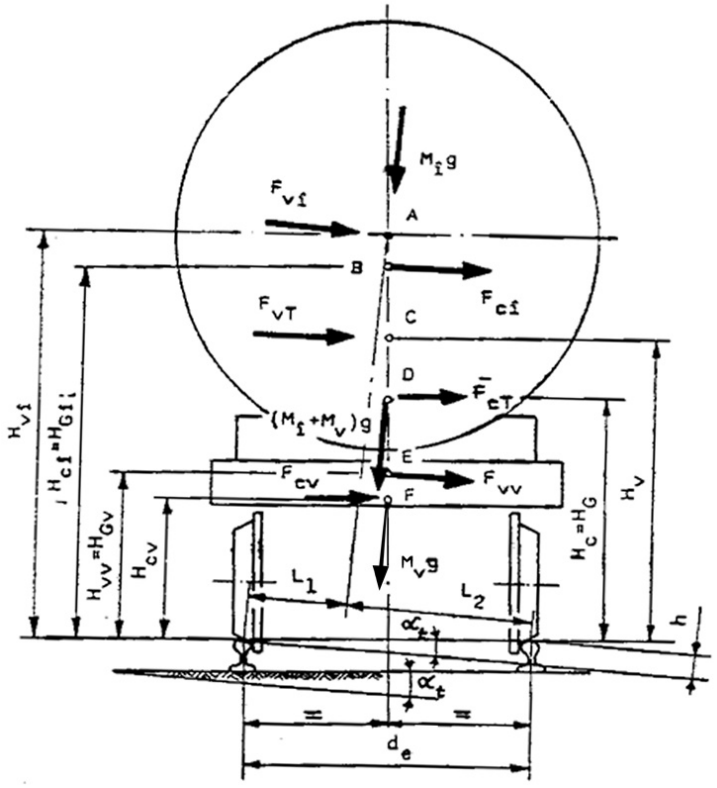


Fig. 4. 5. Schiţă cu forţele care solicită în curbe ansamblul încărcătură – vagon, în plan transversal la axa echipamentului **[6, 9]**

4. 4. Platforme încărcate

Este evident că asupra platformelor pentru transportare, ca şi asupra încărcăturii, acţionează forţele masice, de inerţie, componente ale vântului, forte de frecare/aderenţă la care se adaugă în curbe şi forţe centrifuge. În figurile 4. 5 şi 4. 6 sunt prezentate forţele menţionate şi punctele de aplicare a lor, pentru transportarea pe căi ferate şi pe şosele. Forţele centrifuge îşi au

punctele de aplicare în centrele de masă ale echipamentelor (încărcăturii), respectiv al platformei. Relaţiile de calcul se prezintă sub formele::

$$F_{c\hat{i}} = M_{\hat{i}} \cdot v^2 / R_{\hat{i}}; \qquad F_{cv} = M_v \cdot v^2 / R_v , \tag{4. 22}$$

Forţa centrifugă totală se determină cu ajutorul egalităţii:

$$F_{cT} = F_{c\hat{i}} + F_{cv} , \tag{4. 23}$$

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

$$F_{v\hat{i}l} = 0,5 \cdot \beta \cdot C_t \cdot \rho_a \cdot v_v^2 \cdot A_{l\hat{i}} \cdot \sin^2 \beta_l = C_v \cdot A_{l\hat{i}} \cdot \sin^2 \beta_l , \tag{4. 24}$$

pentru sarcina transportată, respectiv:

$$F_{vvl} = 0,5 \cdot \beta \cdot C_t \cdot \rho_a \cdot v_v^2 \cdot A_{lv} \cdot \sin \beta_l = C_v \cdot A_{lv} \cdot \sin \beta_l , \tag{4. 25}$$

pentru platforma pentru transportare, unde:

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

Forţa eoliană totală care poate să acţioneze pe suprafaţa laterală a ansamblului încărcătură – platformă are expresia:

$$F_{vtT} = F_{v\hat{i}l} + F_{vvl}, \tag{4. 26}$$

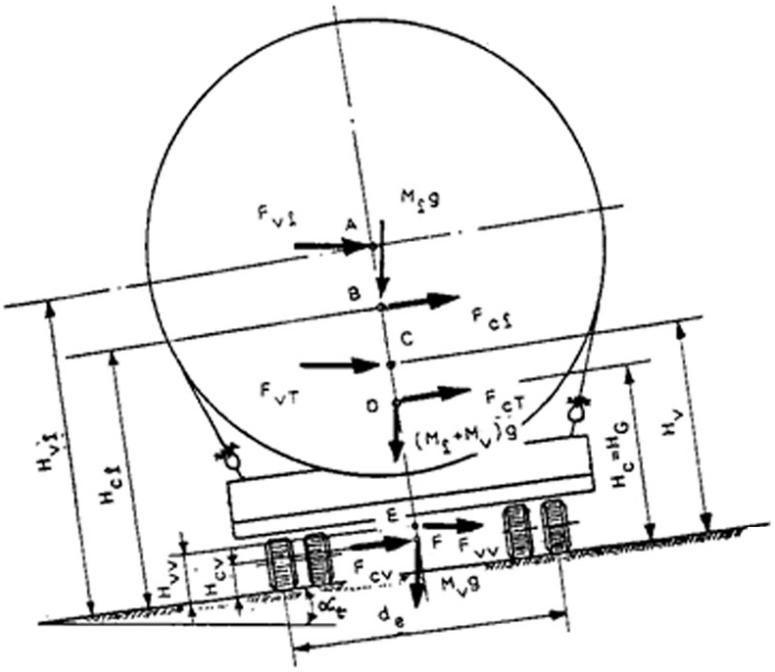


Fig. 4. 6. Schiţă cu forţele care solicită în curbe ansamblul încărcătură – remorcă, în plan transversal la axa echipamentului **[6, 9]**

Pierderea stabilităţii mişcării transversale a sistemului de transport se poate manifesta prin **lunecarea** sau **răsturnarea laterală**, pe trasee rectilinii sau în curbe, produse de acţiunea

simultană sau individuală a forţelor centrifuge sau a vântului lateral (pentru cazul particular al căilor ferate trebuie să se ţină seama de specificul corespunzător **[11 - 19]**).

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

$$c_s \cdot M_R \le M_S, \tag{4. 27}$$

Ţinând seama şi de forţele la cârlig - faţă $\left(F_{cr}\right)_f$, respectiv la cârlig - spate $\left(F_{cr}\right)_s$, rezultă expresiile:

$$M_S = -\,0{,}5 \cdot C_v \cdot \left(A_{l\hat{i}} + A_{lv}\right) \cdot d_e \cdot \sin\left(\beta_l - \theta\right) \cdot \sin\alpha_t +$$

$$+\,0{,}5 \cdot \left(M_{\hat{i}} + M_v\right) \cdot g \cdot d_e \cdot \cos\alpha_t + \left[\left(F_{cr}\right)_f \cdot \cos\gamma_f \cdot \sin\alpha_{cf} +\right.$$

$$\left. + \left(F_{cr}\right)_s \cdot \cos\gamma_s \cdot \sin\alpha_{cs}\right] \cdot h_c; \tag{4. 28}$$

$$M_R = C_v \cdot \left(A_{l\hat{i}} + A_{lv}\right) \cdot H_V \cdot \sin\left(\beta_l - \theta\right) \cdot \cos\alpha_t -$$

$$- \left(M_{\hat{i}} + M_v\right) \cdot \left(g \cdot \sin\alpha_t - v^2 / R\right) \cdot H_c, \tag{4. 29}$$

Pe baza inegalităţii (4. 27) şi ţinând seama de egalităţile (4. 28) şi (4. 29) - cu coeficientul de siguranţă $c_s = 1{,}5$ - se obţine următoarea limitare pentru viteza vântului **[9]:**

$$v_{vr} \le \left[\sin\left(\beta_l - \theta\right)\right]^{-1} \cdot \sqrt{2 \cdot F_1 \Big/ \left[\begin{array}{c} \beta \cdot C_t \cdot \rho_a \cdot \left(A_{l\hat{i}} + A_{lv}\right) \cdot \\ \left(3 \cdot H_v \cdot \cos^2\alpha_t + d_e \cdot \sin^2\alpha_t\right) \end{array}\right]}. \tag{4. 30}$$

respectiv pentru viteza de deplasare a vehiculului:

$$v \le \sqrt{F_2 \cdot R \Big/ \left[3\left(M_{\hat{i}} + M_v\right) \cdot H_C\right]}, \tag{4. 31}$$

Acceptând îndeplinită condiţia de stabilitate transversală (4. 27) a ansamblului platformă pentru transport – încărcătură, cu momentele încovoietoare stabilite cu egalităţile (4. 28) şi (4. 29), este necesar să se evalueze reacţiunile dezvoltate (evident valorile maxime ale acestora).

