

UNIVERSITATEA "EFTIMIE MURGU" REȘIȚA

ing. PAVEL PETRU PONEȚCHI

TEZA DE DOCTORAT

**CONTRIBUȚII PRIVIND OPTIMIZAREA ÎMBINĂRILOR
PRIN STRÂNGERE CU APLICAȚII ÎN CALCULUL
ANSAMBLULUI OSIE MONTATĂ DIN CONSTRUCȚIA
VEHICULELOR FERROVIARE MOTOARE**

Conducător științific:

Prof. dr. ing. ION VELA

2008

CUPRINS

1 INTRODUCERE	4
2 ELEMENTE DE CALCUL AL ÎMBINĂRILOR PRIN STRÂNGERE, PE BAZA NORMATIVELOR DIN 7190/2001 ȘI ANSI – B4.2/2004	21
2.1 Îmbinări prin strângere. Elemente descriptive generale	21
2.2 Calculul îmbinărilor prin strângere pe suprafețe cilindrice	25
2.3 Concluzii și contribuții personale	32
3 ELEMENTE DE TEORIA ELASTICITĂȚII APLICATE LA ÎMBINĂRILE PRIN STRÂNGERE	33
3.1 Teoria tuburilor cu pereți groși	33
3.2 Teoria tuburilor cu pereți groși aplicată la îmbinările prin strângere	36
3.3 Strângerea și presiunea de contact	41
3.4 Analiza cazului particular al arborelui plin	44
3.5 Concluzii și contribuții personale	53
4 ANALIZA FACTORILOR DE INFLUENȚĂ A CAPACITĂȚII PORTANTE A ÎMBINĂRILOR CU STRÂNGERE	56
4.1 Observații privind alegerea ajustajelor cu strângere standardizate și a capacității portante asigurate de acestea	56
4.2 Analiza influenței corecției datorate mișcării de rotație asupra capacității portante a îmbinării	68
4.3 Analiza influenței corecției de rugozitate asupra capacității portante a îmbinării cu strângere	86
4.4 Concluzii și contribuții personale	93
5 OPTIMIZAREA ALEGERII AJUSTAJULUI OSIE – ROATĂ LA SUBANSAMBLUL OSIE MONTATĂ DIN CONSTRUCȚIA LOCOMOTIVEI ELECTRICE LE 5100KW	99
5.1 Subansamblul osie montată	99
5.2 Optimizarea alegerii ajustajului cu strângere la îmbinarea osie – disc din construcția ansamblului osie montată	110
5.2.1 Dimensionarea ajustajului și stabilirea coeficienților de siguranță prin calcul automat interactiv	110
5.3 Analiza stării de tensiune și deformație a roții prin metoda elementului finit	120
5.3.1 Metoda elementului finit. Principii fundamentale și etape de desfășurare	121
5.3.2 Analiza roții în varianta stea	135
5.4 Concluzii și contribuții personale	153
6 DETERMINĂRI EXPERIMENTALE	159
6.1 Simboluri utilizate	159
6.2 Obiectul și scopul încercărilor experimentale	159
6.3 Metodologia măsurătorilor și aparatura utilizată	160
6.3.1 Metodologia de măsurare	160

6.3.2. Aparatura utilizată	162
6.4 Metodologia încercărilor	170
6.5 Efectuarea încercărilor	172
6.6 Rezultatele încercărilor	173
6.6 Concluzii și contribuții personale	187
7 CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	191
7.1 Concluzii finale	191
7.2 Contribuții personale.....	204
ANEXE.....	208
Anexa 1. Abateri ISO 286 - extras	208
Anexa 2. Capacitatea portantă la solicitări tangențiale pentru ajustajele preferențiale ISO	210
Anexa 3. Rezultatele măsurărilor. Analiza solicitărilor în osii	213
Anexa 4. Rezultatele măsurărilor. Descărcarea osiilor datorită cabrajului	217
Bibliografie.....	222

1 INTRODUCERE

Transportul pe calea ferată reprezintă și va constitui și în viitor principalul mijloc de transport. Ca urmare, o cerință majoră a cercetării și industriei este asigurarea dotării cu locomotive și vagoane de mare performanță tehnică. În acest sens este necesar să se îmbogățească parcul de locomotive și vagoane, prin înzestrarea acestuia cu noi tipuri de vehicule cât și prin îmbunătățirea parametrilor constructivi, funcționali și energetici a celor existente.

Proiectarea și fabricarea materialului rulant, care se caracterizează printr-o diversitate și complexitate cu totul deosebite, implică o multitudine de aspecte constructive, tehnologice și de material. Realizarea cu succes a unui produs din faza de proiectare până la cea de element al parcului feroviar, necesită colaborarea unui număr mare de specialiști și un efort de coroborare transdisciplinară, care vizează proiectarea și tehnologia mecanică, știința materialelor, electrotehnica și electronica, hidraulica și termotehnica, informatica, design-ul și ergonomia etc.

La proiectarea și fabricarea unui vehicul de cale ferată trebuie să se respecte o serie de condiții fundamentale și anume:

- siguranța în exploatare;

- armonizarea construcției materialului rulant la condițiile cerute de exploatare și de cale;
- caracteristici de funcționare corespunzătoare pentru capacități de tracțiune mari la viteze de mers necesare condițiilor de pe secția de remorcare;
- transformarea energiei primare în energie mecanică la periferia roților motoare sau la cârligul de tracțiune în condiții avantajoase, adică realizarea unui grad de economicitate ridicat;
- durabilitate ridicată între două reparații periodice ale vehiculelor (fiabilitate).

Îndeplinirea acestor condiții fundamentale care se pun pentru vehiculele feroviare, uneori antagoniste ca greutate și gabarit, limite impuse de cale, ca siguranță mare în exploatare, necesită determinarea caracteristicilor de funcționare, stabilirea parametrilor de exploatare și verificarea datelor constructive pentru diferite regimuri de serviciu.

La circulația pe cale, vehiculele feroviare se caracterizează prin faptul că se deplasează prin intermediul roților pe cele două șine și se autoghidează prin forțele de contact dintre roți și șine.

Astfel, roțile pe lângă cele trei funcțiuni obișnuite pe care le au și pentru alte mijloace de transport terestre, adică sprijinirea pe verticală a vehiculului, rularea și propulsia, respectiv frânarea, la vehiculele de cale ferată mai au o funcție în plus specifică acestora și anume aceea de autoghidare în interiorul celor două fire ale căii.

Discontinuitățile șinei generează în timpul circulației vehiculului, la contactul roată - șină, forțe dinamice. Valoarea acestor forțe crește proporțional cu accelerațiile maselor în mișcare, limitând astfel viteza maximă de circulație a vehiculului. Pentru micșorarea forțelor dinamice de interacțiune ale vehiculului cu calea, este necesară o masă suspendată cât mai mică, o suspensie a vehiculului adaptată la viteza de mers și o sarcină

pe osie cât mai redusă.

Datorită montării rigide a roților pe osie și a conicităților inversate stânga față de dreapta ale suprafețelor de rulare a celor două roți, osia montată execută în mers o mișcare de șerpuire, mijlocul osiei descriind în plan orizontal o sinusoidă.

Viteza la care mișcarea de șerpuire devine instabilă, poartă numele de „viteză critică”, aceasta determinând de fapt viteza maximă care poate fi atinsă în deplină siguranță de către vehicul. Mărirea vitezei critice se poate realiza printr-o construcție adecvată a vehiculului.

Problema aderenței devine foarte importantă în domeniul vitezelor de circulație mari, de acest lucru ținându-se cont la concepția materialului rulant, atât din punct de vedere al tracțiunii cât și al frânării.

La vehiculele feroviare motoare, forța de tracțiune maximă care se poate dezvolta la periferia roților, fără a produce patinarea, este forța de aderență care scade odată cu creșterea vitezei datorită micșorării coeficientului de frecare dintre roată și șină. Pe de altă parte, forța de rezistență la înaintare a trenului crește cu viteza, în special datorită rezistențelor aerodinamice care devin preponderente la viteze mari. Egalitatea acestor forțe va determina viteza maximă a vehiculului motor.

Patinarea roților motoare duce la solicitări importante în sistemul de antrenare al osiilor, datorită fenomenului de stick-slip ca și la uzuri mari ale bandajelor roților și șinelor.

În raport cu scurta descriere de mai sus, un rol esențial revine boghiurilor. În construcția boghiului, subansamblul cel mai important este osia montată. De aceea acest subansamblu necesită acordarea unei atenții deosebite, de la proiectare la fabricație, urmărire în exploatare și verificări periodice în laboratoare sau pe calea ferată, pe diferite secții de remorcare sau pe inelele de încercare.

Osia montată se compune dintr-o osie propriu – zisă, pe care se montează roțile (stele sau discuri) cu bandajele fretate. Pe osie se mai montează una sau două coroane dințate și rulmenții de sprijin. Prin proiectare se urmărește asigurarea bunei funcționări a osiei ținându-se cont la calculul de rezistență a osiei montate de normele și instrucțiunile internaționale.

Lucrarea cuprinde o parte din preocupările autorului legate de roțile montate ale locomotivelor realizate în Societatea S.C. Caromet S.A., lucrări pe care le-a coordonat și realizat. Roata montată a fost dintotdeauna în centrul preocupărilor principalelor echipe de proiectanți și producători.

Pe baza experienței personale și din cunoașterea preocupărilor specialiștilor în domeniu din toată lumea, se poate spune că unul dintre elementele – cheie ale calității și fiabilității osiei montate este reprezentat de proiectarea îmbinărilor cu strângere, prin care, pe osie se fixează discurile, roțile dințate, rulmenții și elementele de etanșare. Dintre toate aceste îmbinări, din punct de vedere al performanțelor tehnice ale boghiului, cea mai importantă este îmbinarea osie – disc. Aceasta influențează direct momentul transmis, viteza vehiculului, regimul vibrațiilor în faza de demaraj, în curbă sau în regim de parcurs rectiliniu, durabilitatea și fiabilitatea boghiului.

Având în vedere aceste observații, obiectivele prezentei teze pot fi formulate după cum urmează:

- *studiul critic al aspectelor fundamentale care stau la baza calculului îmbinărilor cu strângere;*
- *evaluarea posibilităților de proiectare a ajustajelor cu strângere speciale pe baza normativelor internaționale din domeniu;*
- *analiza factorilor de influență a strângerii, care nu sunt explicitați în standarde;*
- *optimizarea prin calcul automat sau interactiv a îmbinării osie – disc, în scopul creșterii capacității portante și a coeficienților de siguranță a*

materialului;

- ❑ *analiza soluțiilor obținute prin verificări analitice și prin metoda elementului finit a stării de tensiune din osie și roată;*
- ❑ *elaborarea unui proiect de experiment și desfășurarea acestuia în scopul validării rezultatelor proiectării automate și simulării numerice.*

Teza este structurată pe 7 capitole.

Capitolul 2 al tezei prezintă sintetic etapele de calcul al îmbinărilor cu strângere pe suprafețe cilindrice conform normativului european DIN 7190 și standardului american ANSI B4.2.

Este descris mersul de calcul, care vizează dimensionarea ajustajului, pe baza mărimii momentului de torsiune sau/și a forței axiale pe care îmbinarea trebuie să le transmită. Sunt definite corecțiile de strângere cu care se majorează strângerea minimă necesară și se subliniază faptul că standardele nu indică relații explicite de determinare a corecției necesare în cazul regimurilor dinamice de funcționare.

În condițiile alegerii unui ajustaj bazat pe câmpurile de toleranță prescrise de ISO 286, sunt indicate relațiile de verificare a stării de tensiune în materialul pieselor, în scopul stabilirii regimului de lucru (elastic sau elasto – plastic) și al calculului coeficienților de siguranță ai îmbinării.

Capitolul 3 al tezei conține fundamentele teoretice pe care se bazează principial îmbinarea cu strângere. Arborele și butucul care se îmbină sunt asimilate unor cazuri particulare ale tuburilor cu pereți groși. Pornind de la cazul general al tuburilor supuse la presiune exterioară și interioară și impunând condițiile specifice arborelui și butucului se deduc relațiile de variație pe rază a tensiunilor radiale și tangențiale și, respectiv, a deformației radiale.

Din punct de vedere al stării de tensiune și deformație tuburile supuse la presiune și îmbinările cu strângere reprezintă două aspecte inverse ale

aceleiași probleme. În cazul tuburilor, tensiunile și deformațiile sunt determinate de acțiunea presiunilor interioară și/sau exterioară, în timp ce la îmbinările cu strângere, asamblarea forțată a pieselor cu dimensiuni efective diferite determină deformații, care au ca rezultat tensionarea componentelor și crearea presiunii de contact necesare manifestării forței de frecare, ca element de împiedicare a alunecării relative.

Din această perspectivă, strângerea este asimilată sumei deplasărilor radiale în valoare absolută ale arborelui supus la presiune exterioară și butucului supus la presiune interioară. Este dedusă expresia presiunii de contact funcție de strângere, dimensiunea nominală a îmbinării, geometria pieselor și caracteristicile elastice ale materialului din care este prelucrat arborele și butucul.

Starea de tensiune este influențată și de dinamica regimului de funcționare a îmbinării. Rotația conduce la relaxarea arborelui și tensionarea suplimentară a butucului, cu consecințe directe asupra deformațiilor și, respectiv, strângerii.

Ultimul paragraf al capitolului este dedicat analizei cazului particular, dar foarte frecvent, al arborelui plin. Se demonstrează că arborele plin nu poate fi tratat matematic ca un caz limită al tubului cu pereți groși, prin considerarea razei interioare nule. Literatura indică, pentru $r_1 = 0$ (pe axa arborelui) o stare de tensiune și deformație caracterizată prin: $\sigma_r = 0$ (tensiuni radiale) , $\sigma_t = -2p$ (tensiuni tangențiale) și $u = 0$ (deformație radială). Prin desfășurarea unei analize numerice bazate pe relațiile generale și pentru valori ale raportului k (r_1/r_2) descrescătoare ($k=0.5...0.001$), rezultă că, pe măsură ce raza interioară a arborelui scade, tensiunile manifestă o tendință de omogenizare ($\sigma_r = \sigma_t \rightarrow -p$), situație care nu concordă cu particularizarea directă a relațiilor generale. Odată cu scăderea raportului k tensiunile tind asimptotic spre valoarea presiunii exterioare.

Acest aspect privind uniformizarea tensiunilor în volumul materialului, precum și starea de tensiune pe axa arborelui, corespunzător valorii exacte $r_1 = 0$, este confirmată analitic de teoria tensiunilor simetrice față de o axă.

Din punct de vedere practic, concluziile acestui demers prezintă importanță deosebită. S-a arătat că arborele plin are capacitatea portantă dublă față de tubul cu pereți groși având același diametru exterior. S-a propus completarea algoritmului de calcul al îmbinărilor cu strângere, în etapa de verificare a regimului deformațiilor, cu relații distincte pentru arborele tubular și arborele plin, în conformitate cu concluziile studiului desfășurat.

Capitolul 4 al tezei analizează factorii de influență a capacității portante a îmbinărilor cu strângere, respectiv alegerea ajustajului funcție de sarcinile de transmis, dimensiunea nominală, regimul dinamic de lucru și gradul de finisare a suprafeței pieselor.

În primul paragraf sunt analizate ajustajele cu strângere preferențiale recomandate de ISO 286. Au fost luate în considerare ajustajele cu treptele de precizie [6...8], bazate pe sistemul alezaj unitar, de tipul H6/*5, H7/*6, H8/*7 și câteva ajustaje la care alezajul și arborele sunt prelucrate în aceeași treaptă de precizie. Studiul s-a extins pe domeniul de dimensiuni nominale [0...500]mm, secventat pe intervale și abateri superioare și inferioare conform standardului citat.

Datele tabelare și graficele trasate de către autor au condus la următoarele concluzii:

- strângerea crește aproximativ liniar în raport cu dimensiunea nominală a îmbinării, panta dreptei de variație a strângerii fiind tot mai accentuată pe măsură ce caracterul ajustajului se schimbă de la “ajustaj cu strângere foarte mică” spre “ajustaj cu strângere cu caracter special”;
- pentru asigurarea unei capacități portante date există o plajă de soluții care include o gamă de dimensiuni nominale și un domeniu de strângeri.

Alegerea optimă a ajustajului trebuie să se bazeze pe minimizarea strângerii, pentru diminuarea efectului de concentrator, dar în limitele pe care restricțiile constructive le permit;

□ optimizarea alegerii ajustajului este cu atât mai fezabilă cu cât dimensiunea nominală este mai mare;

□ ajustajele de același tip (H/s, H/t, H/u) cu diferență de o unitate între treptele de precizie ale alezajului și arborelui asigură strângeri medii de valori apropiate, dar plaje de strângere diferite. Diferența dintre strângerea maximă și minimă sunt egale pentru ajustajele în aceleași trepte de precizie. Pentru ajustaje cu arbore și alezaj prelucrate în aceeași treaptă de precizie (H7/s7, H7/u7), ΔS este constant, dar diferă semnificativ valorile strângerii;

□ ajustajele formate de arbori și alezaje prelucrate în aceeași treaptă de precizie asigură aceeași strângere minimă și strângere maximă ușor mai ridicată decât ajustajele tradiționale la care arborele este prelucrat într-o treaptă de precizie cu o unitate mai mică decât alezajul. De exemplu, comparând ajustajele H7/s6 și H7/s7 rezultă că strângerile minime coincid. Cele maxime sunt, în medie, cu [10...12]% mai mari pentru H7/s7. Ajustajul H7/s6 este mai precis, dar mai costisitor tehnologic. Ajustajul H7/s7 este mai puțin precis, deși strângerea maximă este mai mare, dar prezintă avantajul prelucrării mai ieftine. Opțiunea pentru unul dintre cele două ajustaje poate fi formulată numai în condiții concrete privind cerințele și posibilitățile realizare;

□ din punct de vedere al valorilor, ajustajele preferențiale ISO asigură strângeri maxime cuprinse în domeniul [13...67] μm pentru subclasa ajustajelor cu strângere foarte mică până la gama [34...917] μm pentru subclasa ajustajelor speciale cu strângere.

Pentru studiul capacității portante asigurate de diverse ajustaje s-a realizat o modelare numerică pentru un caz frecvent întâlnit în practică, astfel încât

rezultatele au un caracter de potențial ghid practic. S-a considerat o îmbinare a două piese prelucrate din oțel (cu $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{MPa}$, $\nu=0.3$) și calate pe o lungime egală cu diametrul de îmbinare. De asemenea, s-a utilizat o valoare uzuală a coeficientului de frecare, $f = 0.1$. Se pot formula următoarele concluzii:

□ alegerea ajustajului permite fixarea dimensiunii nominale numai în domeniul dimensiunilor mari. De exemplu, pentru transmiterea unui moment de $5 \cdot 10^5 \text{ N.m}$ impunerea unui ajustaj din gamele H6/*5 sau H7/*6 permite alegerea dimensiunii nominale în intervalul (320...420)mm.. Observația este utilă mai ales atunci când se impun restricții de gabarit;

□ în cazul unor ansambluri constructive de mare importanță, care necesită precizie foarte mare pentru siguranța în funcționare și fiabilitate statistică foarte ridicată a lotului de produse, ISO 286 admite alegerea altor ajustaje decât cele recomandate ca preferențiale.

În paragraful al doilea este analizată influența mișcării de rotație asupra capacității portante a îmbinării. Pornind de la expresia forței centrifuge de inerție, care se consideră uniform distribuită pe suprafața de contact arbore/butuc, s-a dedus expresia deformațiilor suplimentare ale pieselor (comprimare pentru butuc și relaxare pentru arbore). Corecția de strângere datorată mișcării de rotație a rezultat ca diferență a deformațiilor suplimentare ale butucului și arborelui. Expresia analitică obținută pentru corecție a fost utilizată pentru modelarea numerică a comportării unei îmbinări la cinci turații (500, 750, 1000, 1500 și 2000 rot/min). Pe baza unei extinse analize numerice și a ilustrării grafice a variațiilor mărimilor de interes au rezultat următoarele concluzii:

□ corecția S_0 depinde de dimensiunile îmbinării, de turație, de proprietățile de elasticitate ale materialelor, dar este independentă de lungimea de calare;

- corecția depinde în mică măsură de raportul k , respectiv de dimensiunile radiale ale butucului;
- cel mai important factor de influență a corecției este viteza de rotație;
- factorul dimensional este, de asemenea, esențial. Corecția, practic nu poate fi neglijată în nici o aplicație;
- la dimensiuni foarte mari forțele inerțiale sunt considerabile, astfel încât exclud utilizarea îmbinării cu strângere. Chiar ajustajele cu strângeri foarte mari, pe ultimul interval dimensional asigură un seraj de maximum $(0.8...0.9)\text{mm}$. Turația limită este de ordinul $(200...300)$ rot/min.
- indiferent de dimensiuni, dacă îmbinarea lucrează în regim de mișcare de rotație este necesară verificarea turației limită (corespunzătoare alunecării relative a pieselor).

În ultimul paragraf este discutată corecția de rugozitate care majorează strângerea minimă necesară. Sunt definiți parametrii de stare a suprafeței conform STAS 5730/1-89 și relațiile matematice dintre aceștia.

Analiza numerică a influenței corecției de rugozitate pentru trei valori uzuale ale parametrului R_a [μm] (0.8, 1.6, 3.2), a condus la următoarele concluzii:

- corecția de rugozitate are o importanță relativă, în sensul că influențează alegerea ajustajului cu atât mai intens cu cât dimensiunea nominală este mai mică. În acest domeniu, al dimensiunilor mici, corecția poate fi de ordinul strângerii minime necesare, sau chiar poate să depășească valoarea acesteia. În general, corecția este importantă atunci când este de ordinul de mărime al strângerii minime necesare și poate să impună schimbarea ajustajului într-o clasă de strângere mai severă;
- la dimensiuni mari, corecția de rugozitate este mai mică sau mult mai mică decât strângerea minimă necesară și, în general, nu influențează tipul ajustajului necesar;

□ prescripțiile de stare a suprafeței trebuie să aibă în vedere dimensiunea nominală a îmbinării. Cu cât aceasta este mai mică, se impune o prelucrare mai fină, astfel încât corecția să fie minimă, să nu conducă la supradimensionarea ajustajului.

În capitolul 5 al tezei este prezentată desfășurarea unui calcul de optimizare a unei îmbinări cu strângere, pentru o aplicație de mare importanță tehnico – economică, și anume, ansamblul osie montată, din construcția boghiurilor care utilizează locomotivele electrice LE 5100 kW.

Primul paragraf este dedicat descrierii constructive, cu toate detaliile dimensionale, de material și de montaj, conform documentației existente.

Al doilea paragraf conține calculul de optimizare al celei mai importante îmbinări cu strângere din construcția ansamblului osie montată, și anume, îmbinarea osie – disc.

Scopul optimizării este creșterea preciziei ajustajului cu strângere, astfel încât coeficienții de siguranță corespunzători strângerii minime și maxime să fie cât mai apropiați, iar capacitatea portantă medie a îmbinării să fie majorată în raport cu soluția existentă.

Singura ipoteză simplificatoare introdusă în calcul a fost asimilarea îmbinării conice cu o îmbinare pe suprafețe cilindrice. Simplificarea este justificată de observația că valoarea conicității este foarte redusă ($\sim 1 : 700$) și este susținută de existența unui algoritm de calcul complet și exact pentru îmbinările pe suprafețe cilindrice, în timp ce suportul matematic pentru îmbinările conice are la bază principii diferite. Totodată, calculul s-a desfășurat pentru o variantă presată, la care strângerea este constantă pe lungimea de calare a pieselor, similar îmbinărilor pe suprafețe cilindrice.

Pentru optimizare s-a utilizat un soft dedicat calculului îmbinărilor cu strângere, *Calculation of force coupling of shafts with hubs*, care face parte din pachetul MITCalc - Force shaft connection 1.14 (aplicații MS Excel –

VBA).

S-au utilizat ca date de intrare diametrul nominal de 229 mm, lungimea de calare de 176 mm, diametrul exterior al discului bandajat de 1250 mm și caracteristicile oțelurilor speciale din care este prelucrată osia, respectiv discul, la varianta existentă. S-a impus, de la începutul aplicației o valoarea a momentului de torsiune transmis majorată cu ~5% față de valoarea maximă asigurată de variantă actuală.

Prin rularea secvențelor automate și interactive ale programului s-a reprojctat îmbinarea, pentru care a rezultat un ajustaj H5/v5, din gama extinsă a ajustajelor prevăzute de ISO 286.

S-a observat o creștere a strângerii medii cu ~39%, în condițiile menținerii regimului elastic al deformațiilor pentru ambele piese ale îmbinării, având ca rezultat o majorare a capacității portante maxime cu ~80%, ceea ce echivalează cu o dublare a coeficientului de siguranță mediu la torsiune pentru osie.

Creșterea serajului de la [215...275] μm la [320...360] μm a permis mărirea vitezei maxime a locomotivelor utilizate cu osii montate în varianta nouă, de la 120 km/h la 160 km/h, și, corespunzător, o creștere a forței de presare la [1300...1550] kN – o expresie a creșterii siguranței împotriva desfacerii îmbinării (alunecării relative osie – disc).

Creșterea capacității portante a îmbinării osie – disc conduce la prelungirea duratei de funcționare, respectiv ridicarea fiabilității ansamblului osie montată, determină regimul de funcționare mai silențios al angrenajului și îmbunătățește comportamentul locomotivei la demaraj, în sensul micșorării sau eliminării manifestării fenomenului de stick – slip.

Pentru verificarea discului bandajat, a cărei geometrie este variabilă, iar asimilarea cu un tub cu pereți groși nu conduce la rezultate certe privind eforturile unitare și respectiv coeficienții de siguranță, s-a procedat la

analiza stării de tensiune și deformație a roții prin metoda elementului finit.

Aplicația numerică a fost dezvoltată în programul specializat Ansys și, pentru punerea în evidență a stării complexe de tensiune, s-a apelat la modelarea 3D a roții. Discretizarea piesei a utilizat o rețea care definește elemente finite de tip tetraedric.

Pentru eficiența demonstrației s-a ales roata cu geometria cea mai complexă, și anume, roata stea cu 11 spițe, a cărei formă constructivă și dimensiuni sunt prezentate în materialul ilustrativ care completează partea descriptivă.

În prima fază s-au introdus ca solicitări numai deformațiile determinate de strângerile osie – disc și disc – bandaj. Separat, au fost puse în evidență tensiunile determinate de solicitările care apar în trei cazuri limită de funcționare: mersul rectiliniu, mersul în curbă și mersul peste schimbătoarele de cale. Simulările au fost efectuate integral pentru cazul roții noi și pentru roata la uzura maximă de 40 mm pe rază. Rezultatele simulării numerice sunt în perfectă concordanță cu cele previzionate de calculul automat de proiectare, pentru suprafața de contact osie – roată.

Capitolul 6 descrie desfășurarea și rezultatele unui experiment de validare a concluziilor rezultate în urma demersului analitic și numeric.

Având în vedere îmbunătățirile complexe, care fac obiectul unui certificat atestat de Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci, îmbunătățiri care, pe lângă creșterea serajului de la $[215...275]\mu\text{m}$ la $[0.320...0.360]\mu\text{m}$, au vizat modificări constructive, de material și tehnologie a boghiului locomotivei electrice, s-a proiectat un amplu experiment, care să includă o gamă cât mai cuprinzătoare de parametri, vizând viteza, rezistența, vibrațiile, atât în regim de mers normal, cât și în regimul particular tranzitoriu al demarajului.

Determinările experimentale desfășurate pe o locomotivă 060 EA în parcurs, au urmărit evaluarea următoarelor mărimi: momentul de torsiune în osia 1 în sensul de mers, partea neantrenată; viteza locomotivei; viteza de

alunecare a osiei 1; forța de tracțiune la cârligul locomotivei; solicitările în bara de reacțiune a angrenajului de osie la osia 1; deplasările relative dintre cutiile de osie și rama boghiului, la osiile extreme ale unui boghiu; deplasările relative dintre ramele boghiurilor și rama cutiei locomotivei (în trei puncte); momentul de torsiune în arborele de torsiune al motorului electric de tracțiune; vibrațiile de torsiune în osii la patinarea pe loc; frecvența proprie a oscilațiilor libere de torsiune în cutia montată.

Paragrafele 3, 4 și 5 ale capitolului, descriu detaliat metodologia și aparatura de măsurare, metodică încercărilor și efectuarea acestora.

În ultimul paragraf sunt prezentate și discutate rezultatele obținute prin măsurare. Un extras al volumului mare de date experimentale este atașat lucrării în Anexele 3 și 4. Pe parcursul lucrării sunt prezentate ilustrări grafice ale rezultatelor și comentarea acestora.

La funcționarea ansamblului osiei montate – motor electric de tracțiune la limita de aderență în regim de tracțiune stabil, au rezultat următoarele observații:

- creșterea cuplului motor se realizează în trepte, prin trecerea graduatorului pe poziții superioare. Creșterea cuplului motor nu se realizează brusc la trecerea graduatorului pe poziție superioară, ci după o creștere mai accentuată în momentul inițial, momentul continuă să crească un timp de $[0,2 \dots 0,3]$ s, până la stabilizare;
- creșterea momentului în osie M_o trepte I, II, III s-a realizat simultan cu creșterea momentului în arborele motorului de tracțiune M_a , a forței în bara de reacțiune F_{br} și a forței de tracțiune la cârligul locomotivei F_t ;
- în momentul atingerii limitei de aderență (IV), roata începe să alunece pe șină cu o viteză de demarare V_a , crescătoare, iar momentul mediu în osie M_o , scade sensibil. Momentul M_o , în arborele motorului electric de tracțiune, forța F_{br} în bara de reacțiune și forța de tracțiune F_z , se reduc

similar cu momentul în osie;

- până la atingerea limitei de aderență, în elementele ansamblului motor electric de tracțiune – osie montată, nu s-au înregistrat vibrații de torsiune;
- valoarea maximă a momentului în osie în momentul depășirii limitei de aderență, depinde de valoarea efectivă a coeficientului de aderență și de sarcina pe osie și distribuția ei pe cele două roți în momentul respectiv.

La funcționarea ansamblului osie montată – motor electric de tracțiune, în regim de patinare, au rezultat următoarele concluzii:

- începutul fenomenului de patinare, se caracterizează prin creșterea accentuată a vitezei de alunecare, creșterea amplitudinii oscilațiilor momentului de torsiune, reducerea momentului mediu în osie și respectiv a forței de tracțiune și intrarea în vibrație a întreg ansamblului osie montată – motor electric de tracțiune;
- momentul în osie M_o începe să oscileze, la început cu o frecvență instabilă, după care frecvența se stabilizează la valoarea de 51,5 Hz, iar amplitudinea oscilațiilor crește până la atingerea unei valori stabile. Valoarea medie a momentului în osie ($M_{o \text{ mediu}}$), scade pe măsura creșterii amplitudinii oscilațiilor de torsiune;
- forța de tracțiune la cârligul locomotivei scade în timpul patinării, după o lege similară cu cea a momentului mediu;
- timpul în care se atinge valoarea maximă (stabilizată) a amplitudinii oscilațiilor momentului de torsiune, este de 0,7 la 1,2 s. Valorile maxime ale amplitudinii oscilațiilor măsurate în timpul încercărilor au atins valori frecvente cuprinse între 25.000 daNm și 30.000 daNm, iar reducerea momentului mediu a ajuns până la 90 %;
- vibrația vitezei de alunecare a roții pe șină V_a urmărește similar, în amplitudine și frecvență, variația oscilațiilor de torsiune în osii.

Cu privire la vibrația liberă neamortizată a osiei montate s-a constatat că:

- forța perturbatoare fiind aplicată tangențial, la periferia roții parte neantrenată, în sistem se produc oscilații armonice cu frecvența proprie de 40 Hz. Peste această vibrație se suprapune o vibrație de înaltă frecvență, care reprezintă zgomotul produs la lovirea roții;
- când forța perturbatoare este aplicată pe roata neantrenată, în sistem se produc oscilații armonice cu o frecvență de 55 Hz (fig. 6.8. și 6.10.) în situația când impulsul s-a aplicat pe coroană, iar traductorul a fost amplasat pe roată parte antrenată, peste oscilația armonică de bază cu frecvența de 55 Hz, s-a suprapus și o vibrație de 340 Hz, care reprezintă zgomotul produs de lovirea coroanei;

La descărcarea osiilor datorită cabrajului s-au făcut următoarele observații:

- pe lângă rotirea în plan vertical longitudinal a cadrului boghiului, sub efectul cabrajului, are loc și o rotire în plan vertical transversal, ceea ce conduce la o descărcare mai accentuată a roților din stânga;
- variația dinamică a sarcinilor pe osii datorită circulației pe cale are frecvența proporțională cu viteza și variază de la 0, la demaraj, la cca. 20 Hz, la viteza maximă. Prin urmare, cabrajul poate influența asupra apariției fenomenului de stick-slip numai prin reducerea sarcinii statice pe roți. Variația sarcinii pe roți în parcurs, datorită oscilațiilor suspensiei și a efectului cabrajului, având frecvență foarte mică, nu se poate cupla cu vibrația de stick-slip, care are o frecvență de rezonanță de 51,5 Hz.

În ultimul capitol sunt rezumate realizările teoretice și aplicative din lucrare, respectiv sunt enunțate principalele contribuții originale pe care le aduce aceasta.

Prezenta teză reprezintă o scurtă secvență dintr-o activitate de peste 30 ani în fabrica de boghiuri S.C.Caromet S.A. Caransebeș, unde autorul a participat la activitatea de implementare prin transfer a fabricației

boghiurilor de locomotivă LE și LDE de la I.C.M. Reșița la I.C.M. Caransebeș și la o îndelungată și laborioasă muncă de diversificare și optimizare constructiv - funcțională a ansamblului boghiu, atingându-se, în prezent, o tipologie de 125 de modele de boghiuri, în variante multiple care utilizează toată gama de locomotive, rame electrice, metrouri și tramvaie.

Tuturor celor cu care am colaborat în decursul celor peste 30 de ani de activitate în domeniul materialului rulant și cu care am construit cca 4000 de locomotive de diferite tipuri le aduc sincere mulțumiri.

Totuși, această teză, în care primează aspectele științifice noi, a putut fi elaborată numai cu concursul generos al conducătorul științific, dl prof. dr.ing. Ion Vela. Îmi exprim o deosebită grațitudine pentru îndrumarea competentă, inovatoare și permanentă, cu care domnia sa mi-a fost alături în conceperea și redactarea lucrării.

2 ELEMENTE DE CALCUL AL ÎMBINĂRILOR PRIN STRÂNGERE, PE BAZA NORMATIVELOR DIN 7190/2001 ȘI ANSI – B4.2/2004

2.1 Îmbinări prin strângere. Elemente descriptive generale

Îmbinările prin strângere se realizează prin asamblarea forțată a unei piese tip arbore într-o piesă tip alezaj, care înainte de montare, au dimensiuni diferite ale suprafețelor de îmbinare.

Pentru îmbinarea pe suprafață cilindrică, de exemplu, diametrul exterior al arborelui este $d+a$, iar diametrul alezajului (butucului) este $d - b$ (fig. 2.1).

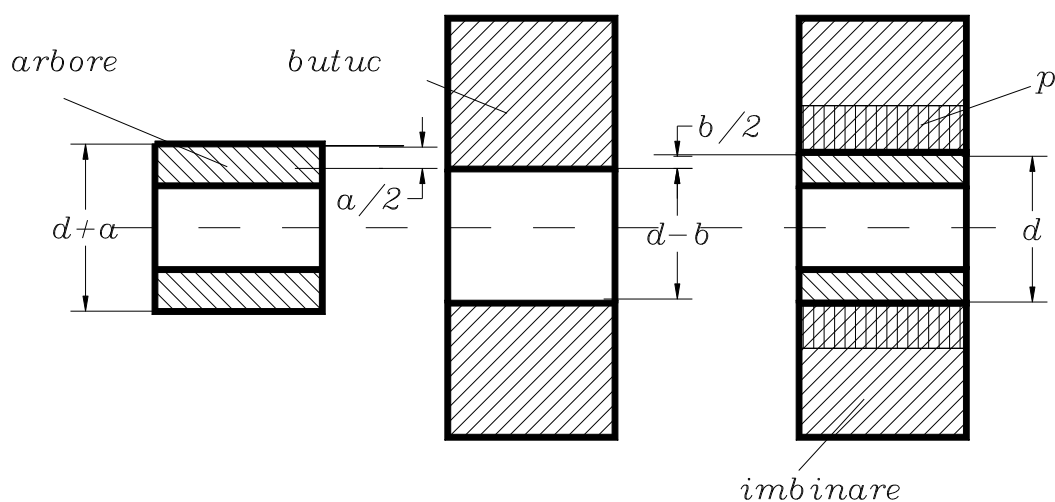


Fig.2.1 Principiul asamblării forțate al pieselor tip arbore/alezaj pentru realizarea îmbinării cu strângere (a – deformația radială a arborelui, b – deformația radială a butucului)

După montaj, ambele piese ajung la aceeași dimensiune, d (fig. 2.1). Această

stare este posibilă datorită deformațiilor radiale Δa (pentru arbore) și Δb (pentru butuc), deformații care introduc în materialele celor două elemente o anumită stare de tensiune. La suprafața de contact a pieselor apare astfel o presiune normală p^* . Forța de frecare, dependentă de această presiune împiedică mișcarea relativă a pieselor și face posibilă transmiterea de forțe axiale sau/și momente de torsiune (fig. 2.2).

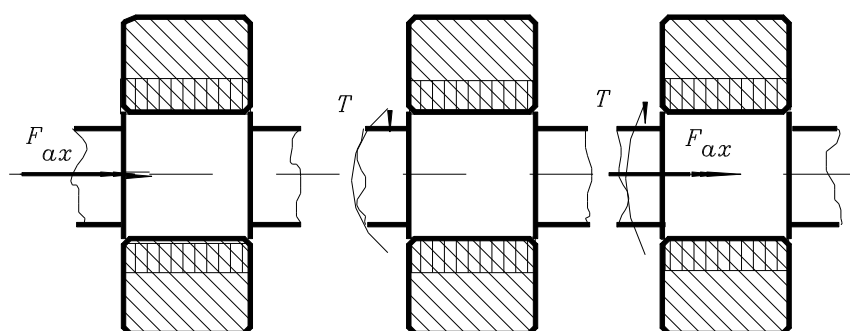


Fig.2.2 Tipuri de solicitări pe care o îmbinare cu strângere este capabilă să le preia

Utilizarea îmbinărilor cu strângere are o largă răspândire și o îndelungată tradiție, datorită avantajelor pe care aceste îmbinări le prezintă:

- ❑ capacitatea de a transmite solicitări mari la gabarit relativ redus în construcția mașinilor-unelte mari, a macaralelor, angrenajelor grele etc.);
- ❑ comportarea bună la sarcini dinamice (discontinue);
- ❑ simplitatea constructivă (suprafețele îmbinate sunt cilindrice sau conice și se pot realiza pe mașini de uz general) ;
- ❑ înlătură necesitatea organelor de asamblare intermediare (pene, știfturi, șuruburi etc.);
- ❑ crește rigiditatea arborelui (diametrului de calcul al arborelui poate fi considerat mai mare decât diametrul nominal cu aproximativ o treime din butuc);

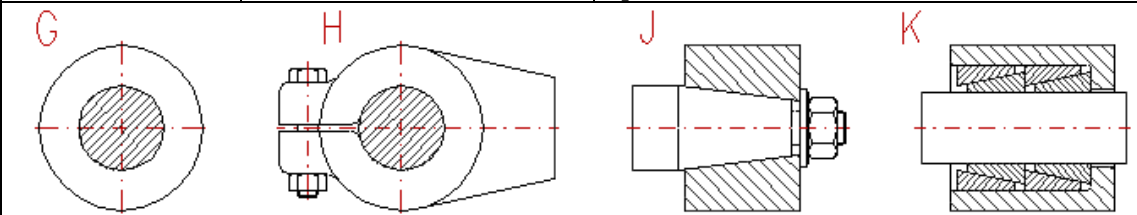
$$d_{\text{calcul}} = d + \frac{D - d}{3} = \frac{D + 2d}{3}; \quad (2.1)$$

- ❑ asigură o bună centrare a pieselor.

Ca dezavantaje ale îmbinărilor cu strângere se pot enumera:

- ❑ montare și demontare greoaie;
- ❑ deteriorarea suprafețelor active după demontare;
- ❑ slăbirea strângerii în timp;
- ❑ imposibilitatea verificării strângerii după montare, în timpul funcționării;
- ❑ variația strângerii efective într-un lot de îmbinări care au avut prescris același ajustaj (datorită abaterilor diferite ale pieselor, chiar dacă se înscriu în câmpurile de toleranțe prescrise);
- ❑ posibilitatea apariției coroziunii de contact;
- ❑ introducerea prin strângere a unui puternic concentrator de tensiune.

Clasificarea îmbinărilor cu strângere se poate face după mai multe criterii, conform tabelului de mai jos :

Îmbinări prin strângere	- după tehnologia de execuție	- presate (montaj la rece) – fig. G	
		- fretate (montaj după încălzirea alezajului sau/și subrăcirea arborelui) – fig. G	
	- funcție de forma constructivă	- fără organe auxiliare – fig. G	
		- cu organe auxiliare (inel, ancore, etc.)	
		- cu elemente intermediare – fig. K	
- după forma suprafeței de contact		- cilindrice – fig. G, H, K	- netede
			- striate
		- conice – fig. J	
		- plane	
			

Ca exemple de utilizare a îmbinărilor cu strângere, se pot enumera: îmbinarea inelului interior al rulmentului și fusul arborelui (fig. 2.3), calarea roților dințate (fig. 2.4), îmbinarea bandajelor pe roțile vagoanelor de cale

ferată (fig. 2.5), îmbinarea elementelor osiei montate de locomotivă în construcția boghiurilor (fig. 2.6) etc.

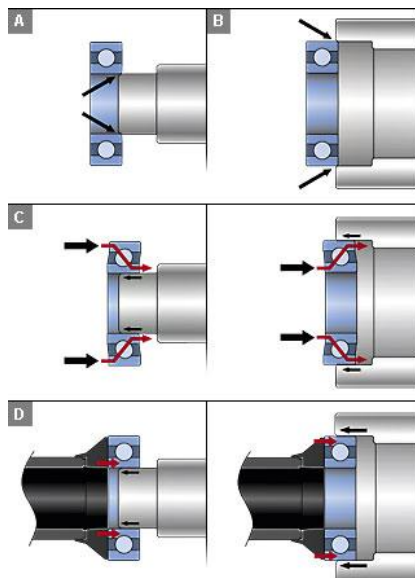


Fig. 2.3 Aplicații ale îmbinărilor cu strângere – fixarea rulmenților [W11]



Fig. 2.4 Aplicații ale îmbinărilor cu strângere – fixarea roților dințate [W12]



Fig. 2.5 Aplicații ale îmbinărilor cu strângere – fixarea bandajelor pe roțile de cale ferată [W16]



Fig. 2.6 Aplicații ale îmbinărilor cu strângere – osiile montate din construcția boghiurilor [W13]

2.2 Calculul îmbinărilor prin strângere pe suprafețe cilindrice

Dimensionarea unei îmbinări prin strângere înseamnă stabilirea ajustajului necesar pentru a asigura transmiterea solicitărilor exterioare, în condițiile în care se cunosc dimensiunile nominale ale îmbinării, caracteristicile materialelor și condițiile de exploatare. În plus, se pune condiția ca solicitările și deformațiile introduse de strângere să se situeze în domeniul elastic (cel puțin pentru arbore).

Calculul îmbinărilor prin strângere pe suprafețe cilindrice face obiectul unui standard european, DIN 7190/2001, care a fost elaborat sub conducerea comitetului NA 060-34-32 AA (Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen).

Normativul european citat este în totală concordanță cu standardul american ANSI/ASME (American National Standardization Institute/American Society for Mechanical Engineers) B4-2 (Preferred Metric Limits and Fits), variantă în sistemul metric de unități a normei de bază ANSI/ASME B4-1/1967 (R2004) – Preferred Limits and Fits for Cylindrical Parts. Standardul european este coroborat cu normativul ISO286, care prescrie intervale dimensionale pe domeniul [0...3150]mm, abaterile admise

pentru toate câmpurile de toleranță a...zc, A...ZC, pe intervale, precum și ajustajele preferențiale cu joc, intermediare și cu strângere. Față de ANSI B4-2, care face referire la 17 toleranțe fundamentale (IT0...IT16), ISO286 prevede 20 toleranțe fundamentale (IT01, IT0, IT1...IT18).

Pentru dimensionarea îmbinării, ambele standarde prevăd parcurgerea următoarelor etape:

1. Determinarea presiunii minime necesare

Dacă îmbinarea trebuie să transmită o forță axială F_{ax} , forța de frecare F_f trebuie să fie mai mare decât acesta (fig. 2.7).

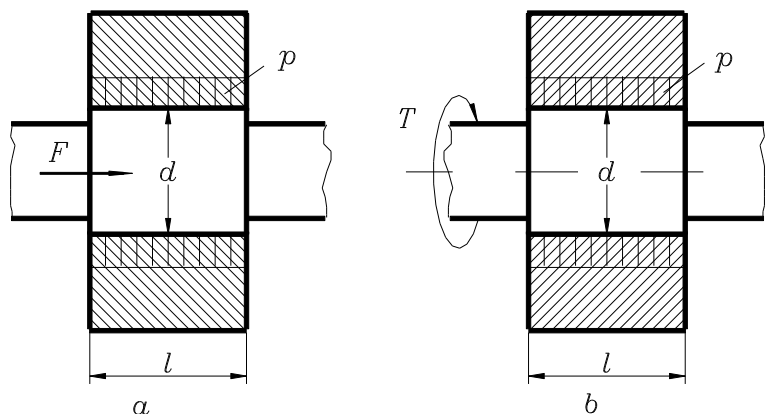


Fig. 2.7 Îmbinare care preia forță axială (a), respectiv tangențială (b)

Explicitând forța de frecare, rezultă:

$$F_f = p_{ax}^* \cdot f_{ax} \cdot \pi \cdot d \cdot l \geq F_{ax}, \quad (2.2)$$

unde d și l sunt dimensiunile nominale ale îmbinării, f_{ax} - coeficient de frecare de alunecare pe direcție axială, p^* - presiune de contact.

Din relația (2.2) rezultă presiunea minimă necesară transmiterii forței axiale F_{ax} :

$$p_{min\ ax}^* = \frac{F_{ax}}{f_{ax} \cdot \pi \cdot d \cdot l}. \quad (2.3)$$

Dacă îmbinarea trebuie să transmită momentul de torsiune T , momentul de frecare T_f trebuie să fie mai mare decât acesta:

$$T_f \geq T. \quad (2.4)$$

Explicitând momentul de frecare, rezultă:

$$T_f = p_t^* \cdot f_t \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \geq T, \quad (2.5)$$

de unde rezultă presiunea minimă necesară transmiterii solicitării tangențiale

$$p_{\min t}^* = \frac{2T}{f_t \cdot t \cdot d^2 \cdot l}. \quad (2.6)$$

f_t reprezintă coeficientul de frecare de alunecare pe direcție tangențială.

Dacă îmbinarea trebuie să transmită simultan forță axială și moment de torsiune, atunci se calculează separat presiunea minimă necesară fiecărei solicitări simple. Pentru solicitarea complexă, literatura indică o compunere vectorială a presiunilor:

$$p_{\min}^* = \sqrt{p_{\min \alpha}^{*2} + p_{\min t}^{*2}}. \quad (2.7)$$

2. Determinarea strângerii necesare

Strângerea necesară rezultă din teoria tuburilor cu pereți groși, ca sumă a deplasărilor radiale ale arborelui și butucului:

$$S_{\text{mec}} = p_{\min}^* \cdot d \left[\frac{1}{E_1} \left(\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_2 \right) \right] \cdot 10^3 \text{ } [\mu\text{m}], \quad (2.8)$$

unde $E_{1,2}$ reprezintă modulul de elasticitate longitudinal pentru materialul arborelui, respectiv butucului [MPa], $\nu_{1,2}$ - coeficientul de contracție transversală (Poisson) pentru cele două piese [-], d, d_1, d_2 - dimensiuni nominale ale pieselor [mm] - (fig.2.8).

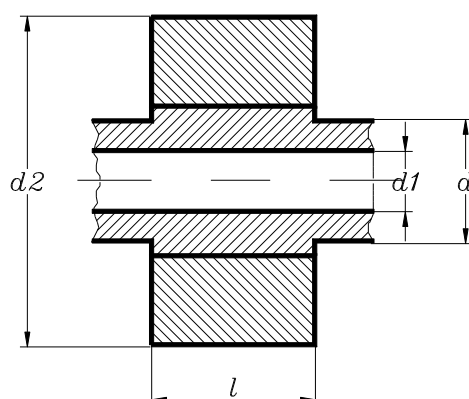


Fig.2.8 Notații convenționale ale diametrelor arborelui și butucului

Strângerea necesară S_{nec} , se majorează prin corecțiile datorate înălțimii rugozităților, S_R , eventualei diferențe de temperatură în funcționare a arborelui și butucului S_T și mișcării de rotație, S_ω .

Strângerea minimă necesară va fi:

$$S_{min\ mec} = S_{nec} + S_R + S_T + S_\omega \dots \quad (2.9)$$

unde $S_R = c (2R_{z1} + 2R_{z2})[\mu m]$. (2.10)

$R_{z1,2}$ simbolizează parametrul de rugozitate în 10 puncte pentru suprafața arborelui, respectiv alezajului butucului, iar c este un factor de influență a rugozităților.

Conform DIN 7190, factorul c , are valoarea 0,4.

Corecția de temperatură are expresia:

$$S_t = d(\Delta t_2 \alpha_2 - d \Delta t_1 \alpha_1) \cdot 10^3 [\mu m], \quad (2.11)$$

unde $\Delta t_{1,2}$ reprezintă diferența între temperatura de funcționare a pieselor îmbinate și temperatura mediului ambiant, $\alpha_{1,2}$ - coeficienții termici de dilatare/contractie pentru cele două piese.

Pentru corecțiile impuse de influența regimului dinamic asupra îmbinării, standardele nu indică relații de calcul explicite.

În unele tratate, corecția datorată mișcării de rotație este recomandată sub forme aproximative, cum ar fi [B2]:

$$S_{\omega} = \frac{\gamma}{E} \frac{\omega}{16g} d(d_2^2 - d^2)(3 - \nu), \quad (2.12)$$

unde γ este greutatea specifică a materialelor [N/m^3], g - accelerația gravitațională [m/s^2], ω - viteza unghiulară de rotație [rad/s].

Din standard, se alege un ajustaj care să asigure o strângere minimă superioară celei necesare:

$$S_{\min SR} \geq S_{\min nec} . \quad (2.13)$$

3. Determinarea capacității portante a îmbinării

Cu ajutorul strângerii minime care rezultă din ajustajul ales, se calculează presiunea minimă de contact:

$$p_{\min}^* = \frac{S_{\min SR}}{10^3 d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} . \quad (2.14)$$

S-au notat:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_1, \quad (2.15)$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_2, \quad (2.16)$$

Capacitatea portantă pe direcție axială are expresia:

$$F_{ax cap} = p_{\min}^* \cdot f_{ax} \cdot \pi \cdot d \cdot l, \quad (2.17)$$

iar pe direcție tangențială, momentul maxim transmis este:

$$T_{cap} = p_{\min}^* \cdot f_t \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l / 2 . \quad (2.18)$$

4. Determinarea forței de montare/demontare

Pe baza strângerii maxime SR se determină forța axială necesară presării și depresării pentru îmbinările montate la rece și temperatura de încălzire

sau/și subrăcire pentru îmbinările fretate.

Forța necesară presării este:

$$F_p = f_p \cdot p_{\max SR}^* \cdot \pi \cdot d \cdot l. \quad (2.19)$$

Pentru depresare se estimează:

$$F_d = f_d \cdot p_{\max SR}^* \cdot \pi \cdot d \cdot l. \quad (2.20)$$

În relațiile (2.19), (2.20) $F_{p,d}$ reprezintă forța de presare/depresare, $f_{p,d}$ - coeficient de frecare la presare/depresare.

Se remarcă faptul că $f_p \neq f_d$.

Pentru îmbinările realizate prin încălzirea butucului se calculează temperatura de fretare:

$$t_f = t_o \pm \Delta t, \quad (2.21)$$

$$\text{unde } \Delta t_{1,2} = \frac{S_{\max SR} + J_o}{10^3 \cdot d \cdot \alpha_{1,2}}, \quad (2.22)$$

t_f - temperatura de fretare, $\Delta t_{1,2}$ - interval de temperatură de încălzire sau răcire, J_o - jocul minim necesar introducerii pieselor conjugate, $J_o = (0,6 \div 1,1)d$ (funcție de mărimea diametrului).

Temperatura de fretare t_f trebuie să fie inferioară temperaturii critice la care încep tranșări structurale în materiale:

$$t_f < t_{\text{critic}}. \quad (2.23)$$

5. Verificarea regimului deformațiilor

Se impune, în general, ca solicitările și deformațiile să se situeze în domeniul elastic pentru care sunt valabile ecuațiile lui Lamé, pe care se bazează întregul calcul.

Pentru acesta se fac următoarele verificări:

□ presiunea minimă și respectiv maximă trebuie să fie mai mici decât

presiunile limită pentru cele două materiale (la egalitate piesele se deformează plastic în totalitate):

$$P_{\min, \max SR} < P_{\lim 1, 2}, \quad (2.24)$$

$$p_{\lim 1} = 2\tau_{c1} \cdot \ln\left(\frac{d_1}{d}\right), \quad (2.25)$$

$$p_{\lim 2} = 2\tau_{c2} \cdot \ln\left(\frac{d}{d_2}\right), \quad (2.26)$$

unde $\tau_{c1,2}$ este limita de curgere la solicitări tangențiale a celor două materiale:

$$\tau_{c1,2} = \frac{\sigma_{c1,2}}{\sqrt{2(1 + \nu_{1,2})}}; \quad (2.27)$$

□ presiunea minimă, respectiv maximă trebuie să fie mai mică decât presiunile de curgere ale materialelor. Dacă nu sunt îndeplinite simultan condițiile (2.28), rezultă că una dintre piese lucrează parțial în domeniul plastic:

$$\left. \begin{array}{l} P_{\min} < P_{c1} \\ P_{\min} < P_{c2} \\ P_{\max} < P_{c1} \\ P_{\max} < P_{c2} \end{array} \right\}, \quad (2.28)$$

unde:

$$P_{c1} = \frac{\sigma_{c1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right]}{\sqrt{2(1 + \nu_1)}}, \quad (2.29)$$

$$P_{c2} = \frac{\sigma_{c2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right]}{\sqrt{2(1 + \nu_1)}}. \quad (2.30)$$

Presiunile de curgere sunt calculate conform teoriei tensiunilor tangențiale maxime.

2.3 Concluzii și contribuții personale

Capitolul 2 al tezei prezintă sintetic etapele de calcul al îmbinărilor cu strângere pe suprafețe cilindrice conform normativului european DIN 7190 și standardului american ANSI B4.2.

Este descris mersul de calcul, care vizează dimensionarea ajustajului, pe baza mărimii momentului de torsiune sau/și a forței axiale pe care îmbinarea trebuie să le transmită. Sunt definite corecțiile de strângere cu care se majorează strângerea minimă necesară și se subliniază faptul că standardele nu indică relații explicite de determinare a corecției necesare în cazul regimurilor dinamice de funcționare. Unul dintre scopurile tezei este reprezentat de studiul influenței mișcării de rotație asupra strângerii și, respectiv asupra capacității portante a îmbinării.

În condițiile alegerii unui ajustaj bazat pe câmpurile de toleranță prescrise de ISO 286, sunt indicate relațiile de verificare a stării de tensiune în materialul pieselor, în scopul stabilirii regimului de lucru (elastic sau elasto – plastic) și al calculului coeficienților de siguranță ai îmbinării.

Principala contribuție personală din acest capitol este reprezentată de selectarea celor mai noi informații din domeniu, în urma unui extins studiu bibliografic, care acoperă școli tehnice de mare tradiție de pe continentul european și american și coroborarea acestor informații în scopul formulării unui algoritm coerent și complet destinat calculului îmbinărilor cu strângere.

Bibliografie

[A1], [B1], [B2], [C1], [D1], [D2], [D4], [F1], [G1], [G2], [M1], [M2], [M3], [P1], [R1], [S2], [W1], [W2], [W3], [W5], [W11], [W12], [W13], [W16]

3 ELEMENTE DE TEORIA ELASTICITĂȚII APLICATE LA ÎMBINĂRILE PRIN STRÂNGERE

3.1 Teoria tuburilor cu pereți groși

Calculul îmbinărilor presate se bazează pe teoria tuburilor cu pereți groși supuși la presiune interioară și exterioară.

În cazul cel mai general, se acceptă ipoteza că tubul are lungime finită, formă cilindrică, este deschis la capete, iar distribuția presiunilor interioară și exterioară (p_1 și p_2) este uniformă de-a lungul axei longitudinale a tubului. În aceste condiții, tensiunile normale de-a lungul axei longitudinale sunt nule ($\sigma_z=0$).

Studiul se dezvoltă într-un sistem de coordonate cilindrice zrt. Se consideră cazul general al tubului sollicitat la presiunile interioară (p_1) și exterioară (p_2) – (fig. 3.1).

Pe fețele unui element de volum din peretele tubului acționează tensiunile normale radiale σ_r și tensiunile tangențiale σ_t , ambele variabile pe rază și constante pe circumferință (fig. 3.2.a).

Datorită simetriei geometriei și încărcării, pe fețele elementului de volum nu acționează tensiuni tangențiale. Elementul de volum se va deforma astfel încât vor apărea lungiri sau scurtări pe direcția razei, unghiul $d\theta$ rămânând constant (fig. 3.2.b).

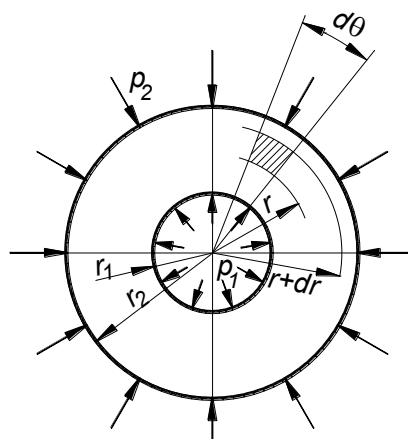


Fig. 3.1 Elemente de geometrie și încărcare specifice cazului general al tubului cu pereți groși, supus la presiune interioară și exterioară

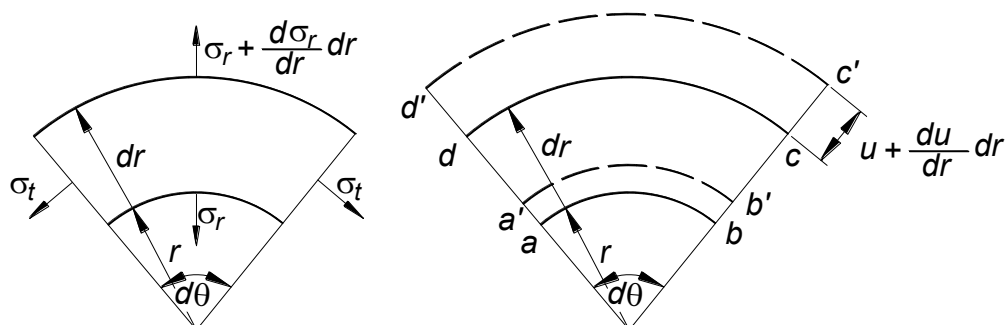


Fig. 3.2 Starea de tensiune (a) și deformație (b) a unui element infinitesimal de volum din peretele tubului cu pereți groși

Prima ecuație a tuburilor rezultă scriind relația de echilibru a proiecțiilor tensiunilor pe direcția razei:

$$\sigma_r + r \frac{d\sigma}{dr} - \sigma_t = 0. \quad (3.1)$$

A doua ecuație a tuburilor se obține scriind deformațiile specifice radială și tangențială funcție de deplasări și înlocuindu-le în legea lui Hooke exprimată în coordonate cilindrice:

$$\varepsilon_r = \frac{\Delta dr}{dr} = \frac{a' d' - ad}{ad} = \frac{du}{dr}, \quad (3.2)$$

$$\varepsilon_t = \frac{a' b' - ab}{ab} = \frac{u}{r}, \quad (3.3)$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \nu\sigma_t), \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_r), \quad (3.5)$$

unde ν este coeficientul Poisson, E – modulul de elasticitate longitudinală, iar u – deplasarea radială.

Se obține o ecuație diferențială de ordinul II, de tip Euler:

$$r^2 \frac{d^2u}{dr^2} + r \frac{du}{dr} - u = 0. \quad (3.6)$$

care admite soluții de forma:

$$\sigma_r = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(p_1 - p_2)r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (3.7)$$

$$\sigma_t = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(p_1 - p_2)r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (3.8)$$

$$u = \frac{1 - \nu}{E} \cdot \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r + \frac{1 + \nu}{E} \cdot \frac{(p_1 - p_2)r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r}. \quad (3.9)$$

Tensiunile σ_r și σ_t variază după parabole cubice și, evaluând relațiile (3.7) și (3.8) rezultă că au proprietatea:

$$\sigma_r + \sigma_t = ct. \quad (3.10)$$

În acest caz, deformația specifică longitudinală ε_z este constantă. Ca urmare, din din acest punct de vedere, lungimea tubului nu are importanță. Deformația specifică ε_z are expresia:

$$\varepsilon_z = -\frac{\nu}{E}(\sigma_r + \sigma_t) = -\frac{2\nu}{E} \left(\frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \right) = ct. \quad (3.11)$$

3.2 Teoria tuburilor cu pereți groși aplicată la îmbinările prin strângere

Cazul tuburilor presate derivă din teoria generală a tuburilor cu pereți groși, în condițiile particulare în care pentru tubul interior (arbore) $p_1=0$, $p_2=p$, iar pentru tubul exterior (butuc) $p_1=p$ și $p_2=0$.

Introducând aceste particularizări în expresiile generale ale tensiunilor și deformațiilor se obține următoarea analiză pentru cele două piese ale îmbinării:

ARBORE ($p_1=0$; $p_2=p$; $k=r_1/r_2$)

Tensiunile și deplasarea radială primesc formele:

$$\sigma_r = \frac{-pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (3.12)$$

$$\sigma_t = \frac{-pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (3.13)$$

$$u = \frac{1-\nu}{E} \cdot \frac{-pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r + \frac{1+\nu}{E} \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r}. \quad (3.14)$$

La suprafața exterioară a arborelui, pentru $r=r_2$, rezultă:

$$\sigma_r(r_2) = -p, \quad (3.15)$$

$$\sigma_t(r_2) = -p \cdot \frac{1+k^2}{1-k^2}, \quad (3.16)$$

$$u(r_2) = -\frac{pr_2}{E} \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} - \nu \right). \quad (3.17)$$

La suprafața interioară a arborelui, pentru $r=r_1$, se obține particularizarea:

$$\sigma_r(r_1) = 0, \quad (3.18)$$

$$\sigma_t(r_1) = -\frac{2p}{1-k^2}, \quad (3.19)$$

$$u(r_1) = -\frac{2pr_1}{E(1-k^2)}. \quad (3.20)$$

În figura 3.3 este prezentată variația tensiunilor σ_r și σ_t .

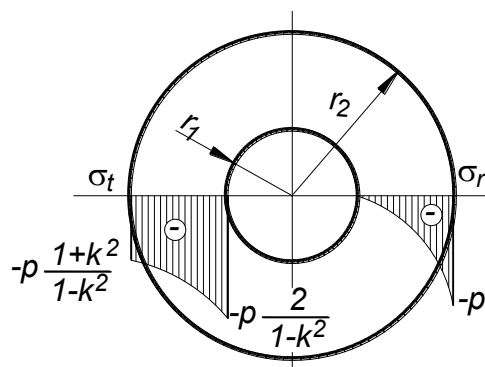


Fig. 3.3 Variația tensiunilor radiale și tangențiale în cazul tubului cu pereți groși supus numai la presiune exterioară (arbore)

Se observă că fibra cea mai solicitată este cea interioară. După ipoteza Tresca, tensiunea echivalentă este de forma:

$$\sigma_{ech} = \sigma_1 - \sigma_3, \quad (3.21)$$

$$\sigma_1 = \sigma_2 = 0; \quad \sigma_3 = \sigma_t, \quad (3.22)$$

$$\sigma_{ech} = p \frac{2}{1-k^2}. \quad (3.23)$$

În ceea ce privește modul de deformație a tubului cu rol de arbore, se observă că materialul este comprimat atât pe direcție radială, cât și pe direcție tangențială.

BUTUC ($p_1=p$; $p_2=0$; $k=r_1/r_2$)

Tensiunile și deplasarea radială au următoarele forme particulare:

$$\sigma_r = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (3.24)$$

$$\sigma_t = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (3.25)$$

$$u = \frac{1 - \nu}{E} \cdot \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r + \frac{1 + \nu}{E} \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r}. \quad (3.26)$$

La suprafața exterioară a butucului, pentru $r=r_2$, rezultă:

$$\sigma_r(r_2) = 0, \quad (3.27)$$

$$\sigma_t(r_2) = \frac{2pk^2}{1 - k^2}, \quad (3.28)$$

$$u(r_2) = \frac{2pr_2 k^2}{E(1 - k^2)}. \quad (3.29)$$

La suprafața interioară a butucului, pentru $r=r_1$, se obține:

$$\sigma_r(r_1) = -p, \quad (3.30)$$

$$\sigma_t(r_1) = p \cdot \frac{1 + k^2}{1 - k^2}, \quad (3.31)$$

$$u(r_1) = \frac{pr_1}{E} \left(\frac{1 + k^2}{1 - k^2} + \nu \right). \quad (3.32)$$

În figura 3.4 este prezentată grafic variația tensiunilor σ_r și σ_t .

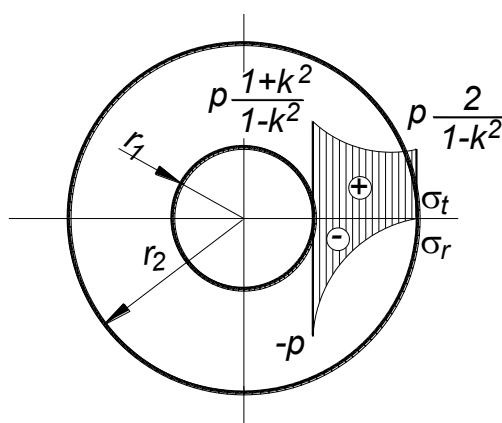


Fig. 3.4 Variația tensiunilor radiale și tangențiale în cazul tubului cu pereți groși supus numai la presiune interioară (butuc)

Se observă că fibra cea mai solocitată este tot cea din interiorul tubului.

Tensiunile principale sunt:

$$\sigma_1 = \sigma_t; \sigma_2 = 0; \sigma_3 = \sigma_r. \quad (3.33)$$

Tensiunea echivalentă Tresca va fi:

$$\sigma_{ech} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_t - \sigma_r = p \frac{2}{1 - k^2}. \quad (3.34)$$

Materialul tubului este comprimat pe direcție radială și întins pe circumferință.

Se observă faptul că starea de tensiune depinde în mare măsură de raportul razelor tubului. Dacă se notează:

$$r_2 - r_1 = t, \quad (3.35)$$

relațiile (3.28) și (3.21) se pot rescrie:

$$\sigma_t(r_1) = p \frac{(r_1 + t)^2 + r_1^2}{t(2r_1 + t)}, \quad (3.36)$$

$$\sigma_t(r_2) = p \frac{2r_1}{t(2r_1 + t)}. \quad (3.37)$$

Pentru tuburi cu pereți de grosime mică, $t \rightarrow 0$, tensiunile tangențiale au valori apropiate:

$$\sigma_t(r_1) \cong \sigma_t(r_2) \cong p \frac{r_1}{t}. \quad (3.38)$$

Aceste tensiuni sunt mult mai mari decât σ_r . Relația (3.38) împreună cu ipoteza posibilității neglijării tensiunilor radiale în raport cu cele tangențiale sunt expresii ale teoriei tuburilor cu pereți subțiri.

Pentru tuburi cu pereți foarte groși, $t \rightarrow \infty$, variația tensiunilor radiale și tangențiale are aceeași expresie, dar cu semne contrare:

$$\sigma_r = -\sigma_t = -p \frac{r_1^2}{r^2}. \quad (3.39)$$

Rezultă că la exterior ambele tipuri de tensiuni sunt nule, iar la interior

ambele sunt egale în modul, tensiunea echivalentă fiind:

$$\sigma_{ech} = 2p. \tag{3.40}$$

Practic, la raze $r > 5r_1$, eforturile unitare scad la mai puțin de 5% din valoarea maximă. Deci, pentru $r_2/r_1 > 5$, se pot considera valabile relațiile (3.39) și se poate desprinde concluzia că în acest caz forma butucului poate fi oarecare.

Din expresia tensiunilor echivalente și acceptând că fibra cea mai încărcată este solicitată la limită (σ_c), rezultă că presiunea pe care o suportă un tub este:

$$p = \frac{\sigma_c}{2}. \tag{3.41}$$

În același timp, urmărind alura curbelor de variație a tensiunilor, se observă că acestea diminuează rapid pe rază, ceea ce conduce la concluzia că materialul nu este eficient utilizat.

Pentru mai buna utilizare a acestuia sau în cazul când tubul trebuie să preia presiuni foarte mari, se recurge la construcții formate din două sau mai multe tuburi fretate, care înlocuiesc tubul unic (fig. 3.5).

Prin fretare se introduc tensiuni interne peste care se suprapune efectul presiunii de lucru. Calculul tuburilor fretate presupune determinarea presiunii de fretare p_0 și a razei de fretare r_t . Acestea se determină din condiția de egalitate a tensiunilor echivalente în punctele cele mai solicitate ale tuburilor componente (pentru p_0) și din condiția de minim al tensiunii echivalente (pentru r_t).

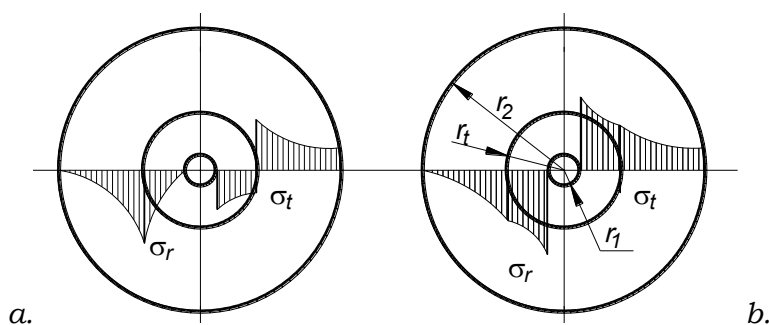


Fig. 3.5 Starea de tensiune într-un tub fretat nesolicitat (a) și în prezența presiunii de lucru (b)

Se obține:

$$r_t = \sqrt{r_1 r_2}, \quad (3.42)$$

$$p_0 = p \frac{1 - k}{2(1 + k)}, \quad (3.43)$$

unde p este presiunea de lucru a ansamblului fretat, p_0 – presiunea de fretare, r_1 , r_2 , r_t – dimensiunile radiale ale tuburilor componente, $k=r_1/r_2$.

Prin fretare, efortul unitar se poate micșora de până la de două ori:

$$\frac{\sigma_{compus}}{\sigma_{simplu}} = \frac{1 + k}{2}, \quad (3.44)$$

unde σ_{simplu} reprezintă tensiuni în cazul îmbinării a două tuburi, iar σ_{compus} sunt tensiuni în cazul înlocuirii unuia dintre tuburi cu un tub fretat.

3.3 Strângerea și presiunea de contact

Strângerea dintr-o îmbinare presată rezultă ca sumă a deformațiilor radiale ale arborelui și alezajului.

Se utilizează următoarele notații:

$$\square k_1=r_1/r; \quad k_2=r/r_2,$$

unde $r=d/2$ este raza nominală a îmbinării,

$\square u_1, u_2$ – deplasarea la suprafața exterioară a arborelui și interioară a butucului,

$\square S$ – strângerea.

Se obțin următoarele expresii:

$$\frac{S}{2} = |u_1| + |u_2|, \quad (3.45)$$

$$\text{unde } |u_1| = \frac{pd}{2E_1} \left(\frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} - \nu_1 \right); \quad (3.46)$$

$$|u_2| = \frac{pd}{2E_2} \left(\frac{1+k_2^2}{1-k_2^2} + \nu_2 \right). \quad (3.47)$$

Presiunea de contact va fi:

$$p = \frac{\frac{S}{d}}{\frac{1}{E_1} \left(\frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} - \nu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1+k_2^2}{1-k_2^2} + \nu_2 \right)}. \quad (3.48)$$

Se observă faptul că presiunea de contact nu prezintă o relație de legătură simplă cu strângerea efectivă, ci este o mărime complexă, care depinde de un set de parametri, incluzând geometria pieselor, materialul acestora și dimensiunea nominală a îmbinării.

În practică se întâlnesc des câteva cazuri particulare, pentru care relația (3.48) are o expresie simplificată. Astfel:

- pentru *piese din același material* ($E_1=E_2=E$; $\nu_1=\nu_2=\nu$):

$$p = \frac{E \frac{S}{d}}{\frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} + \frac{1+k_2^2}{1-k_2^2}}; \quad (3.49)$$

- pentru *piese din același material și arbore plin* ($E_1=E_2=E$; $\nu_1=\nu_2=\nu$; $k_1=0$):

$$p = E \frac{S}{d} \left(\frac{1-k_2^2}{2} \right). \quad (3.50)$$

Presiunea astfel determinată reprezintă o valoare medie de calcul. Experimental, se dovedește că presiunea de contact prezintă abateri mari de la valoarea medie, în special la capetele îmbinării. Datorită lungimii finite a tubului, la capetele acestuia, presiunea crește de câteva ori (fig. 3.6), prezentând caracterul unui concentrator de tensiune și conducând la

deformarea plastică a materialului. Legea de distribuție a presiunii de-a lungul axei longitudinale nu are încă o expresie matematic definită.

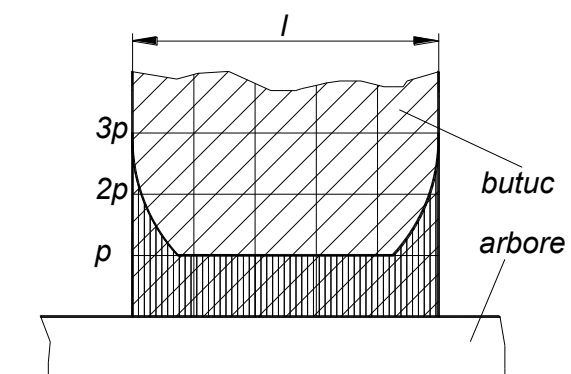


Fig. 3.6 Efectul de concentrator al strângerii la capetele îmbinării

Experimental, s-a constatat că efectul de concentrare scade pe măsură ce crește lungimea de îmbinare (de la $l=0.5d$ la $l=2d$, presiunea la margini scade cu 30...40%). Mărimea coeficientului de concentrare depinde și de forma constructivă a elementelor îmbinării.

Mărimea strângerii și implicit presiunea de contact și starea de tensiune sunt influențate, în cazul îmbinărilor în mișcare de rotație, de masa pieselor și de turație. Datorită forțelor centrifuge de inerție apar eforturi suplimentare care diminuează strângerea, până la anularea acesteia.

Tensiunile determinate de rotația pieselor au expresiile:

$$\sigma_r = C + \frac{C_1}{r} - \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 r^2, \quad (3.51)$$

$$\sigma_t = C - \frac{C_1}{r^2} - \frac{1 + 3\nu}{8} \rho \omega^2 r^2, \quad (3.52)$$

unde C , C_1 sunt constante care rezultă din condiții limită, ω - viteza unghiulară de rotație [rad/sec], ρ - densitatea materialului [kg/dm³].

Pentru un tub neîncărcat cu alte forțe, dar în mișcare de rotație, tensiunile sunt de forma:

$$\sigma_r = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 \left(r_2^2 + r_1^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} - r^2 \right), \quad (3.53)$$

$$\sigma_t = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 \left(r_2^2 + r_1^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right). \quad (3.54)$$

Tensiunile au o variație nemonotonă și prezintă un maxim la raza:

$$r = \sqrt{r_1 r_2}, \quad (3.55)$$

$$\sigma_{r \max} = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 (r_2 - r_1)^2, \quad (3.56)$$

$$\sigma_{t \max} = \frac{3+\nu}{4} \rho \omega^2 \left(r_2^2 + r_1^2 \frac{1-\nu}{3+\nu} \right). \quad (3.57)$$

Se observă că tensiunile tangențiale au valori mai mari decât cele radiale.

Pentru disc plin, fără alte încărcări, soluțiile pentru tensiuni sunt:

$$\sigma_r = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 (r_2^2 - r^2), \quad (3.58)$$

$$\sigma_t = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 r_2^2 - \frac{1+3\nu}{8} \rho \omega^2 r^3. \quad (3.59)$$

Tensiunile maxime apar în centrul discului, unde:

$$\sigma_r = \sigma_t = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 r_2^2. \quad (3.60)$$

3.4 Analiza cazului particular al arborelui plin

În majoritatea aplicațiilor tehnice, arborii sunt piese pline. În calculul îmbinărilor prin strângere arborele plin este tratat ca un caz particular al tubului cu pereți groși (particularizarea fiind $r_1 = 0$). Se pune problema validității teoriei tuburilor cu pereți groși în acest caz limită.

Din teorie, pentru arbore, care este încărcat numai cu presiune exterioară ($p_1=0$; $p_2=p$) și păstrând notația raportului razelor interioară/exterioară

($k=r_1/r_2$), tensiunile și deplasarea radială primesc formele:

$$\sigma_r = \frac{-pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (3.61)$$

$$\sigma_t = \frac{-pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (3.62)$$

$$u = \frac{1-\nu}{E} \cdot \frac{-pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r + \frac{1+\nu}{E} \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r}. \quad (3.63)$$

La suprafața exterioară a arborelui, pentru $r=r_2$, rezultă:

$$\sigma_r(r_2) = -p, \quad (3.63)$$

$$\sigma_t(r_2) = -p \cdot \frac{1+k^2}{1-k^2}, \quad (3.64)$$

$$u(r_2) = -\frac{pr_2}{E} \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} - \nu \right). \quad (3.65)$$

La suprafața interioară a arborelui, pentru $r=r_1$, se obține particularizarea:

$$\sigma_r(r_1) = 0, \quad (3.66)$$

$$\sigma_t(r_1) = -\frac{2p}{1-k^2}, \quad (3.67)$$

$$u(r_1) = -\frac{2pr_1}{E(1-k^2)}. \quad (3.68)$$

Relațiile (3.61...3.68) reiau expresiile (3.12...3.20) în scopul detalierii și analizei complete.

Pentru arborele plin, la care $r_1 = 0$, tensiunile și deformațiile la suprafața exterioară, respectiv pe axa piesei, conform expresiilor de mai sus, devin:

□ la suprafața exterioară ($r = r_2$)

$$\sigma_r = -p, \quad (3.69)$$

$$\sigma_t = -p, \quad (3.70)$$

$$u = -\frac{pr_2}{E}(1-\nu), \quad (3.71)$$

$$\sigma_T = p, \quad (3.72)$$

$$\sigma_M = p, \quad (3.73)$$

unde σ_T reprezintă tensiunile echivalente Tresca:

$$\sigma_T = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|), \quad (3.74)$$

iar σ_M simbolizează tensiunile echivalente von Mises:

$$\sigma_M = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}, \quad (3.75)$$

cu $\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3$. (3.76)

În cazul analizat $\sigma_1 = \sigma_2 = -p$, $\sigma_3 = 0$.

□ la suprafața interioară a arborelui plin ($r = r_1 = 0$), particularizând teoria tuburilor cu pereți groși rezultă:

$$\sigma_r = 0, \quad (3.77)$$

$$\sigma_t = -2p, \quad (3.78)$$

$$u = 0. \quad (3.79)$$

Tensiunile principale normale sunt:

$$\sigma_1 = -2p, \sigma_2 = \sigma_3 = 0, \quad (3.80)$$

iar tensiunile echivalente:

$$\sigma_T = 2p, \quad (3.81)$$

$$\sigma_M = 2p. \quad (3.82)$$

Se prezintă în continuare o analiză a variației tensiunilor radiale și tangențiale, pe raza tubului, pentru valori ale raportului k descrescătoare,

până în vecinătatea limitei $k = 0$.

Pentru claritatea demonstrației și asigurarea caracterului de valabilitate generală s-au adoptat valori normalizate pentru presiune și raza exterioară a tubului. Astfel, în modelarea matematică a variației de tensiuni prezentată în tabelul 3.1, s-a considerat $p = 1$ și $r_2 = 1$. Calitativ, alura variațiilor componentelor de tensiune este aceeași indiferent de valorile specifice p și r_2 . S-au luat în considerare cinci valori ale raportului k (0.5, 0.3, 0.1, 0.01 și 0.001) corespunzând unui raport al razei exterioare/interioare egal cu 2, 3.33, 10, 100 și 1000. Ultimele două valori sunt suficient de ridicate pentru a depăși conceptul de tub și pentru a modela un corp apropiat geometric de cilindrul plin.

Pentru fiecare raport k , au fost determinate tensiunile radiale, tangențiale și echivalente (Tresca și von Mises), în cinci puncte ale razei curente, care includ și extremitățile acesteia. Tot calculul s-a bazat pe teoria tuburilor cu pereți groși (rel. 3.61, 3.62, 3.74 și 3.75).

Au fost reprezentate grafic familiile de curbe $\sigma_r(r)$, $\sigma_t(r)$, $\sigma_T(r)$ și $\sigma_M(r)$ funcție de raza curentă r , în figurile 3.7...3.10, având ca parametru raportul k .

Urmărind datele din tabelul 3.1 și curbele din figurile 3.7...3.10 se pot face următoarele observații:

□ pe măsură ce valoarea raportului k scade, respectiv raportul dintre raza exterioară și interioară a tubului crește, iar din punct de vedere geometric corpul analizat tinde să devină un corp masiv, plin, alura variației tensiunilor pe rază se modifică. Schimbarea formei curbelor de variație a ambelor componente de tensiune, cât și a tensiunilor echivalente este în sensul scăderii curburii, aplatizării, până la linia aproximativ orizontală specifică valorilor k foarte mici;

Tabelul 3.1 Variația componentelor de tensiune la tuburi cu pereți groși având valori ale raportului k tinzând la 0

p = 1, r ₂ = 1							
k	r ₂ /r ₁	r ₁	r	σ _r [-]	σ _t [-]	σ _T [-]	σ _M [-]
0.5	2	0.5	0.6	-0.4074	-2.2593	2.2593	2.0856
			0.7	-0.6530	-2.0136	2.0136	1.7794
			0.8	-0.8125	-1.8542	1.8542	1.6098
			0.9	-0.9218	-1.7449	1.7449	1.5119
			1	-1	-1.6667	1.6667	1.4530
0.3	3.33	0.33	0.44	-0.5880	-1.6098	1.6098	1.4108
			0.58	-0.8049	-1.3929	1.3929	1.2112
			0.72	-0.9081	-1.2897	1.2897	1.1475
			0.86	-0.9652	-1.2326	1.2326	1.1230
			1	-1	-1.1978	1.1978	1.1122
0.1	10	0.1	0.28	-0.8813	-1.1389	1.1389	1.0345
			0.46	-0.9624	-1.0578	1.0578	1.0135
			0.64	-0.9854	-1.0348	1.0348	1.0110
			0.82	-0.9951	-1.0251	1.0251	1.0104
			1	-1	-1.0202	1.0202	1.0103
0.01	100	0.01	0.208	-0.9978	-1.0024	1.0024	1.0001
			0.406	-0.9995	-1.0007	1.0007	1.0001
			0.604	-0.9998	-1.0004	1.0004	1.0001
			0.802	-0.9999	-1.0003	1.0003	1.0001
			1	-1	-1.0002	1.0002	1.0001
0.001	1000	0.001	0.2008	-1.0000	-1.0000	1.0000	1.0000
			0.4006	-1.0000	-1.0000	1.0000	1.0000
			0.6004	-1.0000	-1.0000	1.0000	1.0000
			0.8002	-1.0000	-1.0000	1.0000	1.0000
			1	-1	-1	1.0000	1.0000

□ rezultă că, la valori ridicate ale raportului razelor exterioară/interioară, teoria tuburilor cu pereți groși devine inconsistentă. Cu atât mai mult este inaplicabilă pentru cilindrul plin, care nu poate fi tratat ca un caz particular al tubului, cel puțin în ceea ce privește variația tensiunilor;

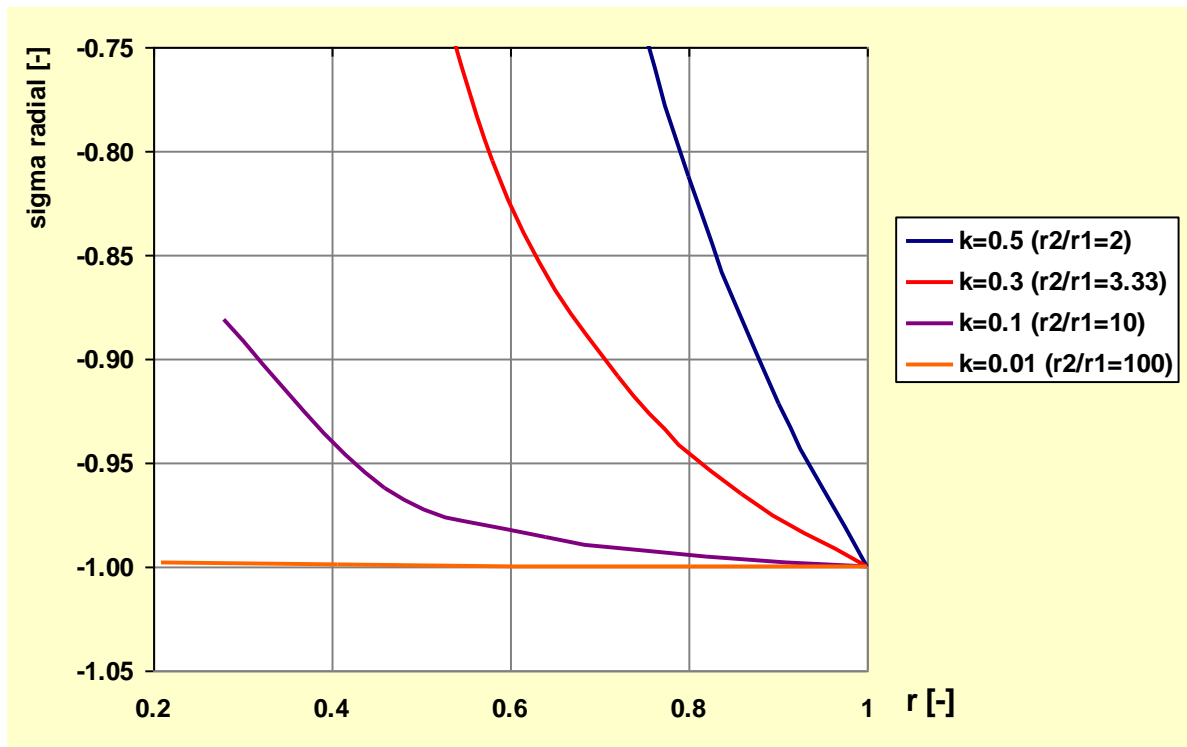


Fig. 3.7 Variația tensiunilor radiale funcție de raza curentă a tubului

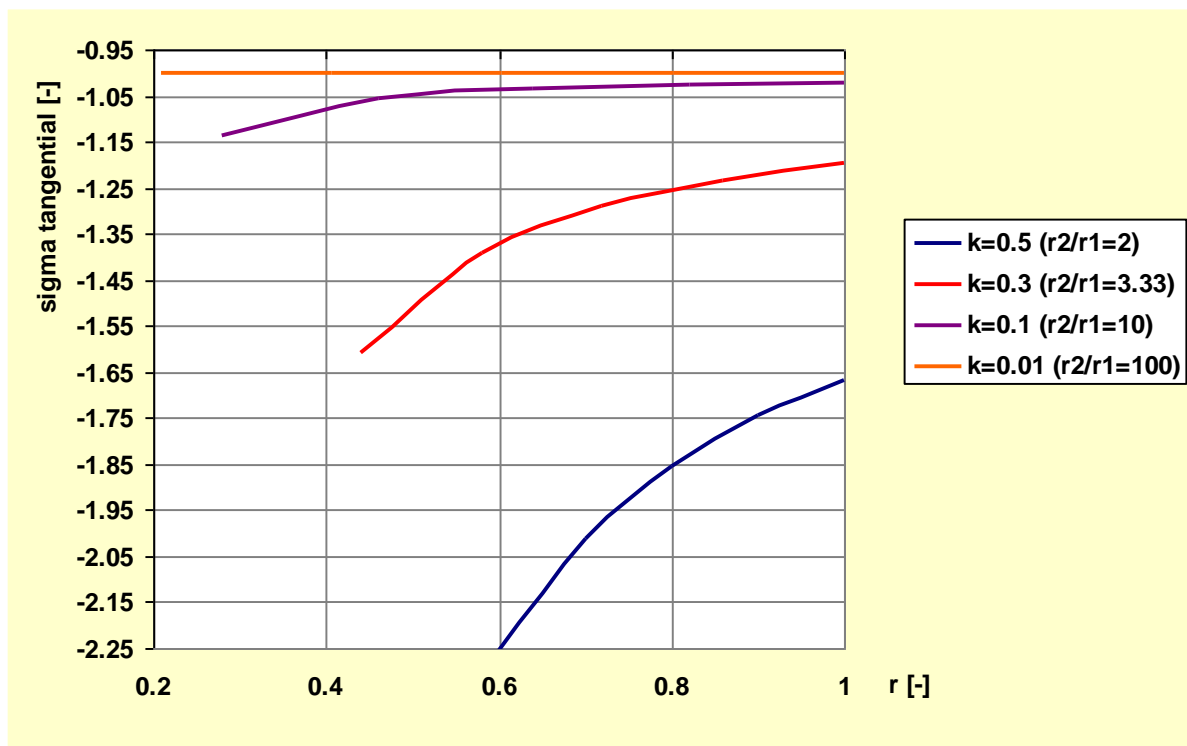


Fig. 3.8 Variația tensiunilor tangențiale funcție de raza curentă a tubului

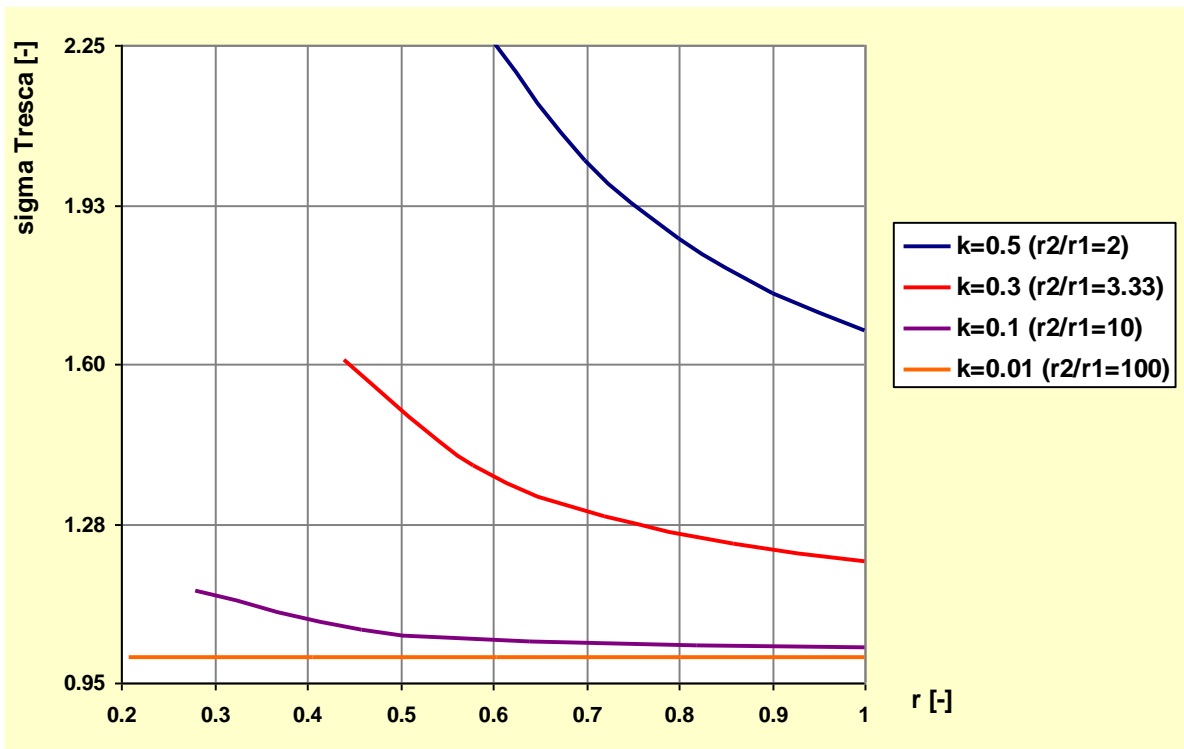


Fig. 3.9 Variația tensiunilor echivalente Tresca funcție de raza curentă a tubului

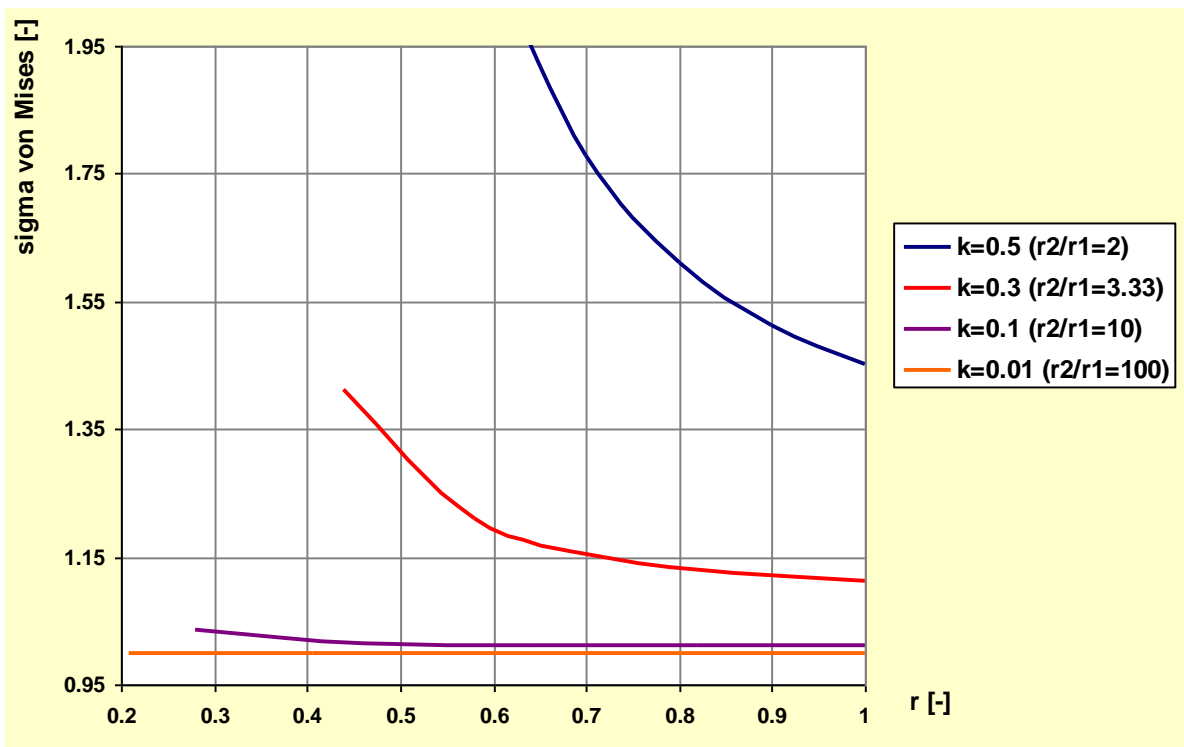


Fig. 3.10 Variația tensiunilor echivalente von Mises funcție de raza curentă a tubului

□ se observă că, pe măsură ce k scade, tensiunile tind să se uniformizeze de-a lungul razei, ajungând să fie, practic, constante de la $k < 0.01$. Pentru rigurozitate, se poate preciza că, de fapt, curbele care descriu variația tensiunilor tind asimptotic ($\sigma_r \rightarrow -p$, $\sigma_t \rightarrow -p$, $\sigma_T \rightarrow p$, $\sigma_M \rightarrow p$) spre o valoare constantă egală în modul cu presiunea exterioară aplicată, odată cu scăderea raportului k . *Trecerea la limită pentru $r \rightarrow 0$ aplicată teoriei tuburilor cu pereți groși nu conduce la rezultate valide;*

□ confirmarea stării de tensiune omogene în cazul arborelui plin este adusă de teoria tensiunilor cu distribuție simetrică față de o axă. Această teorie arată că funcția de compatibilitate exprimată pentru funcția generală de tensiune φ , are forma:

$$\frac{d^4\varphi}{dr^4} + \frac{2d^3\varphi}{rdr^3} - \frac{d^2\varphi}{r^2dr^2} + \frac{d\varphi}{r^3dr} = 0 \quad (3.78)$$

și soluția:

$$\varphi = A \log r + Br^2 \log r + Cr^2 + D. \quad (3.79)$$

Componentele de tensiune în coordonate cilindrice sunt de tipul:

$$\sigma_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{A}{r^2} + B(1 + 2 \log r) + 2C, \quad (3.80)$$

$$\sigma_t = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} = -\frac{A}{r^2} + B(1 + 2 \log r) + 2C, \quad (3.81)$$

$$\tau_{rt} = 0, \quad (3.82)$$

unde A , B și C sunt constante care rezultă din condiții la limită. La interior, pentru un corp cu simetrie de rotație, constantele A și B trebuie să fie nule (în caz contrar, pentru $r \rightarrow 0$ tensiunile devin infinite). La exterior, condiția la limită impune:

$$\sigma_r = \sigma_t = -p; \quad (3.83)$$

□ astfel, teoria tuburilor cu pereți groși arată că starea de tensiune tinde să

să omogenizeze pentru $k \rightarrow 0$, iar teoria tensiunilor cu distribuție simetrică față de o axă validează starea de echitensiune în volumul corpului inclusiv pe axa acestuia, pentru $k = 0$, respectiv $r = 0$;

□ din punct de vedere practic, aceste observații sunt deosebit de utile pentru aprecierea corectă a capacității portante a arborelui plin. Teoria tuburilor demonstrează că presiunea maximă preluată este egală cu jumătate din tensiunea limită (rel. 3.41). Pentru arborele plin, având în vedere că tensiunea echivalentă (după ambele teorii aplicabile arborilor) în orice punct este egală cu valoarea presiunii exterioare, rezultă că, la limită, presiunea maximă care poate fi preluată este egală cu tensiunea limită considerată pentru material. Ca urmare, arborele plin are capacitatea portantă, din punct de vedere al strângerii, cel puțin dublă față de un tub cu același diametru exterior;

□ din experiența practică, rezistența la presiune mai ridicată a arborilor este confirmată prin constatarea că, pentru materiale cu caracteristici identice ale arborelui și butucului, regimul de lucru elasto – plastic se instalează în butuc înaintea arborelui. Plastifierea, în general, nu este admisă de standarde. DIN 7190 admite regimul plastic pentru până la o treime din diametrul butucului;

□ având în vedere cele de mai sus, se propune reformularea condițiilor de verificare (2.28...2.30) cu specificarea particularizării pentru arborele plin și pentru asigurarea regimului elastic de lucru al ambelor piese:

$$\begin{aligned} p_{\max} &< p_{c1} \\ p_{\max} &< p_{c2} \end{aligned} \quad (3.84)$$

unde $p_{c1,2}$ reprezintă presiunile de curgere ale materialului arborelui, respectiv butucului:

$$p_{c1} = \frac{\sigma_{c1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right]}{2s}, \text{ pentru arbore tubular} \quad (3.85)$$

$$p_{c1} = \frac{\sigma_{c1}}{s}, \text{ pentru arbore plin} \quad (3.86)$$

$$p_{c2} = \frac{\sigma_{c2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right]}{2s}, \text{ pentru butuc} \quad (3.87)$$

unde s este un coeficient de siguranță dependent de specificul aplicației.

3.5 Concluzii și contribuții personale

Capitolul 3 al tezei conține fundamentele teoretice pe care se bazează principial îmbinarea cu strângere. Arborele și butucul care se îmbină sunt asimilate unor cazuri particulare ale tuburilor cu pereți groși. Pornind de la cazul general al tuburilor supuse la presiune exterioară și interioară și impunând condițiile specifice arborelui și butucului se deduc relațiile de variație pe rază a tensiunilor radiale și tangențiale și, respectiv, a deformației radiale.

Din punct de vedere al stării de tensiune și deformație tuburile supuse la presiune și îmbinările cu strângere reprezintă două aspecte metonimice ale aceleiași probleme. În cazul tuburilor tensiunile și deformațiile sunt determinate de acțiunea presiunilor interioară și/sau exterioară, în timp ce la îmbinările cu strângere, asamblarea forțată a pieselor cu dimensiuni efective diferite determină deformații, care au rezultat tensionarea componentelor și crearea presiunii de contact necesare manifestării forței de frecare, ca element de împiedicare a alunecării relative.

Din această perspectivă, strângerea este asimilată sumei deplasărilor radiale în valoare absolută ale arborelui supus la presiune exterioară și butucului supus la presiune interioară. Este dedusă expresia presiunii de contact

funcție de strângere, dimensiunea nominală a îmbinării, geometria pieselor și caracteristicile elastice ale materialului din care este prelucrat arborele și butucul.

Este evidențiat efectul de capăt al presiunii de contact, care în cazul tuburilor reale, de lungime finită, are caracterul unui puternic concentrator de tensiune.

Starea de tensiune este influențată și de dinamica regimului de funcționare a îmbinării. Rotația conduce la relaxarea arborelui și tensionarea suplimentară a butucului, cu consecințe directe asupra deformațiilor și, respectiv, strângerii.

Ultimul paragraf al capitolului este dedicat analizei cazului particular, dar foarte frecvent, al arborelui plin. Se demonstrează că arborele plin nu poate fi tratat matematic ca un caz limită al tubului cu pereți groși, prin considerarea razei interioare nule. Literatura indică, pentru $r_1 = 0$ (pe axa arborelui) o stare de tensiune și deformație caracterizată prin: $\sigma_r = 0$, $\sigma_t = -2p$ și $u = 0$ (rel. 3.77...3.79). Prin desfășurarea unei analize numerice bazate pe relațiile generale (3.61) – (3.62) și pentru valori ale raportului k descrescătoare ($k=0.5, 0.3, 0.1, 0.01, 0.001$), rezultă că, pe măsură ce raza interioară a arborelui scade, tensiunile manifestă o tendință de omogenizare ($\sigma_r = \sigma_t \rightarrow -p$), situație care nu concordă cu particularizarea directă din relațiile (3.77...3.79). Odată cu scăderea raportului k tensiunile tind asimptotic spre valoarea presiunii exterioare.

Acest aspect privind uniformizarea tensiunilor în volumul materialului, precum și starea de tensiune pe axa arborelui, corespunzător valorii exacte $r_1 = 0$, este confirmată analitic de teoria tensiunilor simetrice față de o axă.

Din punct de vedere practic, concluziile acestui demers prezintă importanță deosebită. S-a arătat că arborele plin are capacitatea portantă dublă față de tubul cu pereți groși având același diametru exterior. S-a propus

completarea algoritmului de calcul al îmbinărilor cu strângere, în etapa de verificare a regimului deformațiilor, cu relații distincte pentru arborele tubular și arborele plin, în conformitate cu concluziile studiului desfășurat.

Pe parcursul capitolului 3 al tezei se pot evidenția următoarele contribuții personale:

- *sinteza bibliografică privind starea de tensiune și deformație în piesele îmbinate prin strângere, pe baza teoriei tuburilor cu pereți groși;*
- *elaborarea unui model numeric de analiză a variației tensiunilor radiale și tangențiale, pe baza teoriei tuburilor cu pereți groși, pentru cazul particular al arborelui plin;*
- *formularea observațiilor care conduc la concluzia că starea de tensiune a arborelui plin este omogenă în volumul piesei;*
- *confirmarea analitică a concluziilor analizei numerice prin aplicarea teoriei pieselor de revoluție supuse la solicitări axial – simetrice;*
- *propunerea de completare a relațiilor de verificare a regimului deformațiilor cu cazul particular al arborelui plin, pentru care presiunea limită este numeric egală cu limita de curgere a materialului.*

Bibliografie

[B2], [D3], [D4], [G1], [G2], [M2], [M3], [P2], [T1], [T2]

4 ANALIZA FACTORILOR DE INFLUENȚĂ A CAPACITĂȚII PORTANTE A ÎMBINĂRILOR CU STRÂNGERE

4.1 Observații privind alegerea ajustajelor cu strângere standardizate și a capacității portante asigurate de acestea

Ajustajele cu joc, intermediare sau cu strângere rezultă prin asocierea toleranțelor rezultate ca diferențe dintre abaterile inferioară și superioară ale pieselor tip arbore, respectiv alezaj.