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

4. 6. Concluzii şi perspective

În prezentarea anterioară se au în vedere condiţiile care permit asigurarea mişcării sigure a autovehiculelor sau ansamblurilor autovehicul – încărcătură, sub acţiunea sarcinilor care se manifestă, atât cele aparţinând propriu-zis ansamblului, cât şi cele exterioare (forţe eoliene, forţe centrifuge, starea suprafeţei drumului). Din analiza structurii inegalităţilor stabilite se constată importanţa cunoaşterii exacte a condiţiilor meteorologice, cât şi a configuraţiei 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 şi presiunile maxime create între şine şi roţi **[2].**

Nu trebuie neglijată realitatea şi anume că cele mai multe dintre sarcinile exterioare au valori variabile, motiv pentru care analiza respectivă trebuie făcută minuţios pentru situaţii

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 ŞI AL BUTONILOR PENTRU RIDICAREA SAU ANCORAREA ECHIPAMENTELOR INDUSTRIALE AGABARITICE

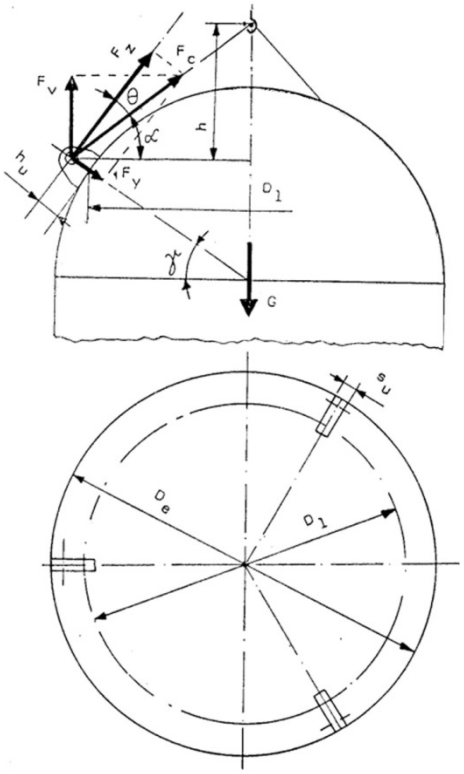


Fig. 5. 1. Amplasarea urechilor plane sudate pe un capac semisferic (schiţă)

5. 1. Introducere

Pentru siguranţa 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 înşurubate, 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 şi prin metode numerice, respectiv experimentale pe modele sau in situ.

5. 2. Urechi folosite pentru ridicarea şi 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, aşa cum se vede în figura 5. 1, plasate la 120^0 una de alta. Se deduce uşor că, pentru fiecare ureche, în poziţia verticală a structurii, se dezvoltă forţa F_v , cu relaţia:

$$F_v = G / n_u \ , \tag{5. 1}$$

Forţa din cablurile de ridicare, F_c, are expresia:

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

Forţa tangenţială F_z şi forţa radială F_y au expresiile:

$$F_z = F_c \cdot \cos\theta ; \ F_y = F_c \cdot \sin\theta , \tag{5. 4}$$

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

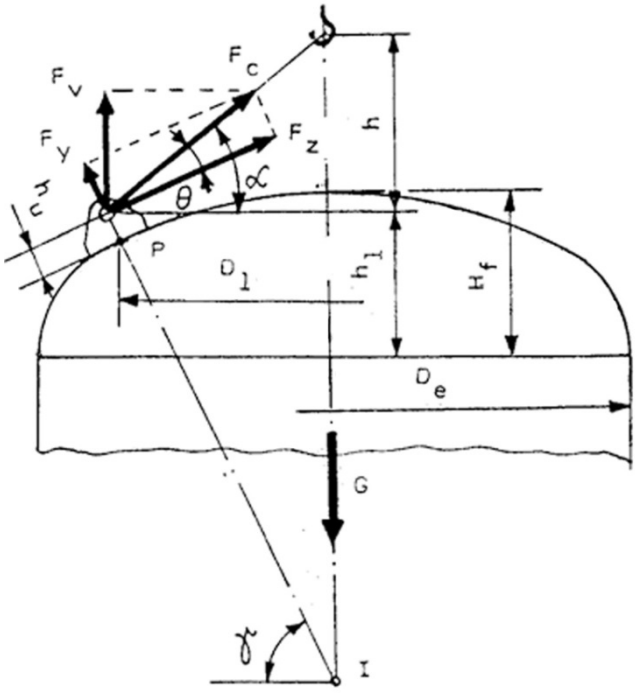


Fig. 5. 2. Amplasarea urechilor plane sudate pe un capac semi-elipsoidal (schiţă) **[1]**

5. 2. 2. Capac semi-elipsoidal

În această situaţie se deduce uşor că $\theta = \gamma + \alpha - \pi / 2$, unde unghiul α se calculează cu ajutorul egalităţii (5. 3) $_1$, iar unghiul γ se stabileşte prin intermediul relaţiei (fig. 5. 2):

$$sin\gamma = D_1 \cdot H_f \Big/ \sqrt{D_e^2 \cdot \left(D_e^2 - D_1^2 \right) + H_f^2 \cdot D_1^2} \,. \qquad (5.\ 5)$$

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]:**

► $\alpha \le 45°$ pentru recipientele cu diametrul mai mic decât lăţimea platformei;

► $\alpha \le 150°$ pentru recipientele cu diametrul mai mare decât lăţimea platformei.

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

Pentru dimensionarea sau pentru verificarea urechilor, se determină mai întâi forţele care acţionează în lungul axelor de coordonate ale sistemului de referinţă, ales (fig. 5. 4 şi 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 direcţie verticală.

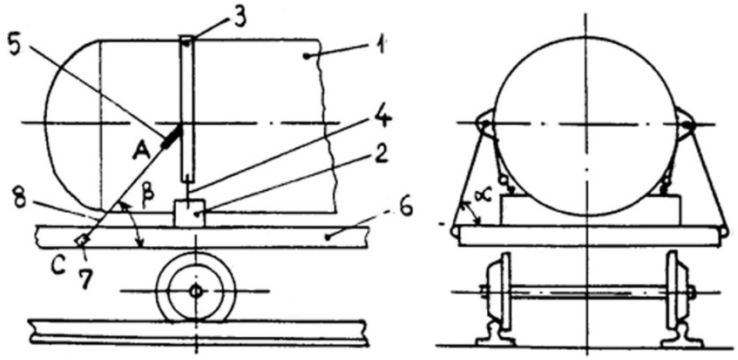


Fig. 5. 3. Un mod de ancorare a echipamentelor tehnologice pe platformele pentru transportare (schiţă) **[1]**

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. Forţe 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 suprafeţei exterioare a echipamentului ridicat sau ancorat, în zona de fixare a urechii;

► se consideră structura ca un masiv nedeformabil;

► materialul de construcţie al urechii este izotrop;

► solicitarea urechii este în domeniul elastic;

► forţele se consideră concentrate în punctele de aplicare a lor;

► ridicarea şi manipularea sarcinilor se face lent, fără şocuri.