Abaterile aferente diverselor câmpuri de toleranță pentru arbori și alezaje depind de clasa de precizie și de dimensiunea nominală și fac obiectul unui standard european: SR EN 20286/1,2 – 1997(2001), care concordă cu normativul internațional ISO 286. Un extras din acest standard, conținând abaterile inferioare și superioare pentru dimensiuni nominale din intervalul [0...500] mm, aferente câmpurilor de toleranțe utilizate pentru proiectarea ajustajelor cu strângere, este prezentat în Anexa 1.

Același standard, cu titlu de recomandare, indică o serie de ajustaje cu strângere preferențiale. În tabelul 4.1 este prezentat un extras cuprinzând ajustajele recomandate de normativ pentru sistemul alezaj unitar, în clasele de precizie [6...8].

Abaterile dimensionale, precum și ajustajele preferențiale prescrise prin ISO 286 sunt puse în acord cu standardul american ANSI B4.2

Tabelul 4.1 Ajustaje cu strângere preferențiale (ISO 286)

Ajustaje bazate pe sistemul alezaj unitar – câmpul de toleranță H6	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5	H6/t5	H6/u5	
Ajustaje bazate pe sistemul alezaj unitar – câmpul de toleranță H7	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/s7	H7/t6	H7/u6	H7/u7
Ajustaje bazate pe sistemul alezaj unitar – câmpul de toleranță H8	H8/s7	H8/t7	H8/u7	H8/u8	H8/x8	H8/z8	

În tabelele 4.2...4.4 sunt înscrise valorile calculate ale strângerilor minime și maxime ale subclaselor de ajustaje cu strângere, diferențiate prin culoarea de umplere după cum urmează:

Caracterul ajustajului	Culoare de umplere
cu strângere foarte mică ($D > 3$)	galben
cu strângere mică	verde
cu strângere mijlocie	portocaliu
cu strângere mare	albastru
cu strângere foarte mare	roz
cu strângere extrem de mare	gris
ajustaje cu strângere cu caracter special	

Fiecărui tabel îi este atașată o reprezentare grafică pentru descrierea mai intuitivă a variației strângerii funcție de dimensiunea nominală a îmbinării. Pentru trasarea curbelor s-au utilizat valorile medii ale strângerii. Datele din tabelul 4.2 sunt ilustrate în figura 4.1. Tabelelor 4.3 și 4.4 le corespund graficele din figurile 4.2 și 4.3.

Urmărind datele numerice și variațiile grafice rezultă următoarele observații:

- strângerea crește aproximativ liniar în raport cu dimensiunea nominală a îmbinării;
- panta drepte de variație a strângerii este tot mai accentuată pe măsură ce caracterul ajustajului se schimbă de la “ajustaj cu strângere foarte mică” spre “ajustaj cu strângere cu caracter special”;

Tabelul 4.2 Valori minime și maxime ale ajustajelor cu strângere [μm], bazate pe sistemul alezaj unitar și câmpul de toleranță H – treapta de precizie 6 ale alezajului

Dimensiuni	H6/n5		H6/p5		H6/r5		H6/s5		H6/t5		H6/u5	
	Sm	SM	Sm	SM	Sm	SM	Sm	SM	Sm	SM	Sm	SM
0...3			0	10	4	10	8	18			12	22
3...6	0	13	4	17	7	20	11	24			15	28
6...10	1	16	6	21	10	25	14	29			19	34
10...14	1	20	7	26	12	31	17	36			22	41
14...18	1	20	7	26	12	31	17	36			22	41
18...24	2	24	9	31	15	37	22	44			28	50
24...30	2	24	9	31	15	37	22	44	28	50	35	57
30...40	1	28	10	37	18	45	27	54	32	59	44	71
40...50	1	28	10	37	18	45	27	54	38	65	54	81
50...65	1	33	13	45	22	54	34	66	47	79	68	100
65...80	1	33	13	45	24	56	40	72	56	88	83	115
80...100	1	38	15	52	29	66	49	86	69	106	102	139
100...120	1	38	15	52	32	69	57	94	82	119	122	159
120...140	2	45	18	61	38	81	67	110	97	140	145	188
140...160	2	45	18	61	40	83	75	118	109	152	165	208
160...180	2	45	18	61	43	86	83	126	121	164	185	228
180...200	2	51	21	70	48	97	93	142	137	186	207	256
200...225	2	51	21	70	51	100	101	150	151	200	229	278
225...250	2	51	21	70	55	104	111	160	167	216	255	304
250...280	2	57	24	79	62	117	126	181	186	241	283	338
280...315	2	57	24	79	66	121	138	193	208	263	318	373
315...355	1	62	26	87	72	133	154	215	232	293	354	415
355...400	1	62	26	87	78	135	172	233	258	319	399	460
400...450	0	67	28	95	86	153	192	259	290	357	450	517
450...500	0	67	28	95	92	159	212	279	320	387	500	567

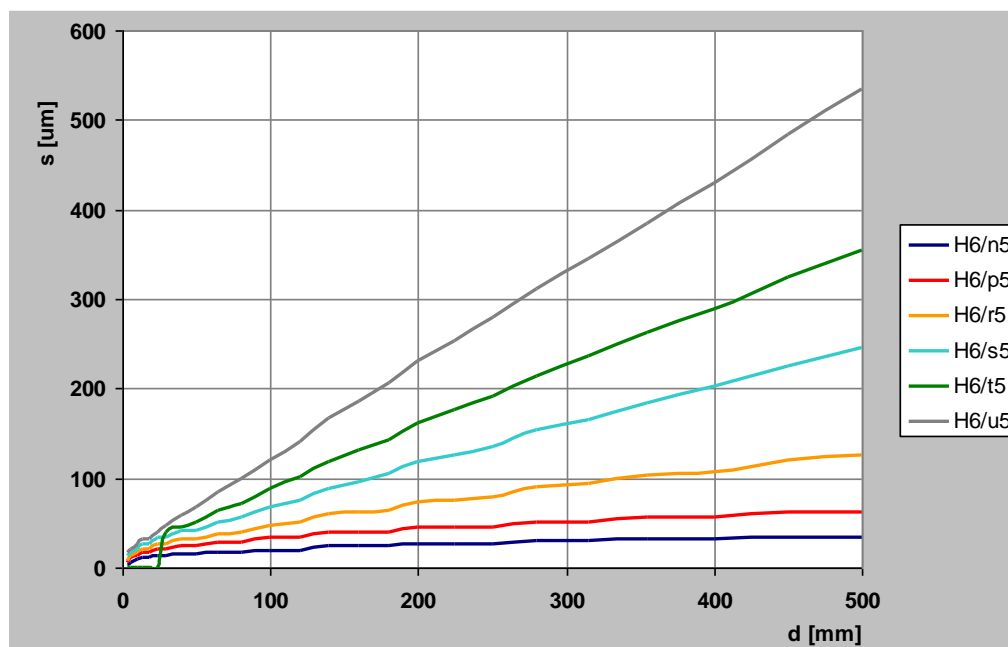


Fig. 4.1 Variația strângerii funcție de dimensiunea nominală a ajustajului bazat pe sistemul alezaj unitar și câmpul de toleranță H – treapta de precizie 6

Tabelul 4.3 Valori minime și maxime ale ajustajelor cu strângere [μm], bazate pe sistemul alezaj unitar și câmpul de toleranță H – clasa de precizie 7 ale alezajului

Dimensiuni	H7/p6		H7/r6		H7/s6		H7/s7		H7/t6		H7/u6	
	Sm	SM	Sm	SM	Sm	SM	Sm	SM	Sm	SM	Sm	SM
0...3	-4	12	0	16	4	20	4	24			8	24
3...6	0	20	3	23	7	27	7	31			11	31
6...10	0	24	4	28	8	32	8	38			13	37
10...14	0	29	5	34	10	39	10	46			15	44
14...18	0	29	5	34	10	39	10	46			15	44
18...24	1	35	7	41	14	48	14	56			20	54
24...30	1	35	7	41	14	48	14	56	20	54	27	61
30...40	1	42	9	50	18	59	18	68	23	64	35	76
40...50	1	42	9	50	18	59	18	68	29	70	45	86
50...65	2	51	11	60	23	72	23	83	36	85	57	106
65...80	2	51	13	62	29	78	29	89	45	94	72	121
80...100	2	59	16	73	36	93	36	106	56	113	89	146
100...120	2	59	19	76	44	101	44	119	69	126	109	166
120...140	3	68	23	88	52	117	52	132	82	147	130	195
140...160	3	68	25	90	60	125	60	140	94	159	150	215
160...180	3	68	28	93	68	133	68	148	106	171	170	235
180...200	4	79	31	106	76	151	76	168	120	185	190	265
200...225	4	79	34	109	84	159	84	176	134	209	212	287
225...250	4	79	38	113	94	169	94	186	150	225	238	313
250...280	4	88	42	126	106	190	106	210	166	250	263	347
280...315	4	88	46	130	118	202	118	222	188	272	298	382
315...355	5	98	51	144	133	226	133	247	211	304	333	426
355...400	5	98	57	150	151	244	151	265	237	330	378	471
400...450	5	108	63	166	169	272	169	295	267	370	427	530
450...500	5	108	69	172	189	292	189	315	297	400	477	580

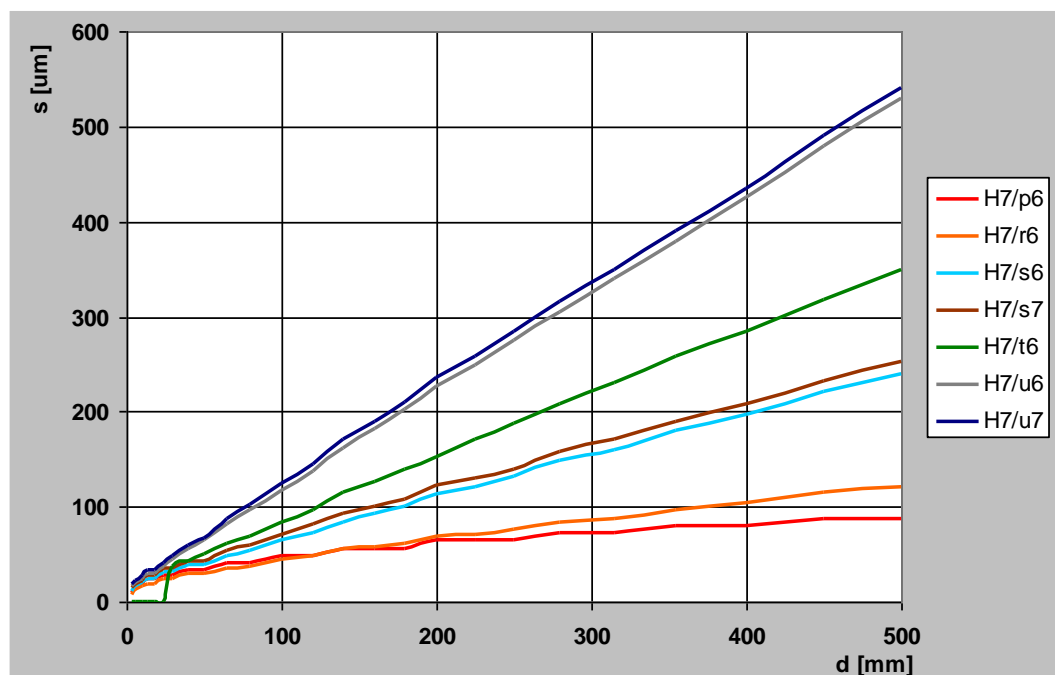


Fig. 4.2 Variația strângerii funcție de dimensiunea nominală a ajustajului bazat pe sistemul alezaj unitar și câmpul de toleranță H – treapta de precizie 7

Tabelul 4.4 Valori minime și maxime ale ajustajelor cu strângere [μm], bazate pe sistemul alezaj unitar și câmpul de toleranță H – treapta de precizie 8 ale alezajului

Dimensiuni	H7/u7		H8/s7		H8/u7		H8/z8	
	Sm	SM	Sm	SM	Sm	SM	Sm	SM
0...3	8	28	0	24	4	28	6	34
3...6	11	35	1	31	5	35	10	46
6...10	13	43	1	38	6	43	12	56
10...14	15	51	1	46	6	51	13	67
14...18	15	51	1	46	6	51	18	72
18...24	20	62	2	56	8	62	21	87
24...30	27	69	2	56	15	69	31	97
30...40	35	85	4	68	21	85	41	119
40...50	45	90	4	68	31	90	58	136
50...65	57	117	7	83	41	117	76	168
65...80	72	132	13	89	56	132	100	192
80...100	89	159	17	106	70	159	124	232
100...120	109	179	25	119	90	179	156	264
120...140	130	210	29	132	107	210	185	311
140...160	150	230	37	140	127	230	217	343
160...180	170	250	45	148	147	250	247	373
180...200	190	282	50	168	164	282	278	422
200...225	212	304	58	176	186	304	313	457
225...250	238	330	68	186	212	330	353	497
250...280	263	367	77	210	234	367	394	556
280...315	298	402	89	222	269	402	444	606
315...355	333	447	101	247	301	447	501	679
355...400	378	492	119	265	346	492	571	749
400...450	427	553	135	295	393	553	643	837
450...500	477	603	155	315	443	603	723	917

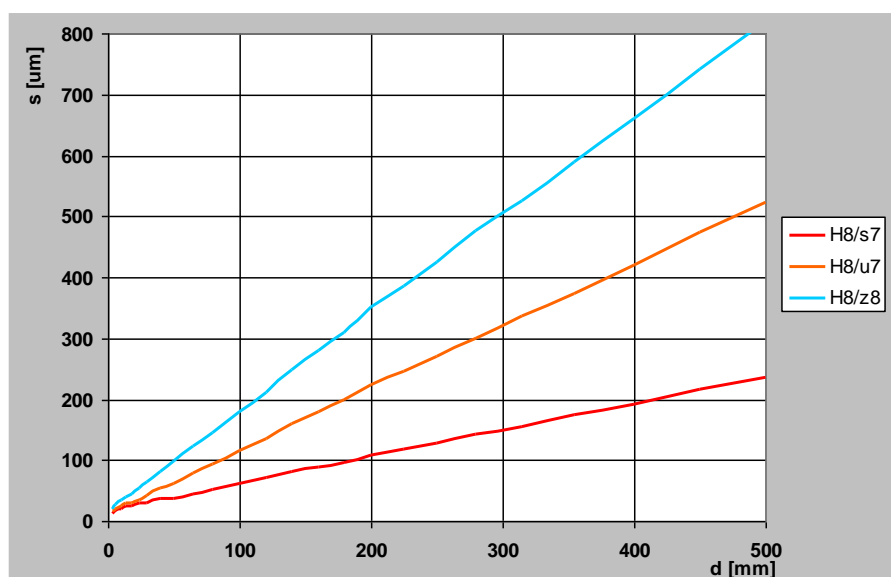


Fig. 4.3 Variația strângerii funcție de dimensiunea nominală a ajustajului bazat pe sistemul alezaj unitar și câmpul de toleranță H – treapta de precizie 8

□ având în vedere cele de mai sus rezultă că pentru asigurarea unei capacități portante date există o plajă de soluții care include o gamă de dimensiuni nominale și un domeniu de strângeri. Alegerea optimă a ajustajului trebuie să se bazeze pe minimizarea strângerii, pentru diminuarea efectului de concentrator, dar în limitele pe care restricțiile constructive le permit

□ optimizarea alegerii ajustajului este cu atât mai fezabilă cu cât dimensiunea nominală este mai mare. Spre exemplu, în tabelul 4.5 sunt prezentate opțiunile de ajustaje, cu valorile strângerii minime, maxime și medii aferente pentru intervalul de dimensiuni nominale [225...250]mm

Tabelul 4.5 Ajustaje cu strângere pentru intervalul de dimensiuni nominale [225...250]mm

	Smin	Smax	Smed	$\Delta S = S_{max} - S_{min}$
H6/n5	2	51	26.5	49
H6/p5	21	70	45.5	49
H6/r5	51	100	75.5	49
H6/s5	101	150	125.5	49
H6/t5	151	200	175.5	49
H6/u5	229	278	253.5	49
H7/p6	4	79	41.5	75
H7/r6	34	109	71.5	75
H7/s6	84	159	121.5	75
H7/s7	84	176	130	92
H7/t6	134	209	171.5	75
H7/u6	212	287	249.5	75
H7/u7	212	304	258	92
H8/s7	58	176	117	118
H8/u7	186	304	245	118
H8/z8	313	457	385	144

Se observă că ajustajele de același tip (H/s, H/t, H/u) cu diferență de o unitate între treptele de precizie ale alezajului și arborelui asigură strângeri medii de valori apropiate, dar plaje de strângere diferite. Diferența dintre strângerea maximă și minimă sunt egale pentru ajustajele în aceleași trepte de precizie (pentru H6/*5, $\Delta S = 49 \mu\text{m}$, pentru H7/*6, $\Delta S = 75 \mu\text{m}$, pentru H8/*7, $\Delta S = 92 \mu\text{m}$). Pentru ajustaje cu arbore și alezaj prelucrate în aceeași treaptă de precizie (H7/s7, H7/u7), ΔS este constant, dar diferă semnificativ

valorile strângerii

□ ajustajele formate de arbori și alezaje prelucrate în aceeași treaptă de precizie asigură aceeași strângere minimă și strângere maximă ușor mai ridicată decât ajustajele tradiționale la care arborele este prelucrat într-o treaptă de precizie cu o unitate mai mică decât alezajul. De exemplu, comparând ajustajele H7/s6 și H7/s7 (tab. 4.3 și fig. 4.2) se observă că strângerile minime coincid. Cele maxime sunt, în medie, cu [10...12]% mai mari pentru H7/s7. Ajustajul H7/s6 este mai precis, dar mai costisitor tehnologic. Ajustajul H7/s7 este mai puțin precis, deși strângerea maximă este mai mare, dar prezintă avantajul prelucrării mai ieftine. Opțiunea pentru unul dintre cele două ajustaje poate fi formulată numai în condiții concrete privind cerințele și posibilitățile realizare;

□ din punct de vedere al valorilor, ajustajele preferențiale ISO asigură strângeri maxime cuprinse în domeniul [13...67] μm pentru subclasa ajustajelor cu strângere foarte mică până la gama [34...917] μm pentru subclasa ajustajelor speciale cu strângere. Gama foarte largă de strângeri coroborată cu domeniul extins al dimensiunilor nominale permite un set de soluții pentru transmiterea unei solicitări impuse;

□ pentru studiul capacității portante asigurate de diverse ajustaje s-a realizat o modelare numerică pentru un caz frecvent întâlnit în practică, astfel încât rezultatele au un caracter de potențial ghid practic. S-a considerat o îmbinare a două piese prelucrate din oțel (cu $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{MPa}$, $\nu = 0.3$) și calate pe o lungime egală cu diametrul de îmbinare. De asemenea, s-a utilizat o valoare uzuală a coeficientului de frecare, $f = 0.1$. În anexa 2 sunt prezentate tabelar valorile capacității portante la solicitări tangențiale pe domeniul de dimensiuni nominale [0...500] mm, pentru ajustajele preferențiale ISO (tab. 4.1). În figurile 4.4...4.12 sunt prezentate ilustrări grafice mai intuitive ale rezultatelor numerice din anexa 2.

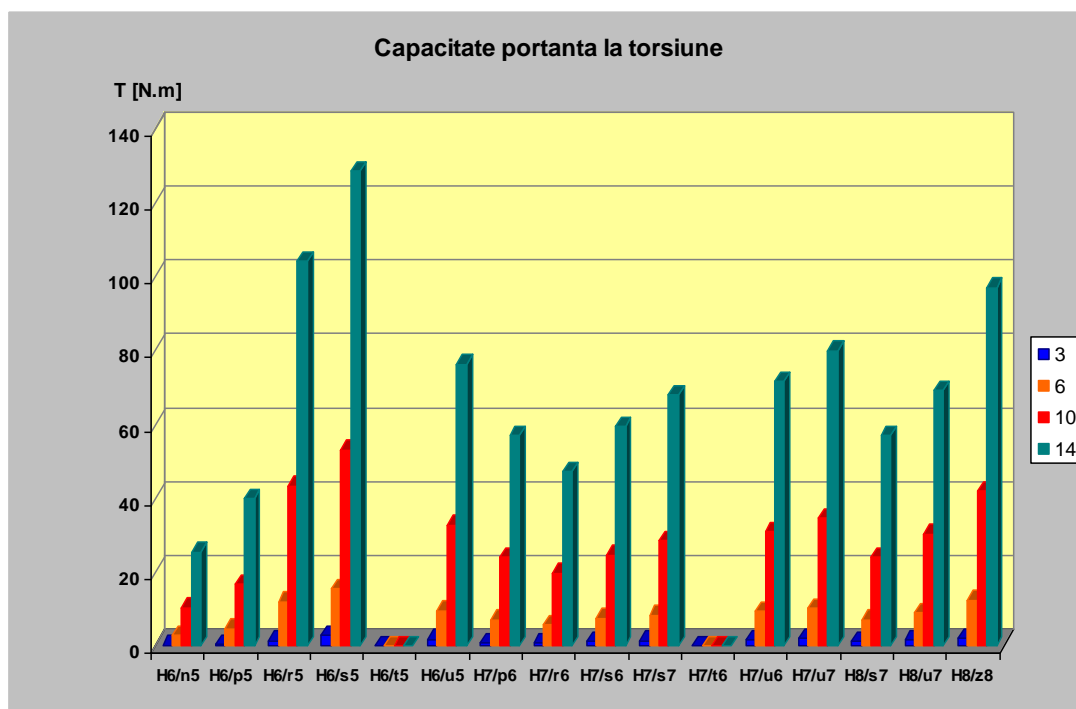


Fig. 4.4 Capacitatea portantă a îmbinărilor cu strângere pe intervalul de dimensiuni [0...18]

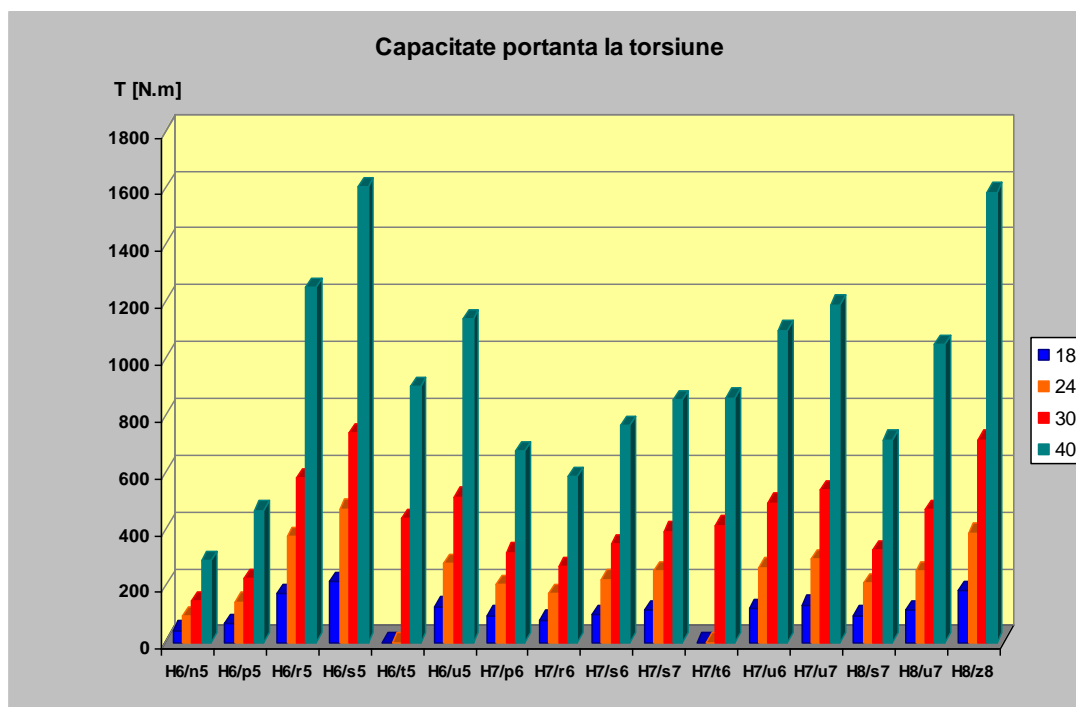


Fig. 4.5 Capacitatea portantă a îmbinărilor cu strângere pe intervalul de dimensiuni [18...50]

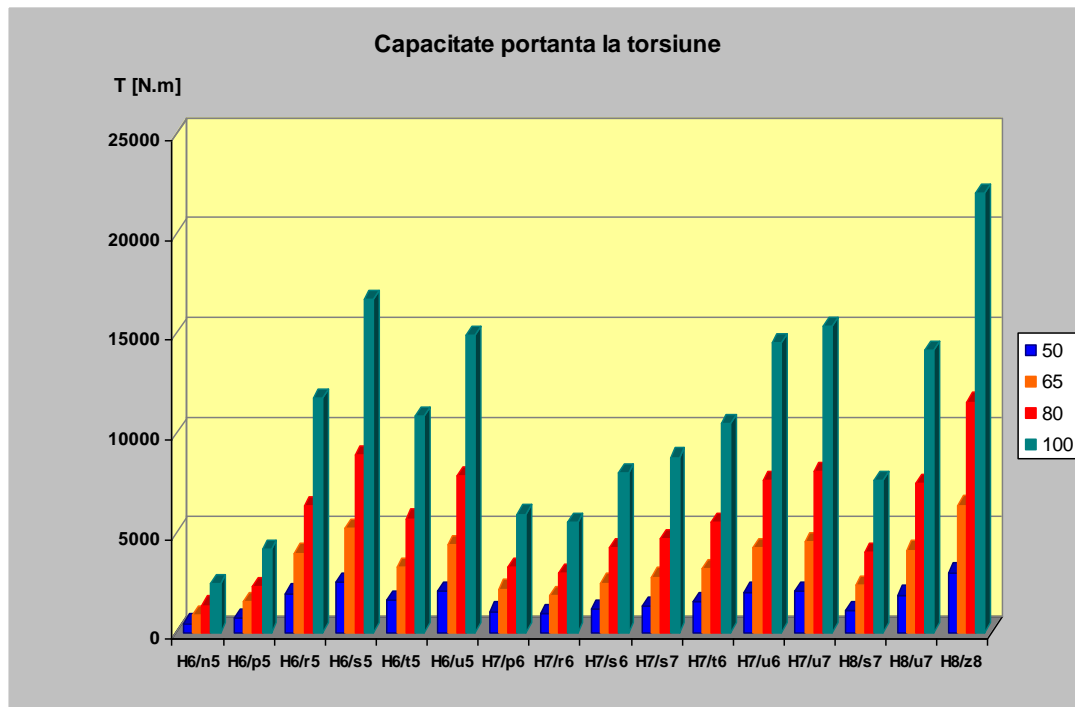


Fig. 4.6 Capacitatea portantă a îmbinărilor cu strângere pe intervalul de dimensiuni [50...120]

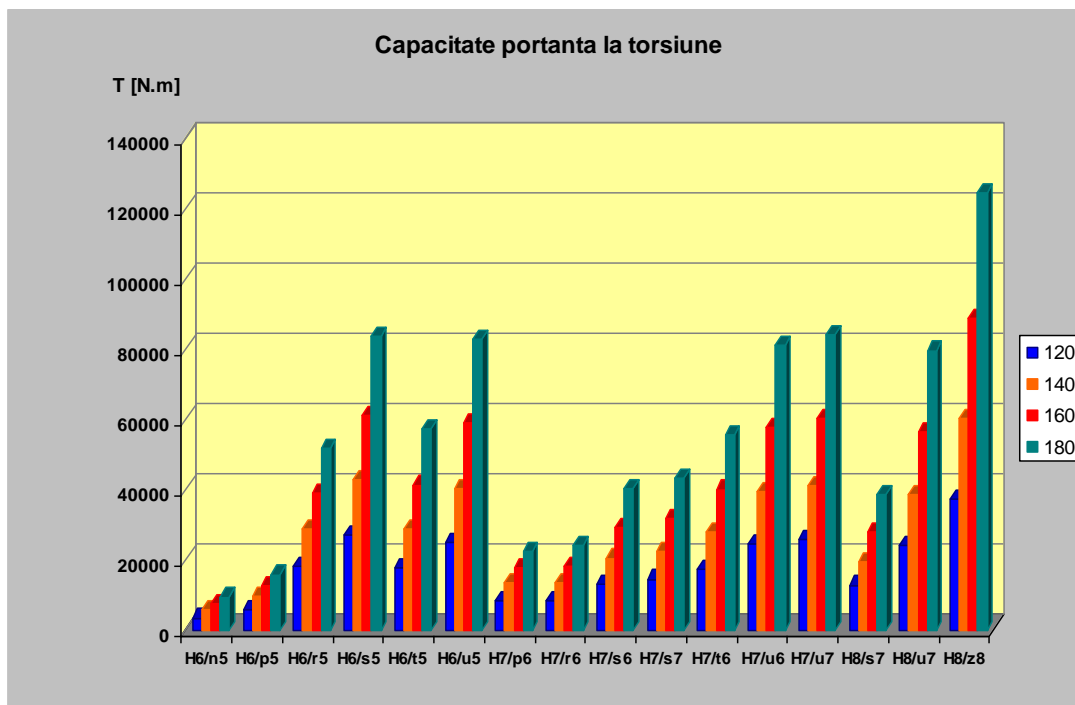


Fig. 4.7 Capacitatea portantă a îmbinărilor cu strângere pe intervalul de dimensiuni [120...200]

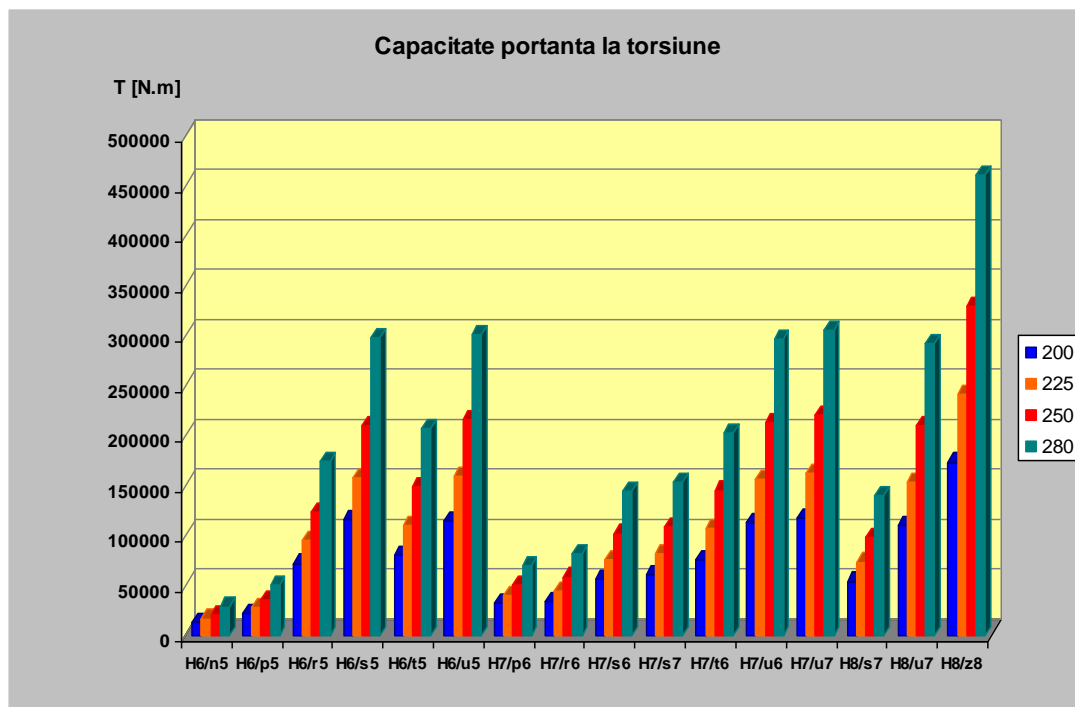


Fig. 4.8 Capacitatea portantă a îmbinărilor cu strângere pe intervalul de dimensiuni [200...315]

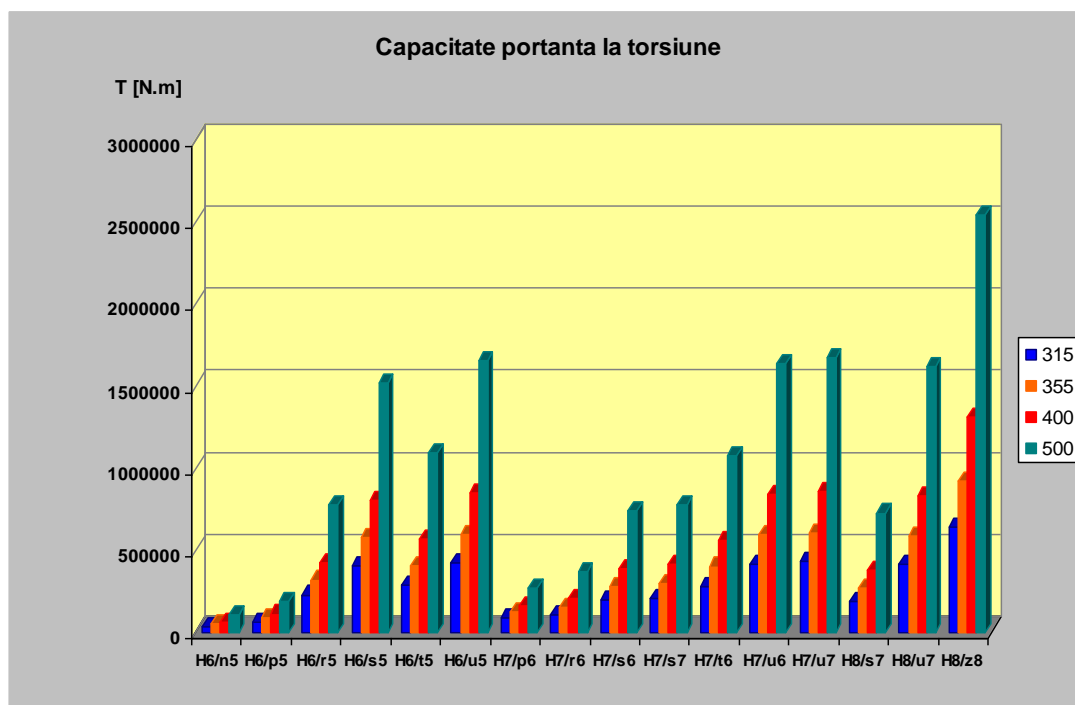


Fig. 4.9 Capacitatea portantă a îmbinărilor cu strângere pe intervalul de dimensiuni [315...500]

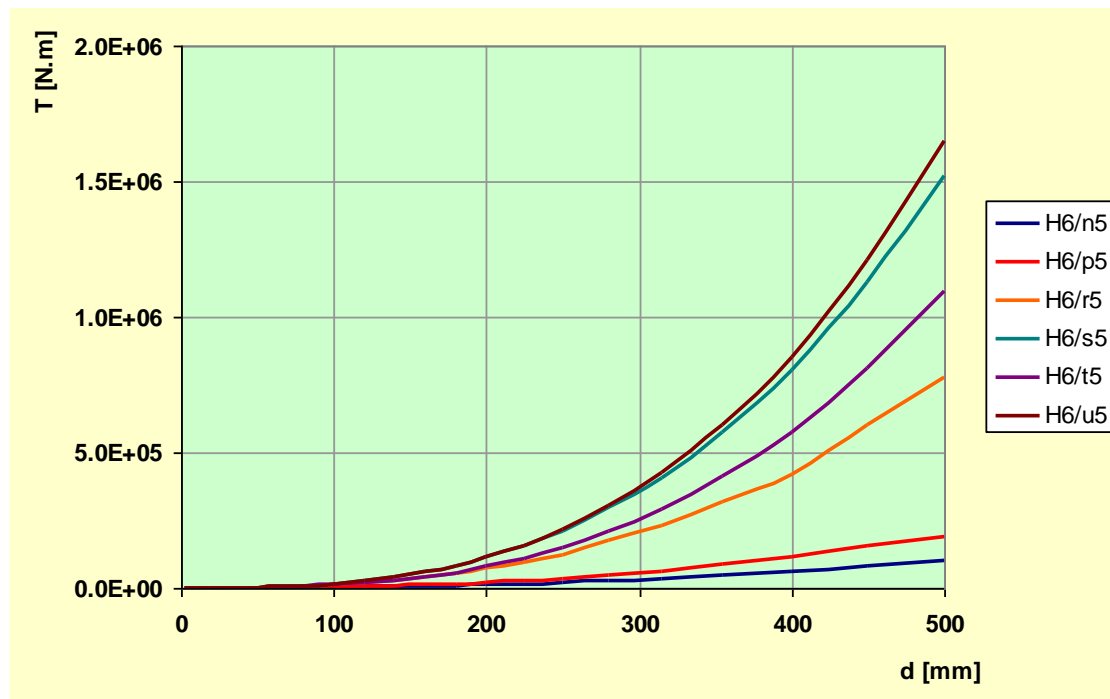


Fig. 4.10 Capacitatea îmbinărilor cu strângere cu alezaj prelucrat în treapta de precizie 6

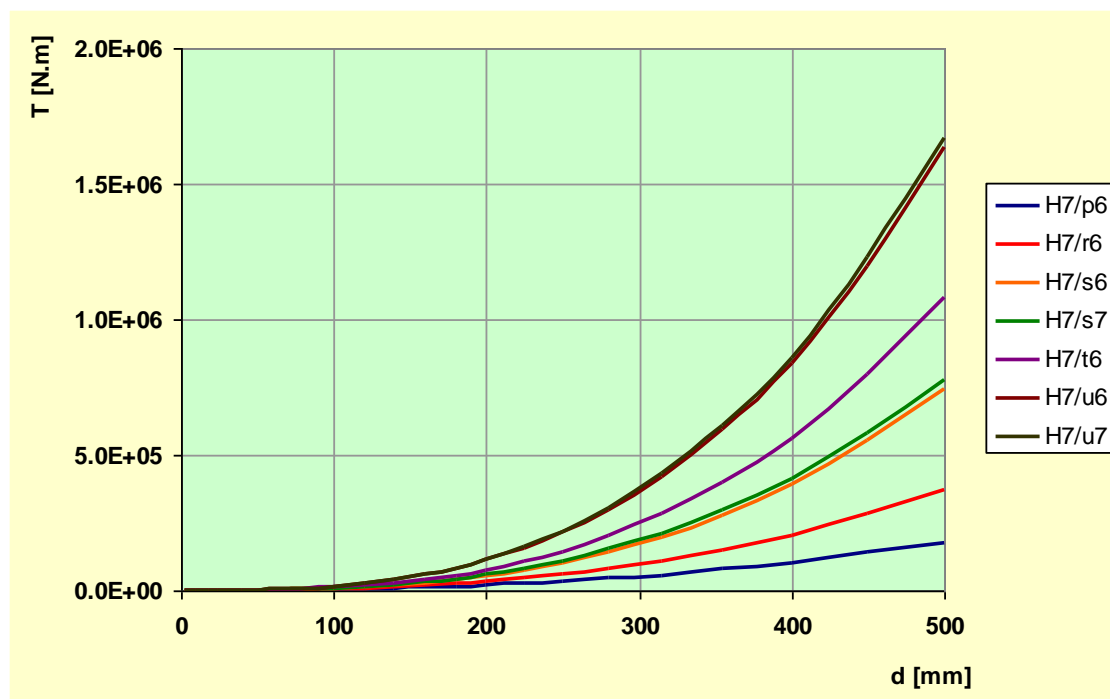


Fig. 4.11 Capacitatea îmbinărilor cu strângere cu alezaj prelucrat în treapta de precizie 7

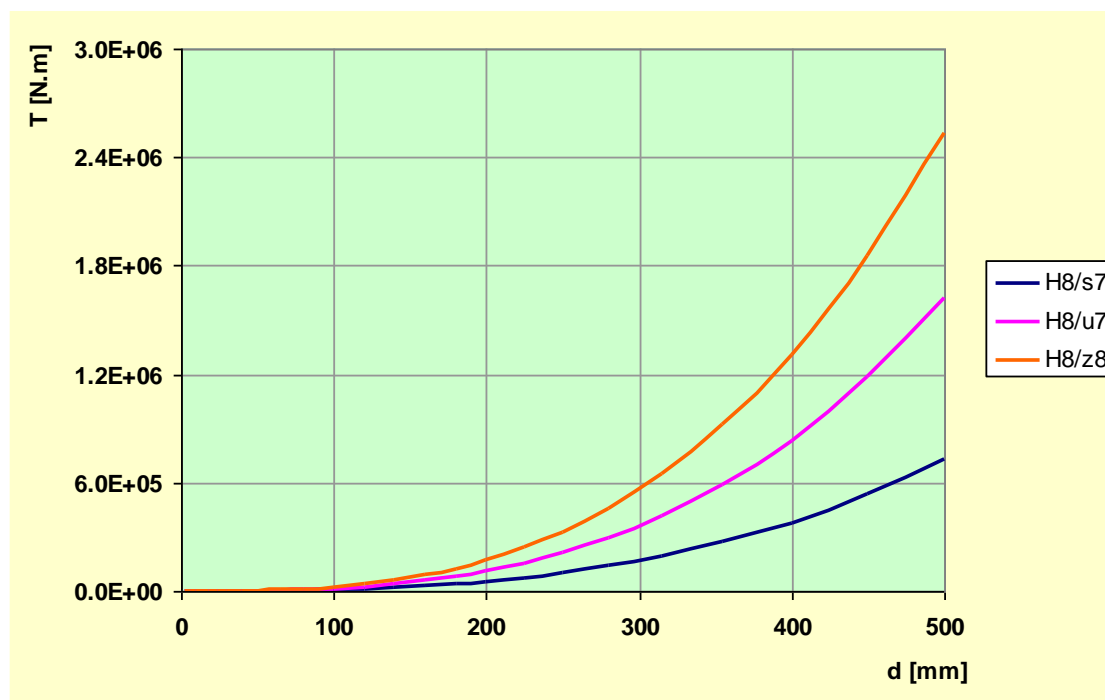


Fig. 4.12 Capacitatea îmbinărilor cu strângere cu alezaj prelucrat în treapta de precizie 8

Analiza figurilor de mai sus permite următoarele observații:

- capacitatea portantă a îmbinării depinde în primul rând de dimensiunea nominală (tab. 4.6);

Tabelul 4.6 Valori orientative ale capacității portante a îmbinărilor cu strângere pentru piese din oțel cu $l=d$

Dimensiuni [mm]	Capacitate portantă maximă [N.m]	Figuri ilustrative
0...50	$2 \cdot 10^3$	3.4, 3.5, 3.6
50...120	$2.5 \cdot 10^4$	3.6, 3.7
120...200	$1.25 \cdot 10^5$	3.7, 3.8
200...315	$4.5 \cdot 10^5$	3.8, 3.9
315...500	$2.5 \cdot 10^6$	3.9

- alegerea ajustajului permite fixarea dimeniunii nominale numai în domeniul dimensiunilor mari. De exemplu, pentru transmiterea unui moment de $5 \cdot 10^5$ N.m impunerea unui ajustaj din gamele H6/*5 sau H7/*6 permite alegerea dimensiunii nominale în intervalul (320...420)mm – fig. 4.10 și 4.11. Observația este utilă mai ales atunci când se impun restricții de gabarit;

- ca o concluzie generală se poate afirma că există o gamă largă de opțiuni în alegerea ajustajului adecvat unei aplicații date. Selectarea trebuie să aibă în vedere solicitările de transmis și importanța aplicației. Acestea impun tipul și precizia ajustajului. Prin precizie ridicată se înțelege asigurarea unei variații a strângerii cât mai reduse într-un lot de produse (ΔS cât mai mic și constant pe lot);
- în cazul unor ansambluri constructive de mare importanță, care necesită precizie foarte mare pentru siguranța în funcționare și fiabilitate statistică foarte ridicată a lotului de produse, ISO 286 admite alegerea altor ajustaje decât cele recomandate ca preferențiale.

4.2 Analiza influenței corecției datorate mișcării de rotație asupra capacității portante a îmbinării

La o capacitate portantă impusă, alegerea corelată a dimensiunii nominale și a ajustajului, este eficientă în condițiile în care strângerea necesară a fost determinată corect. Conform algoritmilor standardizați de calcul, strângerea minimă necesară rezultată din condiția de transmitere a sarcinii tangențiale și/sau axiale impuse, trebuie majorată cu corecții determinate de regimul dinamic de lucru și de starea suprafeței pieselor în contact.

Din punct de vedere dinamic, cel mai important factor de influență a strângerii este mișcarea de rotație. Corecția este prevăzută în normative, dar nu este explicitată.

Mișcarea de rotație poate reprezenta un element important de influență asupra capacității portante a îmbinărilor cu strângere, cu precădere în cazul vitezelor de rotație mari sau/și a dimensiunilor nominale mari ale ajustajului.

Față de orice alt tip de îmbinări, cele cu strângere sunt în mod deosebit afectate de parametrii mișcării de rotație, datorită faptului că influența este exercitată direct asupra presiunii de contact.

Principial, mișcarea de rotație introduce o forță centrifugă de inerție, proporțională cu masa elementului în mișcare, cu pătratul vitezei unghiulare de rotație și cu distanța punctului considerat în raport cu axa de rotație.

Forța centrifugă de inerție distribuită pe suprafața de contact arbore/butuc determină manifestarea unei componente de presiune, care se adună algebric cu presiunea de contact din îmbinare (fig. 4.13). În cazul butucului presiunea introdusă prin rotație este de același semn cu presiunea de asigurare a serajului.

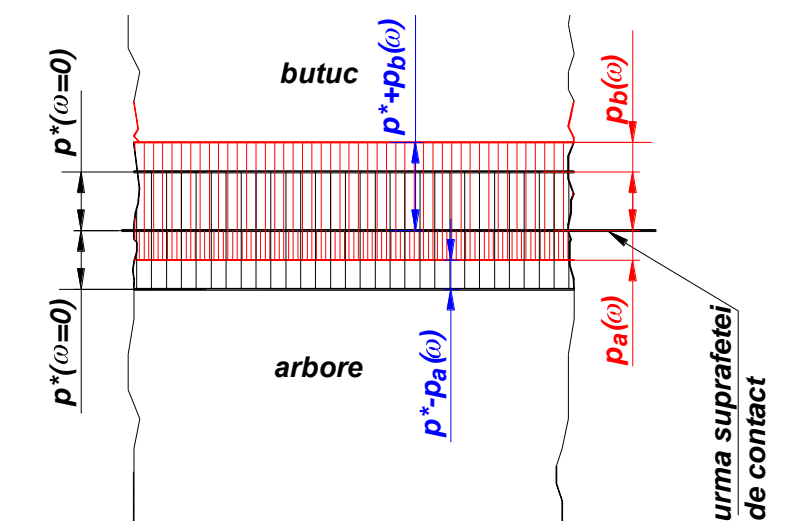


Fig. 4.13 Sumarea algebrică a presiunii de seraj cu presiunea datorată forței centrifuge de inerție, cu efecte diferite asupra arborelui, respectiv butucului

Astfel, suprafața interioară a butucului, solicitată suplimentar, va înregistra o deformație de compresiune radială suplimentară. În cazul arborelui componenta de presiune introdusă prin rotație este de semn contrar celei de seraj. Efectul va consta în relaxarea deformării la suprafața exterioară a arborelui (fig. 4.14). În aceste condiții, serajul poate scădea, poate fi anulat sau, la limită, ajustajul se poate transforma în ajustaj cu joc, permițând rotirea relativă arbore/butuc.

Deși foarte importantă în unele cazuri, corecția de strângere datorată mișcării de rotație este rar explicitată în literatură, având în vedere mulțimea de parametri geometrici, cinematici și de material care sunt necesari pentru

calculul exact.

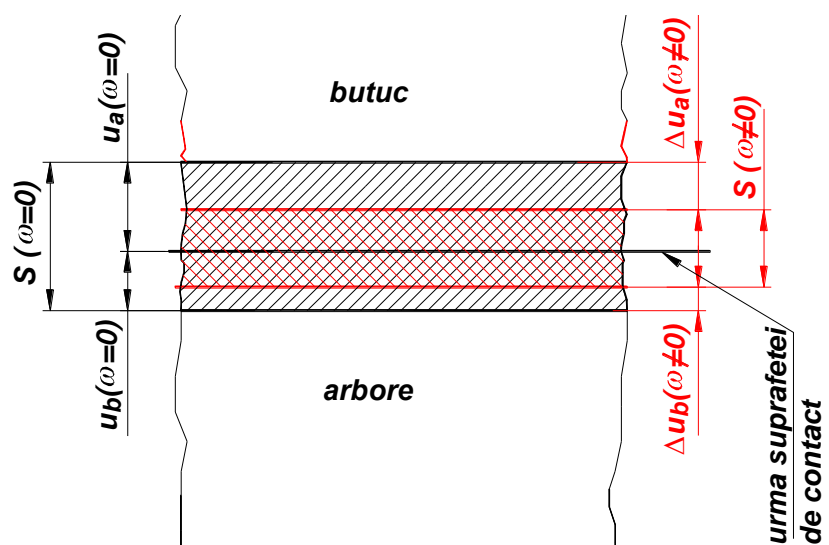


Fig. 4.14 Reducerea deformației radiale a arborelui și majorarea deformației radiale a butucului datorită presiunii introduse de forța centrifugă de inerție

În cazul cel mai general, forța centrifugă de inerție are expresia:

$$F_c = m\omega^2 r, \quad (4.1)$$

unde m este masa corpului în mișcare de rotație, ω - viteza unghiulară de rotație, r - distanța punctului considerat față de axa de rotație.

Pentru exprimarea forței centrifuge de inerție se introduc următoarele ipoteze și convenții:

- butucul este un tub cilindric cu raza interioară r și raza exterioară r_2 ;
- arborele este cilindric, plin și are raza exterioară r ;
- ambele piese care formează un ajustaj cu strângere sunt prelucrate din oțel, pentru care se admite $E=2.1 \cdot 10^5$ MPa și $\nu = 0.3$;
- forța centrifugă de inerție se distribuie uniform pe suprafața de contact arbore/butuc;
- presiunea determinată de forța centrifugă de inerție se scade din presiunea de contact de seraj la nivelul suprafeței arborelui și se adună la nivelul suprafeței butucului;

- comprimarea radială a arborelui scade datorită presiunii suplimentare p_{ω} ;
- comprimarea radială a butucului crește datorită presiunii suplimentare p_{ω} ;
- scăderea serajului este egală cu suma valorilor absolute ale deformațiilor $u_{\omega a}$ și $u_{\omega b}$ și reprezintă valoarea corecției necesare S_{ω} ;
- din punct de vedere al masei și geometriei se ia în considerare numai tronsonul de arbore care face parte din îmbinare;
- se notează cu k raportul razei r al îmbinării cu raza exterioară a butucului r_2 ($k = r_1/r_2$).

Cu aceste precizări presiunea suplimentară introdusă de forța centrifugă de inerție care acționează asupra arborelui are următoarea expresie:

$$p_{\omega a} = \frac{F_c}{A} = \frac{m_a \omega^2 r}{2\pi r l} = \frac{\rho V_a \omega^2 r}{2\pi r l} = \frac{\rho \pi r^3 \omega^2 l}{2\pi r l} = \frac{\rho \omega^2 r^2}{2}, \quad (4.2)$$

unde V_a este volumul [m^3], ρ - densitatea oțelului [kg/m^3], l - lungimea de calare a pieselor [mm], ω - viteza unghiulară de rotație a îmbinării [rad/sec].

Pentru calculul scăderii deformației radiale a arborelui se apelează relația dedusă cu teoria tuburilor cu pereți groși pentru exprimarea deformației la suprafața exterioară:

$$u(r_2) = -\frac{p r_2}{E} \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} - \nu \right). \quad (4.3)$$

Cu particularizările $r_2 = r$ și $k = 0$, rezultă:

$$|\Delta u_a| = \frac{p_{\omega a} r}{E} (1 - \nu). \quad (4.4)$$

Cu relațiile (2) și (4) se poate scrie expresia finală:

$$|\Delta u_a| = \frac{\rho \omega^2 r^3}{2E} (1 - \nu). \quad (4.5)$$

Similar, pentru butuc se poate deduce:

$$p_{ob} = \frac{F_c}{A} = \frac{m_b \omega^2 r}{2\pi r l} = \frac{\rho V_b \omega^2 l}{2\pi r l} = \frac{\rho \pi r l \omega^2 (r_2^2 - r^2)}{2\pi r l} = \frac{\rho \omega^2 (r_2^2 - r^2)}{2}. \quad (4.6)$$

Apelând formula generală:

$$u(r_1) = \frac{p r_1}{E} \left(\frac{1 + k^2}{1 - k^2} + \nu \right), \quad (4.7)$$

și utilizând notațiile indicate mai sus, rezultă:

$$|\Delta u_b| = \frac{p_{ob} r}{E} \left(\frac{1 + k^2}{1 - k^2} + \nu \right), \quad (4.8)$$

respectiv

$$|\Delta u_b| = \frac{\rho \omega^2 r^3}{2E} \left(\frac{1}{k^2} - 1 \right) \left(\frac{1 + k^2}{1 - k^2} + \nu \right). \quad (4.9)$$

Diminuarea serajului, respectiv valoarea corecției necesare devine:

$$S_\omega = 2(-|\Delta u_a| + |\Delta u_b|), \quad (4.10)$$

sau

$$S_\omega = \frac{\rho \omega^2 r^3}{E} \left[\left(\frac{1}{k^2} - 1 \right) \left(\frac{1 + k^2}{1 - k^2} + \nu \right) - (1 - \nu) \right] [\text{mm}]. \quad (4.11)$$

În relația (4.11), valoarea în milimetri a corecției rezultă pentru utilizarea următoarelor unități de măsură:

$$\langle \rho \rangle = [\text{kg mm}^{-3}], \langle \omega \rangle = [\text{rad s}^{-2}], \langle r \rangle = [\text{mm}], \langle E \rangle = [\text{MPa}], \langle k \rangle = [-].$$

Pentru cazul oțelului care urmează să fie considerat material atât pentru arbore, cât și pentru butuc se adoptă valoarea $\rho = 7.8 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$.

Pentru aprecierea importanței corecției S_ω și, respectiv, a evoluției acesteia în raport cu dimensiunea nominală a îmbinării și turația ansamblului, s-au făcut modelări cu date numerice caracteristice majorității aplicațiilor.

În tabelul 4.7 sunt redată sintetic datele de intrare introduse în relația (4.11) pentru calculul corecției de strângere datorată mișcării de rotație, corespunzător dimensiunilor nominale de îmbinare din domeniul [0...500]mm, secventat pe intervale conform ISO 286.

Tabelul 4.7 Date numerice utilizate în modelarea corecției de strângere datorată mișcării de rotație pentru dimensiuni nominale conform ISO 286

Arbore			Butuc				Turație
ρ [kg/mm ³]	E [MPa]	ν [-]	ρ [kg/mm ³]	E [MPa]	ν [-]	k [-]	n [rot/min]
7.8·10 ⁻⁶	2.1·10 ⁵	0.3	7.8·10 ⁻⁶	2.1·10 ⁵	0.3	0.667	500
						0.625	750
						0.556	1000
						0.500	1500
							2000

Valorile k din tabelul 4.7 corespund unor rapoarte dintre raza exterioara, respectiv interioară a butucului, egale cu 1.5; 1.6; 1.8; 2. Intervalul [1.5...2] au fost considerate ca uzuale pentru marea majoritate a aplicațiilor tehnice care utilizează îmbinări cu strângere.

Se prezintă, în continuare, sub formă tabelară, valorile obținute pentru corecția de strângere datorată mișcării de rotație, prin aplicarea expresiei propuse în relația (4.11).

Tabelele 4.8...4.12 prezintă valori corespunzătoare turațiilor n = 500, 750, 1000, 1500 și 2000 rot/min. La fiecare turație s-au considerat cazurile k = 0.667, 0.625, 0.556 și 0.5 pentru dimensiuni care mărginesc intervalele definite de ISO 286 în domeniul [0...500] mm.

Tabelul 4.8 Corecția S_o la turația $n = 500$ rot/min

n=500 rpm				
k	0.667	0.625	0.556	0.500
Dimensiuni	S_o [mm]	S_o [mm]	S_o [mm]	S_o [mm]
0...3	1.01E-06	1.14E-06	1.45E-06	1.79E-06
3...6	8.04E-06	9.15E-06	1.16E-05	1.43E-05
6...10	3.72E-05	4.24E-05	5.36E-05	6.62E-05
10...14	1.02E-04	1.16E-04	1.47E-04	1.82E-04
14...18	2.17E-04	2.47E-04	3.13E-04	3.86E-04
18...24	5.15E-04	5.86E-04	7.41E-04	9.15E-04
24...30	1.01E-03	1.14E-03	1.45E-03	1.79E-03
30...40	2.38E-03	2.71E-03	3.43E-03	4.24E-03
40...50	4.65E-03	5.30E-03	6.70E-03	8.27E-03
50...65	1.02E-02	1.16E-02	1.47E-02	1.82E-02
65...80	1.91E-02	2.17E-02	2.74E-02	3.39E-02
80...100	3.72E-02	4.24E-02	5.36E-02	6.62E-02
100...120	6.43E-02	7.32E-02	9.26E-02	1.14E-01
120...140	1.02E-01	1.16E-01	1.47E-01	1.82E-01
140...160	1.52E-01	1.74E-01	2.20E-01	2.71E-01
160...180	2.17E-01	2.47E-01	3.13E-01	3.86E-01
180...200	2.98E-01	3.39E-01	4.29E-01	5.30E-01
200...225	4.24E-01	4.83E-01	6.11E-01	7.54E-01
225...250	5.82E-01	6.62E-01	8.38E-01	1.03E+00
250...280	8.17E-01	9.30E-01	1.18E+00	1.45E+00
280...315	1.16E+00	1.32E+00	1.68E+00	2.07E+00
315...355	1.67E+00	1.90E+00	2.40E+00	2.96E+00
355...400	2.38E+00	2.71E+00	3.43E+00	4.24E+00
400...450	3.39E+00	3.86E+00	4.89E+00	6.03E+00
450...500	4.65E+00	5.30E+00	6.70E+00	8.27E+00

Tabelul 4.9 Corecția S_o la turația $n = 750 \text{ rot/min}$

n=750 rpm				
k	0.667	0.625	0.556	0.500
Dimensiuni	S_o [mm]	S_o [mm]	S_o [mm]	S_o [mm]
0...3	2.26E-06	2.57E-06	1.42E-06	4.02E-06
3...6	1.81E-05	2.06E-05	1.13E-05	3.22E-05
6...10	8.38E-05	9.53E-05	5.25E-05	1.49E-04
10...14	2.30E-04	2.62E-04	1.44E-04	4.09E-04
14...18	4.89E-04	5.56E-04	3.06E-04	8.69E-04
18...24	1.16E-03	1.32E-03	7.26E-04	2.06E-03
24...30	2.26E-03	2.57E-03	1.42E-03	4.02E-03
30...40	5.36E-03	6.10E-03	3.36E-03	9.53E-03
40...50	1.05E-02	1.19E-02	6.56E-03	1.86E-02
50...65	2.30E-02	2.62E-02	1.44E-02	4.09E-02
65...80	4.29E-02	4.88E-02	2.69E-02	7.62E-02
80...100	8.38E-02	9.53E-02	5.25E-02	1.49E-01
100...120	1.45E-01	1.65E-01	9.07E-02	2.57E-01
120...140	2.30E-01	2.62E-01	1.44E-01	4.09E-01
140...160	3.43E-01	3.90E-01	2.15E-01	6.10E-01
160...180	4.89E-01	5.56E-01	3.06E-01	8.69E-01
180...200	6.70E-01	7.62E-01	4.20E-01	1.19E+00
200...225	9.54E-01	1.09E+00	5.98E-01	1.70E+00
225...250	1.31E+00	1.49E+00	8.20E-01	2.33E+00
250...280	1.84E+00	2.09E+00	1.15E+00	3.27E+00
280...315	2.62E+00	2.98E+00	1.64E+00	4.65E+00
315...355	3.75E+00	4.26E+00	2.35E+00	6.66E+00
355...400	5.36E+00	6.10E+00	3.36E+00	9.53E+00
400...450	7.63E+00	8.69E+00	4.78E+00	1.36E+01
450...500	1.05E+01	1.19E+01	6.56E+00	1.86E+01

Tabelul 4.10 Corecția S_o la turația $n = 1000 \text{ rot/min}$

n=1000 rpm				
k	0.667	0.625	0.556	0.500
Dimensiuni	S_o [mm]	S_o [mm]	S_o [mm]	S_o [mm]
0...3	4.02E-06	4.57E-06	5.79E-06	7.15E-06
3...6	3.22E-05	3.66E-05	4.63E-05	5.72E-05
6...10	1.49E-04	1.69E-04	2.14E-04	2.65E-04
10...14	4.09E-04	4.65E-04	5.88E-04	7.26E-04
14...18	8.69E-04	9.88E-04	1.25E-03	1.54E-03
18...24	2.06E-03	2.34E-03	2.96E-03	3.66E-03
24...30	4.02E-03	4.57E-03	5.79E-03	7.15E-03
30...40	9.53E-03	1.08E-02	1.37E-02	1.69E-02
40...50	1.86E-02	2.12E-02	2.68E-02	3.31E-02
50...65	4.09E-02	4.65E-02	5.89E-02	7.27E-02
65...80	7.62E-02	8.68E-02	1.10E-01	1.36E-01
80...100	1.49E-01	1.69E-01	2.14E-01	2.65E-01
100...120	2.57E-01	2.93E-01	3.71E-01	4.57E-01
120...140	4.09E-01	4.65E-01	5.88E-01	7.26E-01
140...160	6.10E-01	6.94E-01	8.78E-01	1.08E+00
160...180	8.69E-01	9.88E-01	1.25E+00	1.54E+00
180...200	1.19E+00	1.36E+00	1.72E+00	2.12E+00
200...225	1.70E+00	1.93E+00	2.44E+00	3.02E+00
225...250	2.33E+00	2.65E+00	3.35E+00	4.14E+00
250...280	3.27E+00	3.72E+00	4.71E+00	5.81E+00
280...315	4.65E+00	5.30E+00	6.70E+00	8.28E+00
315...355	6.66E+00	7.58E+00	9.59E+00	1.18E+01
355...400	9.53E+00	1.08E+01	1.37E+01	1.69E+01
400...450	1.36E+01	1.54E+01	1.95E+01	2.41E+01
450...500	1.86E+01	2.12E+01	2.68E+01	3.31E+01

Tabelul 4.11 Corecția S_o la turația $n = 1500 \text{ rot/min}$

n=1500 rpm				
k	0.667	0.625	0.556	0.500
Dimensiuni	S_o [mm]	S_o [mm]	S_o [mm]	S_o [mm]
0...3	1.03E-05	1.03E-05	1.30E-05	1.61E-05
3...6	8.23E-05	8.23E-05	1.04E-04	1.29E-04
6...10	3.81E-04	3.81E-04	4.83E-04	5.96E-04
10...14	1.05E-03	1.05E-03	1.32E-03	1.63E-03
14...18	2.22E-03	2.22E-03	2.81E-03	3.47E-03
18...24	5.27E-03	5.27E-03	6.67E-03	8.23E-03
24...30	1.03E-02	1.03E-02	1.30E-02	1.61E-02
30...40	2.44E-02	2.44E-02	3.09E-02	3.81E-02
40...50	4.77E-02	4.77E-02	6.03E-02	7.45E-02
50...65	1.05E-01	1.05E-01	1.33E-01	1.64E-01
65...80	1.95E-01	1.95E-01	2.47E-01	3.05E-01
80...100	3.81E-01	3.81E-01	4.83E-01	5.96E-01
100...120	6.59E-01	6.59E-01	8.34E-01	1.03E+00
120...140	1.05E+00	1.05E+00	1.32E+00	1.63E+00
140...160	1.56E+00	1.56E+00	1.98E+00	2.44E+00
160...180	2.22E+00	2.22E+00	2.81E+00	3.47E+00
180...200	3.05E+00	3.05E+00	3.86E+00	4.77E+00
200...225	4.34E+00	4.34E+00	5.50E+00	6.79E+00
225...250	5.96E+00	5.96E+00	7.54E+00	9.31E+00
250...280	8.37E+00	8.37E+00	1.06E+01	1.31E+01
280...315	1.19E+01	1.19E+01	1.51E+01	1.86E+01
315...355	1.71E+01	1.71E+01	2.16E+01	2.67E+01
355...400	2.44E+01	2.44E+01	3.09E+01	3.81E+01
400...450	3.47E+01	3.47E+01	4.40E+01	5.43E+01
450...500	4.77E+01	4.77E+01	6.03E+01	7.45E+01

Tabelul 4.12 Corecția S_o la turația $n = 2000 \text{ rot/min}$

n=2000 rpm				
k	0.667	0.625	0.556	0.500
Dimensiuni	S_o [mm]	S_o [mm]	S_o [mm]	S_o [mm]
0...3	1.61E-05	1.83E-05	2.32E-05	2.86E-05
3...6	1.29E-04	1.46E-04	1.85E-04	2.29E-04
6...10	5.96E-04	6.78E-04	8.58E-04	1.06E-03
10...14	1.63E-03	1.86E-03	2.35E-03	2.91E-03
14...18	3.47E-03	3.95E-03	5.00E-03	6.18E-03
18...24	8.23E-03	9.37E-03	1.19E-02	1.46E-02
24...30	1.61E-02	1.83E-02	2.32E-02	2.86E-02
30...40	3.81E-02	4.34E-02	5.49E-02	6.78E-02
40...50	7.45E-02	8.47E-02	1.07E-01	1.32E-01
50...65	1.64E-01	1.86E-01	2.36E-01	2.91E-01
65...80	3.05E-01	3.47E-01	4.39E-01	5.42E-01
80...100	5.96E-01	6.78E-01	8.58E-01	1.06E+00
100...120	1.03E+00	1.17E+00	1.48E+00	1.83E+00
120...140	1.63E+00	1.86E+00	2.35E+00	2.91E+00
140...160	2.44E+00	2.78E+00	3.51E+00	4.34E+00
160...180	3.47E+00	3.95E+00	5.00E+00	6.18E+00
180...200	4.77E+00	5.42E+00	6.86E+00	8.47E+00
200...225	6.79E+00	7.72E+00	9.77E+00	1.21E+01
225...250	9.31E+00	1.06E+01	1.34E+01	1.65E+01
250...280	1.31E+01	1.49E+01	1.88E+01	2.32E+01
280...315	1.86E+01	2.12E+01	2.68E+01	3.31E+01
315...355	2.67E+01	3.03E+01	3.84E+01	4.74E+01
355...400	3.81E+01	4.34E+01	5.49E+01	6.78E+01
400...450	5.43E+01	6.18E+01	7.82E+01	9.65E+01
450...500	7.45E+01	8.47E+01	1.07E+02	1.32E+02

Pentru interpretarea mai intuitivă a rezultatelor s-au trasat și două serii de reprezentări grafice. Figurile 4.15...4.19 conțin familiile de curbe S_o funcție de dimensiunea nominală, având ca parametru raportul k. Fiecare figură ilustrează variația corecției la o anumită turație.

Familiile de curbe din figurile 4.20...4.23 pun în evidență variația corecției la diferite turații și raport k constant.

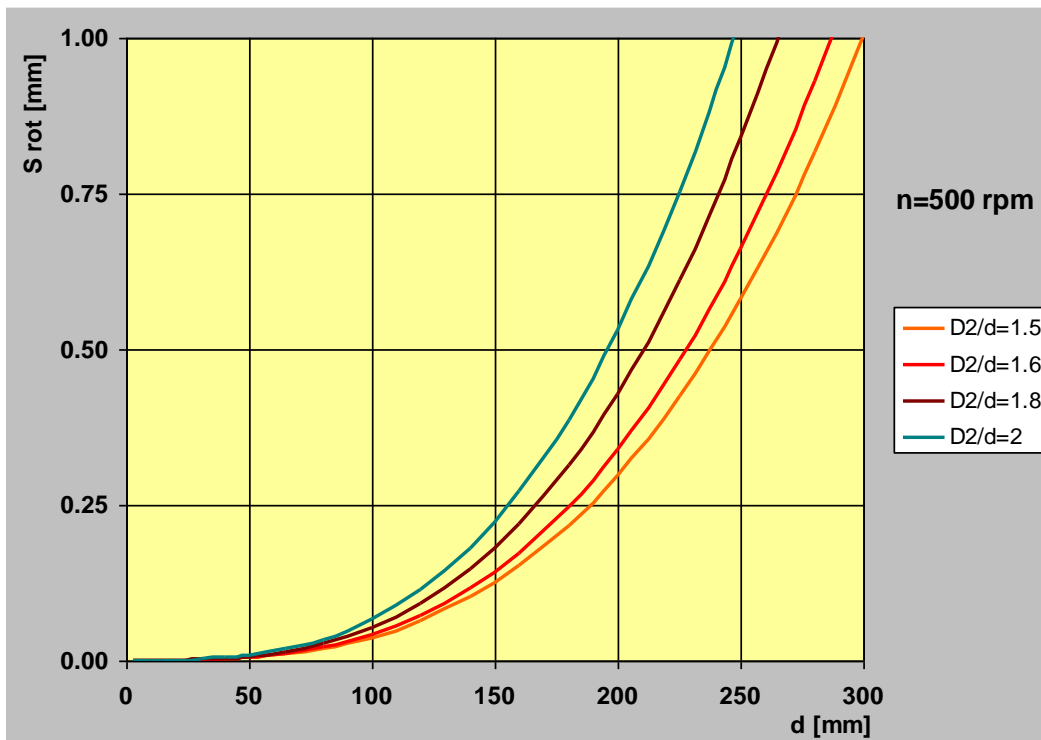


Fig. 4.15 Variația corecției S_o la turația $n = 500 \text{ rot/min}$

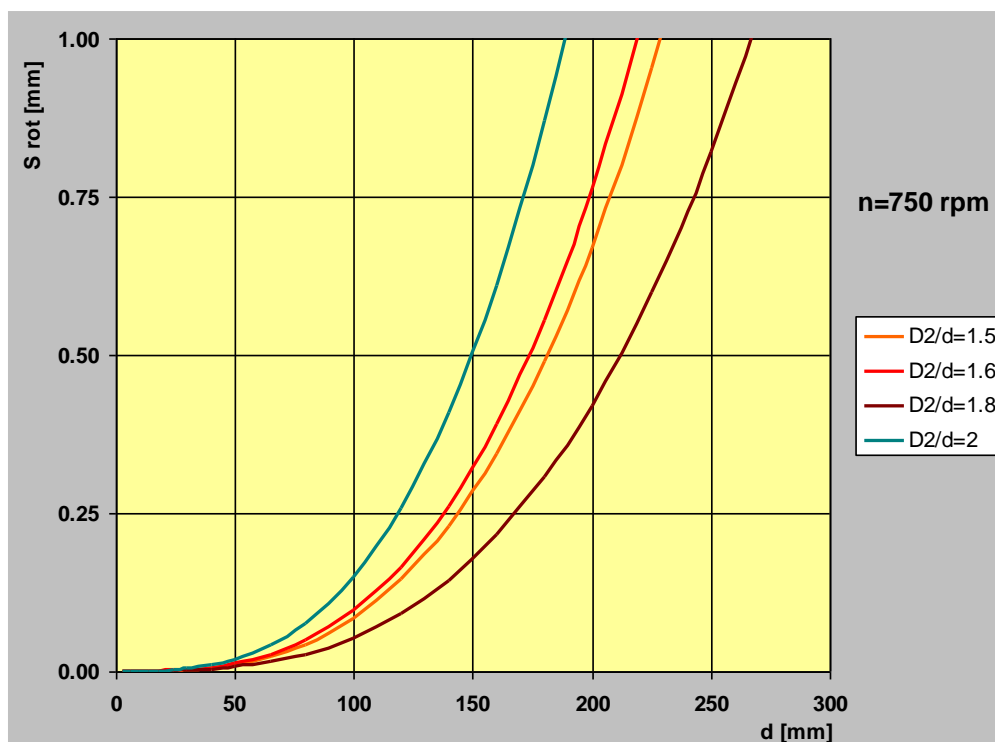


Fig. 4.16 Variația corecției S_o la turația $n = 750 \text{ rot/min}$

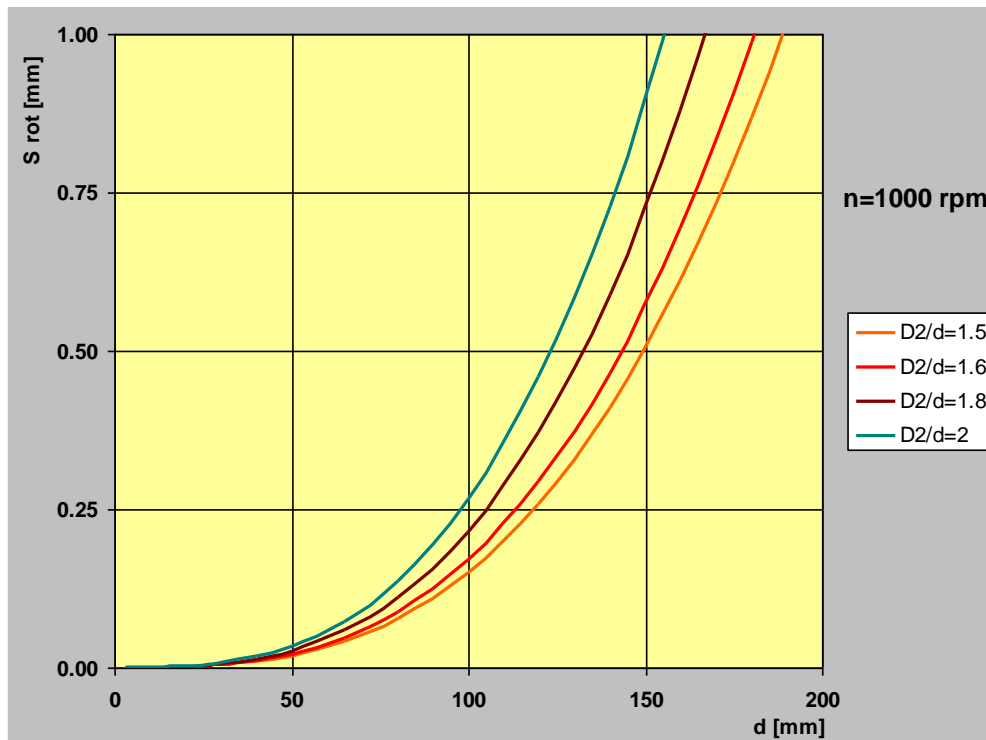


Fig. 4.17 Variația corecției S_o la turația $n = 1000 \text{ rot/min}$

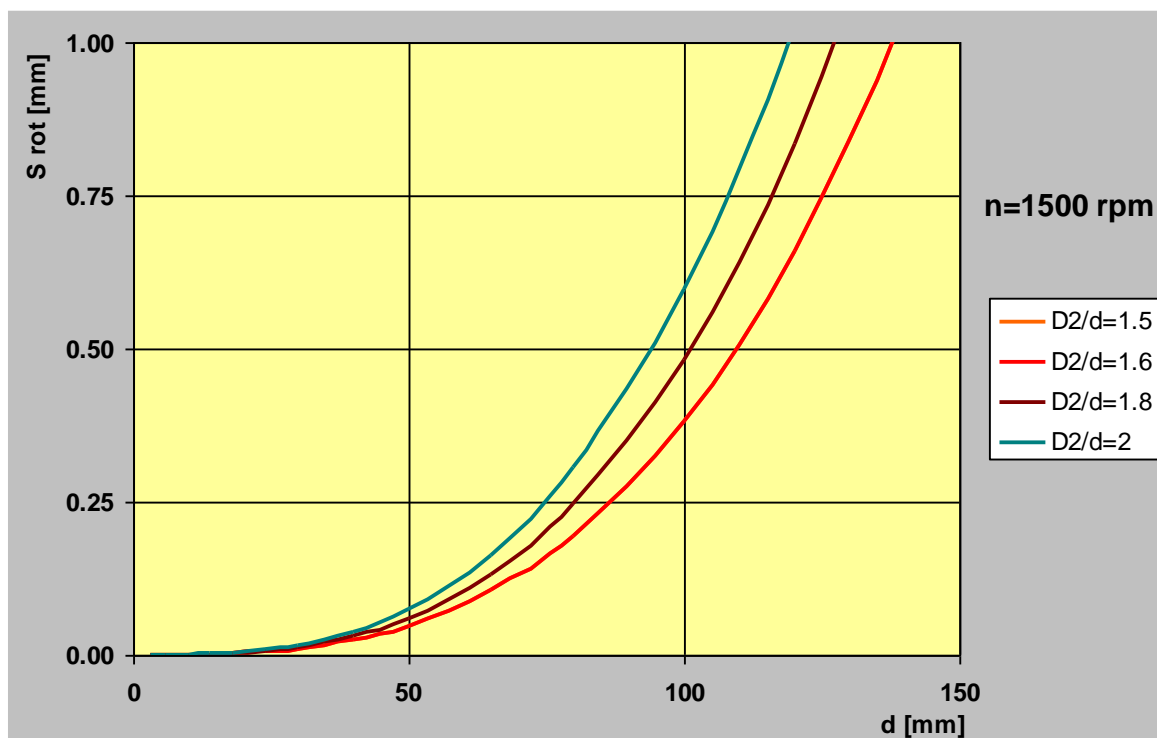


Fig. 4.18 Variația corecției S_o la turația $n = 1500 \text{ rot/min}$

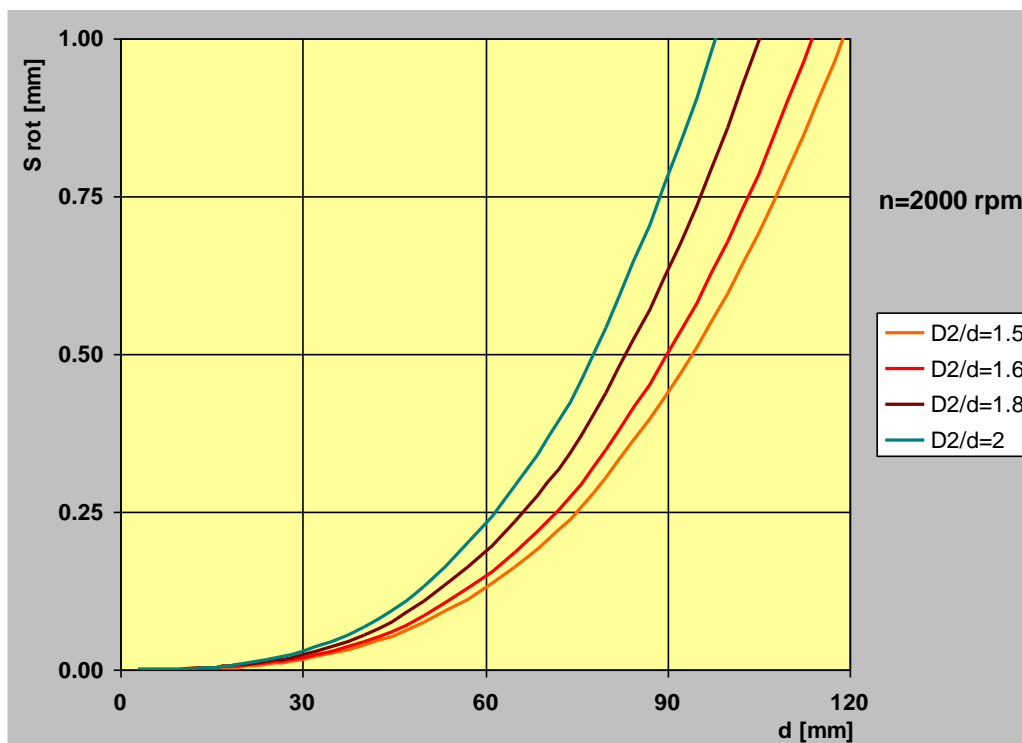


Fig. 4.19 Variația corecției S_o la turația $n = 2000 \text{ rot/min}$

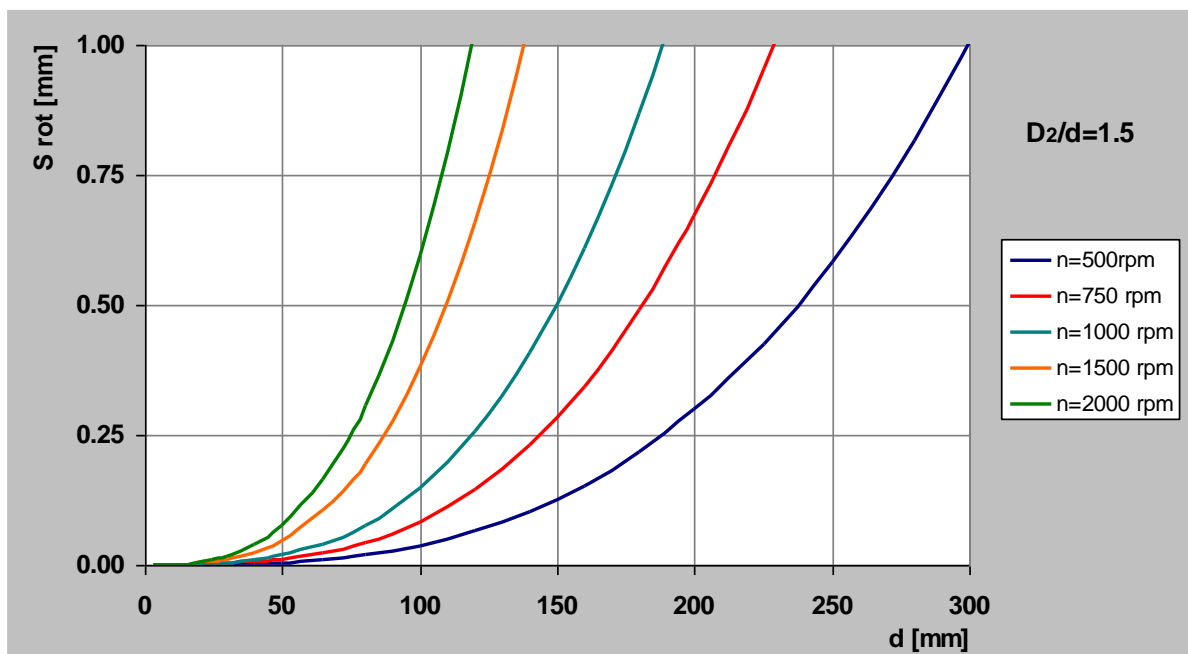


Fig. 4.20 Variația corecției S_o pentru $k = 0.667$

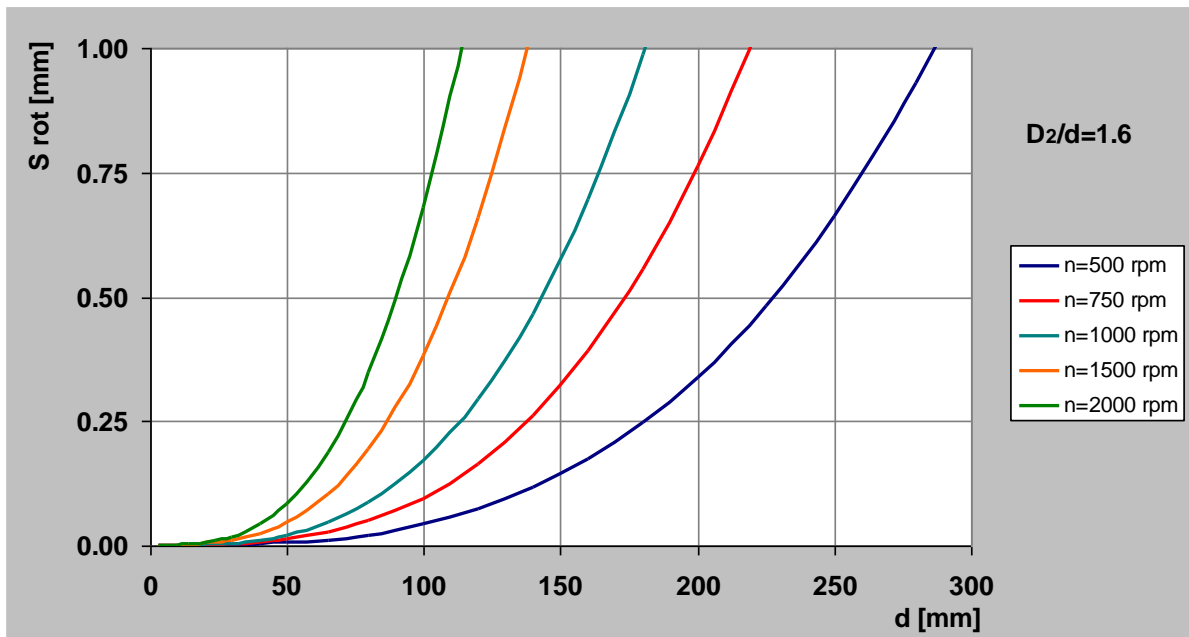


Fig. 4.21 Variația corecției S_o pentru $k = 0.625$

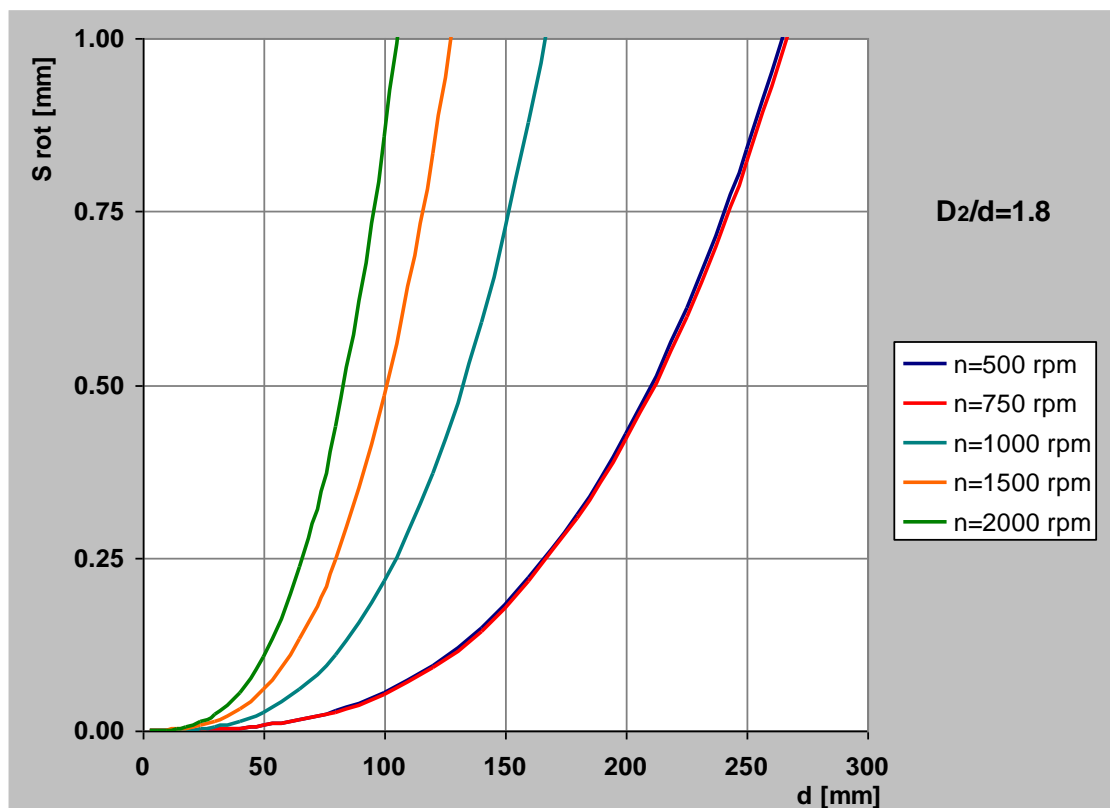


Fig. 4.22 Variația corecției S_o pentru $k = 0.556$

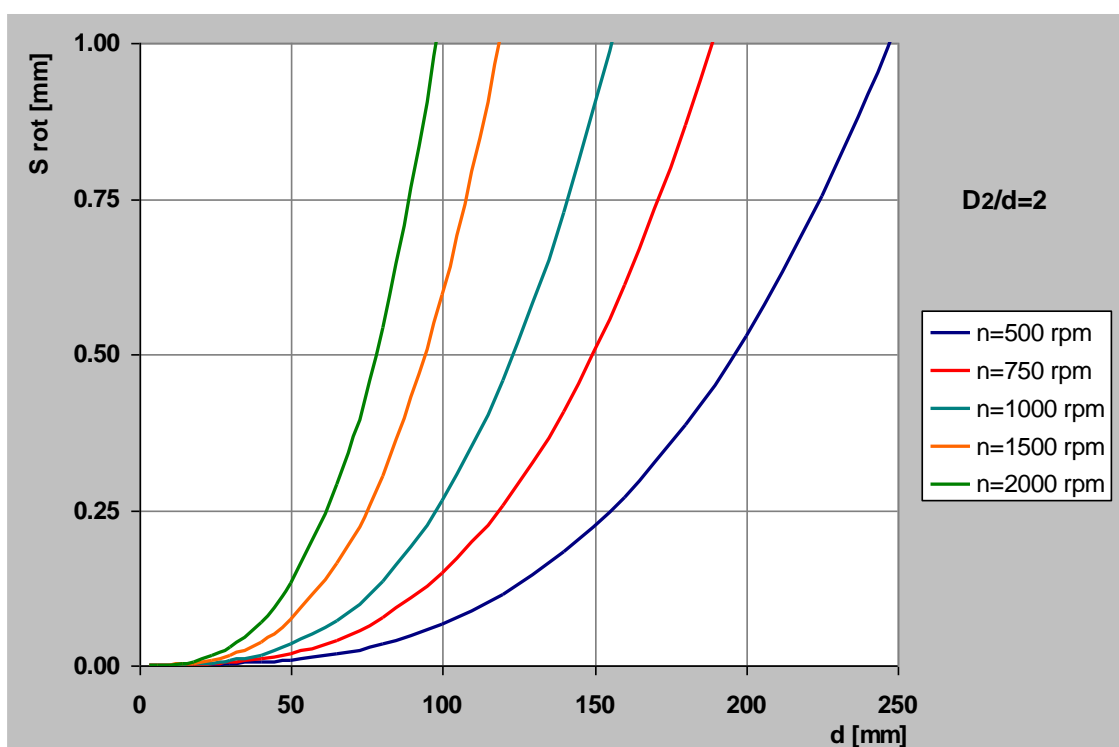


Fig. 4.23 Variația corecției S_o pentru $k = 0.500$

Analiza datelor numerice și grafice de mai sus conduce la următoarele observații:

- ❑ corecția S_o depinde de dimensiunile îmbinării, de turație, de proprietățile de elasticitate ale materialelor, dar este independentă de lungimea de calare;
- ❑ corecția depinde în mică măsură de raportul k , respectiv de dimensiunile radiale ale butucului. În figurile 4.15...4.19 curbele sunt apropiate și asemenea. Din punct de vedere practic, discurile și coroanele atașate butucului în aplicațiile tehnice, determină creșterea masei și conduc doar la deplasarea curbelor spre valori ceva mai ridicate. Gruparea familiei de curbe se păstrează, astfel încât concluzia se consideră validă cu caracter de generalitate;
- ❑ cel mai important factor de influență a corecției este viteza de rotație.

Dependența este parabolică, așa cum rezultă din relația (4.11) și este tot mai evidentă pe măsură ce dimensiunea ajustajului crește

- factorul dimensional este, de asemenea, esențial. Corecția, practic nu poate fi neglijată în nici o aplicație. De exemplu, la un diametru nominal de 30 mm, o îmbinare pentru care a fost prescris un ajustaj H7/r6, asigură o strângere cuprinsă între $S_{\min}=15\mu\text{m}$ și $S_{\max}=37\mu\text{m}$. La 500 rot/min, corecția necesară este de $\sim 2\mu\text{m}$, dar crește rapid, astfel încât la turația de 2000 rot/min devine $\sim 29\mu\text{m}$. Corecția este de ordinul de mărime al strângerii maxime. La dimensiuni mai mari, estimarea corecției este absolut necesară și devine tot mai importantă odată cu creșterea turației de regim;
- la dimensiuni foarte mari forțele inerțiale sunt considerabile, astfel încât exclud utilizarea îmbinării cu strângere. Chiar ajustajele cu strângeri foarte mari, pe ultimul interval dimensional asigură un seraj de maximum (0.8...0.9)mm. Turația limită este de ordinul (200...300) rot/min;
- indiferent de dimensiuni, dacă îmbinarea lucrează în regim de mișcare de rotație este necesară verificarea turației limită (corespunzătoare alunecării relative a pieselor), pentru care se propune relația:

$$\omega_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{S \cdot E}{\rho \cdot r^3 \cdot \left[\left(\frac{1}{k^2} - 1 \right) \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} + \nu \right) + (1-\nu) \right]}} \quad (4.12)$$

Pentru ajustajul prezentat ca exemplu mai sus, $\Phi 30\text{H7/r6}$, la $S_{\max}=37\mu\text{m}$ și $k = 0.5$, rezultă o viteză unghiulară limită $\omega_{\text{lim}} \sim 240 \text{ rad/s}$ ($\sim 2275 \text{ rot/min}$). La strângerea minimă S_{\min} corespunde valoarea $\omega_{\text{lim}} \sim 150 \text{ rad/sec}$ ($\sim 1450 \text{ rot/min}$);

- pe baza strângerilor înscrise în tabelele 4.2...4.4 și a corecțiilor din tabelele 4.8...4.12 se pot face evaluări ale turațiilor limită, în etapa de

alegere a ajustajului necesar într-o aplicație. Desigur, după proiectarea acestuia, este necesară verificarea exactă a turației limită, funcție de datele concrete ale soluției găsite. În tabelul 4.13, sunt ilustrate cu titlul de ghid orientativ, turațiile limită admisibile pentru un ajustaj H7/s6, la o geometrie a butucului caracterizată prin $D_2/d=1.5$. Culoarea galbenă a coloanelor din dreapta tabelului acoperă aria turațiilor limită, pe intervale dimensionale, asigurate de strângerea minimă (de asemenea evidențiată prin umplere cu galben). Strângerea maximă lărgeste aria dimensională aferentă turațiilor limită înscrise în capul de tabel (strângerile maxime și turațiile limită aferente sunt scoase în evidență prin umplere cu culoare verde). Semnificație similară are linia îngroșată cu negru, pentru strângerea medie.

Tabelul 4.13 Ghid orientativ de evaluare a turațiilor limită, pe intervale dimensionale și la ajustajul H7/s6, pe baza corecțiilor S_{ω}

Dim	Smin	Smax	Smed	500rpm	750rpm	1000rpm	1500rpm	2000rpm
0...3	4	20	12	0.001	0.003	0.005	0.010	0.018
3...6	7	27	17	0.009	0.021	0.037	0.082	0.146
6...10	8	32	20	0.042	0.095	0.169	0.381	0.678
10...14	10	39	24.5	0.116	0.262	0.465	1.046	1.860
14...18	10	39	24.5	0.247	0.556	0.988	2.223	3.953
18...24	14	48	31	0.586	1.318	2.342	5.270	9.370
24...30	14	48	31	1.144	2.573	4.575	10.294	18.300
30...40	18	59	38.5	2.711	6.100	10.844	24.400	43.378
40...50	18	59	38.5	5.295	11.914	21.180	47.656	84.722
50...65	23	72	47.5	11.633	26.175	46.534	104.700	186.134
65...80	29	78	53.5	21.689	48.800	86.755	195.199	347.021
80...100	36	93	64.5	42.361	95.312	169.444	381.249	677.775
100...120	44	101	72.5	73.200	164.699	292.799	658.798	1171.19
120...140	52	117	84.5	116.238	261.537	464.954	1046.14	1859.81
140...160	60	125	92.5	173.511	390.399	694.042	1561.59	2776.16
160...180	68	133	100.5	247.049	555.861	988.197	2223.44	3952.78
180...200	76	151	113.5	338.888	762.497	1355.55	3049.99	5422.20
200...225	84	159	121.5	482.518	1085.66	1930.07	4342.66	7720.28
225...250	94	169	131.5	661.890	1489.25	2647.56	5957.01	10590.2
250...280	106	190	148	929.908	2092.29	3719.63	8369.17	14878.5
280...315	118	202	160	1324.02	2979.06	5296.11	11916.2	21184.4
315...355	133	226	179.5	1895.18	4264.16	7580.72	17056.6	30322.9
355...400	151	244	197.5	2711.10	6099.97	10844.4	24399.9	43377.6
400...450	169	272	220.5	3860.14	8685.32	15440.5	34741.2	61762.2
450...500	189	292	240.5	5295.12	11914.0	21180.4	47656.0	84721.9

4.3 Analiza influenței corecției de rugozitate asupra capacității portante a îmbinării cu strângere

Pentru îmbinările cu strângere, starea suprafeței prezintă o importanță deosebită, în special în cazul variantei presate. La montarea forțată a arborelui în butuc existența undulațiilor și ruperea sau deformarea (elastică sau plastică) a microproeminențelor, determină direct mărimea ariei reale de contact și mărimea, respectiv distribuția presiunii reale de contact.

În literatura tehnică autohtonă, abaterile profilului real al unei suprafețe în raport cu profilul ideal (nominal) al acesteia (fig. 4.24), sunt reglementate prin STAS 5730/1-89.

Conform clasificării prevăzute în acest standard, se definesc:

- abateri de ordinul 1 (de formă), care reprezintă abateri de la forma nominală prescrisă a profilului piesei;
- abateri geometrice de ordinul 2 (ondulații), care reprezintă neregularități a căror lungime de undă este de câteva ori mai mare decât amplitudinea lor. Ondulațiile pot fi generate paralel sau perpendicular pe direcția de prelucrare și se datorează vibrațiilor din procesul de prelucrare;
- abateri geometrice de ordinul 3 (rugozități), care reprezintă caracteristica principală în topografia unei suprafețe și se materializează printr-o succesiune de proeminențe și goluri.

Se mai pot defini abateri de ordinul patru sau mai mare ca fiind smulgeri, urme de sculă, goluri aperiodice etc.

Determinarea parametrilor de rugozitate presupune prelucrarea statistică a datelor furnizate de o profilogramă. Aceasta se prezintă ca o curbă $y(x)$, direcția axei x fiind paralelă cu profilul nominal, iar direcția axei y fiind perpendiculară pe aceasta (fig. 4.25).

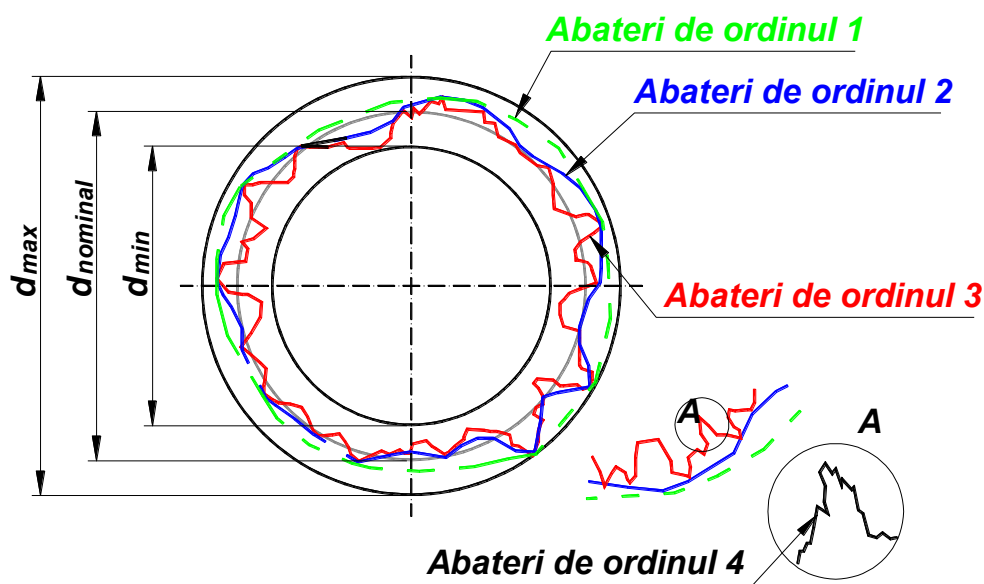


Fig. 4.24 Clasificarea abaterilor de la forma nominală a unei suprafețe tehnice, conform STAS 5730/1 - 89

Conform standardului citat, care în mare măsură coincide cu normativele europene, britanice și americane, cei mai importanți parametri de rugozitate sunt:

□ abaterea medie a profilului față de linia medie (fig. 4.25):

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |y(x)| dx \cong \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (4.13)$$

unde $y(x)$ este înălțimea profilului în raport cu o orizontală oarecare, paralelă cu direcția de deplasare a sculei (în figura 4.25 se poate alege ca referință urma planului tangent interior, axa x sau orice altă orizontală situată sub nivelul celui mai adânc gol), L – lungimea de referință (mărime indicată în standard funcție de valoarea estimată a parametrului R_a). Există, de asemenea, recomandarea trasării profilului pe cel puțin cinci lungimi de referință. Valorile standardizate ale lungimii de referință sunt 0.08; 0.25; 0.8; 2.5; 25 mm), n – număr de măsurări ale înălțimilor y ale profilului (practic, lungimea profilului se împarte în $n-1$ intervale echidistante și se fac măsurări în n puncte discrete), i – numărul curent al punctului în care se

măsoară înălțimea y .

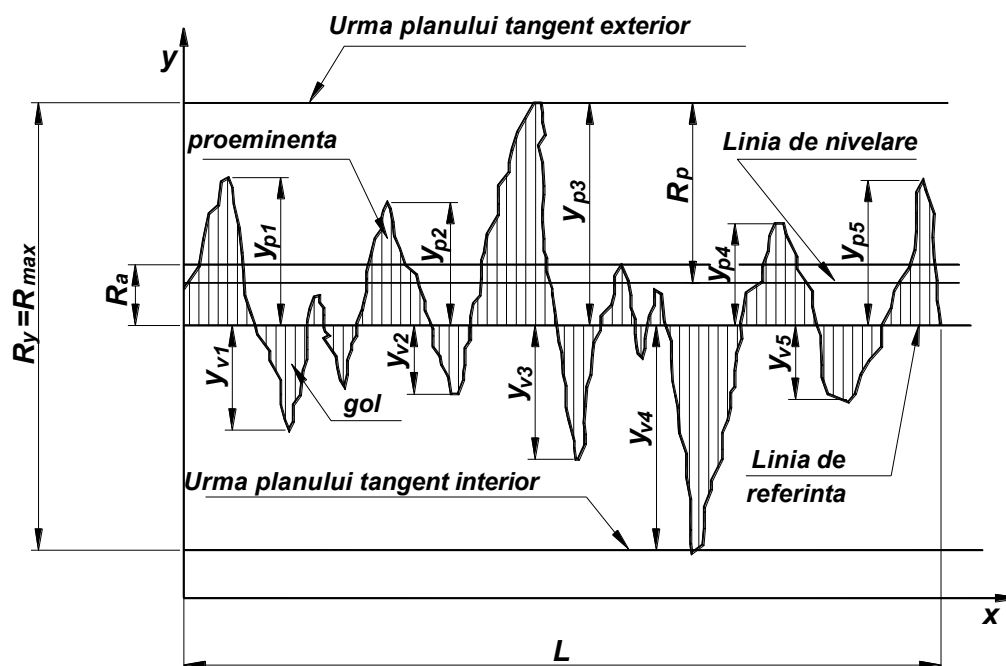


Fig. 4.25 Profilogramă cu figurarea principalilor parametri de rugozitate

Parametrul R_a se măsoară de la linia medie sau de referință a profilului (determinată ca acea linie pentru care abaterea medie pătratică a profilului este minimă);

□ abaterea medie pătratică a profilului:

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L y^2(x) dx}, \quad (4.14)$$

Abaterea medie pătratică a profilului este o mărime de calcul care nu are corespondent fizic;

□ înălțimea maximă a rugozităților:

$$R_{\max} = |y_{p \max}| + |y_{v \max}|, \quad (4.15)$$

unde $y_{p \max}$ este cota celei mai înalte proeminențe care apare pe intervalul de măsurare, $y_{v \min}$ – cota celui adânc gol care apare pe intervalul de măsurare.

În alte standarde R_{\max} este echivalent cu R_y .

R_{\max} determină poziția planelor tangente exterior și interior la profil;

□ înălțimea rugozităților în zece puncte:

$$R_{z\text{ DIN}} = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 R_{ti} \right) = \frac{1}{5} (R_{t1} + R_{t2} + R_{t3} + R_{t4} + R_{t5}), \quad (4.16)$$

unde R_{ti} reprezintă înălțimea maximă a profilului pe cinci segmente în care este împărțită lungimea de referință;

□ adâncimea de nivelare:

$$R_p = \frac{1}{L} \int_0^L y(x) dx. \quad (4.17)$$

Parametrul R_p reprezintă cota la care s-ar genera o suprafață perfect netedă prin redistribuirea proeminențelor în goluri și se măsoară de la planul tangent exterior;

□ lungimea de undă a undulațiilor profilului: W .