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

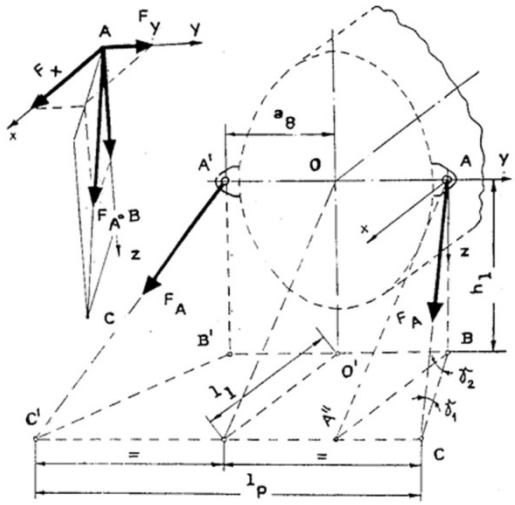


Fig. 5. 4. Ancorarea echipamentelor cu diametrul exterior mai mic decât lăţimea platformei pentru transport (schiţă) **[1]**

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

$$F_x = F_A \cdot \cos\gamma_1 \cdot \cos\gamma_2 ; F_y = F_A \cdot \cos\gamma_1 \cdot \sin\gamma_2 ; F_z = F_A \cdot \sin\gamma_1, \qquad (5.\,6)$$

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

<u>Efectul forţei</u> F_x se regăseşte în solicitarea de forfecare **[23 - 25]** în lungul axei *A x* (fig. 5. 4), pentru care

$$\tau_x = \left[F_x / \left(s \cdot l_u \right) \right] \cdot \left(1{,}5 - 6\,x^2 / s^2 \right), \qquad (5.\,8)$$

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

$$\sigma_x = \pm \left[12 \cdot M_x / \left(s^3 \cdot l_u \right) \right] \cdot x = \pm \left[12 \cdot F_x \cdot c / \left(s^3 \cdot l_u \right) \right] \cdot x, \qquad (5.\,9)$$

orientate în lungul axei *A y*.

<u>Efectul forţei</u> F_y este concretizat în solicitarea de întindere reflectată de tensiunea:

$$\sigma_y = F_y / \left(s \cdot l_u \right), \qquad (5.\,10)$$

care se manifestă, de asemenea, în lungul axei *A y*.

<u>Efectul forţei</u> F_z se resimte în forfecarea reflectată de tensiunea:

$$\tau_z = \left[F_z / \left(s \cdot l_u \right) \right] \cdot \left(1{,}5 - 6\,z^2 / l_u^2 \right), \qquad (5.\,11)$$

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

$$\sigma_z = \pm\left[12 \cdot M_z \Big/ \left(s \cdot l_u^3\right)\right] \cdot z = \pm\left[12 \cdot F_z \cdot c \Big/ \left(s \cdot l_u^3\right)\right] \cdot z, \qquad (5.\ 12)$$

care acţionează în lungul axei $A\,y$.

Tensiunea echivalentă se calculează cu relaţia:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\left(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z\right)^2 + 3\left(\tau_x^2 + \tau_z^2\right)}, \qquad (5.\ 13)$$

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

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

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

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

când $z_1 \in [\,0;\ l_u/2\,]$, sau

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

când $z_1 \notin [\,0;\ l_u/2\,]$.

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

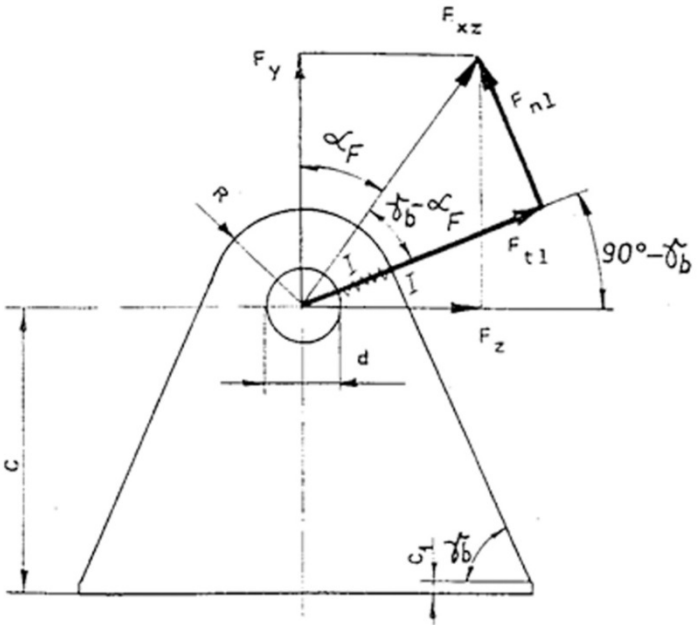


Fig. 5. 7. Sarcini pentru dimensionarea sau verificarea geometriei părţii superioare a urechii (schiţă)

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

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

► ***<u>întindere dezvoltată de forţa</u>*** F_{n1}:

$$\sigma_{1u} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \cdot \sin\left(\gamma_b - \alpha_F\right) \Big/ \left[s \cdot \left(R - 0{,}5 \cdot d \right) \right]; \qquad (5.\ 22)$$

► ***<u>forfecare produsă de forţa</u>*** F_{t1}

$$\tau_{1u} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \cdot \cos\left(\gamma_b - \alpha_F\right) \Big/ \left[s \cdot \left(R - 0{,}5 \cdot d \right) \right], \qquad (5.\ 23)$$

Forma superioară a urechii este acceptată atunci când:

$$\sqrt{\sigma_{1u}^2 + 3\tau_{1u}^2} \le \sigma_{au}. \qquad (5.\ 26)$$

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

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

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

$$F_x = F_A \cdot \cos\gamma_1 \cdot \cos\gamma_2; \quad F_y = F_A \cdot \left(\sin\gamma_1 \cdot \sin\gamma + \cos\gamma_1 \cdot \sin\gamma_2 \cdot \cos\gamma \right); \quad F_z = F_A \cdot \left(\sin\gamma_1 \cdot \cos\gamma - \cos\gamma_1 \cdot \sin\gamma_2 \cdot \sin\gamma \right). \qquad (5.\ 29)$$

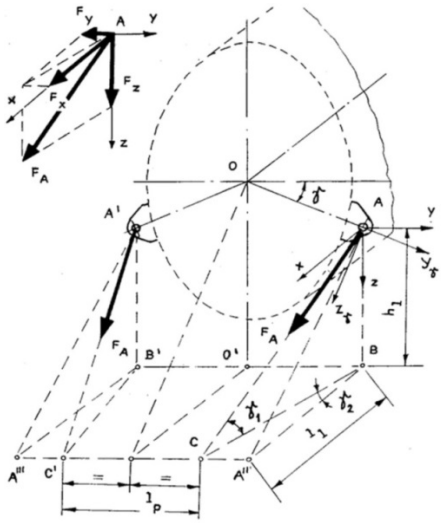


Fig. 5. 8. Ancorarea unui echipament cu diametrul exterior mai mare decât lăţimea platformei pentru transport (schiţă) **[1]**

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

O soluţie alternativă de ancorare a echipamentelor tehnologice pe platformele pentru transportare o constituie butonii, fixaţi direct pe utilaj sau prin intermediul unor plăci de rigidizare (pot exista şi soluţii combinate butoni - urechi, butonii fiind utilizaţi, de exemplu, şi la ridicarea utilajelor pe fundaţii).

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

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

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

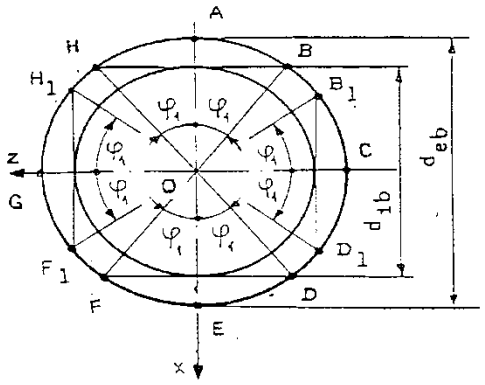


Fig. 5. 13. Schemă privind calculul tensiunilor de forfecare din ţeava butonului **[1]**

► ***Efectul forţei*** F_x se regăseşte în solicitarea de forfecare, pentru care:

$$\tau_{x1} = \left[\left(1{,}7 \cdot d_{eb}^{\,2} \cdot \sin^2 \varphi \right) \Big/ \left(d_{eb}^{\,4} - d_{ib}^{\,4} \right) \right] \cdot F_x , \qquad (5.\,52)$$

Solicitarea de încovoiere dată de momentul $M_x = F_x \cdot a_9$, unde a_9 este braţul componentei F_x în raport cu planul de fixare a butonului la corpul recipientului (fig. 5. 12), se defineşte prin variaţia liniară a tensiunilor normale care au valorile maxime:

$$\sigma_{x0} = \pm\, 32 \cdot M_x \,/\, f_b , \qquad (5.\,54)$$

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

$$\sigma_y = F_y \Big/ \left[\pi \cdot \left(d_{eb} - s_b \right) \cdot s_b \right]. \qquad (5.\,57)$$

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

$$\tau_{z1} = \left[1{,}7 \cdot d_{eb}^{\,2} \cdot \sin^2 \varphi^* \Big/ \left(d_{eb}^{\,4} - d_{ib}^{\,4} \right) \right] \cdot F_z , \qquad (5.\,58)$$

5. 6. Concluzii şi perspective

În conţinutul capitolului de faţă a fost abordată problematica privind stările de solicitare în structura urechilor simetrice plane, precum şi a butonilor cilindrici, montaţi în lungul razei structurii cilindrice a echipamentului ancorat sau ridicat. Totodată sunt expuse relaţii adecvate de calcul al tensiunilor dezvoltate în cordoanele de sudură aferente, de-a lungul suprafeţei de contact a urechii cu corpul echipamentului, respectiv pe circumferinţa caracteristică, existenţă la fixarea butonului cilindric.