Literatura de specialitate indică relații aproximative între principalii parametri de rugozitate:

$$R_z \cong 4.5 R_a^{0.97}, \quad (4.18)$$

$$R_{\max} \cong 93.325 R_a^{0.98} \cong 20.41 R_z^{1.01}, \quad (4.19)$$

$$R_q \cong (1.25 \dots 1.3) R_a. \quad (4.20)$$

În proiectarea îmbinărilor cu stângere, starea suprafeței reprezintă un element important, datorită aspectelor tribologice pe care le implică frecarea și contactul forțat al pieselor.

Pentru a caracteriza contactul a două suprafețe este necesară cunoșterea abaterilor de ordinul 1, 2 și 3 pentru ambele suprafețe. Abaterile de ordinul 1 și 2 sunt mai ușor de măsurat, dar influența lor asupra comportării suprafețelor în contact este mai greu de cuantificat. Se introduc noțiunile de apropiere absolută și relativă a suprafețelor.

Abaterea de la forma ideală a suprafețelor sugerează faptul că, la o apropiere relativă oricât de ridicată, practic, contactul nu va avea loc pe aria nominală (determinată de dimensiunile geometrice nominale, macroscopice ale acestora). Aria reală de contact va fi doar o anumită parte din aria nominală, mărimea ariei reale fiind determinată de suma microariilor rugozităților care vin în contact direct. Se definesc noțiunile de arie nominală, aparentă și reală de contact. (fig. 4.26)

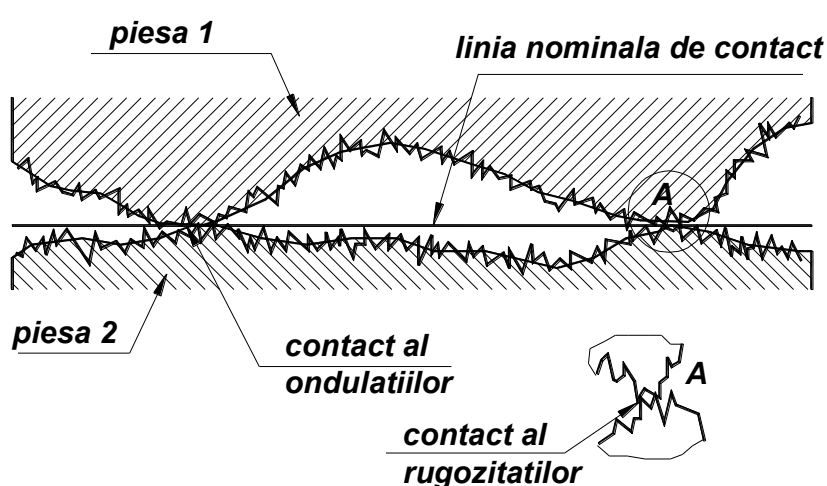


Fig. 4.26 Linia teoretică de contact, contactul undulațiilor și al rugozităților

Aria aparentă reprezintă suma ariilor de contact ale undulațiilor suprafețelor în contact.

Între cele trei tipuri de arii există relația generală:

$$A_n \geq A_a \geq A_r, \quad (4.21)$$

unde A_n este aria reală de contact, A_a – aria aparentă de contact, A_r – aria reală de contact.

Pentru cuplele tribologice de clasă I (contact punctiform) se admite egalitatea acestor arii. Pentru cuplele de clasă II (contact liniar) se admite egalitatea ariei reale cu cea aparentă. Pentru cuplele tribologice de clasă III (contact pe suprafață), însă, aria reală este cu două, trei sau mai multe ordine de mărime mai mică decât aria nominală, fapt care are implicații directe asupra

presiunii reale de contact și asupra portanței cuplei.

Apropierea absolută a două suprafețe are o valoare care se află într-un interval mărginit teoretic de R_{\max} și 0.

Se definește apropierea relativă ca raport al apropierii absolute și înălțimea maximă a rugozităților:

$$\varepsilon = \frac{a}{R_{\max}}, \quad (4.22)$$

unde ε este apropierea relativă, a – apropierea absolută.

Apropierea absolută este dificil de măsurat experimental. Pentru apropierea relativă, în aplicațiile curente, sunt valabile valori de aproximativ 0.4.

Corecția de strângere pentru compensarea deteriorării microgeometriei pieselor la montaj este, conform standardelor:

$$S_R = 0.4(2R_{z1} + 2R_{z2}), \quad (4.23)$$

unde $R_{z1,2}$ sunt parametrii de rugozitate ai suprafeței arborelui, respectiv alezajului.

Corecția de rugozitate S_R nu depinde de dimensiunea nominală a ajustajului, de tipul acestuia sau de materialul pieselor, ci numai de parametrii de stare a suprafeței acestora. În tabelul 4.14 sunt calculate corecțiile de rugozitate pentru valori uzuale ale parametrului R_a , în ipoteza că piesele în contact au prescripții identice privind starea suprafeței ($R_{z1} = R_{z2}$).

*Tabelul 4.14 Corecții de rugozitate pentru $R_a = 0.8, 1.6, 3.2$
(piese îmbinate cu aceeași rugozitate)*

R_a [μm]	R_z [μm]	S_R [μm]
0.8	3.62	5.80
1.6	7.10	11.36
3.2	13.91	22.25

Corecția de rugozitate are o importanță relativă, în sensul că influențează alegerea ajustajului cu atât mai intens cu cât dimensiunea nominală este

mai mică. În acest domeniu, al dimensiunilor mici, corecția poate fi de ordinul strângerii minime necesare, sau chiar poate să depășească valoarea acesteia. În general, corecția este importantă atunci când este de ordinul de mărime al strângerii minime necesare și poate să impună schimbarea ajustajului într-o clasă de strângere mai severă.

La dimensiuni mari, corecția de rugozitate este mai mică sau mult mai mică decât strângerea minimă necesară și, în general, nu influențează tipul ajustajului necesar.

Tabelul 4.15 Ponderea procentuală a corecției de rugozitate în raport cu strângerea medie pentru ajustajul H7/s6

Dimensiuni	S _{min} [μm]	S _{max} [μm]	S _{med} [μm]	S _R =5.8μm	S _R =11.36μm	S _R =22.25μm
0	1	2	3	4	5	6
0...3	4	20	12.0	48.3	94.7	185.4
3...6	7	27	17.0	34.1	66.8	130.9
6...10	8	32	20.0	29.0	56.8	111.3
10...14	10	39	24.5	23.7	46.4	90.8
14...18	10	39	24.5	23.7	46.4	90.8
18...24	14	48	31.0	18.7	36.6	71.8
24...30	14	48	31.0	18.7	36.6	71.8
30...40	18	59	38.5	15.1	29.5	57.8
40...50	18	59	38.5	15.1	29.5	57.8
50...65	23	72	47.5	12.2	23.9	46.8
65...80	29	78	53.5	10.8	21.2	41.6
80...100	36	93	64.5	9.0	17.6	34.5
100...120	44	101	72.5	8.0	15.7	30.7
120...140	52	117	84.5	6.9	13.4	26.3
140...160	60	125	92.5	6.3	12.3	24.1
160...180	68	133	100.5	5.8	11.3	22.1
180...200	76	151	113.5	5.1	10.0	19.6
200...225	84	159	121.5	4.8	9.3	18.3
225...250	94	169	131.5	4.4	8.6	16.9
250...280	106	190	148.0	3.9	7.7	15.0
280...315	118	202	160.0	3.6	7.1	13.9
315...355	133	226	179.5	3.2	6.3	12.4
355...400	151	244	197.5	2.9	5.8	11.3
400...450	169	272	220.5	2.6	5.2	10.1
450...500	189	292	240.5	2.4	4.7	9.3

Observațiile de mai sus conduc la concluzia că prescripțiile de stare a suprafeței trebuie să aibă în vedere dimensiunea nominală a îmbinării. Cu

cât aceasta este mai mică, se impune o prelucrare mai fină, astfel încât corecția să fie minimă, să nu conducă la supradimensionarea ajustajului.

Pentru ilustrarea comentariilor anterioare se consideră exemplul ajustajului H7/s6, un ajustaj cu strângere mare, pentru care, în tabelul 4.15, se prezintă spre comparare valorile corecției de rugozitate în raport cu strângerea minimă, maximă și medie, pe intervale dimensionale. Coloanele 4, 5 și 6 ale tabelului conțin valoarea procentuală a corecției față de strângerea medie. Umplerea cu albastru a celulelor tabelului indică corecții care depășesc 25% din strângerea medie (evidențiată cu galben).

Se observă clar scăderea ponderii corecție odată cu creșterea dimensiunii nominale și cu scăderea rugozității.

4.4 Concluzii și contribuții personale

Capitolul 4 al tezei analizează factorii de influență a capacității portante a îmbinărilor cu strângere, respectiv alegerea ajustajului funcție de sarcinile de transmis, dimensiunea nominală, regimul dinamic de lucru și gradul de finisare a suprafeței pieselor.

În primul paragraf sunt analizate ajustajele cu strângere preferențiale recomandate de ISO 286. Au fost luate în considerare ajustajele cu treptele de precizie [6...8], bazate pe sistemul alezaj unitar, de tipul H6/*5, H7/*6, H8/*7 și câteva ajustaje la care alezajul și arborele sunt prelucrate în aceeași treaptă de precizie. Studiul s-a extins pe domeniul de dimensiuni nominale [0...500]mm, secvențat pe intervale și abateri superioare și inferioare conform standardului citat.

Datele tabelare și graficele trasate au condus la următoarele concluzii:

- strângerea crește aproximativ liniar în raport cu dimensiunea nominală a îmbinării;
- panta dreptei de variație a strângerii este tot mai accentuată pe măsură

ce caracterul ajustajului se schimbă de la “ajustaj cu strângere foarte mică” spre “ajustaj cu strângere cu caracter special”;

□ pentru asigurarea unei capacități portante date există o plajă de soluții care include o gamă de dimensiuni nominale și un domeniu de strângeri. Alegerea optimă a ajustajului trebuie să se bazeze pe minimizarea strângerii, pentru diminuarea efectului de concentrator, dar în limitele pe care restricțiile constructive le permit;

□ optimizarea alegerii ajustajului este cu atât mai fezabilă cu cât dimensiunea nominală este mai mare;

□ ajustajele de același tip (H/s, H/t, H/u) cu diferență de o unitate între treptele de precizie ale alezajului și arborelui asigură strângeri medii de valori apropiate, dar plaje de strângere diferite. Diferența dintre strângerea maximă și minimă sunt egale pentru ajustajele în aceeași treaptă de precizie (pentru H6/*5, $\Delta S=49\mu\text{m}$, pentru H7/*6, $\Delta S=75\mu\text{m}$, pentru H8/*7, $\Delta S=92\mu\text{m}$). Pentru ajustaje cu arbore și alezaj prelucrate în aceeași treaptă de precizie (H7/s7, H7/u7), ΔS este constant, dar diferă semnificativ valorile strângerii;

□ ajustajele formate de arbori și alezaje prelucrate în aceeași treaptă de precizie asigură aceeași strângere minimă și strângere maximă ușor mai ridicată decât ajustajele tradiționale la care arborele este prelucrat într-o treaptă de precizie cu o unitate mai mică decât alezajul. De exemplu, comparând ajustajele H7/s6 și H7/s7 rezultă că strângerile minime coincid. Cele maxime sunt, în medie, cu [10...12]% mai mari pentru H7/s7. Ajustajul H7/s6 este mai precis, dar mai costisitor tehnologic. Ajustajul H7/s7 este mai puțin precis, deși strângerea maximă este mai mare, dar prezintă avantajul prelucrării mai ieftine. Opțiunea pentru unul dintre cele două ajustaje poate fi formulată numai în condiții concrete privind cerințele și posibilitățile realizare;

□ din punct de vedere al valorilor, ajustajele preferențiale ISO asigură strângeri maxime cuprinse în domeniul $[13...67]\mu\text{m}$ pentru subclasa ajustajelor cu strângere foarte mică până la gama $[34...917]\mu\text{m}$ pentru subclasa ajustajelor speciale cu strângere.

Pentru studiul capacității portante asigurate de diverse ajustaje s-a realizat o modelare numerică pentru un caz frecvent întâlnit în practică, astfel încât rezultatele au un caracter de potențial ghid practic. S-a considerat o îmbinare a două piese prelucrate din oțel (cu $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{MPa}$, $\nu = 0.3$) și calate pe o lungime egală cu diametrul de îmbinare. De asemenea, s-a utilizat o valoare uzuală a coeficientului de frecare, $f = 0.1$. Se pot formula următoarele concluzii:

- alegerea ajustajului permite fixarea dimensiunii nominale numai în domeniul dimensiunilor mari. De exemplu, pentru transmiterea unui moment de $5 \cdot 10^5 \text{ N.m}$ impunerea unui ajustaj din gamele H6/*5 sau H7/*6 permite alegerea dimensiunii nominale în intervalul $(320...420)\text{mm}$. Observația este utilă mai ales atunci când se impun restricții de gabarit;
- ca o concluzie generală se poate afirma că există o gamă largă de opțiuni în alegerea ajustajului adecvat unei aplicații date. Selectarea trebuie să aibă în vedere solicitările de transmis și importanța aplicației. Acestea impun tipul și precizia ajustajului. Prin precizie ridicată se înțelege asigurarea unei variații a strângerii cât mai reduse într-un lot de produse (ΔS cât mai mic și constant pe lot);
- în cazul unor ansambluri constructive de mare importanță, care necesită precizie foarte mare pentru siguranța în funcționare și fiabilitate statistică foarte ridicată a lotului de produse, ISO 286 admite alegerea altor ajustaje decât cele recomandate ca preferențiale.

În paragraful al doilea este analizată influența mișcării de rotație asupra capacității portante a îmbinării. Pornind de la expresia forței centrifuge de

inerție, care se consideră uniform distribuită pe suprafața de contact arbore/butuc, s-a dedus expresia deformațiilor suplimentare ale pieselor (comprimare pentru butuc și relaxare pentru arbore). Corecția de strângere datorată mișcării de rotație a rezultat ca diferență a deformațiilor suplimentare ale butucului și arborelui. Expresia analitică obținută pentru corecție a fost utilizată pentru modelarea numerică a comportării unei îmbinări la cinci turații (500, 750, 1000, 1500 și 2000 rot/min). Pe baza unei extinse analize numerice și a ilustrării grafice a variațiilor mărimilor de interes au rezultat următoarele concluzii:

- ❑ corecția S_0 depinde de dimensiunile îmbinării, de turație, de proprietățile de elasticitate ale materialelor, dar este independentă de lungimea de calare;
- ❑ corecția depinde în mică măsură de raportul k , respectiv de dimensiunile radiale ale butucului;
- ❑ cel mai important factor de influență a corecției este viteza de rotație. Dependența este parabolică, așa cum rezultă din relația (4.11) și este tot mai evidentă pe măsură ce dimensiunea ajustajului crește ;
- ❑ factorul dimensional este, de asemenea, esențial. Corecția, practic nu poate fi neglijată în nici o aplicație;
- ❑ la dimensiuni foarte mari forțele inerțiale sunt considerabile, astfel încât exclud utilizarea îmbinării cu strângere. Chiar ajustajele cu strângeri foarte mari, pe ultimul interval dimensional asigură un seraj de maximum (0.8...0.9)mm. Turația limită este de ordinul (200...300) rot/min.;
- ❑ indiferent de dimensiuni, dacă îmbinarea lucrează în regim de mișcare de rotație este necesară verificarea turației limită (corespunzătoare alunecării relative a pieselor);

În ultimul paragraf este analizată corecția de rugozitate care majorează

strângerea minimă necesară. Sunt definiți parametrii de stare a suprafeței conform STAS 5730/1-89 și relațiile matematice dintre aceștia.

Analiza numerică a influenței corecției de rugozitate pentru trei valori uzuale ale parametrului R_a (0.8, 1.6, 3.2), a condus la următoarele concluzii:

□ corecția de rugozitate are o importanță relativă, în sensul că influențează alegerea ajustajului cu atât mai intens cu cât dimensiunea nominală este mai mică. În acest domeniu, al dimensiunilor mici, corecția poate fi de ordinul strângerii minime necesare, sau chiar poate să depășească valoarea acesteia. În general, corecția este importantă atunci când este de ordinul de mărime al strângerii minime necesare și poate să impună schimbarea ajustajului într-o clasă de strângere mai severă;

□ la dimensiuni mari, corecția de rugozitate este mai mică sau mult mai mică decât strângerea minimă necesară și, în general, nu influențează tipul ajustajului necesar;

□ prescripțiile de stare a suprafeței trebuie să aibă în vedere dimensiunea nominală a îmbinării. Cu cât aceasta este mai mică, se impune o prelucrare mai fină, astfel încât corecția să fie minimă, să nu conducă la supradimensionarea ajustajului.

Pe parcursul prezentului capitol se pot formula câteva contribuții personale, printre care:

□ *modelarea numerică a strângerilor pe domeniul dimensional [0...500]mm pentru ajustajele cu strângere recomandate de ISO 286, în scopul determinării relației strângere – dimensiune nominală – capacitate portantă;*

□ *comentarii critice privind eficiența comparată a ajustajelor ISO preferențiale și recomandări de alegere a ajustajului optim pe considerente criterial selective complexe;*

□ *elaborarea unor recomandări generale de dimensionare a îmbinării funcție de capacitatea portantă la solicitări tangențiale pentru piese din oțel;*

- desfășurarea unui demers analitic de deducere a expresiei corecției S_{ω} pe baza teoriei tuburilor cu pereți groși coroborată cu dinamica mișcării de rotație;
- propunerea unei expresii originale pentru corecția de strângere datorată mișcării de rotație și a criteriului matematic de verificare a turației limită la care poate funcționa o îmbinare constituită din piese prelucrate din oțel;
- modelarea matematică a corecției S_{ω} pentru cinci trepte de turație, pe domeniul dimensional $[0...500]$ mm în scopul evidențierii influenței forțelor inerțiale manifestate în mișcarea de rotație, cu deducerea limitelor raționale de utilizare a îmbinărilor cu strângere, funcție de dimensiuni și turație;
- analiza influenței corecției de rugozitate asupra ajustajului, care, în domeniul dimensiunilor mici și mijlocii, poate fi schimbat datorită ponderii mari a corecției;
- recomandarea prelucrării fine a suprafețelor pieselor de dimensiuni mici și mijlocii, în scopul prevenirii prescrierii unor ajustaje cu strângere supradimensionată în raport cu solicitarea de lucru.

Bibliografie

[A1], [D3] , [D4] , [M2], [M3], [P2], [S1], [S2]

5 OPTIMIZAREA ALEGERII AJUSTAJULUI OSIE – ROATĂ LA SUBANSAMBLUL OSIE MONTATĂ DIN CONSTRUCȚIA LOCOMOTIVEI ELECTRICE LE 5100KW

5.1 Subansamblul osie montată

Locomotiva electrică LE 5100 KW (fig. 5.1), echipată cu ansambluri de osii montate are următoarele caracteristici:



Fig. 5.1 Locomotivă electrică LE 5100 kW

- ❑ sarcina pe osie: 21tf;
- ❑ numărul de osii motoare: 6;

- ❑ formula osiilor: Co-Co;
- ❑ viteza maximă: 120km/h; 160 km/h;
- ❑ diametrul de rulare al roților (noi): 1250 mm;
- ❑ ampatament locomotivă: 10300 mm;
- ❑ ampatamentul boghiului: 4350 mm (2250mm+2100mm);
- ❑ raport de transmitere angrenaj
 - la $V=120$ km/h: 3,65 (73:20);
 - la $V=160$ km/h: 2,73 (107:38);
- ❑ greutatea totală a unei perechi de boghiuri (fără M.T.) cu ramă reproiectată: 39000 daN;
- ❑ greutate motoare de tracțiune (M.T.)/loc: 18420 kg;
- ❑ lungimea unui boghiu: 8420 mm;
- ❑ lățimea unui boghiu: 3020 mm;
- ❑ uzura maximă radială admisă a bandajelor: 40 mm;
- ❑ tipul motorului de tracțiune: LJE 108-1.

Principalul element care asigură rularea și ghidarea vehiculelor feroviare pe cele două șine ale căii este osia montată (fig. 5.2), care intră în componența boghiului (fig. 5.3)



Fig. 5.2 Osie montată – ansamblu finit

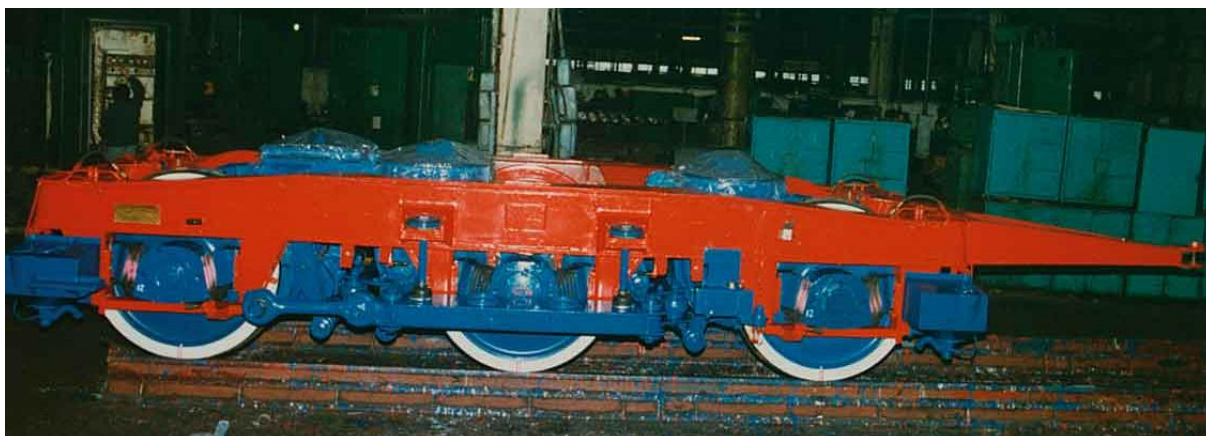


Fig. 5.3 Ansamblul boghiu

Osia montată este un ansamblu complet format dintr-o osie – axă pe care sunt asamblate, prin presare la rece sau prin calare la cald două roți cu bandaj sau două roți monobloc. Osia mai poate avea montate unul sau mai multe discuri de frână, o roată de antrenare sau alte piese intermediare.

Osia-axă poate fi cu:

- fusuri, pentru cutiile de osie interioare sau exterioare;
- porțiuni de calare cilindrice sau conice, pentru montarea roților pentru bandaj, a roților monobloc, a roții de antrenare sau a discurilor de frână;
- flanșe pentru roată de antrenare;
- paliere (fusuri) pentru susținerea motorului electric de tracțiune sau a atacului de osie.

Roțile pot fi de mai multe tipuri constructive:

- roată disc cu bandaj;
- roată cu spițe (steaua rotii) și cu bandaj;
- roată monobloc;
- roată elastică.

Roțile de antrenare pot fi:

- roată dințată de angrenaj;
- butuc și coroană dințată de angrenaj (antrenare);
- butuc pentru antrenare prin cuplaj a osiei și pentru discul de frână;
- roată de antrenare cu lanț

□ roată de antrenare prin curea, a generatorului.

Discul de frână cuprinde și butucul de asamblare pe osie.

La proiectarea osiilor montate se au în vedere:

- siguranța circulației și asigurarea confortului călătorilor;
- reducerea greutateii și o suficientă elasticitate pentru micșorarea cât mai mult a sarcinilor dinamice și a șocurilor care se produc între roată și șină în timpul rulării;
- unificarea și standardizarea pentru a se asigura interschimbabilitatea roților și osiilor și pentru reducerea cheltuielilor de fabricație și exploatare.

Roțile monobloc sunt executate din oțeluri speciale, slab aliate și înlocuiesc în prezent vechea variantă de roți bandajate. Roțile monobloc prezintă o serie de avantaje față de roțile bandajate:

- la viteze ridicate se evită efectele periculoase ale forțelor de interacțiune roată-șină asupra bandajului;
- dispar solicitările permanente datorate strângerii bandajului, corpul roții are o secțiune mai redusă și, ca urmare, roata are o masă mai mică;
- dispare operația bandajării.

Roata cu bandaj se compune dintr-o parte centrală - corpul roții sau centrul de roată executat dintr-un material mai elastic - și bandajul dintr-un oțel superior, mai dur, rezistent la uzură. Bandajul se fretează la cald pe periferia corpului roții în mod continuu și se asigură cu ajutorul unui inel de siguranță. Corpul roții prezintă o zonă ondulată care conferă acesteia o mai bună elasticitate.

Asamblarea osiei montate și construcția reperelor care alcătuiesc osia montată se execută în conformitate cu următoarele norme acceptate de toate societățile de cale ferată afiliate la UIC (Uniunea Internațională a Cailor Ferate):

- EN 13260 - Osii montate;
- EN 13261- Osii;
- EN 13262- Roți monobloc.

Osiile se execută din oțel calitatea 34MoCrNi15XL.

Figura 5.4 prezintă o schiță a ansamblului osie montată. Dimensiunile aferente simbolurilor din figura 5.4 pot fi urmărite în copiile fișelor din figura 5.5.

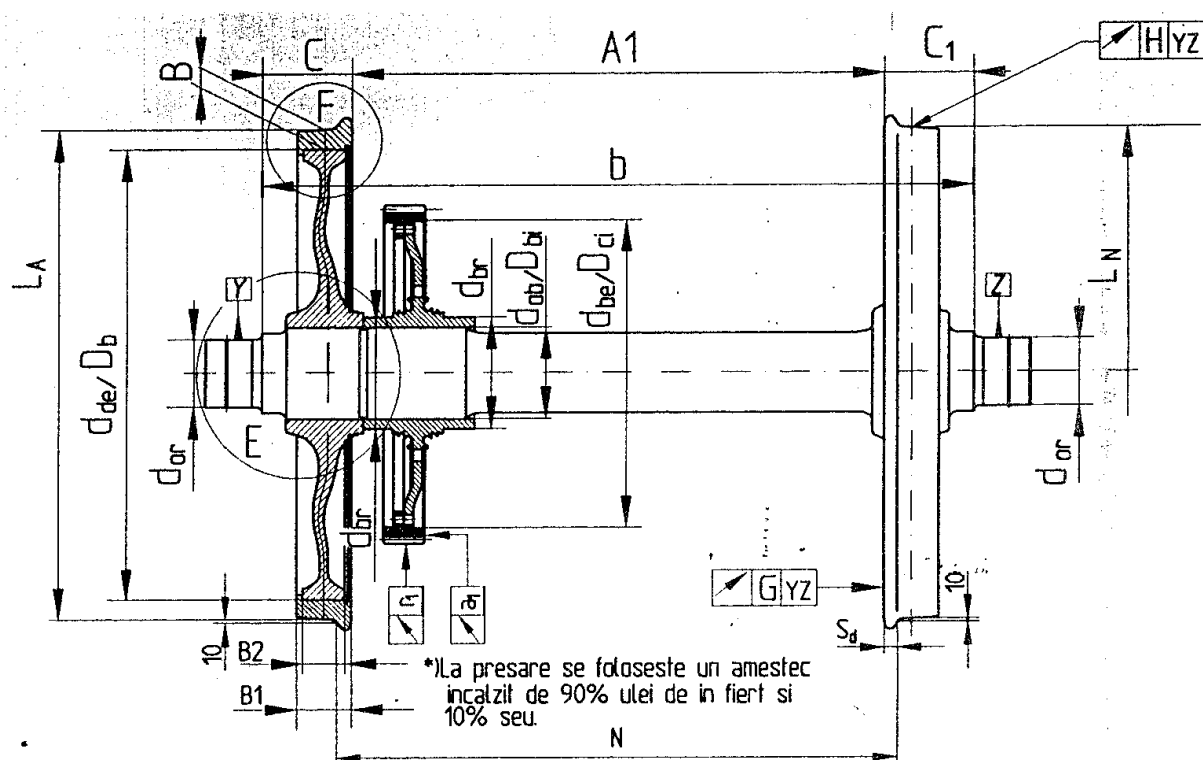


Fig. 5.4 Schiță a ansamblului osie montată

Osia, care este prelucrată fin pe toată suprafața, are două porțiuni ușor conice pentru presarea discurilor și o porțiune cilindrică $\Phi 230$ pentru presarea butucului angrenajului de tracțiune.

La ambele capete de osie se află câte un fus cilindric $\Phi 170r6$ pe care se fretează rulmenții lagărului osiei. Pentru a ușura depresarea rulmenților, ambele fusuri de lagăr sunt prevăzute cu șanțuri de depresare și canale pentru ulei.

Între fusul lagărului și palierul pentru butucul discurilor de roată se află o porțiune cilindrică $\Phi 200t7$ pentru fixarea inelului de etanșare al lagărului osiei, ca și un umăr pentru al sprijini axial.

OSIE		Cota de masurat	Simb.	Nr. crt.	Valori prescrise		
		Seria+culeul+nr.circulatie		1	-		
USIE	varianta presata-disc sau roata monobloc	Diametrul mare scaun conic	noua (disc nou)	d_{om}	2	$\phi 229,251 (+0,1/0)$	
			reutilizata		3	$\phi 229,251 (+3/-4)$	
			noua (disc reutilizat)		4	$\phi osie = d_{om} + (0,275 - 0,275)$	
		Diametrul mic scaun conic	noua (disc nou)	d_{om}	5	$\phi 229,014 (+0,1/0)$	
			reutilizata		6	$\phi 229,014 (+3/-4)$	
			noua (disc reutilizat)		7	$\phi osie = d_{om} + (0,275 - 0,275)$	
	varianta fretata-disc sau roata monobloc	Diametrul mare scaun conic	noua (disc nou)	d_{om}	8	$\phi 228,994 (+0,1/0)$	
			reutilizata		9	$\phi 228,994 (+3/-4)$	
			noua (disc reutilizat)		10	$\phi osie = d_{om} + (0,249 - 0,309)$	
		Diametrul mic scaun conic	noua (disc nou)	d_{om}	11	$\phi 228,905 (+0,1/0)$	
			reutilizata		12	$\phi 228,905 (+3/-4)$	
			noua (disc reutilizat)		13	$\phi osie = d_{om} + (0,160 - 0,220)$	
	BUTUC	Diametrul calare butuc	noua (butuc nou)	d_{ob}	14	$\phi 230 (+0,1/0)$	
reutilizata			15		$\phi 230 (+3/-2)$		
noua (butuc reut)			16		$D_{bi} + (0,21 - 0,26)$		
Diferenta: $d_{om} - d_{ob}$			17	min.0,75			
Diametrul calare rulment 23234		Reutilizata	noua	d_{or}	18	$\phi 170 (+0,093/+0,068)$	
			Treapta 0		19	$\phi 170 (+0,093/+0,018)$	
			Treapta I (pt. v=120km/h)		20	$\phi 169 (+0,093/+0,068)$	
			Treapta II (pt. v=120km/h)		21	$\phi 168 (+0,093/+0,068)$	
Seraj osie-rulment 23234			22	$0,068 - 0,118$ $0,043 - 0,118$ -pt.Treapta 0			
Distanța între umeri osie			23	$1820 \pm 0,4$			
Buletin CUS-osie simpla			24	-			
Buletin ferroflux			25	-			
Butuc roata dintata		Diametrul exterior	coroana Z=73 si Z=104	nou	d_{be}	26	$\phi 780 (+0,168/+0,088)$
				reutilizat		27	$\phi 780 (+0,168/-2)$
			nou/reutilizat si reanizat conf. tehnologie (coroana reut.)	28		$D_{di} + (0,038 - 0,168)$	
			coroana Z=104M	nou		29	$\phi 775 (+0,168/+0,088)$
		nou/reutilizat si reanizat conf. tehnologie (coroana reut.)		30	$D_{di} + (0,038 - 0,168)$		
	Diametrul interior	nou	D_{bi}	31	$d_{ob} - (0,21 - 0,26)$		
		reutilizat		32	$\phi 230 (+2/-0,26)$		
		nou (osie reutilizata)		33	$d_{ob} - (0,21 - 0,26)$		

Fig. 5.5 Dimensiuni prescrise ale componentelor ansamblului osie montată

Reper	Cota de măsurat	Simb.	Nr. crt.	Valori prescrise	
Butuc roata dintata	Diametrul calare rulment 23956	d_{br}	34	$\phi 280 (+0,088/-0,056)$	
	Seraj rulment- butuc		35	0,056-0,118	
	Seraj butuc-osie		36	0,21-0,26	
Caroana dintata	Seria si culeul		37	-	
	Diametrul interior	noua	d_{ci}	38	$\phi 780 (+0,05/0)$
		reutilizata		39	$\phi 780 (+2/0)$
		noua (butuc reutilizat)		40	$d_{be} -0,038-0,168$
		noua		41	$\phi 775 (+0,05/0)$
	reutilizata	42	$\phi 775 (+1/0)$		
	Barajă radială coroana	r_1	43	0,045	
Barajă frontală coroana	z_1	44	0,02		
Pinion cu arbore	Numar pinion		45	-	
Carcasa angrenaj	Carcasa superioara nr.		46	-	
	Carcasa inferioara nr.		47	-	
Discul rotii	Numar de ordine si sarja		48	-	
	Diametrul exterior	nou	d_{de}	49	$\phi 1100 (+0,1/0)$
		reutilizat		50	$\phi 1100 (+0,1/-4)$
	Diametrul mare scaun conic	nou (osie noua)	d_{dm}	51	$d_{dm} -0,215-0,275$
		reutilizat		52	$\phi 228,98 (+3/0)$
		nou (osie reut.)		53	$d_{dm} -0,215-0,275$
		nou (osie noua)		54	$d_{dm} -0,215-0,275$
	Diametrul mic scaun conic	nou (osie noua)	d_{dm}	55	$\phi 228,74 (+3/0)$
		reutilizat		56	$d_{dm} -0,215-0,275$
	Seraj disc-osie		57	0,215-0,275	
	Discul rotii	Diametrul interior	reutilizat	58	$\phi 228,73 \pm 0,015$
			nou (osie reut.)	59	$\phi 228,73 (+3/0)$
		Diametrul interior	diametru mare scaun conic osie	d_{di}	60
diametru mic scaun conic osie			61		$d_{dm} -0,160-0,220$
Seraj disc-osie		diametru mare scaun conic osie		62	0,249-0,309
		diametru mic scaun conic osie		63	0,160-0,220
Latime obada	nou	B2	64	99 (0/-0,5)	
	reutilizat		65	99 (0/-4)	
	Correspunde CUS-Buletin nr.		66	-	
Bandaj	Numar de ordine si sarja		67	-	
	Diametrul interior	nou (disc nou)	68	$1099,5 (+0,07/-0,05)$	
		nou (disc reutilizat)	69	$1098,7 (+0,06/-0,08)$ ⑥	
	Seraj bandaj-disc		70	$d_{di} -1,25-1,38$ ⑦ $(1,43-1,55)$	
	Buletin CUS-Nr.		71	-	

Fig. 5.5 Dimensiuni prescrise ale componentelor ansamblului osie montată

(continuare)

Reper	Cota de masurat	Simb.	Nr. crt.	Valori prescise	
Roata monobloc	Nr. de ordine si sarja		72	-	
	Diametrul mare scaun conic	noua (osie noua)	D _{rm}	73	d _{am} - (0,245-0,305)
		reutilizata		74	φ228,95 (+3/0)
	Diametrul mic scaun conic	nou (osie reut.)	D _{rm}	75	d _{am} - (0,245-0,305)
		nou (osie noua)		76	d _{am} - (0,245-0,305)
		reutilizat		77	φ228,71 (+3/0)
		nou (osie reut.)		78	d _{am} - (0,245-0,305)
	Seraj roata monobloc-osie		79	0,245-0,305	
Corespunde CUS-buletin nr.		80	-		
Osie montata	Distanța între bandaje sau roti monobloc	A1	81	1360 (+2/0)	
	Diametrul de rulare	bandaj nou	L _A ·L _N	82	1250±0,5
		bandaj reut.		83	1220±0,5
		roata monobloc noua		84	1250±0,5
		roata monobloc reutilizata		85	1220±0,5
		Diferența între diametrele cercurilor de rulare		L _A -L _N	86
	Latimea bandajului	nou	B1	87	140±2
		reutilizat		88	140 (+2/-3)
	Latime obada roata monobloc	noua	B	89	140 (+2/-1)
		reutilizata		90	140±2
	Grosime bandaj pe cercul de rulare	nou	S _d	91	75 (+2,25/-0,3)
		reutilizat		92	60 (+2,25/-0,3)
	Grosime buza masurata la 10 mm de la cercul de rulare		N	93	32,5±0,5
	Distanța dintre fețele exterioare ale buzelor masurate la 10 mm deasupra cercului de rulare		H	94	max.1426
	Bataia radiata a suprafetei de rulare		C-C ₁	95	0,3
Abatere profil suprafata rulare		G	96	max.0,5	
Simetria			97	<1mm	
Bataia axiata			98	<0,8	
varianta disc presal	Forța de presare pe osie *)	disc nebandajat	99	(80-120)lf @ (785-1177)KN	
		disc bandajat	100	(90-130)lf @ (883-1275)KN	
varianta disc fretat	Forța pentru proba de depesare	disc nebandajat	101	104lf @ 144lf (1412)KN	
		disc bandajat	102	110lf @ 156lf (1530)KN	
varianta roata monobloc	Forța pentru proba de depesare	disc nebandajat	103	90lf @ 117lf (1145)KN	
		disc bandajat	104	110lf @ 140lf (1374)KN	
varianta roata monobloc	Forța de presare pe osie *)		105	(100-140)lf @ (981-1373)KN	
			106	120lf @ 168lf (1648)KN	
	Corespunde CUS-Buletin nr.		107	-	
	Nr.circulație osie montata		108	-	
	Tip unsoare folosita la gresarea rulmentilor lagarelor de sprijin ale angrenajului pe osie		109	-	

Fig. 5.5 Dimensiuni prescrise ale componentelor ansamblului osie montată (continuare)

Pe porțiunile frontale osia este prevăzută cu 3 găuri filetate M24x55 pentru șuruburile șaibelor de siguranță, precum și 3 găuri filetate M12x35 pentru fixarea contactului de punere la pământ.

Pentru a asigura o centrare bună a contactelor de punere la pământ s-au executat de asemenea frontal găuri $\Phi 60$ E10.

Cele două discuri, parte antrenată și parte neantrenată sunt executate din oțel 40Mn4 conform DIN 17200 și prelucrate pe toată suprafața.

Alezajul butucului roții este conic 1:700, $\Phi_{\text{disc}} = \Phi_{\text{osie}} - [0.215...0.275]$. În butucul fiecărui disc sunt executate două găuri străpunse $\Phi 5$, diametral opuse, acestea fiind necesare la depresarea discului de pe osie. Pentru a evita pătrunderea impurităților, la exterior, fiecare gaură este obturată cu un dop filetat G3/8".

Butucul discului roții parte antrenată are pe o parte degajări care formează împreună cu cutia angrenajului un labirint pentru etanșarea angrenajului.

Bandajele se fretează pe discurile de roată înainte sau după presarea discurilor pe osie. Bandajarea discurilor se face cu o strângere de $[1.25...1.38]$ mm. Asigurarea bandajelor pe disc se face cu inelul de fixare, introdus în canalul executat în bandaj.

Bandajele sunt executate din oțel pentru bandaj marca LD, B5T sau B6T. Pe locomotivă toate bandajele vor fi obligatoriu de aceeași marcă.

Pe osia finisată se fretează mai întâi butucul roții dințate, apoi, acesta se prelucrează final pentru a obține centrarea roții dințate pe osie. Serajul între butucul roții dințate și osie este de $[0.21...0.26]$ mm. Urmează montajul coroanei dințate, a rulmenților lagărelor angrenajului, a suportilor de lagăr și a inelelor de etanșare pentru angrenaj.

Urmează presarea discurilor pe osie (bandajate sau nebandajate). La presare

se va folosi un amestec încălzit de 90 % ulei de in fiert și 10 % seu.

Serajul final între discul bandajat și osie va fi (0.215...0.275) mm.

În figurile 5.6 și 5.7 sunt precizate valorile maxime și minime ale serajului între osie și alezajul piesei care se assemblează, în funcție de clasele de toleranță și de diametrul nominal al alezajului, conform SR EN 20286/1,2 – 1997 (ISO 286).

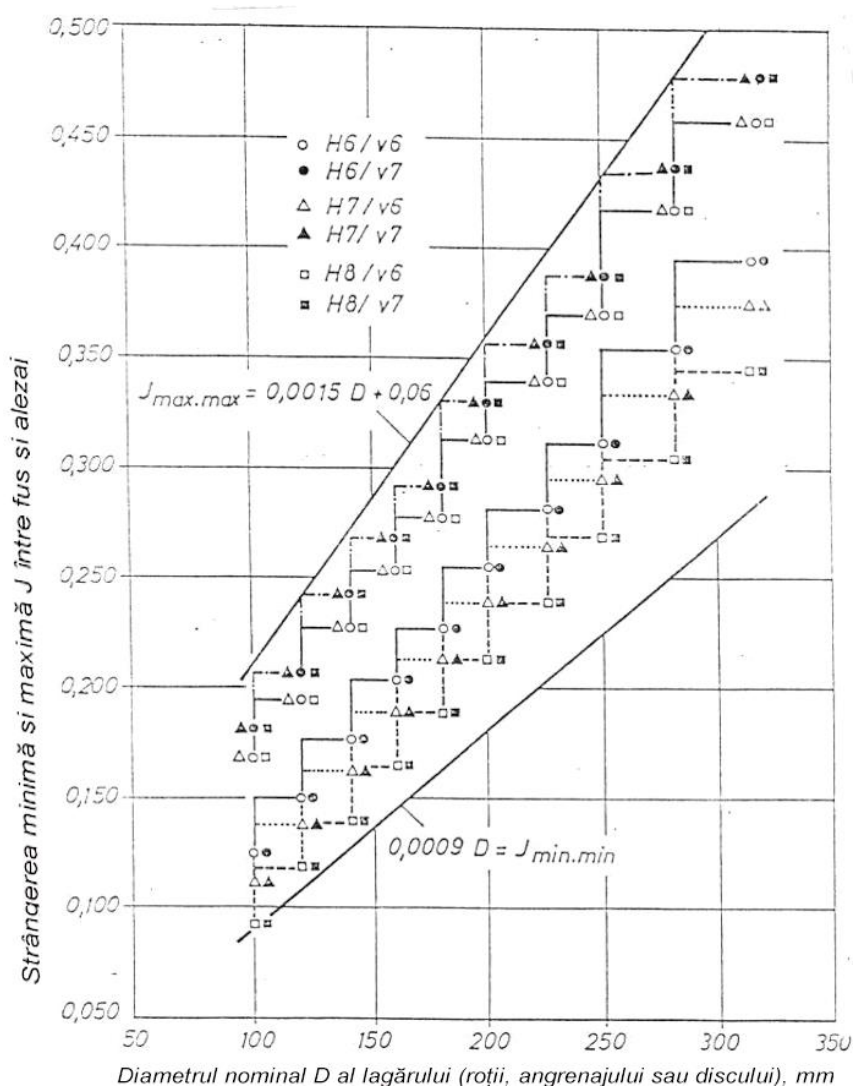


Fig. 5.6 Serajul între osie și alezaj pentru diametre cuprinse între 100 și 300 mm și treptele de toleranțe corespunzătoare clasei v, conform SR EN 20286

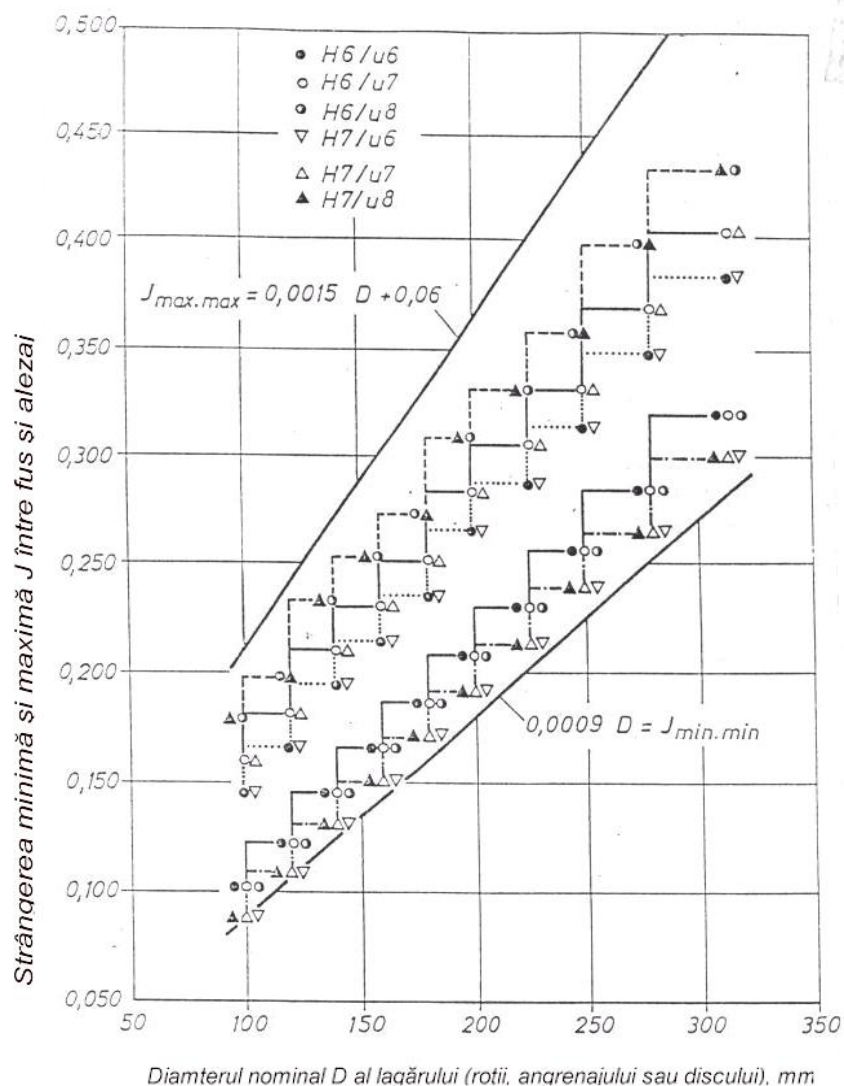


Fig. 5.7 Serajul între osie și alezaj pentru diametre cuprinse între 100 și 300 mm și treptele de toleranțe corespunzătoare clasei u, conform SR EN 20286

Valorile admise pentru forța de presare P_F în kN trebuie să fie cuprinse între limitele P_{Fmin} și P_{Fmax} calculate cu relația:

$$P_F = a D_c, \quad (5.1)$$

unde D_c este diametrul nominal efectiv de calare al alezajului butucului rotii, în mm, iar a este un coeficient ale cărui valori depind de tipul roții și al lubrifianțului (tabelul 5.1).

Valorile coeficientului a sunt valabile pentru $L/D_c=[0.8...1.1]$, unde L este lungimea de presare a butucului roții în mm.

Tabelul 5.1 Valorile coeficientului a

Tipul de roată	Lubrifiant			
	Seu	Ulei vegetal	Amestec seu + ulei vegetal	MoSO ₂
Coeficientul a				
Roata fără bandaj, pentru vehicul remorcat	3,0...4,5	3,5...5,0	3,25...4,75	3,0...4,5
Roata monobloc, roata cu bandaj pentru vehicul remorcat	3,0...5,5	4,0...6,0	3,5...5,75	3,5...5,5
Roata monobloc, roata cu bandaj pentru vehicul motor	3,0...6,0	4,5...6,5	3,75...6,25	3,5...6,0

La osiile montate pentru LE 5100 KW, forța de presare a discurilor pe osie are următoarele valori:

- disc nebandajat – [785...1177]kN;
- disc bandajat - [883...1275]kN.

5.2 Optimizarea alegerii ajustajului cu strângere la îmbinarea osie – disc din construcția ansamblului osie montată

5.2.1 Dimensionarea ajustajului și stabilirea coeficienților de siguranță prin calcul automat interactiv

Ansamblul osie montată conține mai multe îmbinări cu strângere (osie – discuri, roată dințată, rulmenți, elemente de etanșare). Cea mai importantă îmbinare este cea dintre osie și discul roții. Un detaliu al îmbinării este prezentat în figura 5.8.

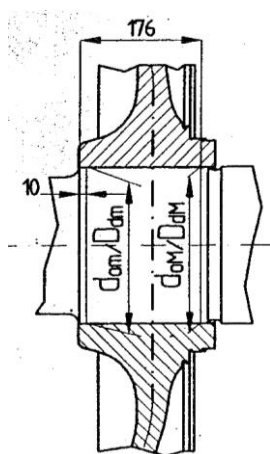


Fig. 5.8 Detaliu al osiei montate (îmbinarea osie – disc)

Conform fișei din figura 5.5 dimensiunile osiei și butucului sunt :

$$d_{0m} = 229.014^{+0.1} \text{ mm}$$

$$d_{0M} = 229.251^{+0.1} \text{ mm}$$

$$D_{dm} = d_{0m} - (0.215 \dots 0.275) \text{ mm}$$

$$D_{dM} = d_{0M} - (0.215 \dots 0.275) \text{ mm}$$

Variația diametrului osiei de la d_{0M} spre interior și d_{0m} spre exterior, pe o lungime de calare de 176 mm, corespunde unei conicități de aproximativ 1 :700.

Diametrul exterior al discului este $d_{de} = 1100$ mm. Pe acesta se fretează bandajul, al cărui diametru de rulare este $L_A = 1250$ mm. Notațiile și valorile de mai sus reiau selectiv informații prezentate în figurile 5.4 și 5.5.

Conform documentului sBL 0817, momentul de transmis în secțiunea osiei corespunzătoare îmbinării cu discul este $T = 17262$ N.m. Același document arată că serajul minim $S_{min}=215\mu\text{m}$ asigură un moment $T_{min} = 44010$ N.m, iar serajul maxim $S_{max}=275\mu\text{m}$ asigură un moment $T_{max} = 100255$ N.m. În acest caz coeficienții de siguranță sunt $s_{min} = 2.58 (T_{min}/T)$, respectiv $s_{max}=5.92 (T_{max}/T)$. Momentele încovoietoare M_y și M_z sunt cu două ordine de mărime mai mici decât momentul de torsiune și se pot neglija în calcule. Forța axială medie care acționează asupra osiei este de 50000 N.

Optimizarea ajustajului are în vedere următoarele criterii :

- creșterea capacității portante a osiei la solicitări combinate tangențiale și axiale;
- micșorarea diferenței dintre coeficienții de siguranță maxim și minim, ceea ce echivalează cu scăderea diferenței dintre strângerea maximă și minimă. Practic, criteriul vizează creșterea preciziei ajustajului.

Pentru optimizarea îmbinării osie – disc s-a utilizat programul specializat *Calculation of force coupling of shafts with hubs*, care face parte din pachetul MITCalc - Force shaft connection 1.14. Toate programele din pachet sunt

aplicații MS Excel – VBA (www.mitcalc.com).

Softul a fost rulat în scopul calculului îmbinării osie – disc, în varianta presată.

În figura 5.9 sunt prezentate modulele componente ale programului utilizat. Fiecare modul se deschide prin bifarea controlului *Check Box* inserat pe linia de titlu.

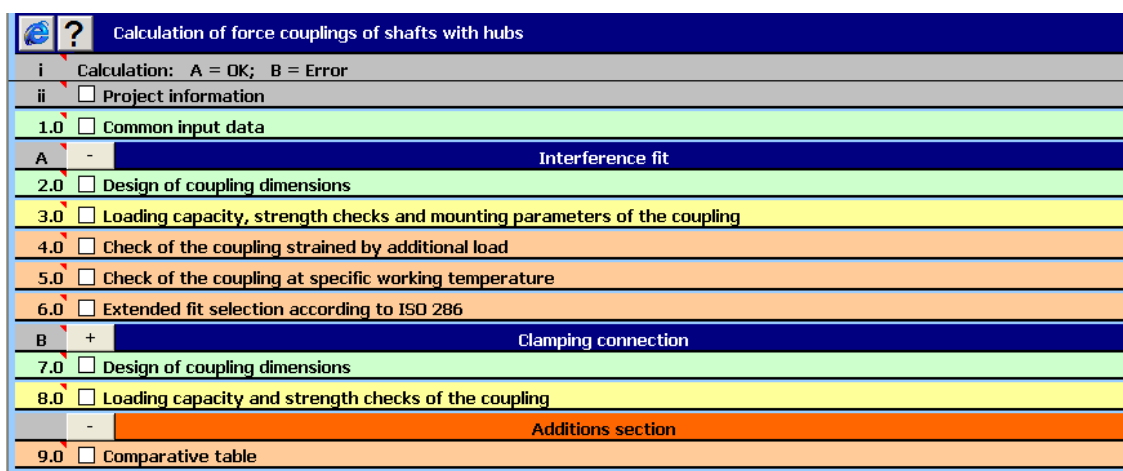


Fig. 5.9 Modulele programului Calculation of force coupling of shafts with hubs

Primele două linii au un caracter informativ. Linia “i” indică utilizatorului efectuarea completă și corectă a calculului (“A=OK” arată că modulul “Interference fit” – “Ajustaj cu strângere” a fost parcurs cu succes. “B=Error” indică faptul că modulul “Clamping connection” – “Cuplaj de legătură a arborelui pentru care s-a calculat ajustajul cu strângere” – nu a fost utilizat). Linia “ii”, cu titlul “Project information” – “Informații despre proiect” – deschide un modul opțional în care pot fi înscrise date generale despre proiect. Modulul desfășurat este prezentat în figura 5.10.

Calculation of force couplings of shafts with hubs		
i Calculation: A = OK; B = Error		
ii <input checked="" type="checkbox"/> Project information		
Author <input type="checkbox"/>	Date <input checked="" type="checkbox"/>	Project No. <input type="checkbox"/>
Pavel Ponetchi	7/11/2008	1
File name		
Calcul_asamblare_fretata.xls		
Project Name <input type="checkbox"/>		
Asamblare presata osie-disc		
Basic Info <input checked="" type="checkbox"/>		
Coupling shaft-hub: P=5.6; n=0.51; Fa=50000; dmin=146.3; Shaft - Refined and Alloyed Steel (Rm=900); Hub - Refined and Alloyed Steel (Rm=900)		
Project Notes <input type="checkbox"/>		
Varianta presata/ Varianta fretata		

Fig. 5.10 Modulul “Project information” – “Informații despre proiect”

Completarea casetelor de text este opțională și vizează: autorul, data, numărul proiectului, numele fișierului, numele proiectului, informații rezumative despre proiect și, eventual, note suplimentare referitoare la acesta.

Linia 1.0 “Common input data” – “Date de intrare generale” deschide o secvență a softului în care s-au introdus următoarele date sau opțiuni (fig. 5.11):

- 1.1 Calculation units (sistem de unități): *sistemul metric*;
- 1.2 Loading of the coupling (încărcarea îmbinării), cu subpunctele:
 - 1.3 Transferred power (putere vehiculată): *a rezultat automat după introducerea turației, momentului de torsiune și forței axiale*;
 - 1.4 Shaft speed (turația arborelui): *~0.5 rot/min* (corespunzătoare unei viteze liniare de 120 km/h, la diametrul de rulare de 1250);
 - 1.5 Torque (moment de torsiune): *104822 N.m* (valoare majorată cu ~5% față de capacitatea portantă maximă în varianta existentă);
 - 1.6 Axial force (forța axială): *50000 N*;
- 1.7 Loading conditions, operational parameters (condiții de încărcare, parametrii operaționali):
 - 1.8 Power source (sursa de putere): *uniformă*;
 - 1.9 Loading conditions (condiții de încărcare): *continuu*;
 - 1.10 Character of operation (caracterul operării): *unidirecțional*;

- 1.11 Number of start-ups (număr de porniri – opriri în mii): 100;
- 1.12 Preliminary design of the shaft diameter (proiectare preliminară a diametrului arborelui):
 - 1.13 Hollow shaft inner diameter (diametrul interior al arborelui): 0 mm;
 - 1.14 Desired safety (siguranța dorită): 1.2;
 - 1.15 Minimum shaft diameter (diametrul minim al arborelui): 146.3 mm;
- 1.16 Shaft material (materialul arborelui): *Oțel aliat cu limita la rupere 900 MPa* (punctele 1.17 – 1.24 detaliază caracteristicile de material al arborelui);
- 1.25 Hub material (materialul butucului): *Oțel aliat cu limita la rupere 900 MPa* (punctele 1.27 – 1.32 detaliază caracteristicile de material al butucului).

Fig. 5.11 Modulul “Common input data” – “Date de intrare generale”

Modulul interactiv “Interference fit” – “Ajustaj cu strângere” (fig. 5.12) realizează automat proiectarea ajustajului prin activarea *Butoanelor de comandă* “Design”.

În modul s-au introdus:

- 2.2 System of fit (sistem de ajustaj): *alezaj unitar*;
- 2.3 Assembly method (metoda de asamblare): *prin presare*;

- ❑ 2.4 Purity of contact areas (puritatea ariilor de contact): *gresate*;
- ❑ 2.5 Plating of contact areas (acoperiri ale suprafețelor de contact): *neacoperite*;
- ❑ 4.6 Friction coefficient (coeficient de frecare): *0.09*;
- ❑ 4.7 Desired safty against gliding (siguranță la alunecare relativă): *1.1*;
- ❑ 4.8 Desired strength safty (siguranță din punct de vedere al rezistenței): *1.1*.

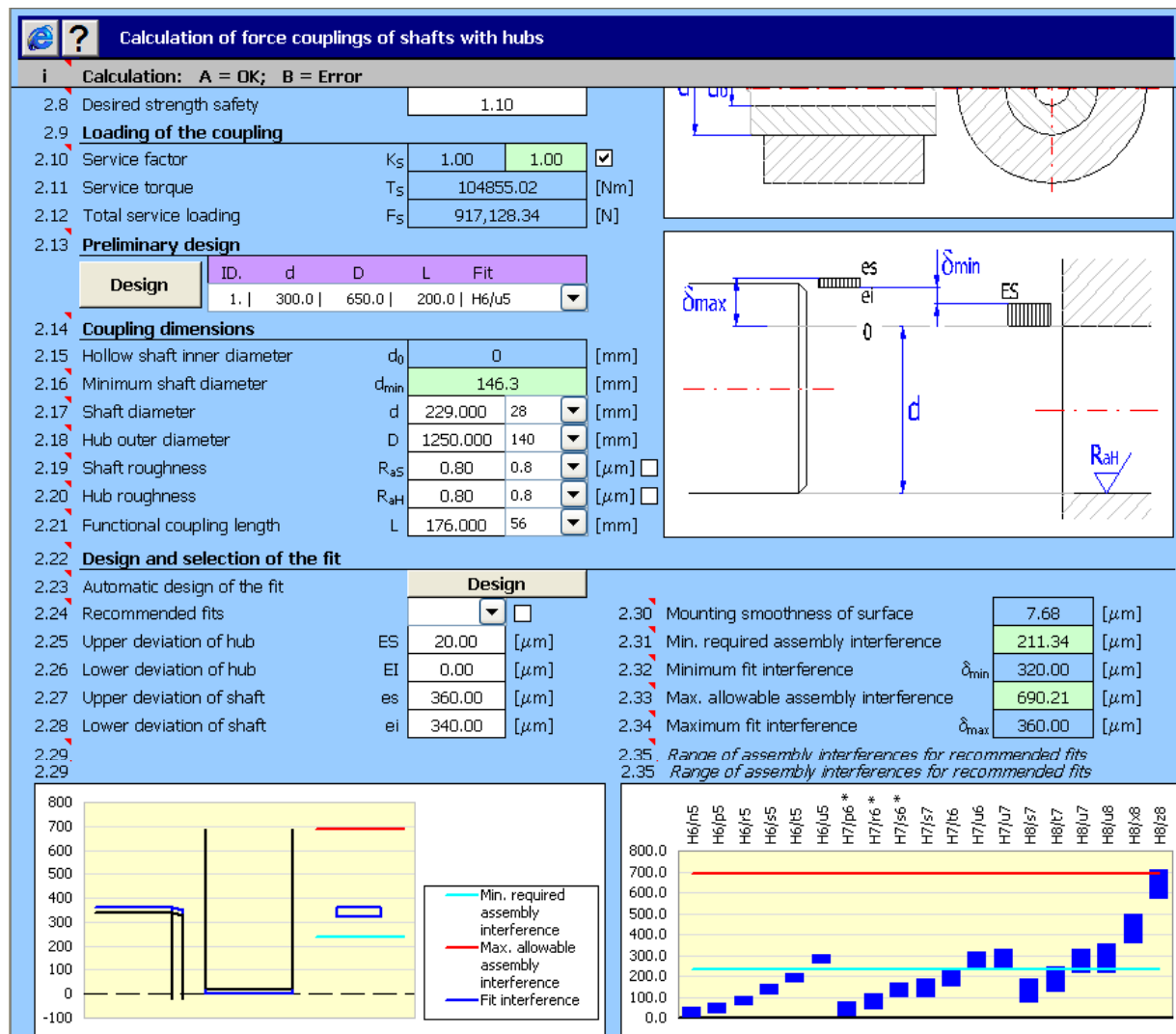


Fig. 5.12 Modulul “Interference fit” – “Ajustaj cu strângere”

La punctul 2.14 “Coupling dimensions” – “dimensiunile îmbinării” s-au completat diametrul arborelui, d (229 mm), diametrul exterior al butucului, D (625 mm), rugozitatea arborelui, R_{aS} (0.8 μm), rugozitatea butucului, R_{aH} (0.8 μm) și lungimea de calare, L (176 mm). Cu aceste date, Butonul de

comandă “Design” de pe linia 2.23 “Automatic design of the fit” – “Proiectare automată a ajustajului” declanșează o secvență de cod prin care se caută un ajustaj ISO din gama celor recomandate ca preferențiale. Nici unul dintre acestea nu a fost adecvat aplicației (strângerea maximă depășea strângere admisibilă, strângerea minimă era insuficientă sau precizia ajustajului era necorespunzătoare).

În acest caz s-a apelat la modulul “Extended fit selection according to ISO 286” – “Alegerea ajustajelor din gama extinsă prevăzută de ISO 286” (fig. 5.13), care permite operatorului alegerea câmpurilor de toleranță și a treptei de precizie, atât pentru arbore, cât și pentru butuc, prin controale *Combo* inserate în aplicație și atașate bazei de date cu abateri standardizate.

6.0 Extended fit selection according to ISO 286

6.1 **Desired parameters of the fit**

6.2 Basic size: 229.00 [mm]

6.3 Min. required assembly interference: 235.03 [μ m]

6.4 Max. allowable assembly interference: 688.29 [μ m]

6.5 **Automatic search of the fit**

ID	Min. interfer.	Max. interfer.	Fit
13.	294	369	H7/v6
14.	379	454	H7/x6
15.	255	313	H6/u6
16.	311	369	H6/v6
17.	396	454	H6/x6
18.	238	304	H7/u5
19.	294	360	H7/v5
20.	379	445	H7/x5

6.6 **Selection of the fit**

6.7 **Hub tolerance zone** H 5

Upper deviation ES: 20 [μ m]

Lower deviation EI: 0 [μ m]

6.8 **Shaft tolerance zone** v 5

Upper deviation es: 360 [μ m]

Lower deviation ei: 340 [μ m]

6.9 **Parameters of the selected fit** H5/v5

Minimum interference: 320 [μ m]

Maximum interference: 360 [μ m]

6.10

Fig. 5.13 Modulul “Extended fit selection according to ISO 286” – “Alegerea ajustajelor din gama extinsă prevăzută de ISO 286”

Soluția a rezultat prin alegerea unui ajustaj precis, $H5/v5$. La punctele 6.7 și 6.8 sunt extrase din baza de date abaterile superioară (ES) și inferioară (EI) pentru alezaj și arbore. Punctul 6.9 indică rezultatele calculului pentru strângerea minimă și maximă. Prin *Butonul de comandă* “Transfer of fit into main calculation” – “Transfer al ajustajului în modulul principal de calcul”, la punctul 6.10, datele ajustajului proiectat interactiv sunt transferate în modulul principal “A” – fig. 5.12.

Punctele 2.25...2.28 indică abaterile arborelui și butucului, care vor avea cotele tolerate prescrise:

□ $d = 229_{+340}^{+360}$ mm;

□ $D = 229_0^{+20}$ mm.

Se observă faptul că ajustajul are un caracter special, dar care satisface cerințele aplicației, respectiv asigură un seraj minim și maxim de valori apropiate (este un ajustaj foarte precis). La punctele 2.31...2.34 (fig. 5.12) se pot urmări:

- strângerea minimă necesară: $235 \mu m$;
- strângerea minimă asigurată de ajustajul ales: $320 \mu m$;
- strângerea maximă admisibilă: $688 \mu m$;
- strângerea maximă asigurată de ajustaj: $360 \mu m$.

La punctul 2.29 (fig. 5.12) sunt figurate liniile care indică strângerea minimă și maximă admisibilă (linie roșie), strângerea minimă necesară (linie cyan) și plaja de strângere $\Delta S = 40 \mu m$ a ajustajului ales (chenar albastru). Se observă locul central ocupat de ΔS în raport cu strângerea minimă necesară și maximă admisibilă, precum și înălțimea foarte redusă a intervalului ΔS – parametru care asigură precizia deosebit de ridicată a ajustajului.

La punctul 2.35 sunt trasate liniile corespunzătoare strângerii minime necesare și a strângerii maxime admisibile, precum și poziția intervalelor ΔS , care ar rezulta prin alegerea unui ajustaj din gama celor preferențiale. Cele din afara liniilor roșie sau cyan sunt cert neconvenabile, cele tangente acestor linii sunt nesigure. Între linii se află ajustajele H7/u6 ($\Delta S=75\mu m$), H6/u5 ($\Delta S=49\mu m$) și H8/x8 ($\Delta S=144\mu m$), care sunt mai puțin precise sau mult mai puțin precise și au o plasare foarte asimetrică în raport cu liniile extreme.

Considerând ales ajustajul $\Phi 229H5/v5$ se poate trece la verificarea îmbinării.

În figura 5.14 pe celulele modulului “Loading capacity, strength check and mounting parameters of the coupling “ – “Capacitate portantă, verificare a

rezistenței și a parametrilor îmbinării” sunt calculate următoarele elemente:

☐ strângerea minimă, maximă și medie: $320\mu\text{m}$, $360\mu\text{m}$, $340\mu\text{m}$ (pct. 3.2)

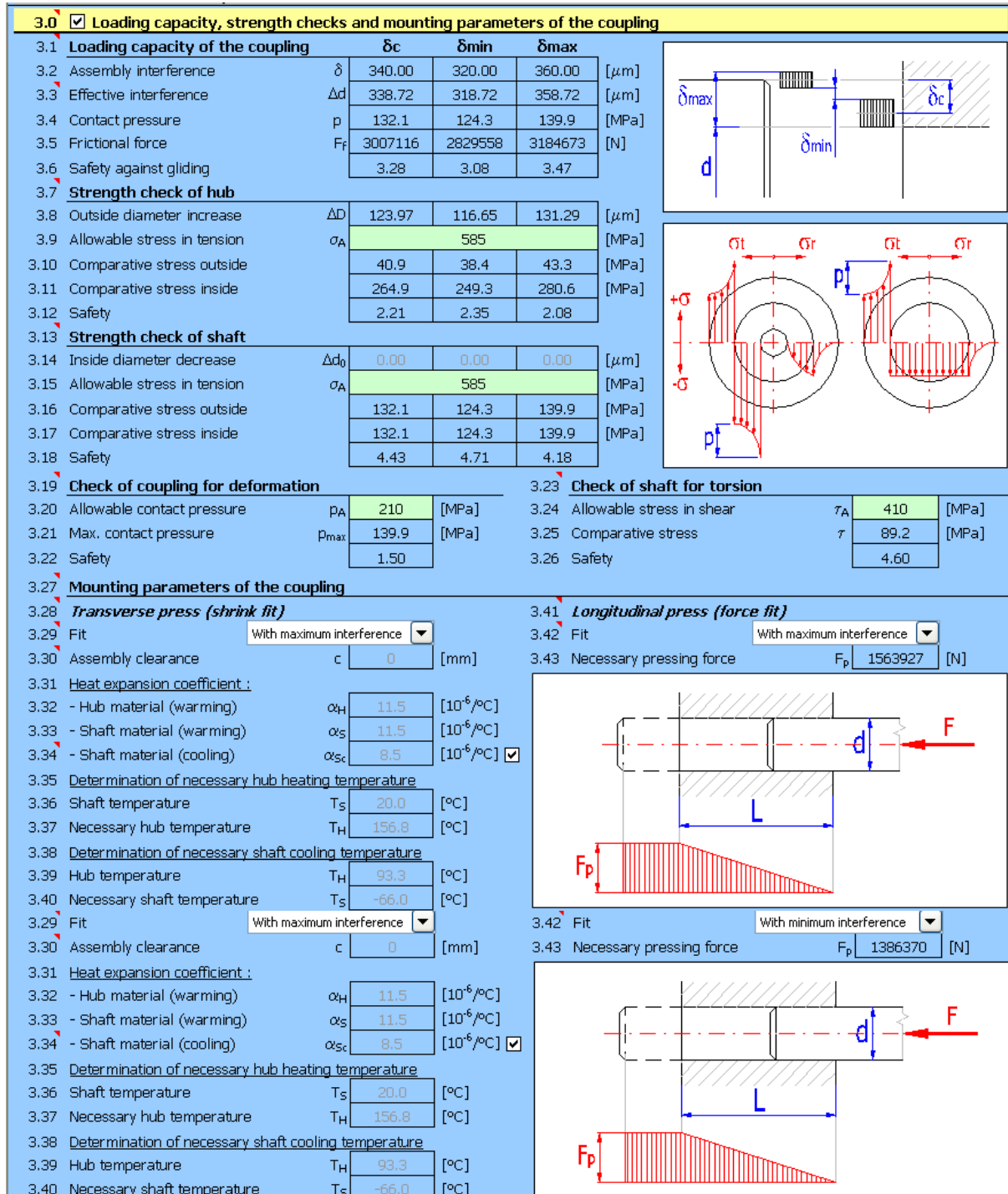


Fig. 5.14 Modulul “Loading capacity, strength check and mounting parameters of the coupling “ – “Capacitate portantă, verificare a rezistenței și a parametrilor îmbinării”

☐ coeficientul de siguranță la desfacerea îmbinării: (3.08...3.47) cu media 3.28 (pct. 3.6);

- ❑ coeficientul de siguranță pentru materialul discului: (2.08...2.35) cu media 2.21 (pct. 3.12) ;
- ❑ coeficientul de siguranță pentru materialul arborelui: (4.18...4.71) cu media 4.43 (pct. 3.18);
- ❑ coeficientul de siguranță din punct de vedere al presiunii de contact: 1.5 (pct. 3.22);
- ❑ coeficientul de siguranță la torsiune a arborelui: 4.6 (pct. 3.26);
- ❑ forța de presare la strângerea maximă: 1563.927 kN (pct. 3.42 Fit: With maximum interference);
- ❑ forța de presare la strângerea minimă: 1386.370 kN (pct. 3.42 Fit: With minimum interference).

În figura 5.15 sunt prezentate rezultatele calculate în modulul “Check of the coupling at specific working temperature” – “Verificarea îmbinării la o temperatură de lucru dată”. Temperatura de lucru a îmbinării osie – disc, este conform documentației citate de ~ 40°C. Se observă că valorile coeficienților de siguranță scad nesemnificativ.

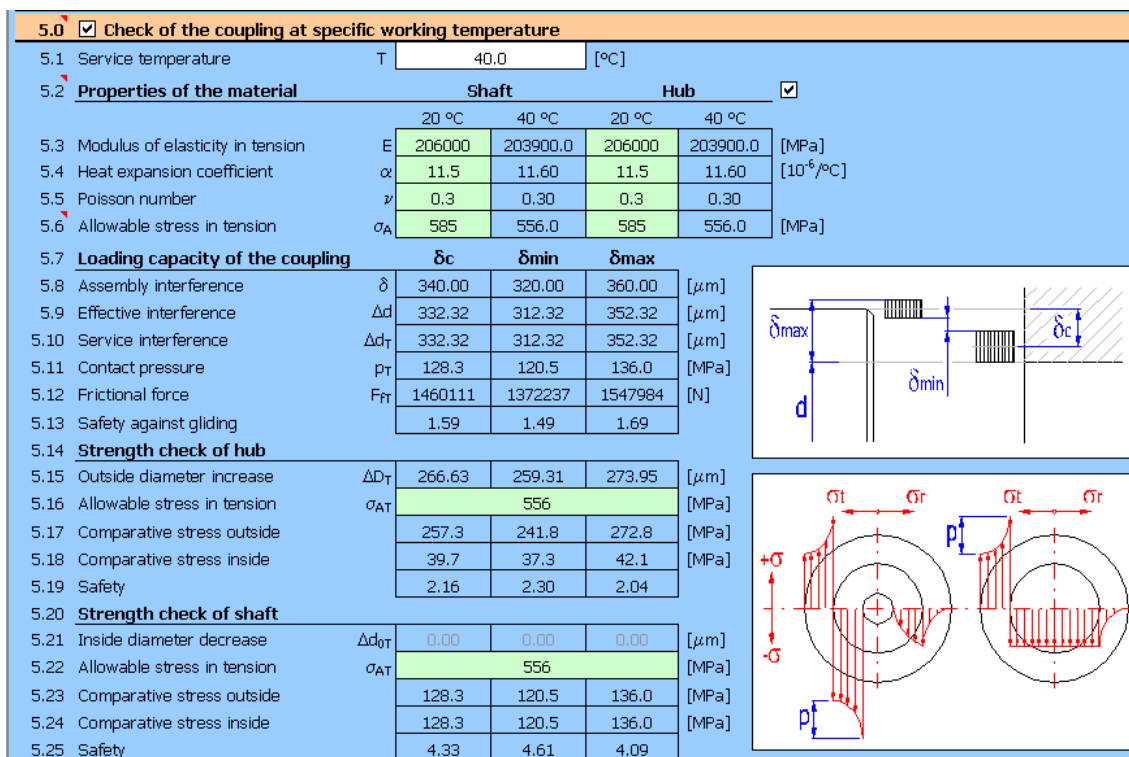


Fig. 5.15 Modulul “Check of the coupling at specific working temperature” – “Verificarea îmbinării la o temperatură de lucru dată”

Programul conține o secvență cu ajutorul căreia se pot determina parametrii de montaj pentru varianta fretată a îmbinării (fig. 5.16).

3.28 <i>Transverse press (shrink fit)</i>			
3.29	Fit	With maximum interference ▾	
3.30	Assembly clearance	c	0.229 [mm]
3.31	Heat expansion coefficient :		
3.32	- Hub material (warming)	α_H	11.5 [$10^{-6}/^{\circ}\text{C}$]
3.33	- Shaft material (warming)	α_S	11.5 [$10^{-6}/^{\circ}\text{C}$]
3.34	- Shaft material (cooling)	α_{Sc}	8.5 [$10^{-6}/^{\circ}\text{C}$] <input checked="" type="checkbox"/>
3.35	Determination of necessary hub heating temperature		
3.36	Shaft temperature	T_S	20.0 [$^{\circ}\text{C}$]
3.37	Necessary hub temperature	T_H	243.9 [$^{\circ}\text{C}$]
3.38	Determination of necessary shaft cooling temperature		
3.39	Hub temperature	T_H	93.3 [$^{\circ}\text{C}$]
3.40	Necessary shaft temperature	T_S	-183.7 [$^{\circ}\text{C}$]

Fig. 5.16 Elemente necesare montajului în varianta fretată

Sunt determinate temperaturile pentru două soluții de fretare:

- arbore la temperatura ambiantă și butuc încălzit la 244°C (pct.3.36, 3.37);
- arbore subrăcit (-183.7°C) și butuc încălzit (93.3°C) – pct. 3.39, 3.40.

Rezultatele obținute în cazul osiei, în ceea ce privește starea de tensiune și coeficienții de siguranță, se consideră valide. Teoria clasică utilizată pentru calculul arborilor este perfect adecvată în acest caz, pentru tronsonul cilindric, plin al osiei, în zona îmbinării.

Pentru disc, respectiv roata bandajată luată în considerare ca a doua piesă din îmbinare, calculele de rezistență pot fi relativ imprecise, având în vedere faptul că se bazează pe teoria tuburilor cilindrice cu pereți groși, iar, în realitate roata are o geometrie variabilă, diferită de cea cilindrică. S-a considerat oportună completarea calculului cu verificarea stării de tensiune a roții prin metoda elementului finit.

5.3 Analiza stării de tensiune și deformație a roții prin metoda elementului finit

5.3.1 Metoda elementului finit. Principii fundamentale și etape de desfășurare

Metoda elementului finit (MEF) s-a impus ca procedeu modern de rezolvare a unei game largi de probleme ingineresti, care prin metode tradiționale, analitice, sunt greu sau chiar imposibil de rezolvat.

În problemele de elasticitate, MEF are ca scop verificarea stării de tensiune și deformație pentru organe de mașini (subansambluri existente sau în fază de proiectare) sau urmărește, prin rulări iterative, optimizarea formelor constructive, criteriul de optimizare fiind utilizarea cât mai rațională a capacității portante a materialului, respectiv uniformizarea, pe cât posibil a stării de tensiune.

MEF are la bază ideea că structura materială continuă a corpului real, având o infinitate de grade de libertate, poate fi divizată într-un număr finit de subdomenii cu statut geometric și fizico-mecanic propriu și având atașate un număr, de asemenea, finit, de grade de libertate. Aceste subdomenii, numite elemente finite, prin reasamblare, reconstituie corpul de la care s-a pornit și redau comportarea acestuia cu un anumit grad de aproximație.

Din punct de vedere matematic, procesele care definesc comportarea solidului real sunt exprimate prin funcții care rezultă ca soluții ale unor ecuații diferențiale.

Prin MEF, funcția necunoscută este aproximată printr-un set de funcții simple, continue pe elemente și având ca puncte de precizie, valorile din nodurile rețelei de discretizare.

Fundamentul matematic al metodei se bazează pe principiile calculului variațional. În problemele mecanice de elasticitate, acesta implică o mărime scalară, funcționala Π , definită printr-o formulă integrală:

$$\Pi = \int_{\Omega} F\left(u, \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} u, \dots\right) d\Omega + \int_{\Gamma} E\left(u, \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} u, \dots\right) d\Gamma, \quad (5.1)$$

unde u este funcția necunoscută, E, F – operatori, Ω, Γ - domenii, x, \dots - variabile independente.

Soluția problemelor de continuitate este o funcție care se bazează pe caracterul staționar al funcționalei Π față de variații mici δu . Ca urmare, pentru o soluție a unei probleme de continuitate expresia principială fenomenologică este:

$$\delta \Pi = 0. \quad (5.2)$$

În general, dacă unei probleme i se poate aplica un principiu variațional, atunci se poate găsi o funcție \underline{u} , care să aproximeze funcția u , sub forma:

$$u \cong \underline{u} = \sum N_i a_i, \quad (5.3)$$

unde N_i reprezintă funcții numite de formă, dependente de variabile independente și de toate sau numai de unele mărimi necunoscute a_i .

Aplicarea relației (5.3) conduce la un sistem de ecuații având necunoscutele a_i .

Metodele găsirii staționarității cu ajutorul funcțiilor care depind de parametrii a_i poartă numele lui Rayleigh și Ritz.

În problemele de elasticitate, funcționala care se minimizează este energia potențială a elementului finit.

Rezolvarea prin MEF a unei aplicații urmărește un traseu care cuprinde următoarele etape:

- discretizarea domeniului de analiză;
- constituirea ecuațiilor elementelor și asamblarea lor în sistemul de ecuații al structurii;
- rezolvarea sistemului de ecuații;
- postprocesarea rezultatelor.

Discretizarea domeniului de analiză

Prin discretizare, solidul real se divide în subdomenii cât mai simple ca formă și care, prin reasamblare, să redea cu un grad ridicat de aproximare, forma de la care s-a pornit. Aceste subdomenii, prin modelare matematică devin elemente finite.

Elementele finite pot fi liniare, bi sau tridimensionale, funcție de cerințele aplicației. Elementele care permit analiza stării generale de tensiune și deformație sunt, desigur, cele tridimensionale.

Cele mai simple forme spațiale, adecvate discretizării unor corpuri cu suprafețe curbe, cum ar fi lentilele, sunt elementele prismatice sau tetraedrice. Din punct de vedere matematic, pentru păstrarea caracterului liniar al elementului, oricum se practică divizarea prisme în elemente tetraedrice. Prisma cu baza triunghi generează trei tetraedre (fig. 5.17), iar prisma cu baza trapez se descompune în cinci tetraedre (fig. 5.18).

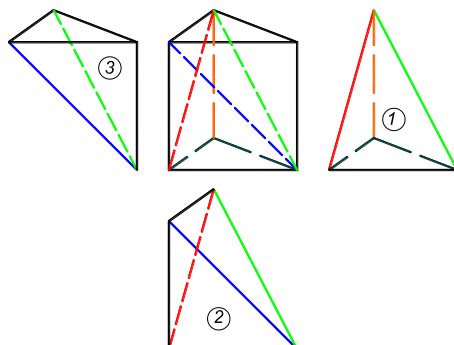


Fig. 5.17 Descopunerea elementelor brick cu baza triunghi în tetraedre

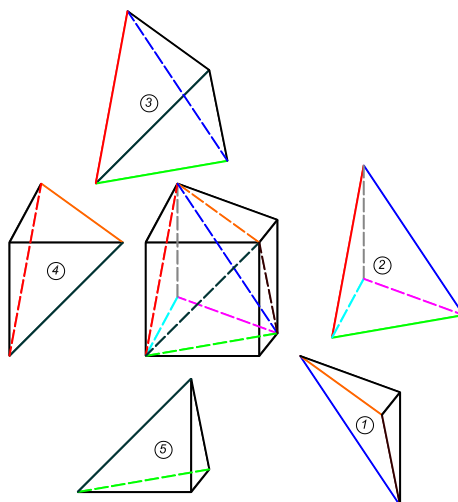


Fig. 5.18 Descopunerea elementelor brick cu baza patrulater în tetraedre

Mărimile caracteristice prisme rezultă simplu, prin medierea mărimilor aferente tetraedrelor componente. Astfel, pentru elemente de tip brick, programele de calcul oferă ca rezultate mărimile din noduri și o valoare centrală.

Înainte de discretizarea propriu-zisă, după alegerea tipului de element, se studiază posibilitățile de exploatare a simetriei geometrice și de încărcare, în măsura în care acestea există. În cazul în care simetria sau antisimetria poate fi exploatată, domeniul de analiză se reduce la o jumătate, un sfert sau un sector de deschidere oarecare, dar partea care lipsește trebuie simulată prin efectele sale.

Reducerea domeniului de analiză reprezintă un avantaj, prin micșorarea numărului nodurilor, elementelor, gradelor de libertate, numărului de ecuații din sistemul asociat aplicației și, ca urmare, necesarul de memorie și timpul de calcul se reduc semnificativ (mai ales în cazul structurilor complexe).

Constituirea ecuațiilor elementelor finite și asamblarea lor în sistemul de ecuații al structurii

Elementul finit tetraedric cu patru noduri este un element liniar, definit prin

coordonatele sale locale raportate la nodurile i, j, p, m sau prin coordonatele globale raportate la un sistem triortogonal xyz, exterior structurii (fig. 5.19).

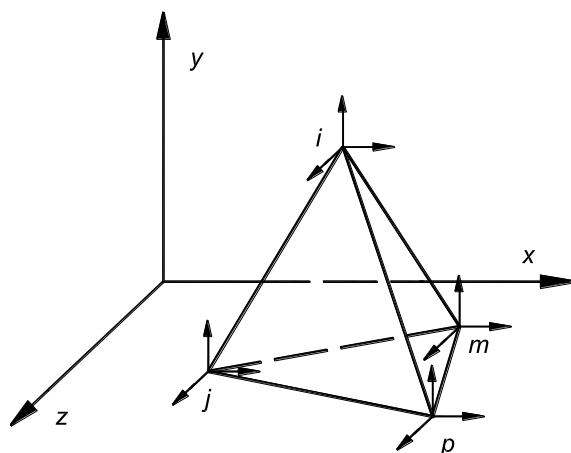


Fig. 5.19 Sistemul de coordonate locale și globale ale elementului tetraedric

În cazul aplicațiilor de analiză a stării de tensiune și deformație funcțiile necunoscute de bază sunt deplasările. Se definește un vector al deplasărilor pe element $\{f\}$ și un vector al deplasărilor nodale $\{d_e\}$ (rel. 5.4 și 5.5):

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}$$

$$(5.4) \quad \{d_e\} = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \\ u_j \\ v_j \\ w_j \\ u_m \\ v_m \\ w_m \\ u_p \\ v_p \\ w_p \end{Bmatrix} \quad (5.5)$$

Funcțiile deplasare u, v, w se aproximează pe element prin funcții de interpolare liniare, având ca puncte de precizie cele patru noduri (valori nodale) – rel. 5.6:

$$\begin{cases} u = \alpha_1 + \alpha_2 X + \alpha_3 Y + \alpha_4 Z \\ v = \alpha_5 + \alpha_6 X + \alpha_7 Y + \alpha_8 Z \\ w = \alpha_9 + \alpha_{10} X + \alpha_{11} Y + \alpha_{12} Z \end{cases} \quad (5.6)$$

În sistemul (5.6) deplasările u , v , w se înlocuiesc cu valorile nodale, iar coordonatele x , y , z cu valorile corespunzătoare nodurilor și rezultă un sistem de 12 ecuații având ca necunoscute coeficienții $\alpha_1 \dots \alpha_{12}$. Aceștia poartă numele de coordonate generalizate, dar nu au semnificație fizică. Pentru determinarea deplasărilor elementale este necesară cunoașterea deplasărilor nodale.

Forma funcțiilor de deplasare pe element, în raport cu deplasările nodale este redată în relațiile (4.7...4.9):

$$u = \frac{1}{6V} \left\{ (a_i + b_i x + c_i y + d_i z)u_i + (a_j + b_j x + c_j y + d_j z)u_j + (a_p + b_p x + c_p y + d_p z)u_p + (a_m + b_m x + c_m y + d_m z)u_m \right\} \quad (5.7)$$

$$v = \frac{1}{6V} \left\{ (a_i + b_i x + c_i y + d_i z)v_i + (a_j + b_j x + c_j y + d_j z)v_j + (a_p + b_p x + c_p y + d_p z)v_p + (a_m + b_m x + c_m y + d_m z)v_m \right\} \quad (5.8)$$

$$w = \frac{1}{6V} \left\{ (a_i + b_i x + c_i y + d_i z)w_i + (a_j + b_j x + c_j y + d_j z)w_j + (a_p + b_p x + c_p y + d_p z)w_p + (a_m + b_m x + c_m y + d_m z)w_m \right\} \quad (5.9)$$

unde V este volumul tetraedrului, $a_i \dots a_m$, $b_i \dots b_m$, $c_i \dots c_m$, $d_i \dots d_m$ – coeficienți care se calculează în funcție de coordonatele nodurilor.

Funcțiile deplasare pe element se pot scrie sub forma (5.10):

$$\begin{cases} u = N_i u_i + N_j u_j + N_p u_p + N_m u_m \\ v = N_i v_i + N_j v_j + N_p v_p + N_m v_m \\ w = N_i w_i + N_j w_j + N_p w_p + N_m w_m \end{cases} \quad (5.10)$$

$$\text{unde } \begin{cases} N_i = a_i + b_i x + c_i y + d_i z \\ N_j = a_j + b_j x + c_j y + d_j z \\ N_p = a_p + b_p x + c_p y + d_p z \\ N_m = a_m + b_m x + c_m y + d_m z \end{cases} \quad (5.11)$$

Funcțiile N_i, N_j, N_p, N_m se numesc funcții de interpolare și au proprietatea că în nodurile cu același indice au valoarea 1, iar în celelalte noduri sunt nule (de exemplu în nodul $i, N_i=1$, iar în nodurile j, p , și $m N_i=0$).

Elementul finit tetraedric se numește liniar datorită faptului că funcțiile de interpolare sunt de tip Pascal (polinoame complete de gradul I).

În plus, elementul finit tetraedric este și izoparametric, ceea ce înseamnă că, funcțiile de aproximare care descriu variația deplasărilor elementale în raport cu deplasările nodale, sunt formal identice cu funcțiile de interpolare (sau de formă), care descriu variația deplasărilor nodale în raport cu coordonatele nodurilor.

Pentru determinarea deplasărilor nodale, în problemele de elasticitate se utilizează o formulare variațională aplicată unor metode energetice. Aceste metode, prin utilizarea principiilor calculului variațional, permit determinarea ecuațiilor integrale caracteristice echilibrului structurii, prin minimizarea unei funcționale. În general, se utilizează teorema energiei potențiale minime, funcționala minimizată fiind energia potențială a elementului finit. Într-o formulare generală, teorema energiei potențiale minime arată că dintre toate configurațiile posibile de deplasări, care satisfac condițiile de compatibilitate internă și condițiile la limită, numai cele pentru care energia potențială este staționară, corespund poziției de echilibru. În acest sens, se definește funcționala Π :

$$\Pi = U - W, \quad (5.12)$$

unde U este energia de deformație, W – lucrul mecanic al forțelor exterioare.

Pentru un element se poate scrie:

$$U_e = \int_{V_e} \left(\frac{1}{2} \{\varepsilon\}^T [E] \{\varepsilon\} + \{\varepsilon\}^T \{\sigma_0\} \right) dV, \quad (5.13)$$

$$W_e = \int_{V_e} \{f\}^T \{F\} dV + \int_{S_e} \{f\}^T \{Q\} dS + \{d_e\}^T \{p_n\}, \quad (5.14)$$

unde $\{\varepsilon\}$ este vectorul deplasărilor specifice, $[E]$ – matricea de elasticitate, $\{\sigma_0\}$ – vectorul tensiunilor inițiale, $\{f\}$ – vectorul deplasărilor elementale, $\{F\}$ – vectorul forțelor volumice care acționează pe element, $\{Q\}$ – vectorul forțelor de suprafață care acționează pe element, $\{p_n\}$ – vectorul forțelor concentrate care acționează pe element, $\{d_e\}$ – vectorul deplasărilor nodale ale elementului.

Deformațiile specifice și deplasările elementale se exprimă funcție de deplasările nodale:

$$\{\varepsilon\}=[B]\{d_e\}, \quad (5.15)$$

$$\{f\}=[N]\{d_e\}. \quad (5.16)$$

Pentru o structură care conține M elemente, energia potențială va fi:

$$\Pi = \sum_1^M \Pi_e. \quad (5.17)$$

Minimizarea funcționalei Π este echivalentă, din punct de vedere matematic, cu impunerea condiției de anulare a derivatelor parțiale ale funcționalei în raport cu deplasările d_i ale elementelor:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial d_i} = 0, \quad i = \overline{1, n}, \quad (5.18)$$

unde n reprezintă numărul gradelor de libertate ale sistemului și este egal cu produsul dintre numărul nodurilor și numărul gradelor de libertate pe nod.

Rezultă un sistem de M ecuații de forma:

$$\left(\sum_1^M \int_{V_e} [B]^T [E] [B] dV \right) \{d\} = \sum_1^M \left(- \int_{V_e} [B]^T \{\sigma_0\} dV + \int_{V_e} [N]^T \{F\} dV + \int_{S_e} [N]^T [Q] dS \right) + \{P\}, \quad (5.19)$$

unde $\{d\}$ este vectorul deplasărilor nodale ale structurii:

$$\{d\} = \sum_1^M \{d_e\}, \quad (5.20)$$

$\{P\}$ – vectorul forțelor nodale ale structurii:

$$\{P\} = \sum_1^M \{p_n\}. \quad (5.21)$$

Se definesc matricea de rigiditate a elementului, $[k]$ și a sistemului, $[K]$:

$$[k] = \int_{V_e} [B]^T [E][B] dV, \quad (5.22)$$

$$[K] = \sum_1^M \int_{V_e} [B]^T [E][B] dV. \quad (5.23)$$

În final se obține forma canonică a ecuației matriceale a elementelor finite (ecuația fundamentală):

$$[K]\{d\} = \{R\}, \quad (5.24)$$

unde $\{R\}$ reprezintă în forma cea mai concisă vectorul solicitărilor volumice, de suprafață și concentrate.

Pentru elementul finit tetraedric, considerațiile generale anterioare se particularizează după cum urmează.

Se pornește de la vectorul deplasărilor elementale, (4.25), exprimate funcție de deplasările nodale, utilizând funcțiile de formă N , determinate anterior:

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = [N]\{d_e\} = [N] \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \\ u_j \\ v_j \\ w_j \\ u_p \\ v_p \\ w_p \\ u_m \\ v_m \\ w_m \end{Bmatrix}, \quad (5.25)$$

unde matricea $[N]$ a funcțiilor de formă este:

$$[N] = \begin{bmatrix} N_i & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & N_p & 0 & 0 & N_m & 0 & 0 \\ 0 & N_i & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & N_p & 0 & 0 & N_m & 0 \\ 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & N_p & 0 & 0 & N_m \end{bmatrix}. \quad (5.26)$$

Matricea deformațiilor specifice se scrie matriceal sub forma:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \end{Bmatrix} = [B]\{d_e\}. \quad (5.27)$$

$[B]$ se numește matrice de transformare a deplasărilor în deformații specifice și are forma:

$$[B] = \begin{bmatrix} b_i & 0 & 0 & b_j & 0 & 0 & \dots \\ 0 & c_i & 0 & 0 & c_j & 0 & \dots \\ 0 & 0 & d_i & 0 & 0 & d_j & \dots \\ c_i + b_i & 0 & 0 & c_j + b_j & 0 & 0 & \dots \\ 0 & d_i + c_i & 0 & 0 & d_j + c_j & 0 & \dots \\ 0 & 0 & d_i + b_i & 0 & 0 & d_j + b_j & \dots \end{bmatrix}. \quad (5.28)$$

Matricea de elasticitate $[E]$ are forma:

$$[E] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix}. \quad (5.29)$$

Vectorul tensiunilor se scrie cu ajutorul legii lui Hooke generalizate, matriceal:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = [E]\{\varepsilon\}. \quad (5.30)$$

Matricea de rigiditate a elementului finit devine:

$$[k] = \int_{V_e} [B]^T [E] [B] dV. \quad (5.31)$$

Vectorul forțelor care acționează pe element poate fi:

$\{f_0\}_e$ – vectorul forțelor datorate tensiunilor inițiale:

$$\{f_0\}_e = - \int_{V_e} [B]^T \{\sigma_0\} dV, \quad (5.32)$$

$\{f_m\}_e$ – vectorul forțelor volumice (masice):

$$\{f_m\}_e = \int_{V_e} [N]^T \{F\} dV = \int_{V_e} [N]^T \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} dV \quad (5.33)$$

În expresiile de mai sus apar integrale de forma:

$$I = \int_{V_e} L_1^\alpha L_2^\beta L_3^\gamma L_4^\delta dV, \quad (5.34)$$

a căror valoare este numeric egală cu:

$$I = \frac{\alpha! \beta! \gamma! \delta!}{(\alpha + \beta + \gamma + \delta)!} 6V, \quad (5.35)$$

$\{f_s\}_e$ – vectorul forțelor de suprafață:

$$\{f_s\}_e = \int_{S_e} [N]^T [Q] dS = \int_{S_e} [N]^T \begin{Bmatrix} Q_x \\ Q_y \\ Q_z \end{Bmatrix} dS, \quad (5.36)$$

$\{r\}_e$ – vectorul forțelor concentrate:

$$\{r\}_e = \begin{Bmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{Bmatrix}. \quad (5.37)$$

Se scrie astfel un sistem conținând ecuațiile tuturor elementelor finite, în forma canonică:

$$[k]\{d\}_e = \{f\}_e. \quad (5.38)$$

Matricea, respectiv vectorii elementelor din ecuația (5.38) au următoarele dimensiuni:

$[k]$ – 4x3 (număr de noduri x număr de grade de libertate pe nod)

$\{d\}_e$ – 1x12 (12 = numărul componentelor de deplasare x număr de noduri)

$\{f\}_e - 1 \times 12$ (12 = numărul componentelor de forțe x numărul nodurilor elementului).

Având determinate ecuațiile elementelor finite ale structurii, urmează asamblarea acestora, ca proces invers discretizării. Geometric, se reface structura solidului de la care s-a pornit, iar matematic, rezultă un model global al sistemului.

Asamblarea se face separat, pe matrici de rigiditate, deplasări și forțe, urmărind două operații:

- expandarea matricilor elementale;
- însumarea matricilor expandate.

Matricea de rigiditate a sistemului este o matrice pătrată de dimensiuni $n \times n$ (n – numărul nodurilor rețelei x numărul gradelor de libertate pe nod).

Matricile expandate, de dimensiuni $n \times n$, se obțin introducând submatricile k_{ij} (3×3) în locurile pe care urmează să le ocupe în matricea sistemului, pe baza unei matrici de conexiuni. Celelalte elemente ale matricilor expandate sunt nule.

Matricea de rigiditate a sistemului rezultă prin însumarea matricilor expandate.

Vectorul deplasărilor sistemului, U ($1 \times 3M$), cuprinde toate componentele deplasărilor nodale:

$$\{U\} = \left\{ \begin{array}{c} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ \vdots \\ u_M \\ v_M \\ w_M \end{array} \right\}. \quad (5.39)$$

De aceeași manieră se construiește vectorul forțelor nodale:

$$\{\mathbf{R}\} = \begin{Bmatrix} R_{x1} \\ R_{y1} \\ R_{z1} \\ \vdots \\ R_{xM} \\ R_{yM} \\ R_{zM} \end{Bmatrix}. \quad (5.40)$$

Rezultă ecuația matriceală:

$$[\mathbf{K}]\{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{R}\}. \quad (5.41)$$

În această ecuație se introduc condițiile la limită (condiții de rezemare). Acestea implică, în general, valori nule ale unor deplasări sau rotații. În matricea de rigiditate a sistemului, liniile și coloanele aferente deplasărilor cunoscute se anulează. Spre exemplu dacă valoarea deplasării u_i este cunoscută, ecuația (4.41) se scrie sub forma:

$$\begin{bmatrix} k_{1,1} & \cdots & k_{1,i-1} & k_{1,i+1} & \cdots & k_{1,n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{i-1,1} & \cdots & k_{i-1,i-1} & k_{i-1,i+1} & \cdots & k_{i-1,n} \\ k_{i+1,1} & \cdots & k_{i+1,i-1} & k_{i+1,i+1} & \cdots & k_{i+1,n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{n,1} & \cdots & k_{n,i-1} & k_{n,i+1} & \cdots & k_{n,n} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_{i-1} \\ u_{i+1} \\ \vdots \\ u_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_1 \\ \vdots \\ R_{i-1} \\ R_{i+1} \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix} - u_i \begin{Bmatrix} k_{1,i} \\ \vdots \\ k_{i-1,i} \\ k_{i+1,i} \\ \vdots \\ k_{n,i} \end{Bmatrix}. \quad (5.42)$$

În acest mod dimensiunile matricii de rigiditate a sistemului și lungimea vectorilor se reduc. Formal, ecuația structurii în forma redusă se scrie:

$$[\mathbf{K}_r]\{\mathbf{U}_r\} = \{\mathbf{R}_r\}. \quad (5.43)$$

Rezolvarea sistemului de ecuații și postprocesarea rezultatelor

Rezolvarea sistemului liniar de ecuații se poate face prin diferite metode directe, exacte sau iterative.

Prin metoda de factorizare Cholesky, de exemplu, matricea coeficient a sistemului se transformă în produsul a două matrici triunghiulare, ceea ce permite determinarea facilă, secvențială și directă a câte unei necunoscute,

pe rând.

Prin rezolvarea sistemului se obțin valorile deplasărilor nodale.

Prin postprocesare se pot determina toate elementele care definesc starea de tensiune și deformație a structurii analizate.

Prezentarea rezultatelor postprocesării, funcție de programul de calcul utilizat, permite stocarea datelor sub forma listingului de valori numerice sau în multiple forme grafice, având atașate scări cromatice, care au un caracter mult mai intuitiv.

Rezolvarea problemelor de elasticitate prin metoda elementului finit necesită utilizarea unui soft specializat. Calculul automat este indispensabil, având în vedere că numărul elementelor variază între câteva sute și câteva mii, generând sisteme care conține zeci sau sute de mii de ecuații.

5.3.2 Analiza roții în varianta stea

Pentru analiza stării de tensiune a roții s-a ales varianta cu geometria cea mai complexă, roata stea (fig. 5.20)

Materialul utilizat pentru steaua roții este oțel 200-400, cu caracteristicile mecanice prevazute în SR ISO 3755, având limita superioară elastică $R_e = 200$ MPa.

În conformitate cu UIC 510-5, $\sigma_{adm} = R_e = 200$ MPa, pentru cazurile limită.

În cazul analizei la oboseală, norma 510 face referire la criteriile prevazute pentru clasele ER6 și ER7 din standardul prEN 13262. Pentru roata uzinată $\Delta\sigma < 360$ MPa, iar pentru roata brută $\Delta\sigma < 290$ MPa.

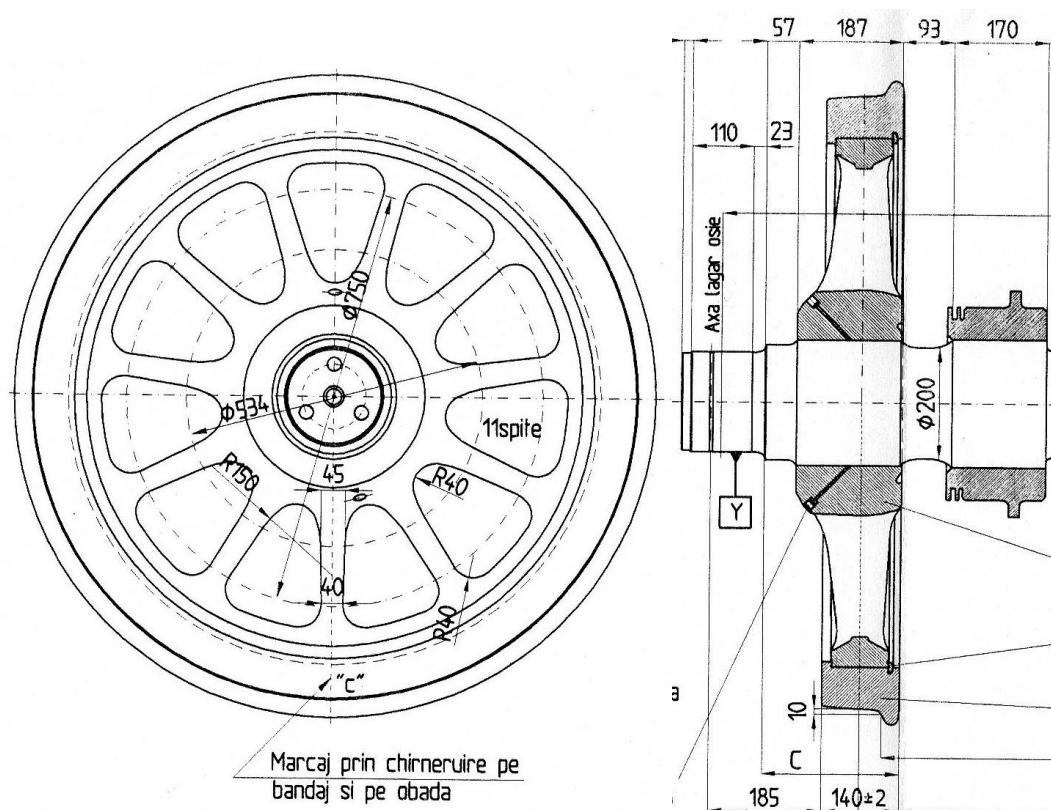


Fig. 5.20 Detalii constructive și dimensionale ale roții în varianta stea

Pentru bandaj se utilizează oțel B5T, care conform fișei UIC810.1, are rezistența la rupere $R_m = 800 \div 920$ MPa.

Verificarea la încărcări mecanice comportă 3 situații distincte (fig. 5.21):

- în curbă;
- în mișcare rectilinie;
- la trecerea peste schimbătoarele de cale.

Încărcarea pe osia montată este: $m = 21000$ kg, deci masa pe roată la nivelul șinei este $Q = m/2 = 10500$ kg.

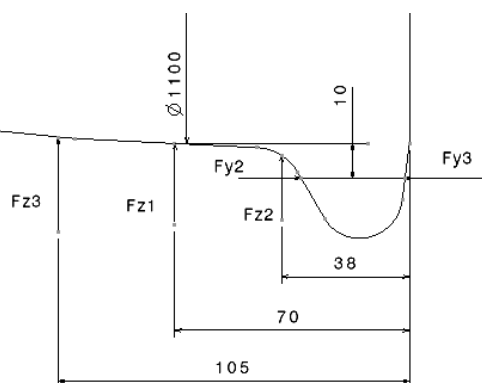


Fig. 5.21 Încărcările pe roată în cele trei cazuri

Modelul geometric este discretizat cu elemente 3D de tip tetraedric (fig. 5.22).