Se sugerează dezvoltarea studiului (numeric şi/sau experimental) şi pentru urechi plane nesimetrice **[1, 40],** solicitate static sau/şi dinamic. Acelaşi lucru şi pentru butoni, fixaţi ca şi urechile, prin intermediul unor plăci de întărire. În sensul celor de mai sus se impune şi dezvoltarea calculelor în ceea ce priveşte 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 şi eventuala rigidizare, cu influenţele adecvate în sistemele de ancorare **[2, 46, 47].**

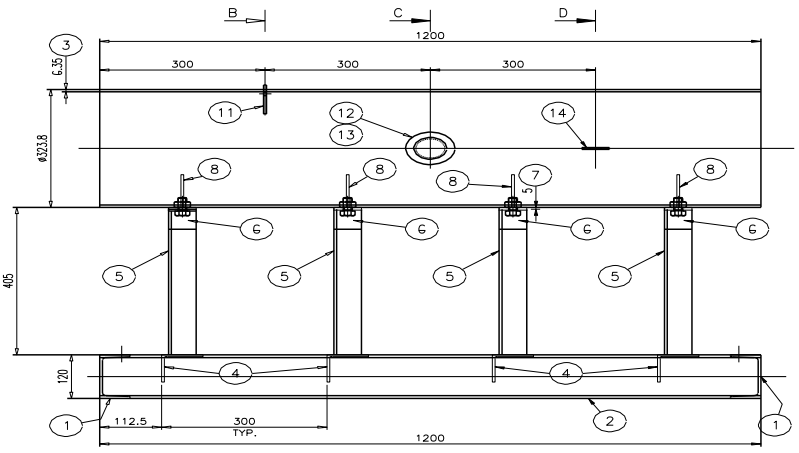
C A P I T O L U L 6

STUDII TEORETICE ŞI EXPERIMENTALE PRIVIND CONSTRUCŢIILE CU URECHI ŞI BUTONI CILINDRICI PENTRU ANCORAREA/RIDICAREA SARCINILOR

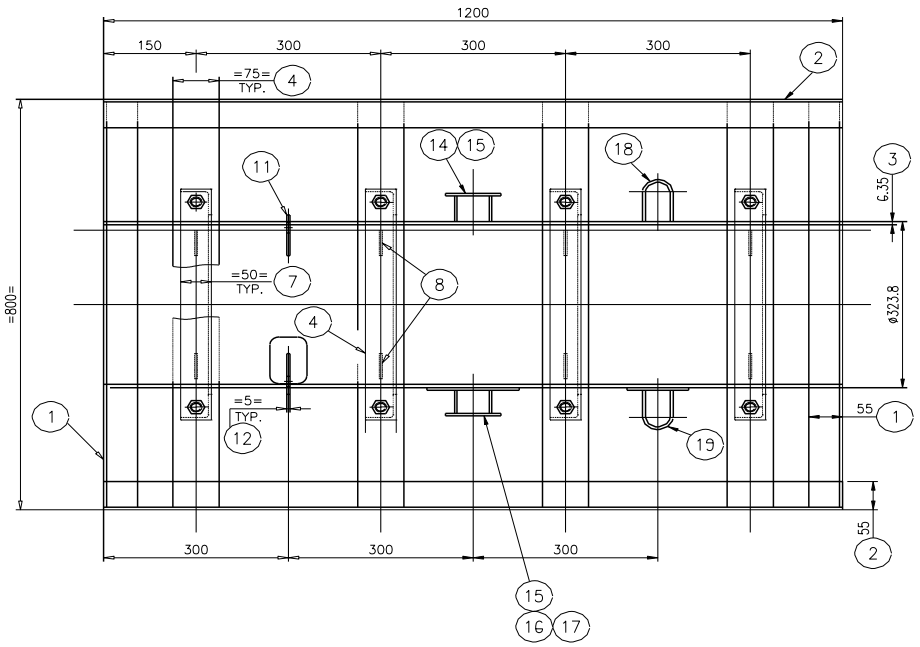
6. 1. Introducere

Aşa cum se poate uşor remarca, în capitolele anterioare, având în vedere operaţia de transportare a echipamentelor tehnologice industriale s-au scos în evidenţă aspectele care pot conduce, în situaţii dificile, solicitări deosebite în elementele de ancorare. urechi, butoni, ca şi elementele flexibile aferente (cabluri, lanţuri etc.).

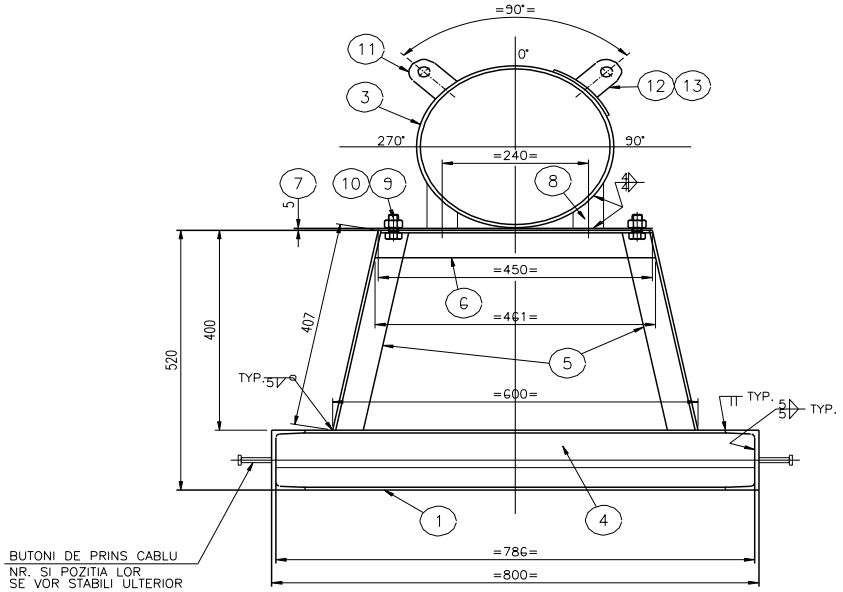
6. 2. Descrierea standului experimental



a)



b)



c)

Fig. 6. 1. Stand experimental (proiect)

a – vedere din lateral; b – vedere de sus; c – vedere din lateral

1, 2 – profiluri UPN 120: 3 – ţeavă; 4, 5, 6 – profiluri ambutisate; 7 – placă; 8 nervură; 9 – şurub; 10 – piuliţă; 11, 12 – ureche pentru ancorare; 13 – placă de întărire; 14 – ţeavă; 15 – disc; 16 – ţeavă; 17 – placă de întărire; 18, 19 – bară; 20 – placă de întărire.