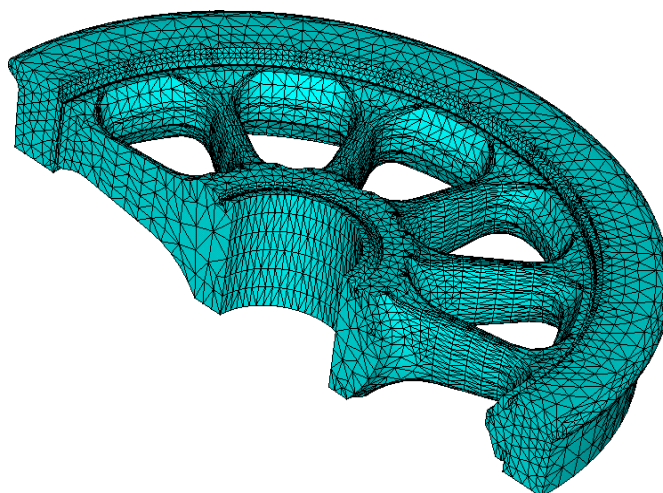


Fig. 5.22 Modelul discretizat al roții

Se analizează comportamentul roții în cele trei situații ținându-se cont de strângerile dintre steaua roții și osie și dintre stea și bandaj.

Între roata bandajată și osie este prevăzută o strângere maximă de 0,36 mm. Conform figurii 5.12 deplasarea radială a butucului este de 0.12 mm.

Intre bandaj și stea strângerea maximă prevăzută este $S_{\max} = 0.62$ mm.

Pentru cazul static, poate fi relevată starea de tensiune datorată strângerilor. Figurile 5.23, 5.24 și 5.25 redau distribuția tensiunilor radiale, tangențiale și von Mises pentru acest caz.

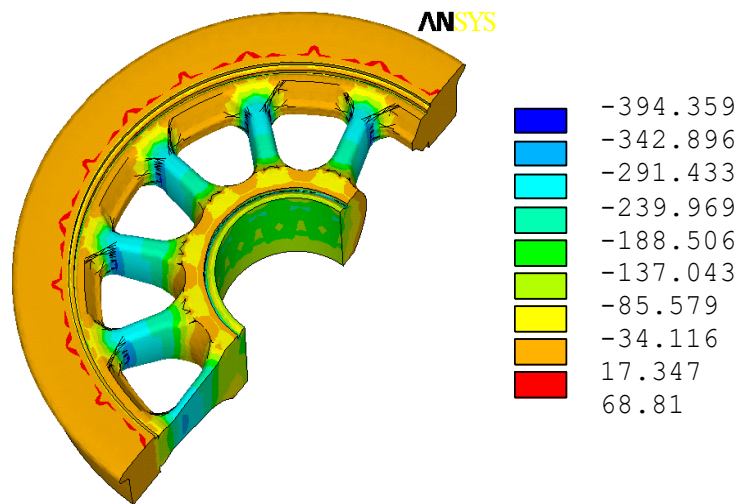


Fig. 5.23 Montajul cu strângere – tensiuni radiale

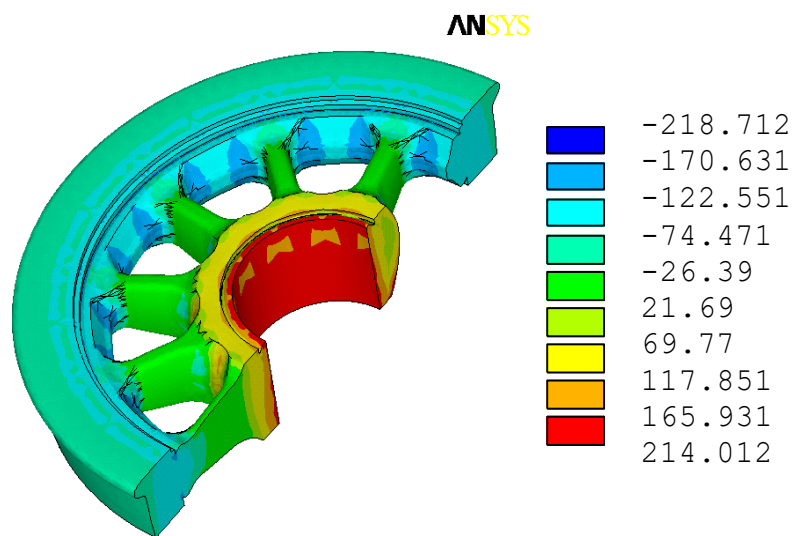


Fig. 5.24 Montajul cu strângere – tensiuni tangențiale

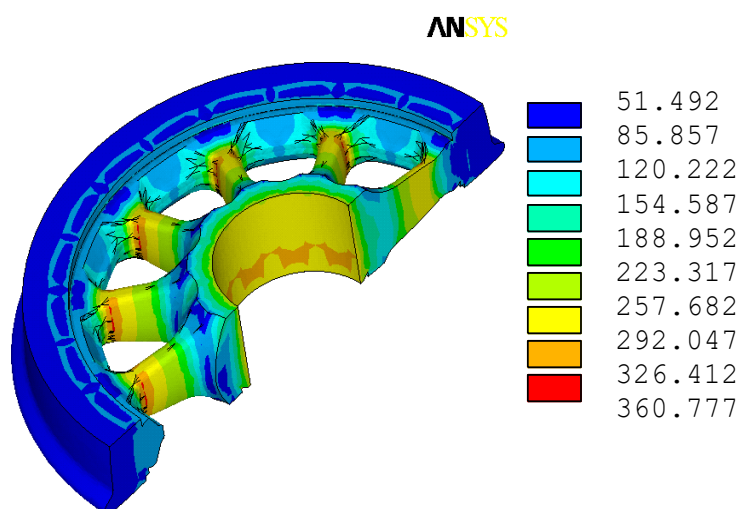


Fig. 5.25 Montajul cu strângere – tensiuni von Mises

Pentru cele trei cazuri limită se introduc încărcări suplimentare.

Conform cu fișa UIC 518 trebuie considerată o forță verticală limită:

$$F_{z,lim} = 90 + Q \cdot g = 185,6 \text{ kN}$$

și o forță transversală:

$$F_{y,lim} = \alpha \cdot (10 + P/3) = 73,8 \text{ kN (cu } \alpha = 1 \text{ pentru vehicule motoare)}.$$

Punctele de aplicație a forțelor pentru cele trei cazuri se pot observa în figura 5.21.

Valorile forțelor sunt:

- ❑ circulație rectilinie: $F_{z1} = -121,875 \text{ kN}$, $F_{y1} = 0$;
- ❑ circulație în curbă: $F_{z2} = -121,875 \text{ kN}$, $F_{y2} = F_y = 68,25 \text{ kN}$;
- ❑ circulație în pantă: $F_{z3} = -121,875 \text{ kN}$, $F_{y3} = 0.6 \cdot F_y = -40,95 \text{ kN}$.

Se prezintă în continuare rezultatele grafice reprezentând distribuția tensiunilor radiale, tangențiale și von Mises, pe roata în două vederi (anterioară și posterioară) – (fig. 5.26...5.43).

Scările cromatice alăturate reprezentării grafice indică o legendă cromatică, având atașate valori numerice la capetele intervalelor, în MPa.

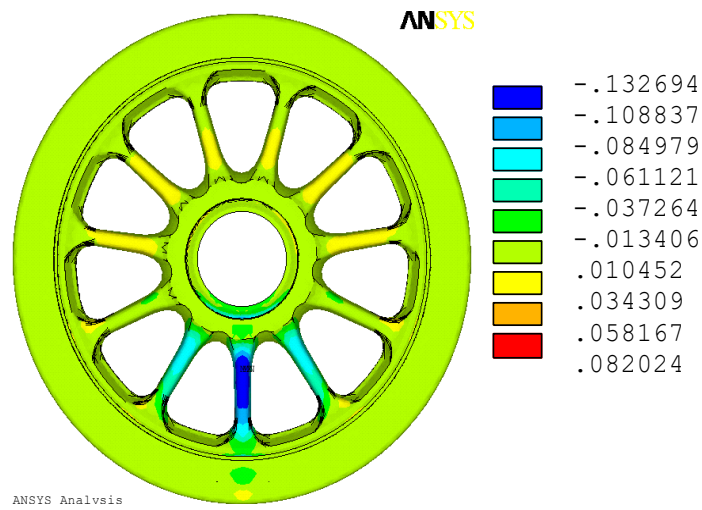


Fig. 5.26 Mersul în curbă – tensiuni radiale (vedere anterioară a roții)

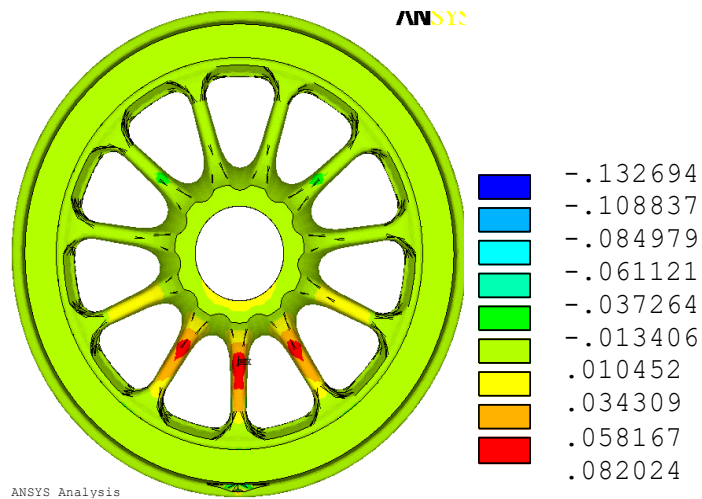


Fig. 5.27 Mersul în curbă – tensiuni radiale (vedere posterioară a roții)

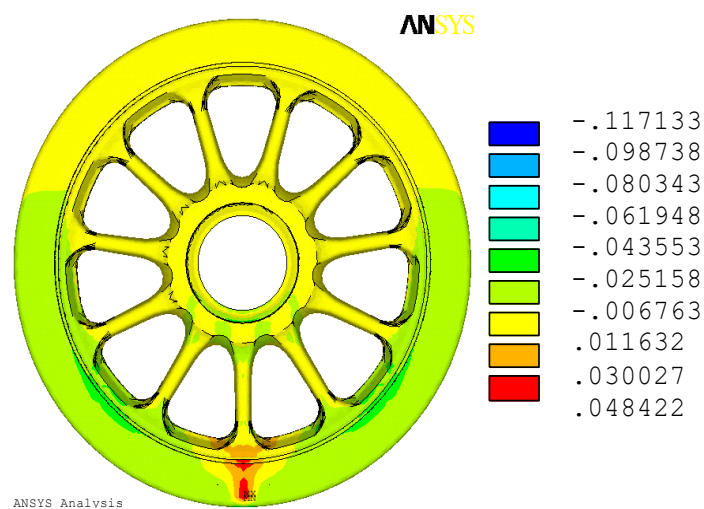


Fig. 5.28 Mersul în curbă – tensiuni tangențiale (vedere anterioară a roții)

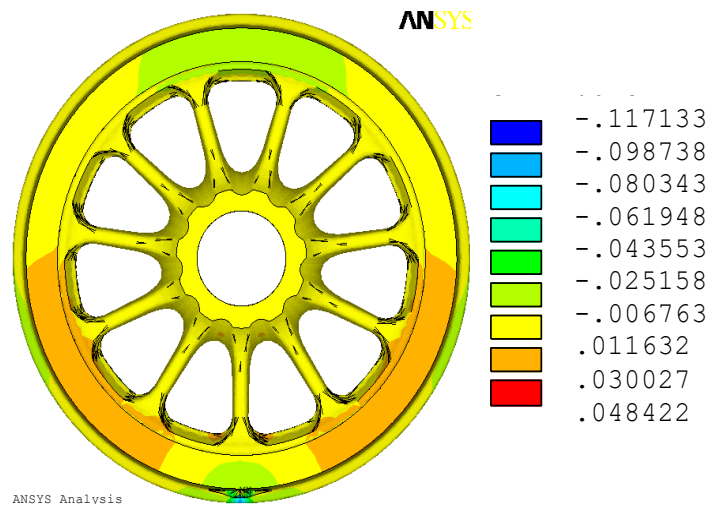


Fig. 5.29 Mersul în curbă – tensiuni tangențiale (vedere posterioară a roții)

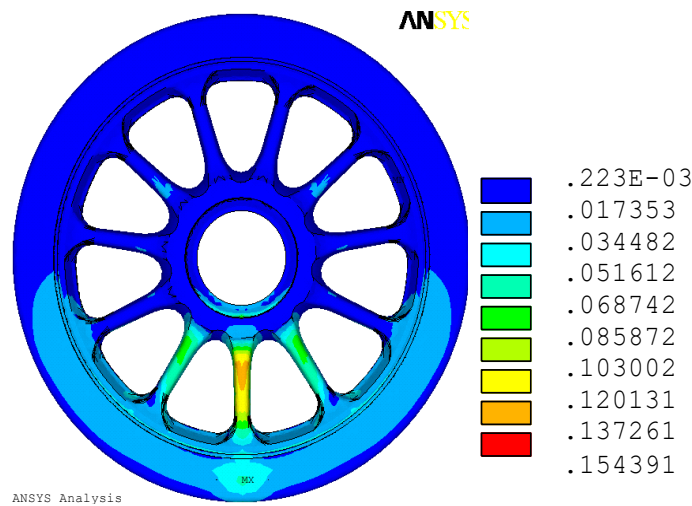


Fig. 5.30 Mersul în curbă – tensiuni von Mises (vedere anterioară a roții)

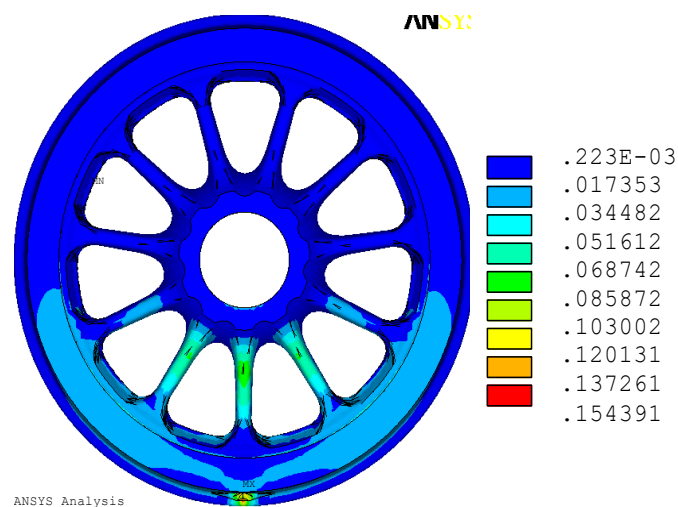


Fig. 5.31 Mersul în curbă – tensiuni von Mises (vedere posterioară a roții)

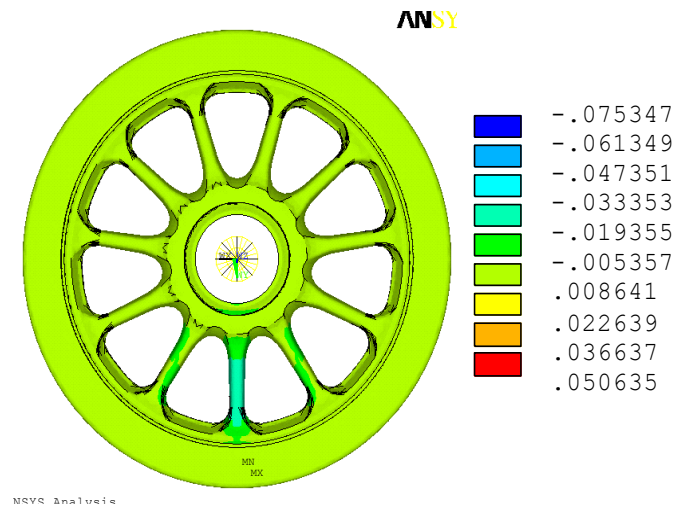


Fig. 5.32 Mersul rectiliniu – tensiuni radiale (vedere anterioară a roții)

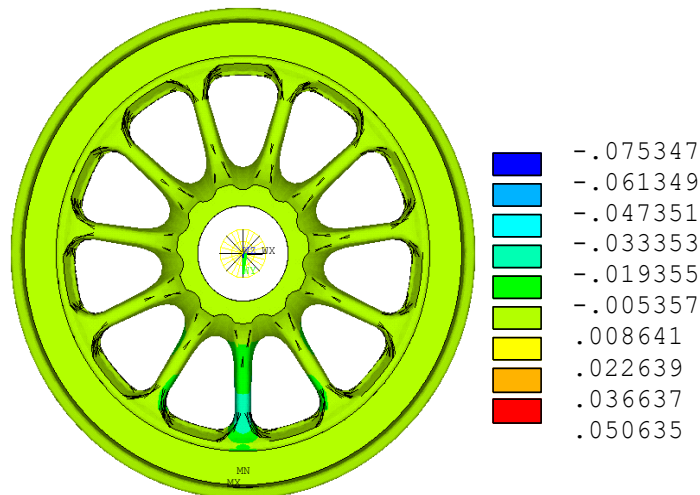


Fig. 5.33 Mersul rectiliniu – tensiuni radiale (vedere posterioară a roții)

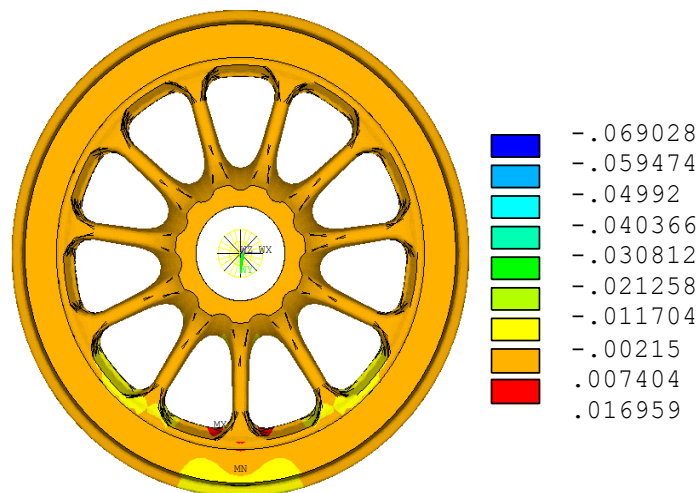


Fig. 5.34 Mersul rectiliniu – tensiuni tangențiale (vedere anterioară a roții)

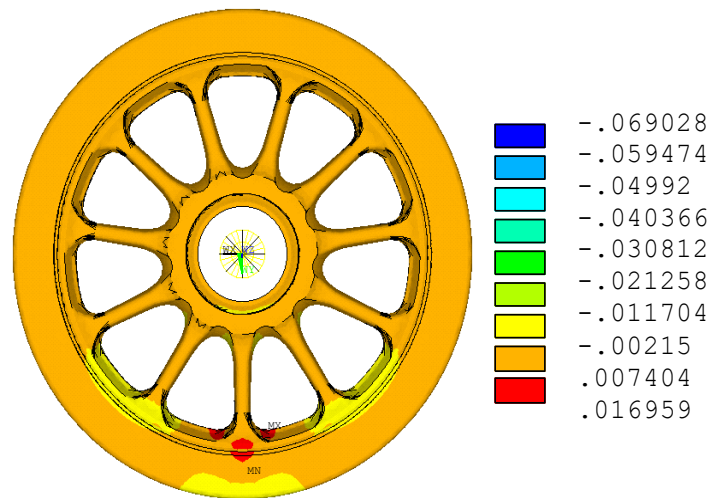


Fig. 5.35 Mersul rectiliniu – tensiuni tangențiale (vedere posterioară a roții)

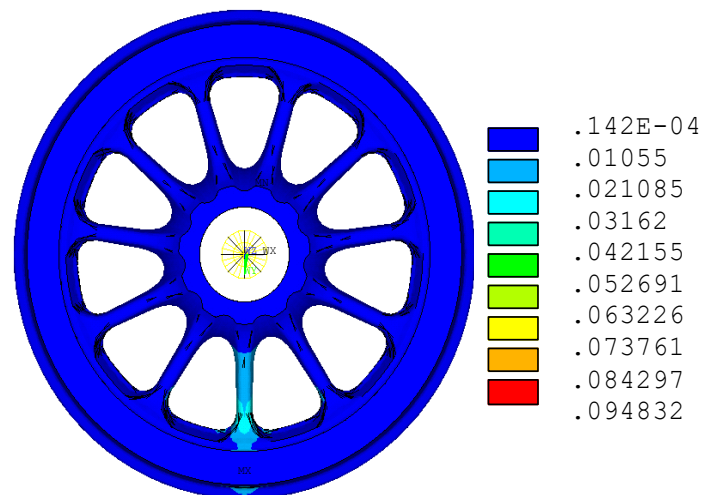


Fig. 5.36 Mersul rectiliniu – tensiuni von Mises (vedere anterioară a roții)

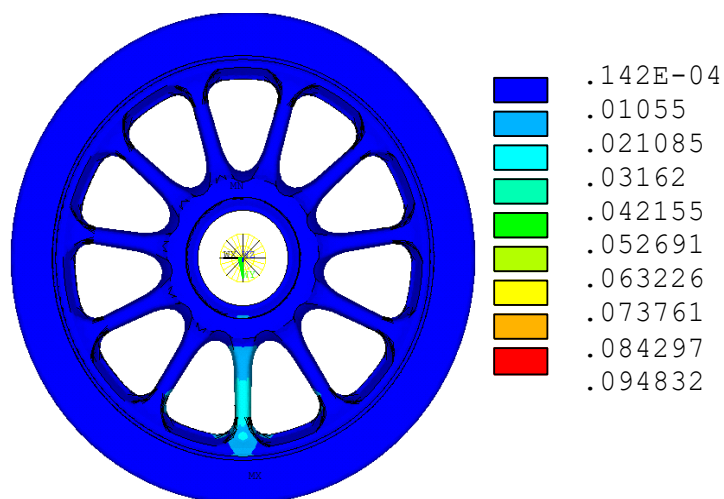


Fig. 5.37 Mersul rectiliniu – tensiuni von Mises (vedere posterioară a roții)

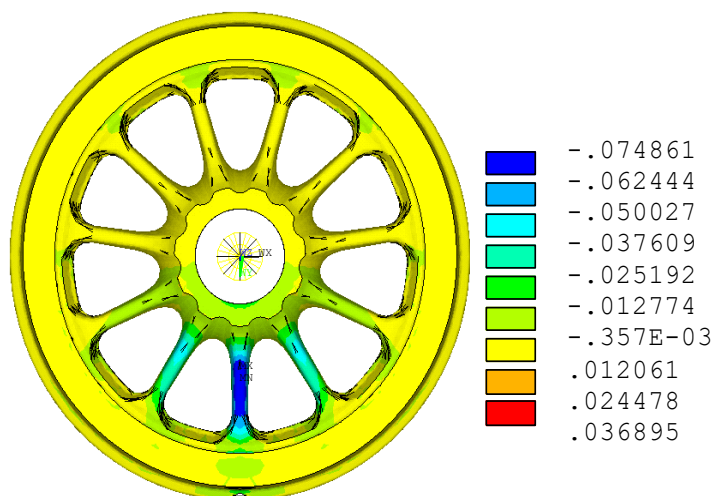


Fig. 5.38 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni radiale (vedere anterioară a roții)

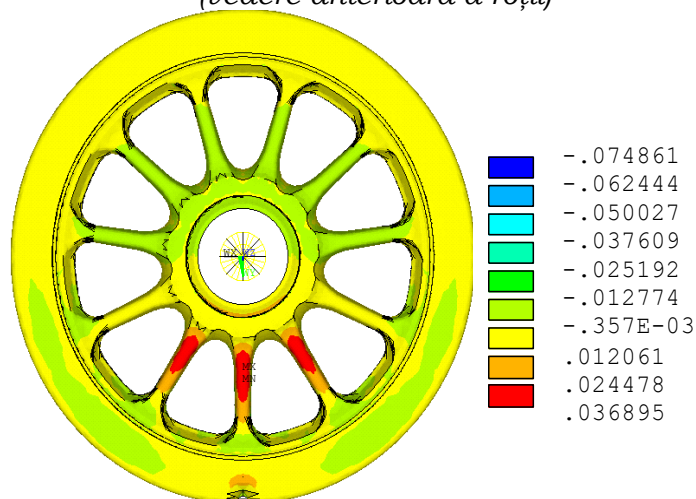


Fig. 5.39 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni radiale (vedere posterioară a roții)

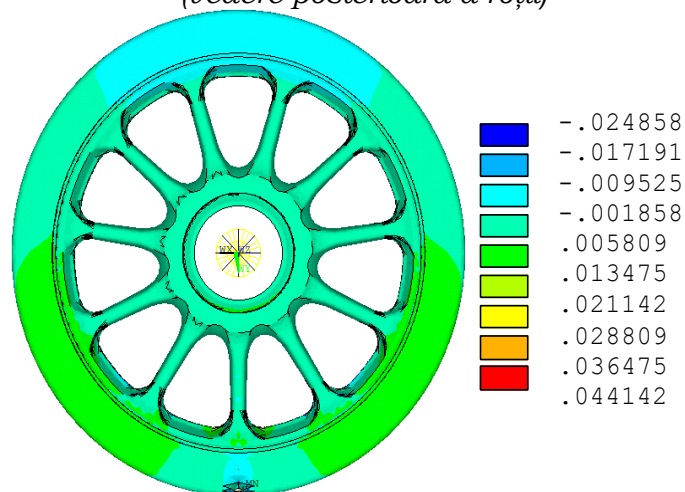


Fig. 5.40 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni tangențiale (vedere anterioară a roții)

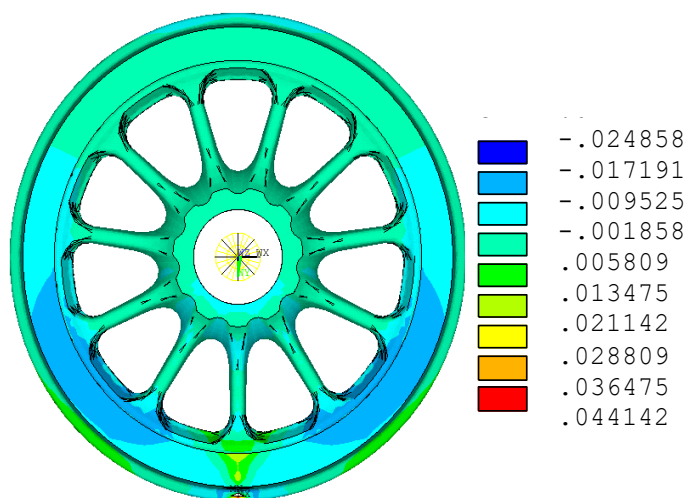


Fig. 5.41 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni tangențiale (vedere posterioară a roții)

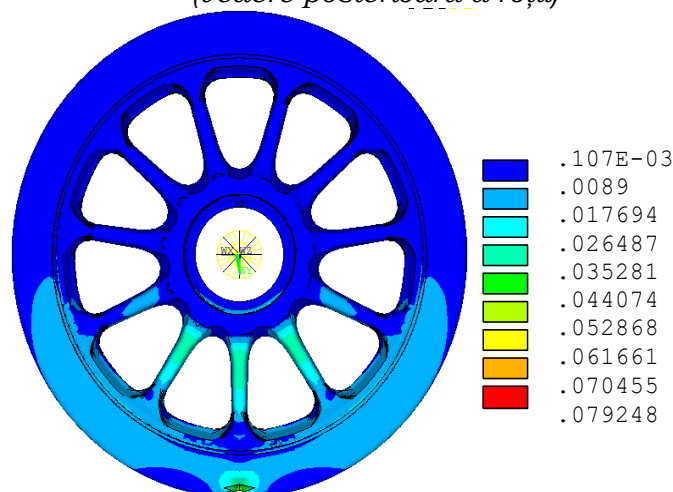


Fig. 5.42 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni von Mises (vedere anterioară a roții)

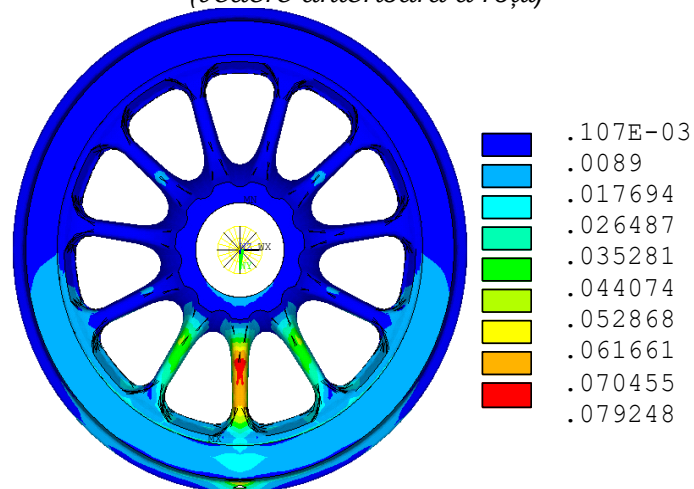


Fig. 5.43 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni von Mises (vedere posterioară a roții)

Utilizând același program de analiză a stării de tensiune prin metoda elementului finit, Ansys, s-au desfășurat rulări pentru aceleași încărcări, dar pentru cazul roții cu uzare maximă.

Uzura maximă a bandajului pe cercul de rulare este de 40mm pe rază (fig. 5.44).

Variația tensiunilor radiale, tangențiale și von Mises, pentru cele trei cazuri (mers rectiliniu, în curbă și peste schimbătoarele de cale) aplicate roții uzate, sunt prezentate în figurile 5.45...5.62.

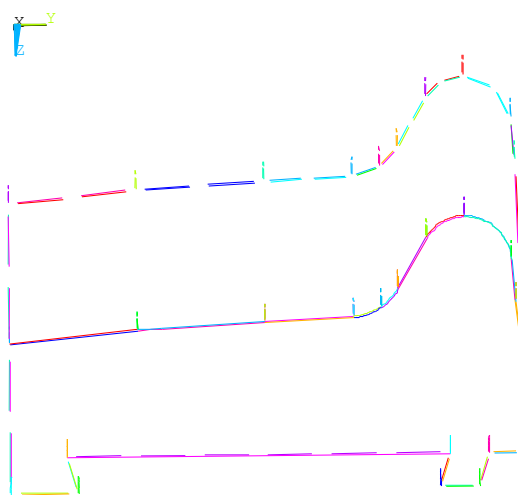


Fig. 5.44 Profilul bandajului la roata nouă și uzată

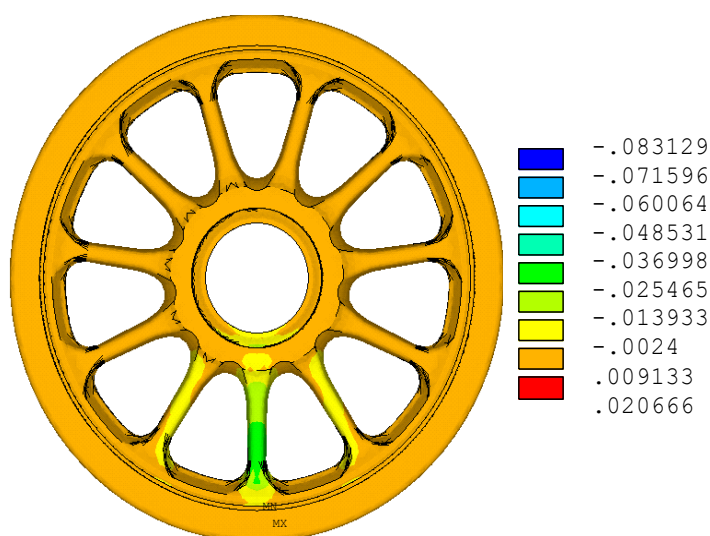


Fig. 5.45 Mersul rectiliniu – tensiuni radiale (roata uzată – vedere anterioară)

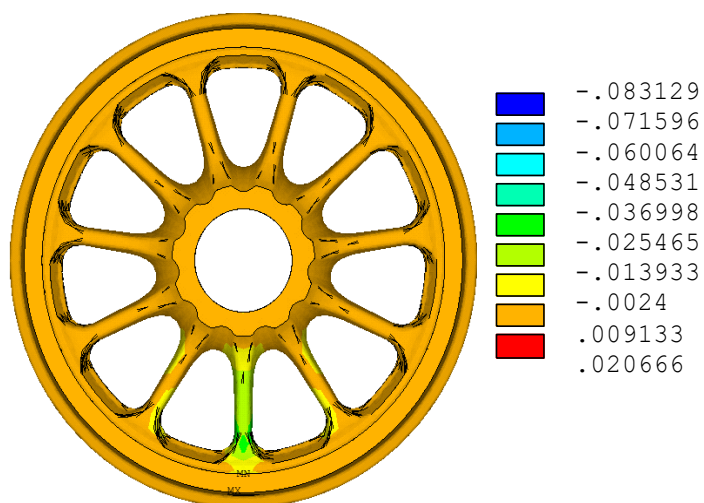


Fig. 5.46 Mersul rectiliniu – tensiuni radiale (roata uzată – vedere posterioară)

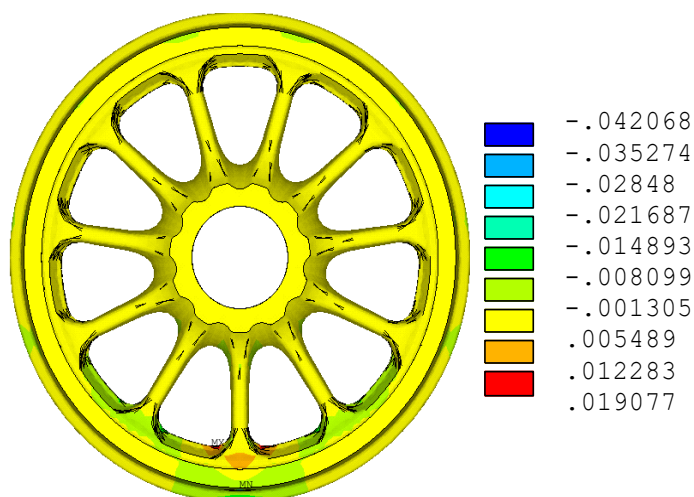


Fig. 5.47 Mersul rectiliniu – tensiuni tangențiale (roata uzată – vedere anterioară)

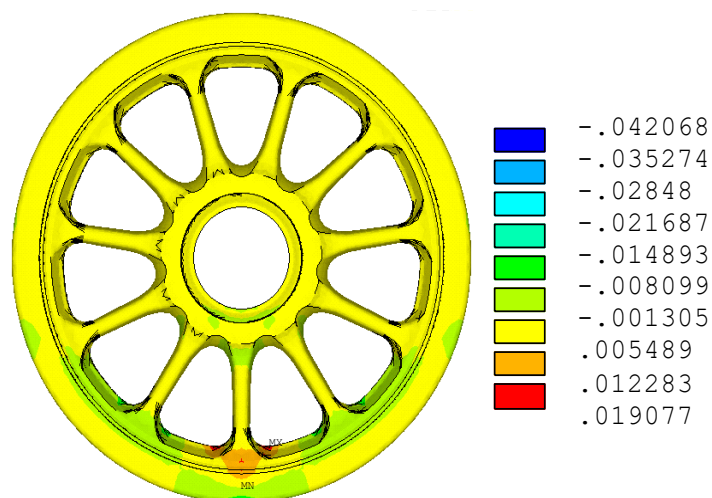


Fig. 5.48 Mersul rectiliniu – tensiuni tangențiale (roata uzată – vedere posterioară)

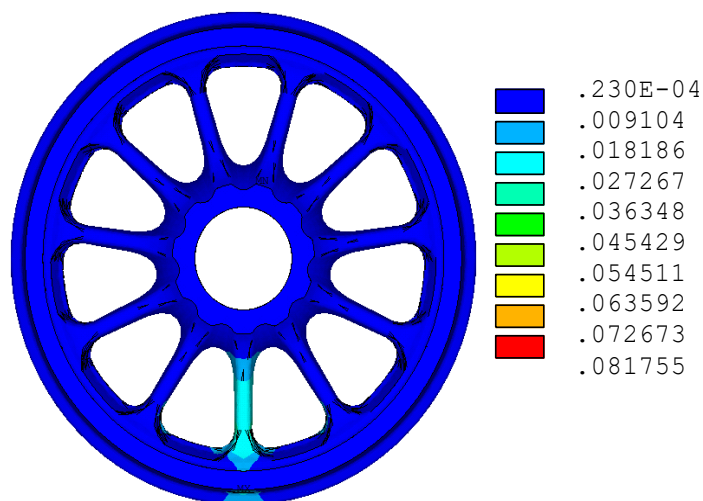


Fig. 5.49 Mersul rectiliniu – tensiuni von Mises (roata uzată – vedere anterioară)

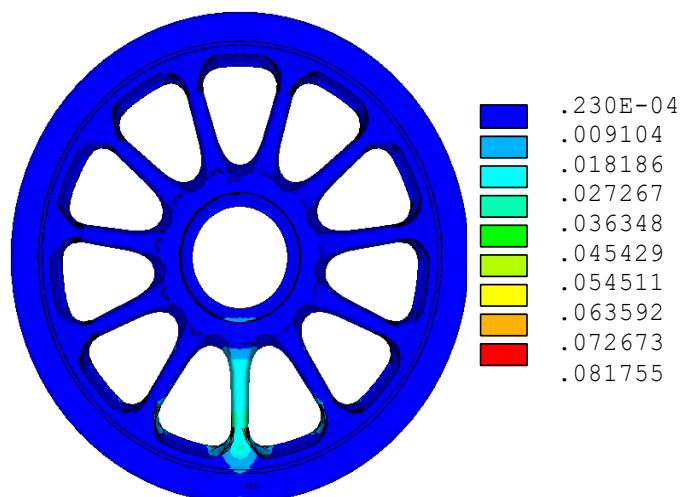


Fig. 5.50 Mersul rectiliniu – tensiuni von Mises (roata uzată – vedere posterioară)

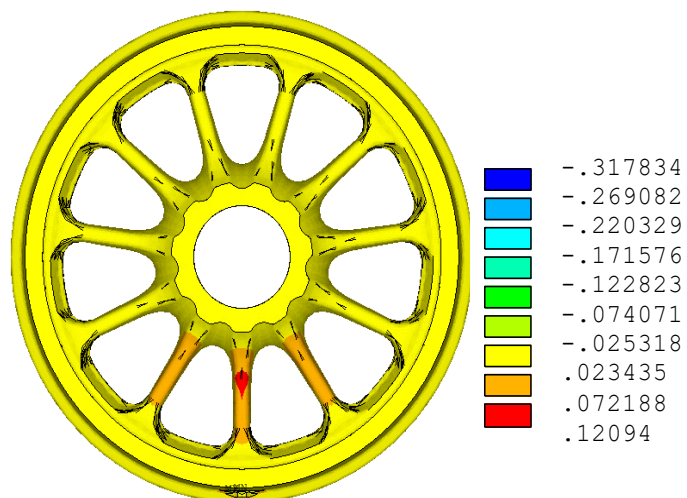


Fig. 5.51 Mersul în curbă – tensiuni radiale (roata uzată – vedere anterioară)

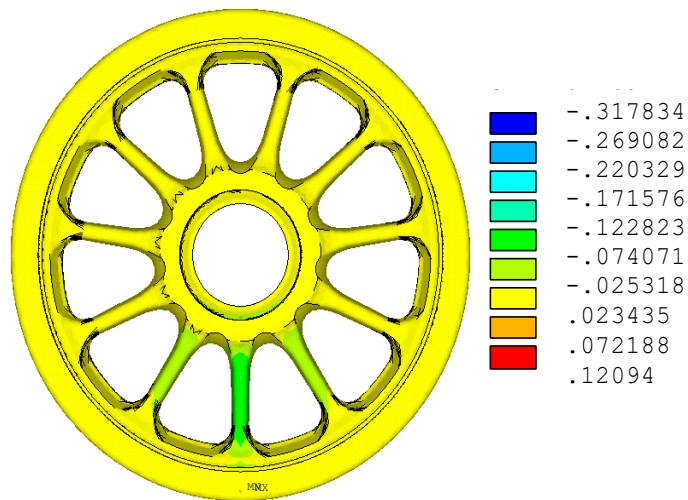


Fig. 5.52 Mersul în curbă – tensiuni radiale (roata uzată – vedere posterioară)

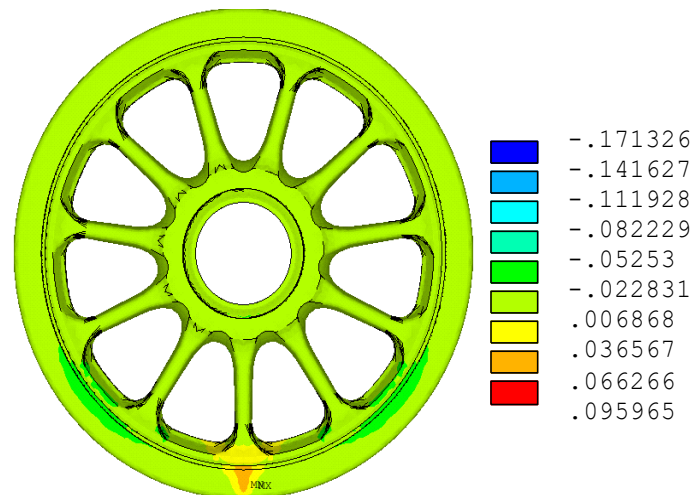


Fig. 5.53 Mersul în curbă – tensiuni tangențiale (roata uzată – vedere anterioară)

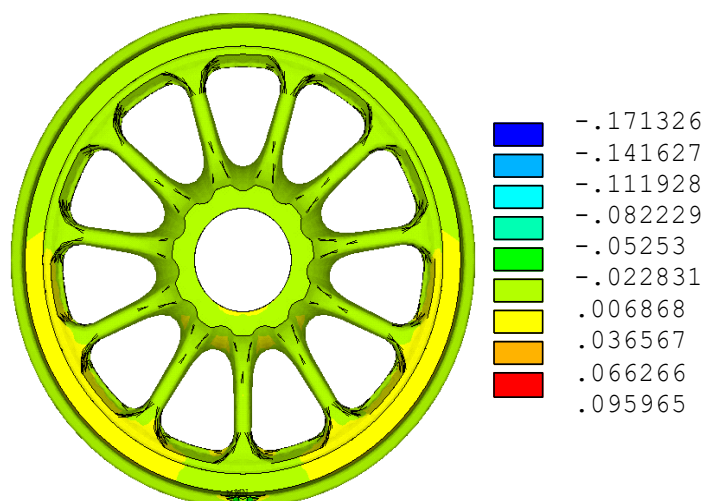


Fig. 5.54 Mersul în curbă – tensiuni tangențiale (roata uzată – vedere posterioară)

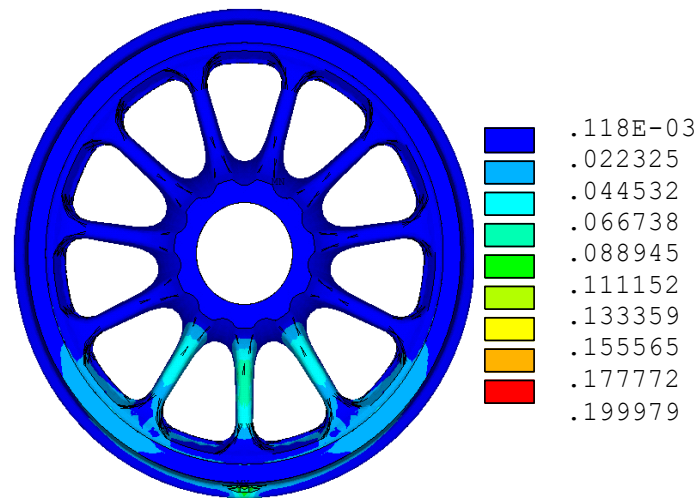


Fig. 5.55 Mersul în curbă – tensiuni von Mises (roata uzată – vedere anterioară)

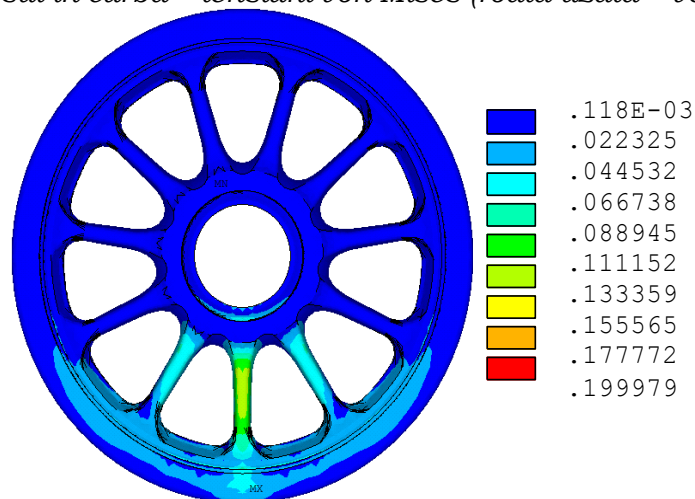


Fig. 5.56 Mersul în curbă – tensiuni von Mises (roata uzată – vedere posterioară)

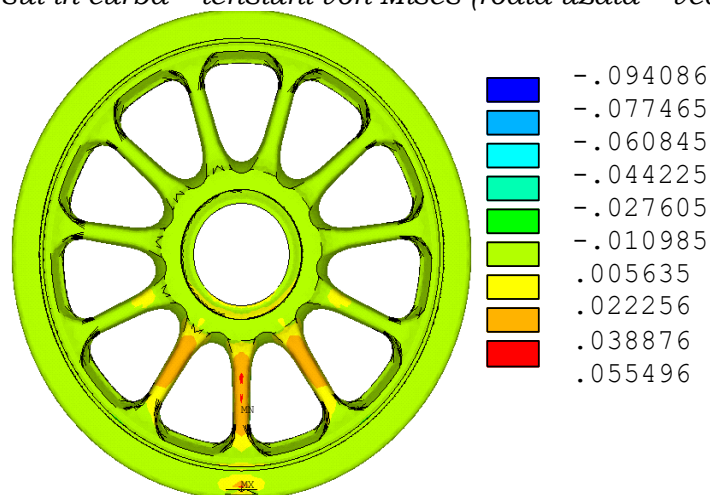


Fig. 5.57 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni radiale (roata uzată – vedere anterioară)

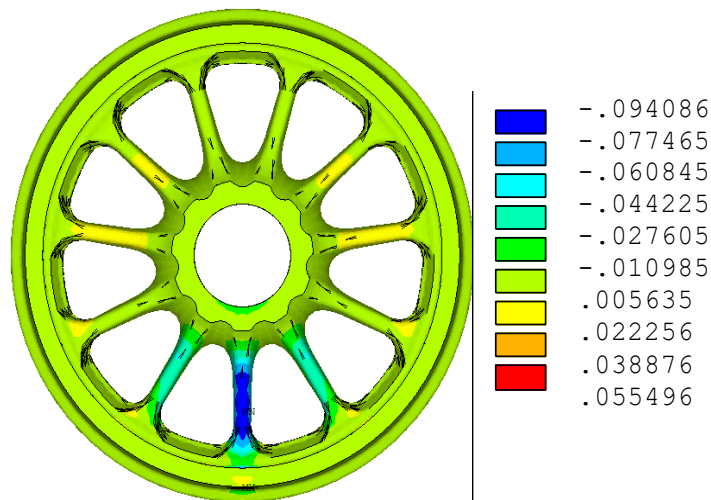


Fig. 5.58 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni radiale (roata uzată – vedere posterioară)

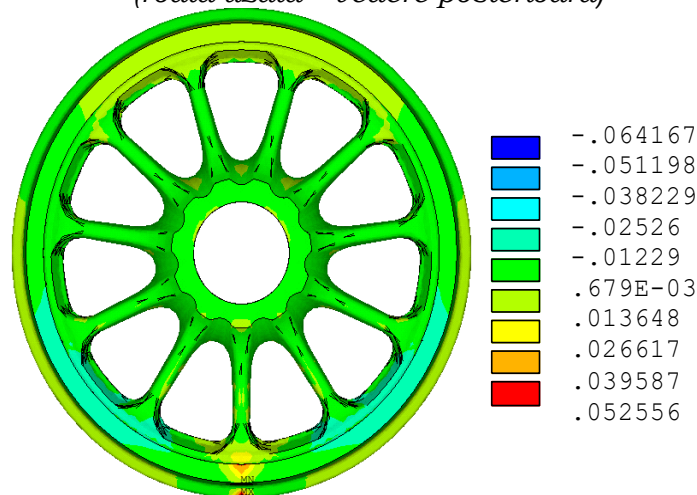


Fig. 5.59 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni tangențiale (roata uzată – vedere anterioară)

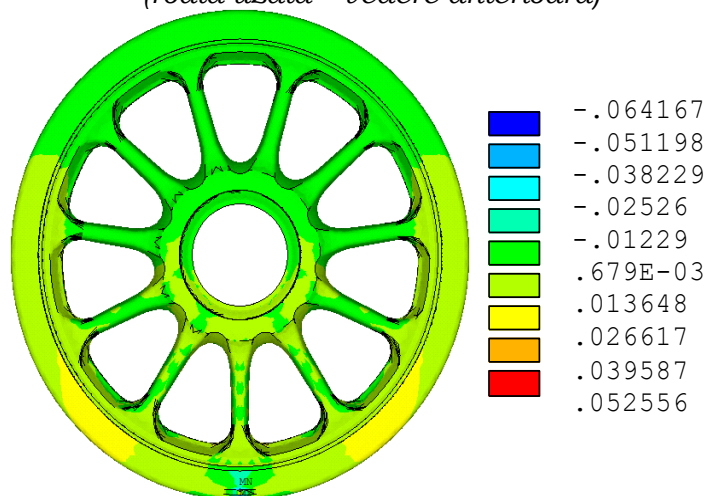


Fig. 5.60 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni tangențiale (roata uzată – vedere posterioară)

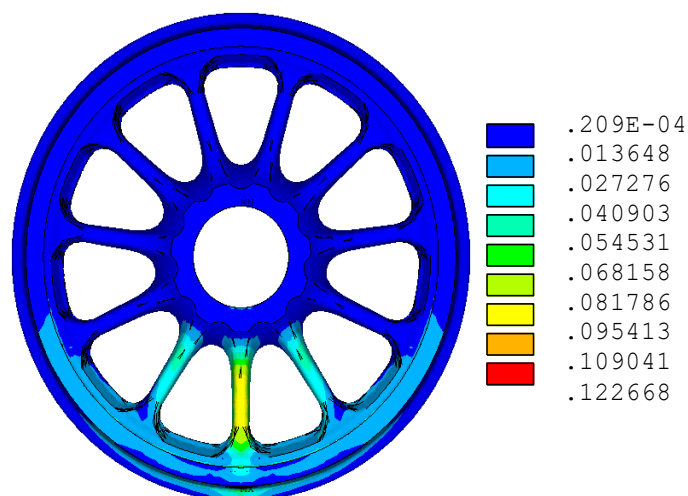


Fig. 5.61 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni von Mises (roata uzată – vedere anterioară)

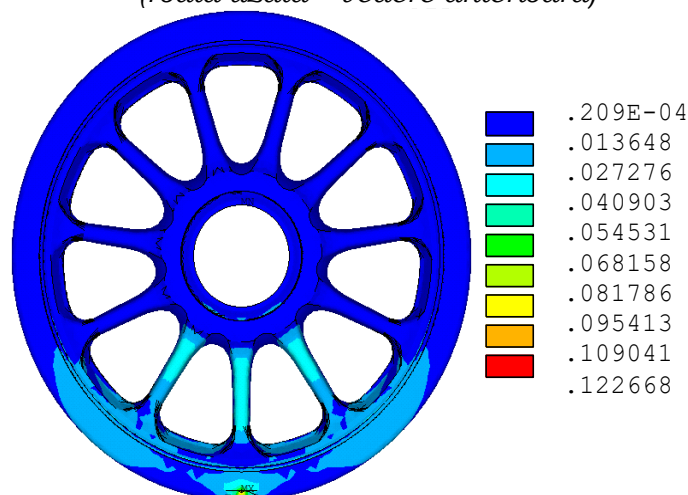


Fig. 5.62 Mersul peste schimbătoarele de cale – tensiuni von Mises (roata uzată – vedere posterioară)

Pe baza rezultatelor analizei numerice desfășurate mai sus se pot desprinde următoarele concluzii:

- ❑ starea de tensiune în materialul discului și bandajului este determinată preponderent de strângerea osie – disc și disc – bandaj;
- ❑ tensiunile introduse de solicitările variabile în raport cu situația limită considerată sunt cu câteva ordine de mărime mai mici decât cele datorate strângerilor;
- ❑ analiza cu element finit confirmă rezultatele obținute cu programul de proiectare *MIT Calculation of force couplings of shafts and hubs*. Urmărind

figura 5.12, la punctul 3.11 sunt indicate tensiunile von Mises la interiorul discului. Valorile sunt 244 MPa (pentru strângerea minimă) și 275 MPa (pentru strângerea maximă). Pe modelul din figura 5.25, la suprafața interioară, scara cromatică plasează tensiunile von Mises în intervalul [257...292] MPa, ceea ce reprezintă o foarte bună concordanță cu rezultatele analitice citate anterior.