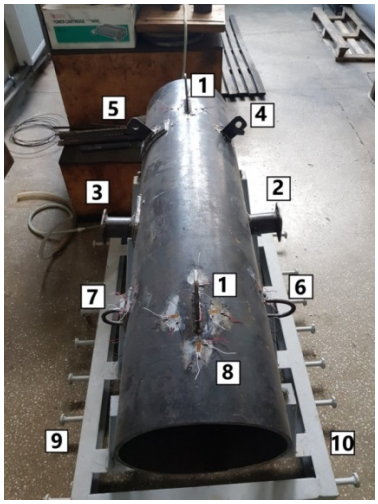


Fig. 6. 3. – Model experimental – elemente componente

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 folosiţi pentru prinderea cablurilor de ridicare a ansamblului suport – cilindru experimental

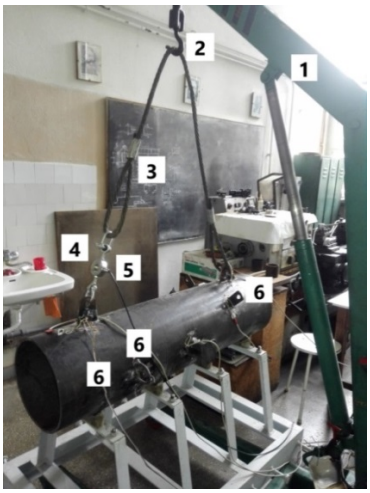


Fig. 6. 5. Model experimental poziţionat în vederea ridicării – Prezentare generală

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

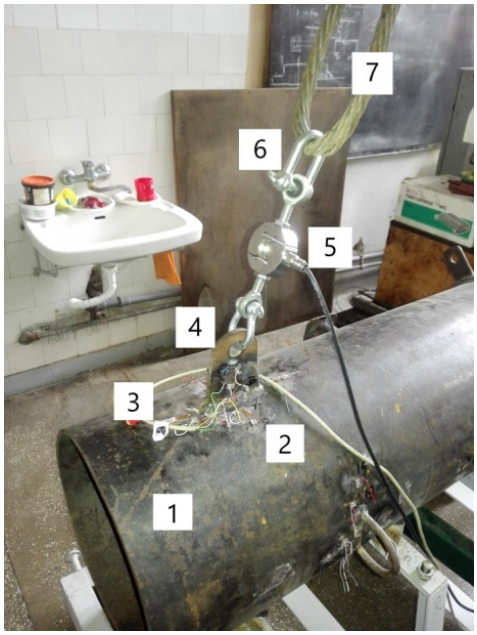
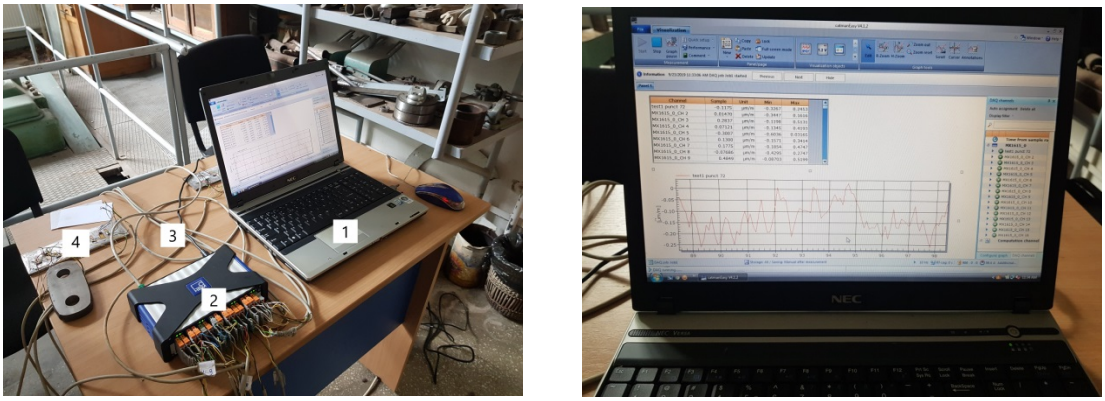


Fig. 6. 6. Vedere din zona de prindere a unei urechi de corpul cilindric
1 – cilindru; 2 – traductoare tensometrice; 3 – circuit electric; 4 – ureche pentru ancorare; 5 – traductor de forţă; 6 – toartă (schackle); 7 - cablu



a) **b)**

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

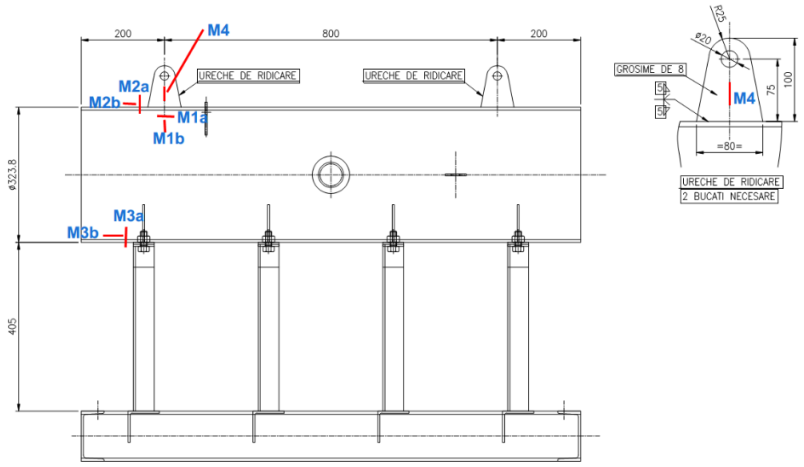
a – vedere generală: b – laptop
1 – laptop; 2 – sistem de conectare; 3 – cabluri; 4 – placa cu traductoare tensometrice pentru compensare

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

Notă: Atât urechile, cât şi butonii cilindrici sunt amplasaţi pe cilindrul modelului la distanţe mai mari de lungimea semiundei:

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

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



a)



b)

Fig. 6. 9. Poziţionarea traductoarelor tensometrice în jurul unei urechi plane
a – schiţă (vedere din lateral a modelului experimental şi geometria urechii); b – vedere de sus a poziţiilor 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 deformaţiilor specifice liniare

Rezultatele experimentale s-au realizat pe dispozitivul din figura 6. 9, în care cilindrul orizontal are diametrul exterior de 323,8 mm si grosimea de 6,35 mm. Grosimea urechii de ridicare este de 8 mm. Forța de ridicare a fost obținuta 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 μ *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 egala cu 1000 N, este prezentata in tabelul 6. 3.

Tabelul 6. 3. Rezultate experimentale și teoretice

Tensiuni experimentale și teoretice	**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 şi 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 şi 6. 9.

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

- Limita convenţională de curgere : $R_e = 235\,MPa$;
- Rezistenţa de rupere : $R_m = 360 MPa$;
- Tensiunea/rezistenţa 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 intr-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).

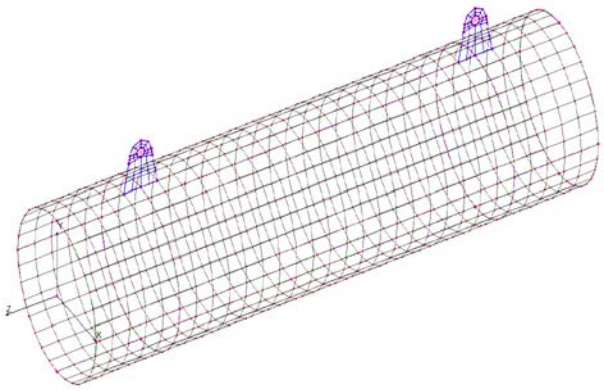


Fig. 6. 19. Modelul de calcul numeric

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 aceleaşi.

Pentru al doilea caz de încărcare:

Analizând distribuţiile tensiunilor de mai sus, se poate observa ca în ambele cazuri de încărcare, rezultatele sunt aproximativ la fel, cel mai conservativ caz fiind al doilea, când urechile de ridicare şi virola cilindrică sunt suspendate in 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 cilindrica - 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.

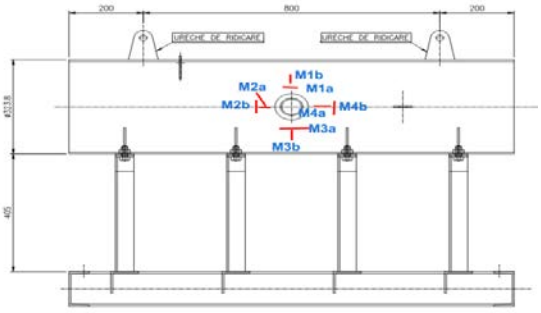
Analizând valorile tensiunilor maxime prezentate mai sus, se poate observa că în ambele cazuri de încărcare, pentru grosimi ale urechilor cuprinse între 1 mm si 4 mm, valorile sunt apropiate. Pentru grosimi ale urechilor de ridicare apropiate ca valoare a grosimii cu cea a virolei cilindrice, se pot 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

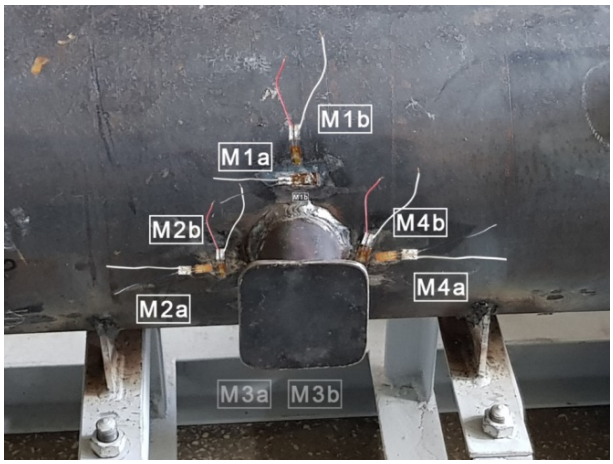
Grosimea urechiilor de ridicare [mm]	**Tensiuni maxime – Cazul a) de încărcare [MPa]**	**Tensiuni maxime – Cazul b) de încărcare [MPa]**	**Diferențe între cele două cazuri de încărcare [%]**
1	122,9	115,8	5,7
2	61,4	58,3	5,0
3	40,9	39,1	4,4
4	30,7	29,4	4,2
5	29,0	23,6	18,6
6	29,0	19,7	32,0

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 – schiţă 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 şi cilindru, iar celelalte 8 pentru joncţiunea 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 si grosimea de 6,35 mm, iar butonii de ridicare sunt realizaţi din ţeavă cu diametrul exterior de 60,3 mm şi grosimea de 3,91 mm. Placa de întărire are grosimea de 5 mm.

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

Valorile deformaţiilor specifice liniare achiziţionate pentru traductoarele tensometrice în timpul procesului de ridicare, pentru **cilindrul poziţionat orizontal**, sunt prezentate in tabelele 6. 5 si 6. 6. În tabelul 6. 5 sunt prezentate valorile deformaţiilor specifice liniare achiziţionate din jurul butonului sudat direct pe cilindru, iar în tabelul 6. 6, valorile achizitionate de la traductoarele poziţionate în jurul plăcii de întărire.

Valorile deformatiilor specifice liniare achiziţionate de traductoarele tensometrice în timpul procesului de ridicare, pentru **cilindrul poziţionat vertical** sunt prezentate în tabelele 6. 7 şi 6. 8. În tabelul 6. 7 sunt prezentate valorile deformaţiilor specifice liniare achiziţionate din jurul butonului sudat direct de cilindru, iar în tabelul 6. 8, valorile corespunzătoare achizitionate de la traductoarele poziţionate în jurul plăcii de întărire.

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

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

a) deformaţiile specifice liniare maxime, pentru butonii sudati direct de cilindru, apar în dreptul traductoarelor M 1a şi M 3a (poziţionate pe direcţie longitudinală) şi au valorile de aproximativ 122 *μm/m;*

b) deformaţiile specifice liniare maxime, pentru butonii sudaţi printr-o placă de întărire pe cilindru, apar tot în dreptul traductoarelor M 1a si M 3a (poziţionate pe direcţie longitudinală) şi au valorile de aproximativ 85 *μm/m;*

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

d) în timpul procesului de descărcare s-au obţinut aproximativ aceleaşi valori ale deformatiilor specifice liniare cu cele măsurate în timpul ridicării, ceea ce demonstrează că experimentul s-a realizat în domeniul elastic şi la sfârşitul său nu au existat deformaţii remanente.

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

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

a) deformaţiile specifice liniare maxime, pentru butonii sudaţi direct pe corpul cilindrului, apar în dreptul traductoarelor M 1a şi M 3a (poziţionate pe direcţie longitudinală) ţi au valorile de aproximativ 120 *μm/m;*

b) deformaţiile specifice liniare maxime, pentru butonii sudaţi printr-o placă de întărire/rigidizare pe cilindru, apar tot în dreptul traductoarele M 1a si M 3a (poziţionate pe direcţie longitudinală) şi au valorile de aproximativ 62 *μm/m;*

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

d) în timpul procesului de descărcare s-au obţinut aproximativ aceleaşi valori ale deformaţiilor specifice liniare cu cele măsurate în timpul ridicării, ceea ce demonstrează că experimentul s-a realizat în domeniul elastic şi la sfârşitul său nu au existat deformaţii remanente.

6. 4. 1. 2. Starea plană de tensiuni

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

a) tensiunile longitudinale şi circumferenţiale în jurul butonilor sudaţi direct pe cilindrul orizontal – tabelul 6. 9;

b) tensiunile longitudinale şi circumferenţiale în jurul butonilor sudaţi pe cilindrul orizontal printr-o placă de întărire – tabelul 6. 10;

c) tensiunile longitudinale şi circumferenţiale în jurul butonilor sudaţi direct pe cilindrul vertical - tabelul 6. 11;

d) tensiunile longitudinale şi circumferenţiale în jurul butonilor sudaţi 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 funcţii de timp (ale tensiunilor) :

a) tensiunile longitudinale si circumferenţiale în jurul butonilor sudaţi direct pe cilindrul orizontal (fig. 6. 50 – 6. 53);

b) tensiunile longitudinale si circumferentiale in jurul butonilor sudaţi de cilindrul orizontal printr-o placă de întărire (fig. 6. 54 – 6. 57);

c) tensiunile longitudinale si circumferentiale in jurul butonilor sudaţi direct pe cilindrul vertical (fig. 6. 58 – 6. 61);

d) tensiunile longitudinale si circumferentiale in jurul butonilor sudaţi pe cilindrul vertical printr-o placă de întărire (fig. 6. 62 – 6. 65).

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

a) tensiunile normale maxime care apar ţn jurul butonilor de ridicare, în cazul în care aceştia sunt **sudaţi direct pe cilindrul orizontal** sunt de aproximativ 27 MPa (fig. 6. 50, 6. 52) şi au valori simetrice în punctele M 1 si M 3, dupa cum era de aşteptat;

b) tensiunile normale maxime din punctele M 2 si M 4, pentru butonii **sudaţi 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 aceştia sunt **sudaţi pe cilindrul orizontal printr-o placă de întărire** sunt de aproximativ 19 MPa (fig. 6. 54, 6. 56) şi au valori simetrice în punctele M 1 si M 3, după cum era de aşteptat; prezenţa plăcii de rigidizare micşorează intensitatea tensiunilor maxime cu aproximativ 33%;

d) tensiunile normale maxime din punctele M 2 si M 4, pentru butonii **sudaţi 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 aceştia sunt **sudaţi direct pe cilindrul vertical** sunt de aproximativ 26 MPa (fig. 6. 58, 6. 60) şi au valori simetrice în punctele M 1 si M 3, după cum era de aşteptat; faţă de cazul cilindrului orizontal, se modifică direcţia pe care acestea sunt maxime;

f) tensiunile normale maxime din punctele M 2 si M 4, pentru butonii **sudaţi 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 aceştia sunt **sudaţi pe cilindrul vertical printr-o placă de întărire** sunt de aproximativ 18 MPa (fig. 6. 62, 6. 64) şi au valori simetrice în punctele M 1 si M 3, după cum era de aşteptat; prezenţa plăcii de rigidizare micşorează valorile tensiunilor maxime cu aproximativ 38%;

h) tensiunile normale maxime din punctele M 2 si M 4, pentru butonii **sudaţi 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 prezentata în tabelul 6. 13, unde este realizata si o comparative dintre valorile experimentale şi cele teoretice, rezultate dintr-o analiză cu metoda elementelor finite.

Erorile maxime obţinute în urma măsurărilor demonstrează că experimentarea s-a realizat cu acurateţe foarte bună, diferenţa dintre rezultatele teoretice (obţinute prin metoda elementelor finite) şi cele experimentale fiind mai mica de 5%.

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

Rezultate teoretice si 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 obţinute prin metoda elementului finit, cu program COSMOS M (paragraf 6. 4. 2)

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

6. 4. 1. 3. Concluzii

In cele de mai sus sunt prezentate rezultatele experimentale, obţinute prin măsurări tensometrice în jurul unor butoni de ridicare sudaţi pe un cilindru, direct pe suprafaţa acestuia sau prin intermediul unei plăci de rigidizare. Experimentul a fost realizat pentru două poziţii extreme ale procesului de ridicare : cea orizontala şi cea verticala.

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 şi butonii cilindrici de ridicare/ancorare au geometria prezentată în figura 6. 66. După cum se poate observa, un buton este sudat direct pe învelişul cilindric, iar celalalt este sudat prin intermediul unei plăci de rigidizare, care este poziţionată între buton şi suprafaţa exterioară a cilindrului.

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

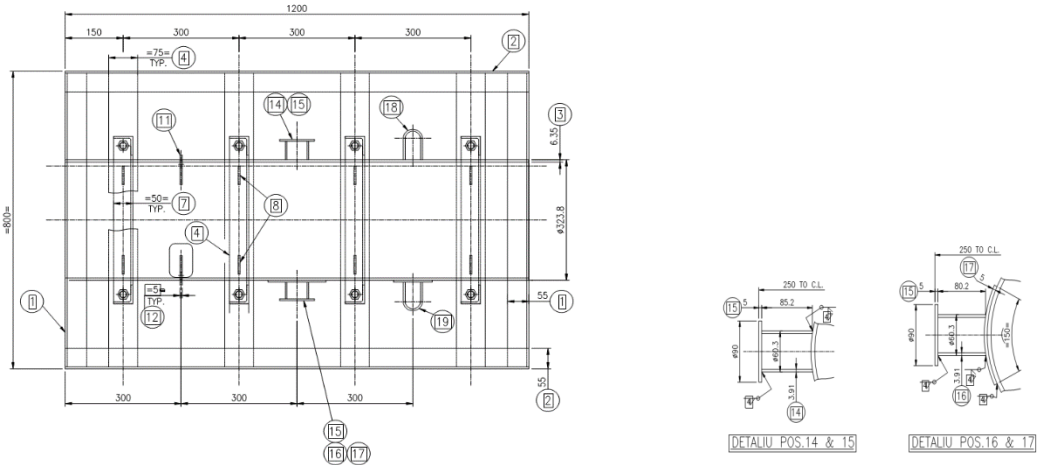
I) fixarea (prinderea) cilindrului de suport şi solicitarea cu o forţă verticală de 1.000 N, pentru fiecare buton testat;

II) ridicarea cilindrului prin intermediul butonilor şi solicitarea acestuia cu greutatea sa, în timpul procesului de ridicare, când ajunge la inclinarea de 45^{o} faţă de orizontală;

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

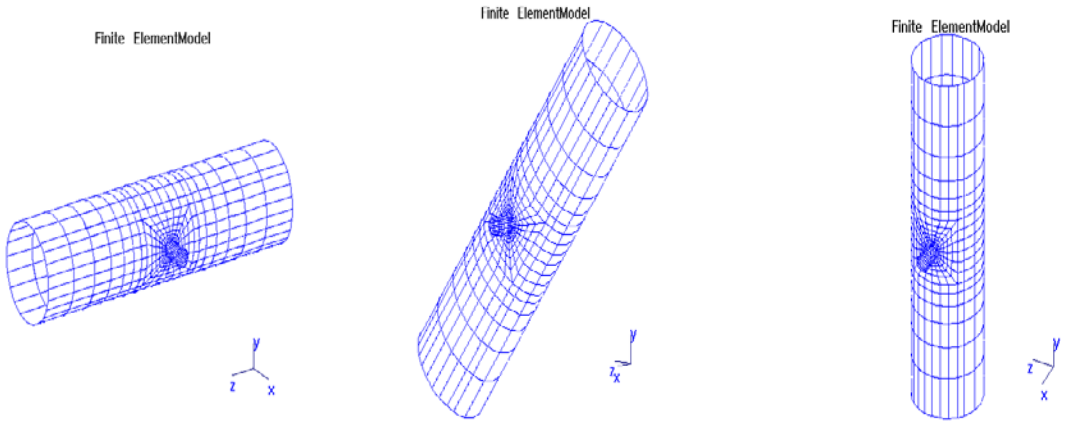
În cazurile de încărcare a) şi c) s-au considerat doua posibilităţi de prindere a butonilor pe învelişul cilindric: prin sudare directă pe cilindru şi prin sudare pe o placă intermediară de rigidizare.

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



a) **b)**

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



a) cazul a) de încărcare b) cazul b) de încărcare c) cazul c) de încărcare

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

6. 4. 2. 2. Rezultate obţinute

Pentru cazul I) de încărcare, când cilindrul este situat în poziţie orizontală şi este fixat de support, distribuţiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale butonilor de ridicare, sunt prezentate in figurile 6. 68 – 6. 73.

Analizând distribuţiile 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 şi apare în butoni, la joncţiunea dintre aceştia şi cilindru; aceeaşi situaţie apare şi pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferenţă fiind că valoarea tensiunii maxime scade până la 120 MPa;

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

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

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

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

In al doilea caz de încărcare, II), când cilindrul este înclinat la 45^{o} (faţă de orizontală sau verticală) şi este fixat de suport, distribuţiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale butonilor de ancorare/ridicare, sunt prezentate în figurile 6. 74 – 6. 79.

Observând distribuţiile 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 şi apare în butoni, la joncţiunea dintre aceştia şi cilindru; aceeasi situaţie apare şi pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferenţă fiind că valoarea tensiunii maxime scade pana la 95 MPa;

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

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

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

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

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

Din analiza figurilor de mai sus pentru distribuţiile 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 şi apare în butoni, la joncţiunea dintre aceştia şi cilindru; aceeaşi situaţie apare şi pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferenţă fiind că valoarea tensiunii maxime scade pana la 73.72 MPa;

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

c) nivelul cel mai mic al valorilor tensiunilor apare în situaţia în care grosimea butonilor este egală cu cea a cilindrului; tensiunile maxime apar tot în zona joncţiunii, 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 faţă de 6,35 mm), nivelul tensiunilor maxime începe să crească şi ajunge la valoarea de aproximativ 31,7 MPa.

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

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

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

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

Privind figurile cu distribuţiile 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 joncţiunea dintre aceştia şi placa de rigidizare; aceeaşi situaţie apare şi pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferentă fiind că valoarea tensiunii maxime scade până la 45,68 MPa;

b) pe măsură ce grosimea butonilor creşte şi se apropie de cea a plăcii de rigidizare, nivelul maxim al tensiunilor scade şi acestea se descarcă şi 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 şi au valoarea de 36,42 MPa, iar pentru o grosime a butonilor de 5,54 mm tensiunile maxime apar deopotrivă în placă şi butoni, cu valoarea de 28,74 MPa;

c) pe măsură ce grosimea butonilor creşte, 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) prezenţa plăcii de rigidizare micşorează nivelul tensiunilor maxime din joncţiune şi face ca nivelul tensiunilor maxime să scadă şi atunci când butonii de ancorare au o grosime mai mare decăt cea a cilindrului.

In al doilea caz de încărcare, **II),** când cilindrul este înclinat la 45^{o} (faţă de orizontală sau verticală) şi este fixat de suport, distribuţiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale butonilor de ancorare, sunt prezentate în figurile 6. 92 – 6. 97.

Studiul distribuţiile 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 joncţiunea dintre aceştia şi placa de rigidizare; aceeaşi situaţie apare şi pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferenţă fiind că valoarea tensiunii maxime scade până la 41,16 MPa;

b) pe măsură ce grosimea butonilor creşte şi se apropie de cea aplăcii de rigidizare, nivelul maxim al tensiunilor scade şi acestea se descarcă şi 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 şi au valoarea de 33,66 MPa, iar pentru o grosime a butonilor de 5,54 mm tensiunile maxime apar deopotrivă în placă şi butoni, având valoarea de 25,75 MPa;

c) pe măsură ce grosimea butonilor creşte, 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) prezenţa plăcii de rigidizare micşorează nivelul tensiunilor maxime din joncţiune şi face ca nivelul tensiunilor maxime să scadă şi 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 poziţie verticală, sub greutate proprie, distributiile de tensiuni, pentru diverse grosimi ale butonilor de ancorare, sunt prezentate în figurile 6. 98 – 6. 103.

Pe baza distribuţiilor 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 joncţiunea dintre aceştia şi placa de rigidizare; aceeaşi situaţie apare şi pentru grosimea butonilor de 2,77 mm, singura diferenţă fiind că valoarea tensiunii maxime scade pana la 36 MPa;

b) pe măsură ce grosimea butonilor creşte şi se apropie de cea a plăcii de rigidizare, nivelul maxim al tensiunilor scade şi acestea se descarcă şi 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 şi au valoarea de 28,15 MPa, iar pentru o grosime a butonilor de 5,54 mm tensiunile maxime apar deopotrivă în placă şi butoni cu valoarea de 22,14 MPa;

c) pe măsură ce grosimea butonilor creşte, 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) prezenţa plăcii de rigidizare micşorează nivelul tensiunilor maxime din joncţiune şi face ca nivelul tensiunilor maxime să scadă şi atunci când butonii de ancorare au o grosime mai mare decât cea a cilindrului.

In toate cazurile de încărcare, prezenţa plăcii de rigidizare micşorează nivelul tensiunilor maxime din joncţiune şi reprezintă o situaţie mai favorabilă, recomandată pentru ancorarea echipamentelor tehnologice în operatia de transportare a acestora.

6. 4. 3. Concluzii globale

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

I) în poziţie orizontală;

II) în poziţie înclinată la 45^{o} faţă de orizontală sau verticală;

III) în pozitie vertical (sub efectul greutăţii proprii – faze de manipulare).

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

a) când butonii petru ancorare au fost sudaţi direct pe suprafaţa exterioară a cilindrului;

b) când între butonii pentru ancorare şi corpul cilindric s-a montat o placă de rigidizare (în cazul de faţă de formă circular; pe cilindrul experimental este prezentă o placă de formă pătrată).

Rezultatele obţinute 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 observaţii:

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

b) în cazul absenţei 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]**	**Observaţii**
Sudare direct pe corpul cilindric	**1,65**	162,3	139,9	141,8	se constată o creştere a valorilor tensiunilor când grosimea butonilor depăşeşte 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 şi 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. CONTRIBUŢII. PERSPECTIVE

7. 1. Concluzii

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

Lucrarea de faţă abordează transportarea posibilă a echipamentelor tehnologice agabaritice, produse ca urmare a realizării produselor din industria chimică şi petrochimică, industria materialelor de construcţii, industria alimentară, a materialelor plastice etc. Performanţa proceselor fizico-chimice a impus construirea unor echipamente tot mai mari şi mai complexe, care să lucreze în condiţii, în general, cu parametrii de lucru cu valori ridicate sau coborâte (presiuni, temperaturi, medii agresive chimic şi/sau mecanic), în condiţii de siguranţă tehnică/tehnologică. Au fost perfecţionate sau create tehnologii noi de fabricare, transportare şi montare (existenţa unor maşini de ridicat şi transportat de mare capacitate). Una dintre operaţiile foarte importante pe traseul fabricare şi punere în funcţionare, îl reprezintă transportarea echipamentelor tehnologice de mare gabarit si cu mase apreciabile. O astfel de operaţie complexă se realizează în condiţii dificile în ceea ce priveşte starea drumurilor şi acţiunile (în general nefavorabile) a sarcinilor exterioare (statice sau, mai ales, dinamice). Teza atrage atenţia asupra necesităţii ancorării sigure a echipamentelor de genul menţionat pe platformele pentru transportare rutieră, în cazul de faţă, dar nu numai.

7. 2. Contribuţii

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

b) Prin studiu de literatură tehnico-ştiinţifică se expun elemente de calcul al forţelor necesare pentru efectuarea transporturilor agabaritice şi cu mase mari, luând în considerare caracteristicile mijloacelor pentru tractare, ale echipamentelor, dar şi efectul sarcinilor exterioare şi al stării drumurilor **(cap. 2 – contribuţii 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 condiţiilor pentru asigurarea stabilităţii mişcării longitudinale a mijloacelor pentru tractare (autocamioane cu două sau cu trei osii, tractoare pe roţi cu pneuri sau cu şenile), precum şi 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 şi a pneurilor **(cap. 3 – contribuţii personale: sursele bibliografice - poz. 20 … 23, 25).**

d) Studiu de literatură privind condiţiile necesare pentru asigurarea stabilităţii transversale a mişcării autovehiculelor cu roţi sau cu şenile, precum şi a platformelor cuplate, încărcate cu echipamente tehnologice agabaritice **(cap. 4 – contribuţii personale: sursa bibliografică – poz. 7).**

e) Studiul, apreciat ca detaliat, din literatura de profil, cu referire la prezenţa urechilor plane simple, sudate, şi a butonilor cilindrici, folosiţi uzual pentru ridicarea sau ancorarea sarcinilor masice (dar şi a cazurilor cu geometrii cu dificultăţi de deplasare, eventual cu modificări ale traseului în cauză, cu problematica de neglijat) **(cap. 5 – contribuţii 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 atenţia asupra corelării geometriei gabaritice a echipamentelor transportate şi a platformelor pentru transportare.

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

► Realizarea unui stand experimental constând dintr-un corp cilindric prevăzut cu un suport in construcţie sudată, cu posibilitate de detaşare pe timpul testărilor. Pe corpul cilindric au fost sudate urechi plane (cu sau fără placă de consolidare) şi 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 şi 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, poziţionarea traductoarelor electro-rezistive este ilustrată în **figura 6. 9.**

- Valorile înregistrate pentru deformaţiile specifice liniare, atât la ridicare, cât şi la reducerea forţei dezvoltate de macaraua de laborator, sunt redate 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 susţinere (**traductoarele M3a , M3b – fig. 6.9a**). În ceea ce priveşte poziţionarea urechilor, măsurările scot în evidenţă 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 aşa cum se remarcă în **figurile 6. 5 – 6. 7.**

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

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

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

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

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

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

c). Pentru ambele poziţii ale cilindrului testat sunt deduse concluzii adecvate pentru starea plană de deformaţii şi cea de tensiuni, folositoare pentru condiţii practice.

► **Analiza numerică,** folosind **metoda elementului finit**, pentru butonii cilindrici sudaţi direct de corpul cilindric sau prin intermediul unei plăci de rigidizare, s-a efectuat pentru

trei poziţii: cilindrul orizontal, înclinat la 45 ^{0} faţă de orizontală şi cea verticală. Se menţionează, 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 menţionate va fi precizată după cum urmează:

a) Butoni sudaţi direct de corpul cilindric al recipientului:

- poziţia orizontală a cilindrului: fig. 6. 68 – 6. 73:
- poziţia înclinată la 45 ^{0} faţă de orizontală: fig. 6.74 – 6. 79;
- poziţia verticală a cilindrului: fig. 6. 80 – 6. 85.

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

- poziţia orizontală a cilindrului: fig. 6. 86 – 6. 91:
- poziţia înclinată la 45 ^{0} faţă de orizontală: fig. 6.92 – 6. 97;
- poziţia verticală a cilindrului: fig. 6. 98 – 6. 103.

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

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

b) în cazul absenţei 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.

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

7. 3. Perspective

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

a) influenţa unor înclinări mai accentuate ale pantelor, chiar cu denivelări (în incinta şantierelor pentru montare, de exemplu) şi regimuri variate de deplasare;

b) analiza înscrierii în curbe cu viteză variabilă, considerându-se caracteristicele suprafeţei traseului şi înclinarea transversală;

c) analiza influenţei variabile a efectelor sarcinilor eoliene;

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

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

f) stabilitatea mişcării 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 situaţii 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 poziţia normală la axa geometrică;
- studiul efectele solicitărilor cu caracter dinamic prin adoptarea unui coeficient de dinamicitate/suprasolicitare la operaţiile de manipulare a echipamentelor, ale transportării;
- pentru structurile existente pe fundaţii se poate face analiza la oboseală a urechilor pentru ancorare, prin considerarea influenţei sarcinilor eoliene sau seismice.