5.4 Concluzii și contribuții personale

În capitolul 5 al tezei este prezentată desfășurarea unui calcul de optimizare a unei îmbinări cu strângere, pentru o aplicație de mare importanță tehnico – economică, și anume, ansamblul osie montată, din construcția boghiurilor care utilizează locomotivele electrice LE 5100 kW.

Primul paragraf este dedicat descrierii constructive, cu toate detaliile dimensionale, de material și de montaj, conform documentației existente.

Al doilea paragraf conține calculul de optimizare al celei mai importante îmbinări cu strângere din construcția ansamblului osie montată, și anume, îmbinarea osie – disc.

Scopul optimizării este creșterea preciziei ajustajului cu strângere, astfel încât coeficienții de siguranță corespunzători strângerii minime și maxime să fie cât mai apropiați, iar capacitatea portantă medie a îmbinării să fie majorată în raport cu soluția existentă.

Singura ipoteză simplificatoare introdusă în calcul a fost asimilarea îmbinării conice cu o îmbinare pe suprafețe cilindrice. Simplificarea este justificată de observația că valoarea conicității este foarte redusă ($\sim 1 : 700$) și este susținută de existența unui algoritm de calcul complet și exact pentru îmbinările pe suprafețe cilindrice, în timp ce suportul matematic pentru îmbinările conice are la bază principii diferite. Totodată, calculul s-a desfășurat pentru o variantă presată, la care strângerea este constantă pe lungimea de calare a pieselor, similar îmbinărilor pe suprafețe cilindrice.

Pentru optimizare s-a utilizat un soft dedicat calculului îmbinărilor cu strângere, *Calculation of force coupling of shafts with hubs*, care face parte din pachetul MITCalc - Force shaft connection 1.14 (aplicații MS Excel – VBA).

S-au utilizat ca date de intrare diametrul nominal de 229 mm, lungimea de calare de 176 mm, diametrul exterior al discului bandajat de 1250 mm și caracteristicile oțelurilor speciale din care este prelucrată osia, respectiv discul, la varianta existentă. S-a impus, de la începutul aplicației o valoarea a momentului de torsiune transmis majorată cu ~5% față de valoarea maximă asigurată de variantă actuală.

Prin rularea secvențelor automate și interactive ale programului s-a reproiectat îmbinarea, pentru care a rezultat un ajustaj H5/v5, din gama extinsă a ajustajelor prevăzute de ISO 286.

În tabelul 5.2 sunt prezentate comparativ caracteristicile îmbinării optimizate în raport cu cea existentă.

Se observă că o creștere a strângerii medii cu ~39%, în condițiile menținerii regimului elastic al deformațiilor pentru ambele piese ale îmbinării, conduce la o creștere a capacității portante maxime cu ~80%, ceea ce echivalează cu o dublare a coeficientului de siguranță mediu la torsiune pentru osie.

Creșterea serajului de la [215...275]μm la [320...360] μm a permis mărirea vitezei maxime a locomotivelor utilizate cu osii montate în varianta nouă, de la 120 km/h la 160 km/h, și, corespunzător, o creștere a forței de presare la [1300...1550] kN – o expresie a creșterii siguranței împotriva desfacerii îmbinării (alunecării relative osie – disc).

Creșterea capacității portante a îmbinării osie – disc conduce la prelungirea duratei de funcționare, respectiv ridicarea fiabilității ansamblului osie montată, determină regimul de funcționare mai silențios al angrenajului și îmbunătățește comportamentul locomotivei la demaraj, în sensul micșorării

sau eliminării manifestării fenomenului de stick – slip.

Tabelul 5.2 Caracteristicile comparative ale îmbinării optimizate față de cea existentă

Parametru	Varianta existentă	Varianta optimizată
0	1	2
dimensiune osie [mm]	$\Phi 229_0^{+0.3}$	$\Phi 229_{+340}^{+360}$
dimensiune disc [mm]	$\Phi_{osie} - (0.215...275)$	$\Phi 229_0^{+20}$
strângere minimă [μm]	0.215	0.320
strângere maximă [μm]	0.275	0.360
strângere medie [μm]	0.245	0.340
ΔS [μm]	0.060	0.040
coeficient de siguranță împotriva alunecării relative	-	1.61
coeficient de siguranță al osiei la solicitări complexe tangențiale și axiale	-	4.52
coeficient de siguranță maxim al osiei la torsiune	5.92	10.3
coeficient de siguranță minim al osiei la torsiune	2.58	9.2
coeficient de siguranță mediu al osiei la torsiune	4.25	9.75
moment de torsiune minim [Nm]	44010	158687
moment de torsiune maxim [Nm]	100255	179010
presiunea de contact minimă [MPa]	-	121.6
presiunea de contact maximă [MPa]	-	137.2
presiunea de contact limită [MPa]	210	210
coeficient de siguranță la presiunea de contact (regimul deformațiilor)	-	1.53 (la p_{\max})
forța de presare minimă [kN]	883	1386
forța de presare maximă [kN]	1275	1563
Varianta fretată – joc [mm]		0.229
Varianta fretată temperatura arbore/temperatura alezaj [$^{\circ}\text{C}$]	-	20/243 sau 93.3/-183.4

*Valorile necompletate nu sunt precizate în documentul sBL 0817.

Datorită turației foarte reduse a roții, corecția S_{ω} este ne semnificativă ($S_{\omega} < 1\mu\text{m}$). Turația limită este de aproape 10 ori mai mare decât cea de lucru (~44 rot/min). La valorile foarte ridicate ale strângerii, și corecția de rugozitate, S_R devine neimportantă.

Pentru verificarea discului bandajat, a cărei geometrie este variabilă, iar asimilarea cu un tub cu pereți groși nu conduce la rezultate certe privind eforturile unitare și respectiv coeficienții de siguranță, s-a procedat la

analiza stării de tensiune și deformație a roții prin metoda elementului finit.

Aplicația numerică a fost dezvoltată în programul specializat Ansys și, pentru punerea în evidență a stării complexe de tensiune, s-a apelat la modelarea 3D a roții. Discretizarea piesei a utilizat o rețea care definește elemente finite de tip tetraedric.

Pentru eficiența demonstrației s-a ales roata cu geometria cea mai complexă, și anume, roata stea cu 11 spițe, a cărei formă constructivă și dimensiuni sunt prezentate în materialul ilustrativ care completează partea descriptivă.

În prima fază s-au introdus ca solicitări numai deformațiile determinate de strângerile osie – disc și disc – bandaj. Separat, au fost puse în evidență tensiunile determinate de solicitările care apar în trei cazuri limită de funcționare: mersul rectiliniu, mersul în curbă și mersul peste schimbătoarele de cale. Simulările au fost efectuate integral pentru cazul roții noi și pentru roata la uzura maximă de 40 mm pe rază.

Concluziile care au rezultat în urma analizei sunt următoarele:

- starea de tensiune în materialul discului și bandajului este determinată preponderent de strângerea osie – disc și disc – bandaj;
- tensiunile introduse de solicitările variabile în raport cu situația limită considerată sunt cu câteva ordine de mărime mai mici decât cele datorate strângerilor;
- analiza cu element finit confirmă rezultatele obținute cu programul de proiectare *MIT Calculation of force couplings of shafts and hubs*. Urmărind figura 5.12, la punctul 3.11 sunt indicate tensiunile von Mises la interiorul discului. Valorile sunt 244 MPa (pentru strângerea minimă) și 275 MPa (pentru strângerea maximă). Pe modelul din figura 5.25, la suprafața interioară, scara cromatică plasează tensiunile von Mises în intervalul [257...292] MPa, ceea ce reprezintă o foarte bună concordanță cu rezultatele analitice citate anterior.

În capitolul 5 al tezei se pot evidenția următoarele contribuții personale:

- *optimizarea ajustajului osie – disc prin calcul automat interactiv;*
- *identificarea unui ajustaj standardizat din gama extinsă prevăzută de ISO 286, care să satisfacă cerințele privind creșterea capacității portante, a coeficienților de siguranță, respectiv a preciziei ajustajului;*
- *obținerea unor strângeri minimă și maximă de valori apropiate și situate relativ simetric în raport cu strângerea minimă necesară și strângerea maximă admisibilă;*
- *creșterea serajului de la [215...275]μm la [320...360] μm cu următoarele efecte de îmbunătățire a performanțelor locomotivei:*
 - *mărirea vitezei maxime a locomotivelor utilizate cu osii montate în varianta nouă, de la 120 km/h la 160 km/h;*
 - *creșterii siguranței împotriva desfacerii îmbinării (alunecării relative osie – disc) – o creștere a forței de presare/depresare la [1300...1550] kN;*
- *consecințe tehnico – economice favorabile ale creșterii capacității portante a îmbinării osie – disc:*
 - *prelungirea duratei de funcționare, respectiv ridicarea fiabilității ansamblului osie montată (prin mărirea coeficienților de siguranță ai osiei, din toate punctele de vedere a rezistenței materialelor);*
 - *regimul de funcționare mai silențios al angrenajului;*
 - *îmbunătățirea comportamentului locomotivei la demaraj, în sensul micșorării sau eliminării manifestării fenomenului de stick – slip;*
- *determinarea parametrilor de montaj în varianta presată și fretată a îmbinării optimizate;*

- ❑ *desfășurarea unui demers amplu de studiu al stării de tensiune a roții cu geometria cea mai complexă (roata stea) prin metoda elementului finit;*
- ❑ *introducerea pentru prima dată, în România, a materialului B5T pentru bandajul roților de locomotive electrice;*
- ❑ *determinarea distribuției tensiunilor radiale, tangențiale și echivalente von Mises pentru o serie completă de cazuri de încărcare. A fost pusă în evidență separat starea de tensiune generată exclusiv de strângerile osie – disc și disc – bandaj, precum și starea de tensiune introdusă de încărcările specifice mersului rectiliniu, mersului în curbă și mersului peste schimbătoarele de cale*
- ❑ *extinderea cercetării pentru cazul distinct al roții noi și, respectiv, al roții cu uzură maximă;*
- ❑ *validarea rezultatelor analitice obținute pentru piesa tip alezaj cu programul de proiectare MIT Calculation of force couplings of shafts and hubs, prin starea de tensiune relevată cu metoda elementului finit;*
- ❑ *validarea oportunității utilizării materialului B5T pentru bandaj, care asigură o calitate cu totul deosebită ramelor de cale ferată;*
- ❑ *modificarea serajului osie – disc, alături de o serie extinsă de optimizări constructive, tehnologice și de material fac obiectul Certificatului de înregistrare desen/model industrial nr. 015450/22.08.2005, eliberat de Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci, cu titlul Bogiu pentru locomotivă și având trei colaboratori înscriși drept titulari.*

Bibliografie

[G3], [G4], [O1], [O2], [S2], [U11], [U15], [Z1], [W6]

6 DETERMINĂRI EXPERIMENTALE

6.1 Simboluri utilizate

T_o – momentul de torsiune în osia 1, parte neantrenată

ΔT_o – amplitudinea oscilațiilor de torsiune în osia 1

T_a – momentul de torsiune în arborele de torsiune al motorului electric de tracțiune 1

ΔT_a – amplitudinea oscilațiilor de torsiune în arbore

F_{br} – forța în bara de reacțiune la osia 1

ΔF_{br} – amplitudinea oscilațiilor forței cu bara de reacțiune

V – viteza de deplasare a locomotivei

V_a – viteza de alunecare a roților osiei 1 pe șine

ΔV_a – amplitudinea oscilațiilor vitezei de alunecare

F_t – forța de tracțiune în cârligul locomotivei

d_o – deplasarea relativă a cutiei de osie față de rama boghiului (1, 3 – numărul osiei, d – dreapta, s - stânga)

d_b – distanța relativă dintre rama boghiului și cutie

d_{b11} – mijlocul traversei frontale din față la boghiul 1

d_{b22} și d_{b23} – părțile laterale ale traversei din spate a boghiului 1

d_{b21} și d_{b22} – părțile laterale ale traversei frontale a boghiului 2

d_{b23} – mijlocul traversei din spate a boghiului 2.

6.2 Obiectul și scopul încercărilor experimentale

Încercările experimentale au fost efectuate cu locomotiva electrică 060 EA

din parcul C.F.R, în scopul determinării rezistenței la torsiune a osiilor locomotivei.

Determinările s-au realizat cu locomotiva în parcurs și au vizat:

a) Măsurarea simultană a următoarelor mărimi:

- momentul de torsiune în osia 1 în sensul de mers, partea neantrenată;
- viteza locomotivei;
- viteza de alunecare a osiei 1;
- forța de tracțiune la cârligul locomotivei;
- solicitările în bara de reacțiune a angrenajului de osie la osia 1.

b) Măsurarea simultană a următorilor parametri:

- deplasările relative dintre cutiile de osie și rama boghiului, la osiile extreme ale unui boghiu;
- deplasările relative dintre ramele boghiurilor și rama cutiei locomotivei (în trei puncte);
- forța de tracțiune la cârligul locomotivei;
- viteza locomotivei.

Pe parcursul desfășurării lucrării, în scopul aprofundării cercetării, s-a constatat necesar să se execute în plus:

- măsurarea momentului de torsiune în arborele de torsiune al motorului electric de tracțiune;
- măsurarea vibrațiilor de torsiune în osii la patinarea pe loc;
- determinarea experimentală a frecvenței proprii a oscilațiilor libere de torsiune în cutia montată.

6.3 Metodologia măsurătorilor și aparatura utilizată

6.3.1 Metodologia de măsurare

Stabilirea metodologiei măsurătorilor și alegerea aparaturii de măsurare s-au făcut ținând seama de condițiile specifice de mediu în locurile de măsurare și de natura mărimilor vizate.

Mărimile de măsurat impun amplasarea aparaturii de măsurare în locuri cu

un mediu ambiant, de regulă ostil, caracterizat prin:

- ❑ prezența unui câmp electric variabil foarte puternic, cu frecvența de bază de 100 Hz, apropiată de frecvența mărimilor de măsurat;
- ❑ vibrații cu frecvențe și amplitudini aleatoare a pieselor pe care trebuie amplasată aparatura de măsură;
- ❑ piese supuse măsurătorilor în mișcare de rotație;
- ❑ gabarit foarte mic în jurul unor locuri de măsură;
- ❑ praf, umezeală, grăsimi.

Majoritatea mărimilor de măsurat reprezintă procese rapide, cu frecvențe relativ ridicate și cu amplitudini relativ mari, putând atinge de [15...20] ori valoarea stabilită.

Experiențele efectuându-se cu locomotiva la puterea maximă, solicitările mecanice în piesele de măsură și în ansamblurile învecinate, sunt foarte mari. De aceea s-a impus prevederea unor măsuri speciale de siguranță pentru prevenirea deteriorării aparaturii de măsură în timpul efectuării experiențelor, precum și a unor măsuri speciale de protecția personalului participant la încercări.

Pentru prevenirea perturbațiilor produse de armonicile tensiunilor ce apar datorită captării curentului la catenară și a comutației motoarelor electrice de tracțiune, mai ales în lanțurile de măsură ale momentelor de torsiune, s-a ales un sistem de măsură cu transmitere fără contact, cu modularea în frecvență a semnalului de măsură.

Totodată s-au luat măsuri severe de ecranare a cablajelor și legarea la masă a tuturor aparatelor.

Pentru a nu limita domeniul de investigare a vibrațiilor, nu s-au utilizat filtre de frecvență în nici un lanț de măsură.

Pentru eliminarea posibilității introducerii de semnale false datorită vibrației suportilor traductoarelor, s-au realizat suportți suficient de rigizi, care să asigure susținerea sigură și fără vibrații a traductoarelor în orice regim de

funcționare a locomotivei.

Amplasarea aparaturii de măsură pe piesele în mișcare de rotație, în special pe osie și pe arborele de torsiune, din cauza gabaritului disponibil redus, a impus proiectarea și realizarea unor dispozitive speciale care să asigure fixarea sigură a aparaturii în gabaritele existente.

Întreaga aparatură de măsură a fost astfel aleasă și reglată, astfel încât să poată prelua semnalele maxime previzibile. Pentru a evita supraîncărcarea lanțurilor de măsură, s-a prevăzut posibilitatea de reglare rapidă, în timpul măsurătorilor a sensibilității fiecărui lanț de măsură.

6.3.2. Aparatura utilizată

Măsurarea momentului de torsiune în osie, T_o

Pentru efectuarea experiențelor, s-a folosit un sistem de măsură cu transmitere fără contact, al cărui principiu de funcționare se bazează pe modularea în frecvență a unui semnal sinusoidal (purtătoarea), cu o tensiune proporțională cu efortul din osie.

Purtătoarea este furnizată de un oscilator (fig. 6.1.), compus din două module I și II. Pentru a elimina influența frecvenței parazite de 100 Hz și a armonicelor sale asupra sistemului de măsură, frecvența centrală a tensiunii furnizate de oscilator (atunci când efortul este nul), se alege mult mai mare de 100 Hz.

Frecvența centrală reglată este de 6,75 kHz, iar un filtru trece-bandă, cu frecvența inferioară de 3 kHz și cea superioară de 9,5 kHz, împiedică pătrunderea tensiunilor cu frecvențe care nu sunt cuprinse în această bandă. Armonicile tensiunilor care apar datorită comutației motoarelor electrice de tracțiune și a captării curentului la catenară, au în banda filtrului, amplitudini mult mai mici decât amplitudinile semnalului util.

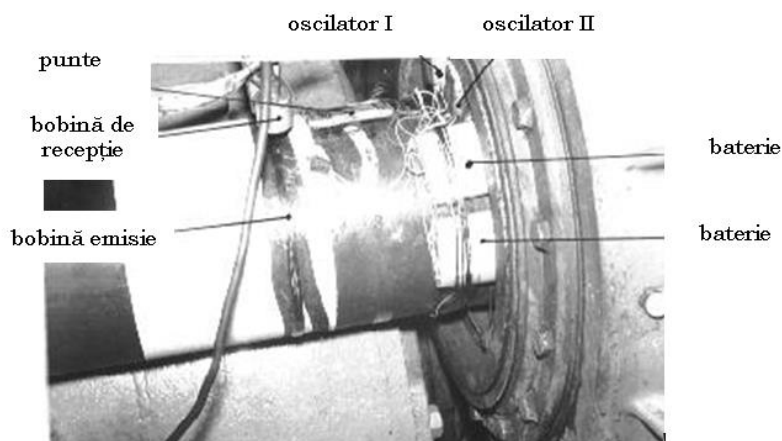


Fig. 6.1 Aparatura utilizată pentru măsurarea momentului în osie, T_0

Tensiunea proporțională cu efortul din osie, se obține în diagonala unei punți formată din mărci tensometrice și alimentată cu o tensiune de amplitudine constantă, furnizată tot de oscilator. Mărcile tensometrice se orientează astfel încât să formeze un unghi de 45^0 cu axa osiei, pentru ca răspunsul montajului în funcție de momentul de torsiune să fie maxim.

Bobina de emisie servește pentru transmiterea semnalului util, a cărui frecvență este proporțională cu momentul de torsiune.

Măsurarea momentului de torsiune în arborele de torsiune al rotorului motorului electric de tracțiune, T_a

Această mărime s-a măsurat cu o instalație identică cu cea utilizată pentru măsurarea momentului de torsiune în osie.

Măsurarea forței în bara de reacțiune a angrenajului de osie, F_{br}

Această mărime s-a măsurat cu ajutorul unui montaj de mărci tensometrice lipite pe bara de reacțiune. Pentru a obține sensibilitatea maximă s-au montat patru mărci, în punte completă, puntea fiind astfel orientată, încât semnalul produs de deformațiile axiale să fie maxim. Amplificarea s-a realizat cu o punte Hottinger.

Măsurarea viteza locomotivei, V

Viteza de deplasare longitudinală a locomotivei s-a măsurat cu ajutorul unui traductor de turație-generator de curent continuu, a cărui caracteristică $U(n)$ este liniară în tot domeniul de lucru. Traductorul a fost antrenat de la o osie liberă (nefrânată) a vagonului laborator, vagonul fiind cuplat de locomotivă.

Măsurarea vitezei de alunecare a roții pe șină, V_a

Viteza de alunecare a roții pe șină, nu s-a putut măsura nemijlocit în zona de contact, ci indirect prin măsurarea vitezei de rotație în centrul roții respective. În acest scop, s-a utilizat un traductor de același tip cu cel utilizat pentru viteza de deplasare care s-a montat pe capătul dinspre partea neantrenată a osiei (fig. 6.2).

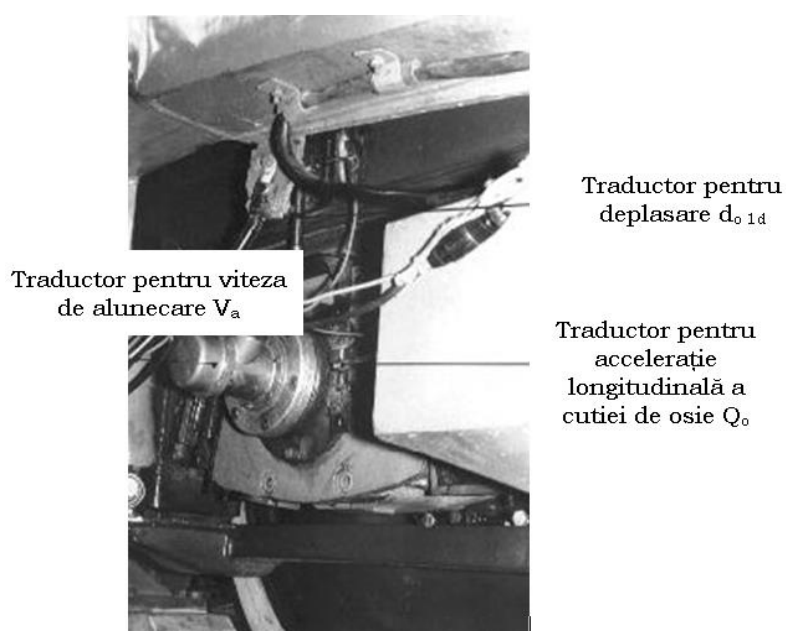


Fig. 6.2 Montaj de măsurare a vitezei de alunecare a roții pe șină, V_a

Întrucât semnalul captat la bornele acestor traductoare este proporțional cu viteza de rotație a acestora, pentru a obține viteza de alunecare a roții pe șine, s-a conceput și realizat o schemă diferențială al cărui principiu de funcționare constă în efectuarea continuă a diferenței între tensiunea traductorului de pe osia locomotivei și tensiunea traductorului de pe osia

vagonului laborator.

Măsurarea forței de tracțiune la cârligul locomotivei, F_t

Forța de tracțiune s-a măsurat cu ajutorul unui traductor inductiv de deplasare W 50, legat la masa de măsură a vagonului laborator (fig. 6.3).

traductor
pentru forța de
tracțiune F_t

masa de
comandă

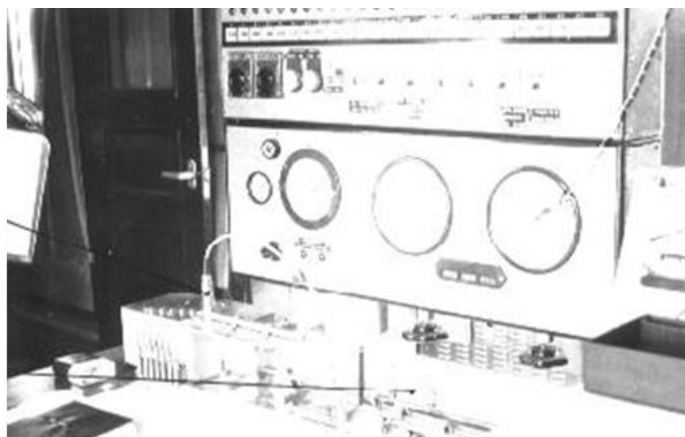


Fig. 6.3 Montaj pentru măsurarea forței de tracțiune la cârligul locomotivei, F_t

Un semnal proporțional cu forța de tracțiune în cârligul vagonului, se transmite printr-un sistem hidraulic și articulații mecanice la tija traductorului, a cărui deplasare depinde liniar de forța din cârlig.

Măsurarea deplasărilor relative dintre cutia de osie și rama boghiului, d_o

Aceste deplasări s-au măsurat cu traductoare inductive de deplasare tip Hottinger W 20, care au caracteristica lineară a semnalului de ieșire în tot domeniul de lucru. Pentru fixarea traductoarelor s-au realizat dispozitive speciale de prindere.

Măsurarea deplasărilor relative dintre ramele boghiurilor și cutia locomotivei, d_b

S-au măsurat cu traductoare inductive de deplasare tip RTF (fig. 6.4). Întrucât aceste traductoare necesită o centrare foarte precisă a miezului, iar mișcările relative verticale și orizontale dintre boghiu și cutie sunt mari, s-a confecționat un dispozitiv special de fixare, care să asigure menținerea în poziție corectă a traductorului.

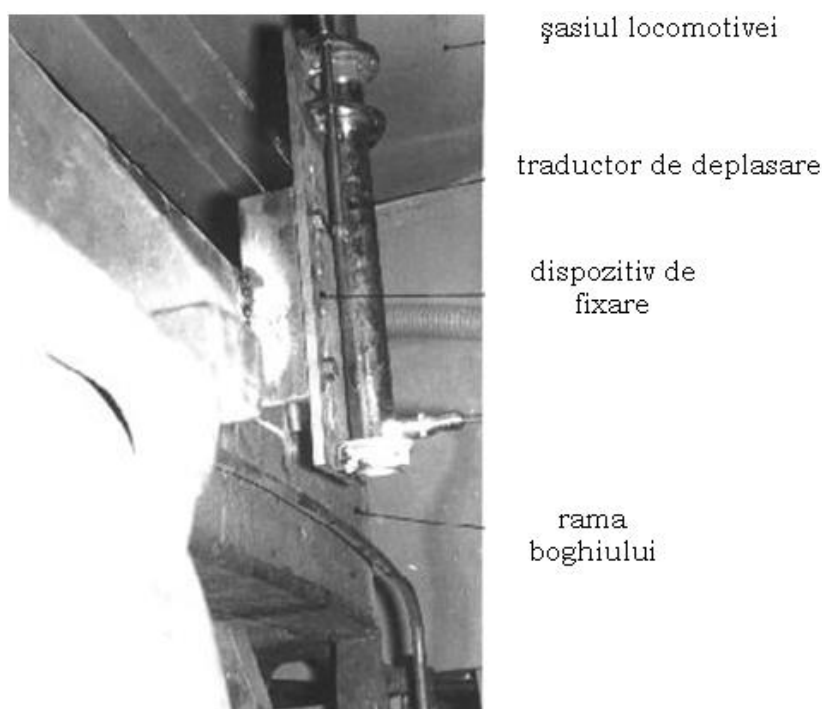


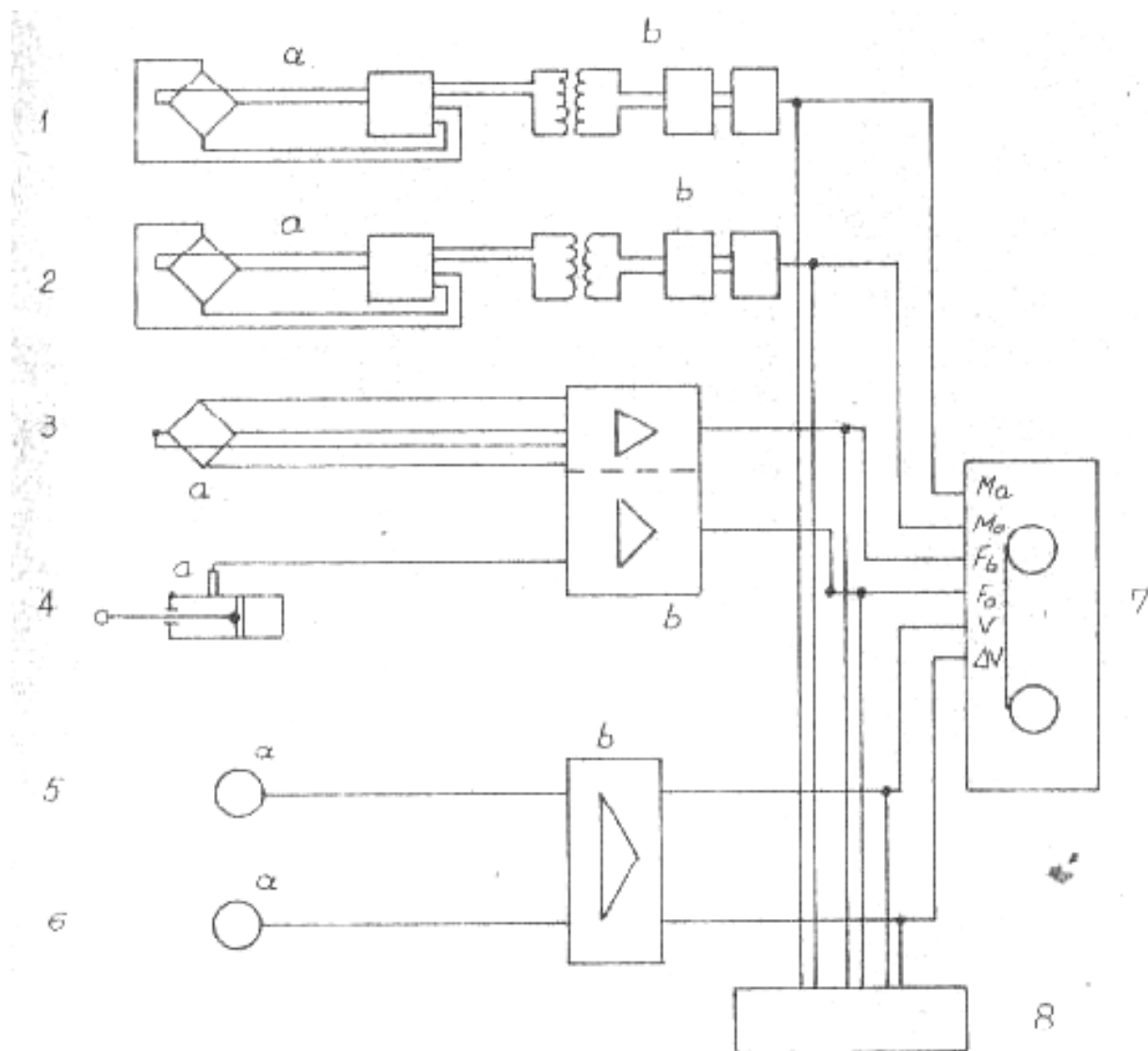
Fig. 6.4 Montaj pentru măsurarea deplasărilor relative dintre ramele boghiurilor și cutia locomotivei, d_b

Pentru măsurarea momentelor T_o și T_a , a forțelor în bara de tracțiune F_{br} și la cârligul locomotivei F_t și a vitezelor locomotivei V și vitezei de alunecare V_a , s-au realizat lanțurile de măsură conform schemei din fig. 6.5.

Înregistrarea s-a realizat pe bandă magnetică și în paralel, pentru verificare și tarare, pe bandă de oscilograf.

Pentru măsurarea deplasărilor dintre cutiile de osie și rama boghiului d_o și dintre ramele boghiurilor și cutie d_b sub efectul forței de tracțiune F_t , s-au realizat lanțuri de măsură, fiecare lanț cuprinzând traductorul – puntea amplificatoare – bucla oscilografului. Înregistrarea s-a realizat pe bandă de oscilograf.

Un aspect general al aparaturii de măsură amplasate în vagonul laborator, este prezentat în fig. 6.6.



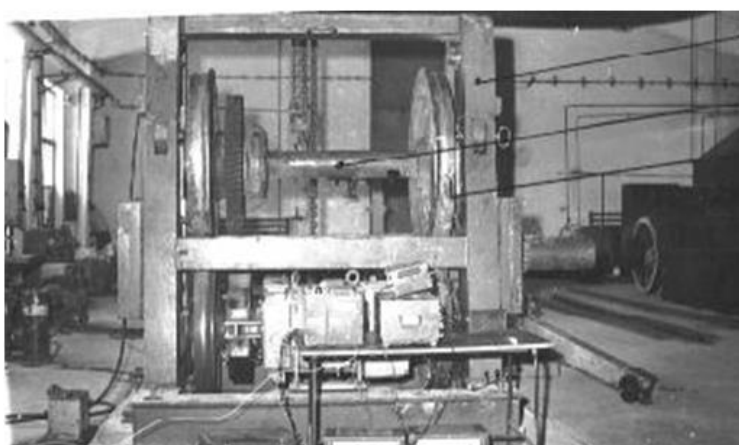
1 – instalație de măsurare a cuplului la arborele de torsiune (Philips), 2 – instalație de măsurare a cuplului osiei (Philips); 1a, 2a – emițător, 1b, 2b – receptor, 3 a – traductor bară de torsiune, 4a – traductor forță de tracțiune 3b, 4b – punte amplificator (Hottinger), 5a – tahogenerator osie locomotivă, 6a – tahogenerator osie liberă (vagon), 5b, 6b – amplificator diferențial, 7 – înregistrator magnetic, 8 – oscilograf

Fig. 6.5 Lanțurile de măsură pentru măsurarea momentelor T_o și T_a , a forțelor în bara de tracțiune F_{br} și la cârligul locomotivei F_t și a vitezelor locomotivei V și vitezei de alunecare V_a



Fig. 6.6 Aspect general al aparaturii de măsură amplasate în vagonul laborator

Pentru măsurarea frecvenței proprii a oscilațiilor libere de torsiune în osia montată s-a utilizat standul de osii montate (fig. 6.7 și 6.8), care permite fixarea osiei montate ca un sistem oscilant cu o masă sau ca un sistem cu două mase. Ca osie de măsură, s-a utilizat o osie montată de locomotivă electrică, cu coroană și rulmenți.



batiu

osie de măsură

traductor

Fig. 6.7 Imagine a standului de osii montate

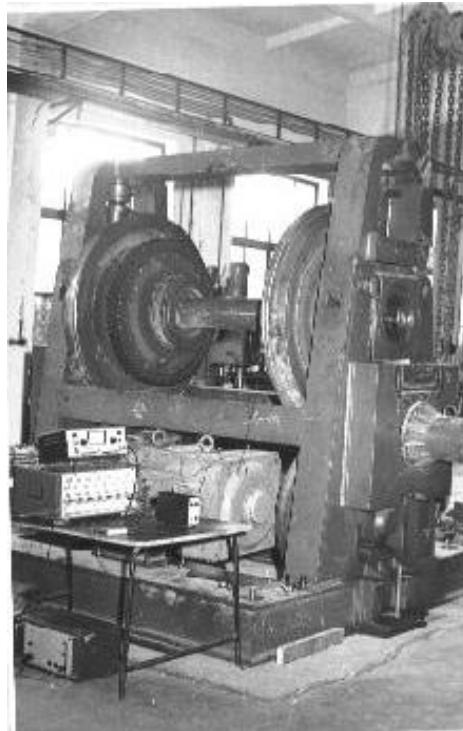


Fig. 6.8 Imagine a standului de osii montate

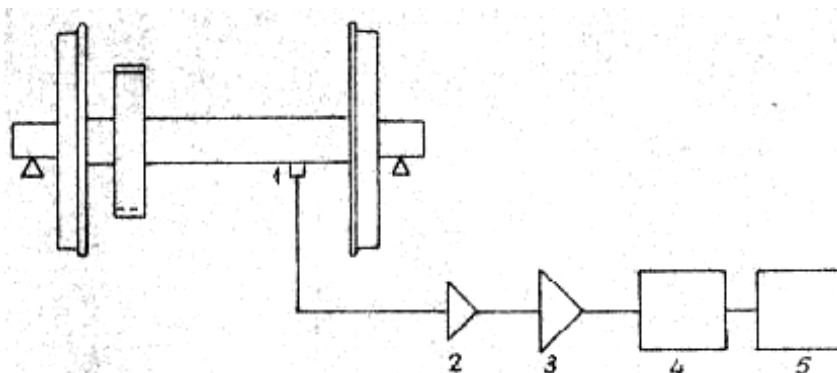
Oscilațiile de torsiune s-au pus în evidență prin înregistrarea oscilațiilor la periferia roții, sau pe suprafața osiei. Măsurarea accelerațiilor s-a realizat cu ajutorul unui traductor de accelerație Bruël și Kjør (fig.6.9.), compunându-se în acest scop lanțul de măsură prezentat schematic în figura 6.10.



bandaj

traductor

Fig. 6.9 Traductor de accelerație Bruël și Kjør



1- traductor de accelerație, 2 – preamplificator, 3- amplificator de măsură, 4 – atenuator, 5 – oscilograf

Fig. 6.10 Lanț de măsură pentru măsurarea accelerațiilor

6.4 Metodologia încercărilor

Alegerea locomotivei

Ținând cont de obiectivele și condițiile de desfășurare a încercărilor, locomotiva de experiență trebuie să satisfacă următoarele condiții:

- ❑ să fie o locomotivă de marfă (EA), pentru a putea obține la încercări eforturile maxime în osii și la cârligul de tracțiune;
- ❑ să aibă suspensia reglată recent pentru a garanta o distribuție a sarcinilor pe osii și roți în limitele normale;
- ❑ să aibă o stare tehnică bună pentru a diminua riscul defectărilor în timpul experiențelor, prevăzute a se efectua la limita superioară a performanțelor locomotivei;
- ❑ să aibă aparatele de rulare suficient de curate, știind că întreaga aparatură de măsură se montează pe acestea;
- ❑ să se efectueze o reparație cu ridicare de pe osii în perioada imediat premergătoare încercărilor, pentru a putea monta aparatura care necesită ridicarea locomotivei de pe boghiuri.

Având în vedere aceste exigențe, s-a ales locomotiva 060 EA – 076, a Depoului Caransebeș, care în perioada premergătoare încercărilor, a efectuat RG la IMMR Craiova.

Alegerea secției de remorcare

Efectuarea încercărilor programate, necesită pentru încercările cu locomotiva și trenul în parcurs, o secție de remorcare cu rampe lungi și grele. Totodată, era necesar ca pe secția de remorcare să fie prevăzute în livret trenuri de marfă la tonajul maxim și cu opriri dese.

Pregătirea experiențelor, montarea aparaturii de măsură pe locomotivă și tararea ei, necesită sprijinul unui atelier cu o dotare foarte bună.

Ținând seama de aceste considerente, s-a ales ca bază depoul Caransebeș și ca secție pentru încercările în parcurs, secția de remorcare Caransebeș – Dr. Tr. Severin – Craiova.

Stabilirea regimurilor de încercare

Având în vedere condițiile specifice și scopul acestor încercări s-au stabilit următoarele regimuri:

a) Pentru stick-slip:

- tracțiune pe loc, cu locomotivă frână, cu toate motoarele de tracțiune în funcțiune, sau cu o parte din acestea izolate pentru a reduce efectul cabrajului;
- solicitarea locomotivei până la limita de aderență;
- tracțiune cu trenul, demaraj la limita de aderență și circulația cu viteză redusă la limita de aderență.

b) Pentru cabraj:

- tracțiune pe loc, cu locomotivă frână, cu toate motoarele de tracțiune conectate. Solicitarea locomotivei în trepte, până la limita de aderență.

Tararea aparaturii de măsură și evaluarea erorilor de măsură

Tararea aparaturii și montajelor de măsură, s-a făcut astfel:

- pentru momentele de torsiune, prin calcul, cu ajutorul formulei date de firma Philips care a livrat aparatura;
- pentru forța în bara de reacțiune, prin calcul pe baza constantelor mărcilor, garantate de firma Hottinger care le-a livrat;

- ❑ pentru viteza de deplasare și viteza de alunecare, prin măsurarea precisă a vitezei de rulare a vagonului cu ajutorul vitezometrului etalon de pe vagonul laborator;
- ❑ pentru forța de tracțiune, prin măsurarea presiunii în instalația hidraulică a vagonului și calculul cu ajutorul constantei instalației, precis determinată la executarea instalației hidraulice a vagonului laborator;
- ❑ pentru deplasări, prin deplasarea tijeii fiecărui traductor cu o distanță determinată, măsurată cu ajutorul unei cale.

Pentru evaluarea erorilor, s-a utilizat metoda măsurărilor multiple. În acest scop, pe fiecare lanț de măsură s-a introdus de mai multe ori o mărime constantă, urmărindu-se dacă răspunsul lanțului de măsură se menține constant.

Pentru un plus de siguranță și pentru urmărirea operativă a măsurărilor, în cadrul programului I, s-au efectuat înregistrări în paralel pe bandă magnetică și pe bandă de oscilograf.

6.5 Efectuarea încercărilor

Montarea aparaturii de măsură pe locomotivă, tararea ei și probarea pe loc, s-a efectuat în zilele 1 și 2, în Depoul Caransebeș.

Încercările de cabraj s-au efectuat în ziua 2, pe liniile din incinta Depoului Caransebeș, cu vagonul laborator și locomotivă frână; Ora începerii experienței: 21⁴⁵; Ora terminării experienței: 23¹⁵; Temperatura aerului: 19 °C.

Încercările cu trenul s-au efectuat după cum urmează:

- ❑ în ziua 3, pe distanța Caransebeș Triaj – Dr. Tr. Severin, în remorcarea trenului de marfă nr. 12.006 de 1.700 t; Ora începerii experienței: 14⁰⁷; Ora terminării experienței: 18³⁰; Temperatura medie a aerului: 20 °C; Starea timpului: însorit; Presiunea atmosferică: 736 torr;
- ❑ în ziua 4, pe distanța Dr. tr. Severin – Balota, în remorcarea trenului de marfă nr. 22.362 de 1.905t., având locomotivă intercalată și locomotivă împingătoare; Ora începerii experienței: 00⁵¹; Ora terminării experienței: 02³⁰; Temperatura medie a aerului: 17 °C; Starea timpului: cer acoperit, după o ploaie torențială; Presiunea atmosferică: 757 torr;

- în ziua 4, pe distanța Craiova – Dr. Tr. Severin, în remorcarea trenului de marfă nr. 12.009 de 2.000 t; Ora începerii experienței: 17⁴⁰; Ora terminării experienței: 20³⁰; Temperatura medie a aerului: 30 °C; Starea timpului: însorit; Presiunea atmosferică: 732 torr.

Încercările de patinare pe loc s-au efectuat astfel:

- în ziua 3, pe liniile din incinta remizei de locomotive Dr. Tr. Severin, cu vagonul dinamometric și locomotivă frână, locomotiva de experiență 060 EA 076, având toate motoarele de tracțiune conectate; Ora începerii experienței: 23²⁰; Ora terminării experienței: 23¹⁰; Temperatura medie a aerului: 18 °C; Starea timpului: cer acoperit, la cca. ½ oră după o ploaie torențială.
- în ziua 4, pe liniile Depoului Craiova, cu vagonul laborator și locomotivă frână, locomotiva de experiență având două motoare de tracțiune izolată; Ora începerii experienței: 13¹⁰; Ora terminării experienței: 13⁵⁰; Temperatura medie a aerului: 32 °C; Starea timpului: însorit.

6.6 Rezultatele încercărilor

Măsurătorile efectuate pentru determinarea solicitărilor în osii, au fost înregistrate pe bandă magnetică. Interpretarea și analiza calitativă și cantitativă a acestor înregistrări s-a efectuat prin transpunerea lor pe bandă de oscilograf. Rezultatele prelucrării numerice a înregistrărilor sunt date în Anexa 3.

Măsurătorile efectuate pentru determinarea descărcării osiilor datorită cabrajului, au fost înregistrate direct pe bandă de oscilograf. Rezultatele prelucrării numerice a acestor înregistrări, sunt date în Anexa 4.

Se prezintă, în continuare, analiza calitativă și cantitativă a rezultatelor măsurătorilor.

Funcționarea ansamblului osiei montate – motor electric de tracțiune la limita de aderență în regim de tracțiune stabil

Prin regim de tracțiune stabil, se înțelege regimul de transmitere a forței de tracțiune la limita de aderență, în care nu se produc încă vibrații în osii.

Creșterea cuplului motor se realizează în trepte, prin trecerea graduatorului

pe poziții superioare. Creșterea cuplului motor nu se realizează brusc la trecerea graduatorului pe poziție superioară, ci după o creștere mai accentuată în momentul inițial, momentul continuă să crească un timp de [0,2 ... 0,3] s, până la stabilizare.

Creșterea momentului în osie T_o trepte I, II, III s-a realizat simultan cu creșterea momentului în arborele motorului de tracțiune T_a , a forței în bara de reacțiune F_{br} și a forței de tracțiune la cârligul locomotivei F_t .

În momentul atingerii limitei de aderență (IV), roata începe să alunece pe șină cu o viteză de demarare V_a , crescătoare, iar momentul mediu în osie T_o , scade sensibil. Momentul T_o , în arborele motorului electric de tracțiune, forța F_{br} în bara de reacțiune și forța de tracțiune F_z , se reduc similar cu momentul în osie.

Până la atingerea limitei de aderență, în elementele ansamblului motor electric de tracțiune – osie montată, nu s-au înregistrat vibrații de torsiune.

Valoarea maximă a momentului în osie în momentul depășirii limitei de aderență, depinde de valoarea efectivă a coeficientului de aderență și de sarcina pe osie și distribuția ei pe cele două roți în momentul respectiv.

Valorile maxime ale momentului în osie T_o , măsurate în mod repetat în timpul experiențelor, au fost de 2.090 daN. S-au înregistrat însă și cazuri de depășire a aderenței la 1.672 daNm, 1.254 daN mși chiar la 1.020 daNm.

Ținând cont că în asemenea cazuri și momentul în arborele de torsiune, care însumează momentele pe cele două părți ale osiei, a avut valori corespunzător mai mici (880 daNm, 790 daNm și 704 daNm), față de valoarea maximă de 1.232 daNm, se poate presupune că distribuția sarcinii pe osie pe cele două roți este aproximativ egală.

Întrucât efectul de cabraj este proporțional cu momentul în arborele motorului de tracțiune, rezultă concluzia că diferența valorilor maxime ale momentului în osie T_o , se datorează variației coeficientului efectiv de

aderență.

Funcționarea ansamblului osie montată – motor electric de tracțiune, în regim de patinare

Începutul fenomenului de patinare, se caracterizează prin creșterea accentuată a vitezei de alunecare, creșterea amplitudinii oscilațiilor momentului de torsiune, reducerea momentului mediu în osie și respectiv a forței de tracțiune și intrarea în vibrație a întreg ansamblului osie montată – motor electric de tracțiune.

Momentul în osie T_0 începe să oscileze, la început cu o frecvență instabilă, după care frecvența se stabilizează la valoarea de 51,5 Hz, iar amplitudinea oscilațiilor crește până la atingerea unei valori stabile. Valoarea medie a momentului în osie ($T_{0 \text{ mediu}}$), scade pe măsura creșterii amplitudinii oscilațiilor de torsiune.

În figurile 6.1.a., 6.2.a. și 6.3.a., sunt reprezentate variația momentului mediu relativ α și a amplitudinii relative β , pentru trei încercări înscrise în tabelul din Anexa 3.

Momentul mediu relativ α , se determină cu relația:

$$\alpha = \frac{T_{0 \text{ med}}}{T_{0 \text{ max}}} \cdot 100 \text{ [\%]} , \quad (6.1)$$

unde $T_{0 \text{ max}}$ este momentul de torsiune maxim măsurat în regim stabil la încercarea respectivă.

Amplitudinea relativă β , se determină cu relația:

$$\beta = \frac{\Delta T_0}{\Delta T_{0 \text{ max}}} \cdot 100 \text{ [\%]} , \quad (6.2)$$

unde $\Delta T_{0 \text{ max}}$, este amplitudinea maximă a vibrației momentului de torsiune atinsă la încercarea respectivă.

Așa cum se observă la diagramele 6.1.a. ... 6.3.a. și din datele din tabelul

din Anexa 3, între momentul mediu de torsiune și amplitudinea oscilațiilor de torsiune, există o dependență (clasă de proporționalitate inversă).

Forța de tracțiune la cârligul locomotivei scade de asemenea în timpul patinării, după o lege similară cu cea a momentului mediu.

Timpul în care se atinge valoarea maximă (stabilizată) a amplitudinii oscilațiilor momentului de torsiune, este de 0,7 la 1,2 s. Valorile maxime ale amplitudinii oscilațiilor măsurate în timpul încercărilor au atins valori frecvente cuprinse între 25.000 daNm și 30.000 daNm, iar reducerea momentului mediu a ajuns până la 90 %.

Vibrația vitezei de alunecare a roții pe șină V_a (fig. 6.1.b., 6.2.b. și 6.3.b.) urmărește similar, în amplitudine și frecvență, variația oscilațiilor de torsiune în osii.

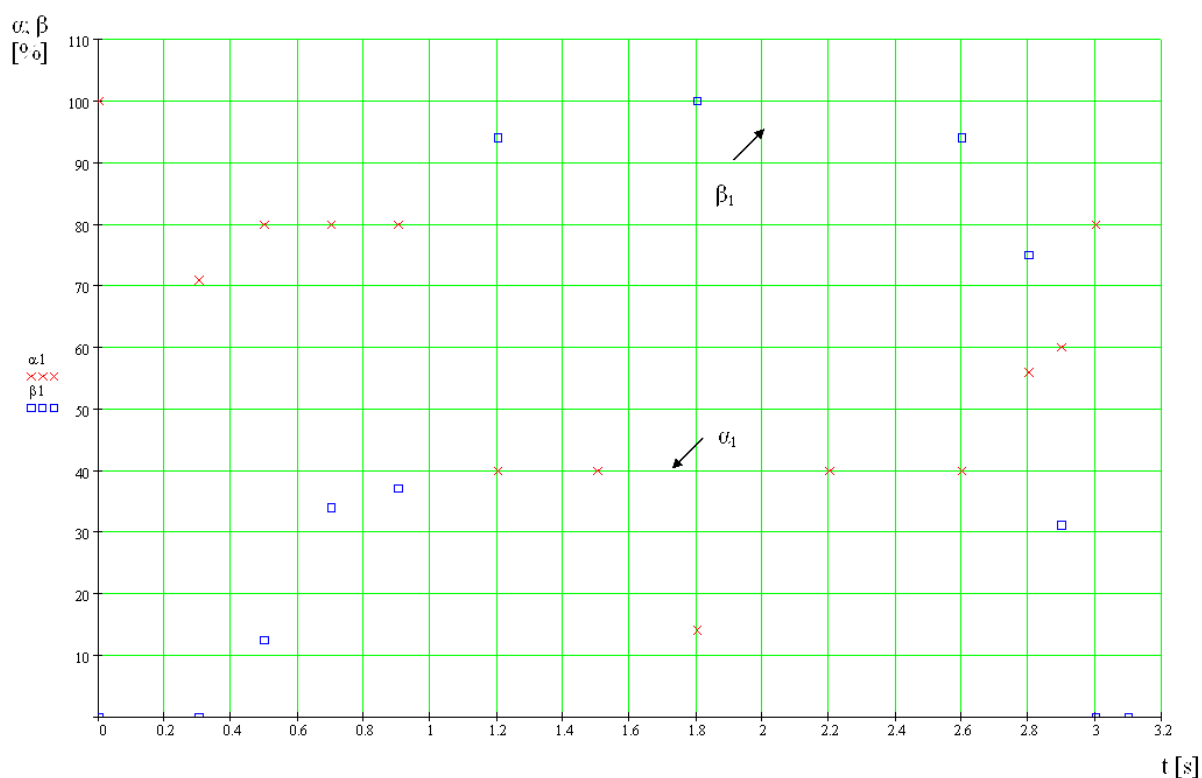


Fig. 6.1.a Dependență dintre momentul mediu de torsiune și amplitudinea oscilațiilor de torsiune

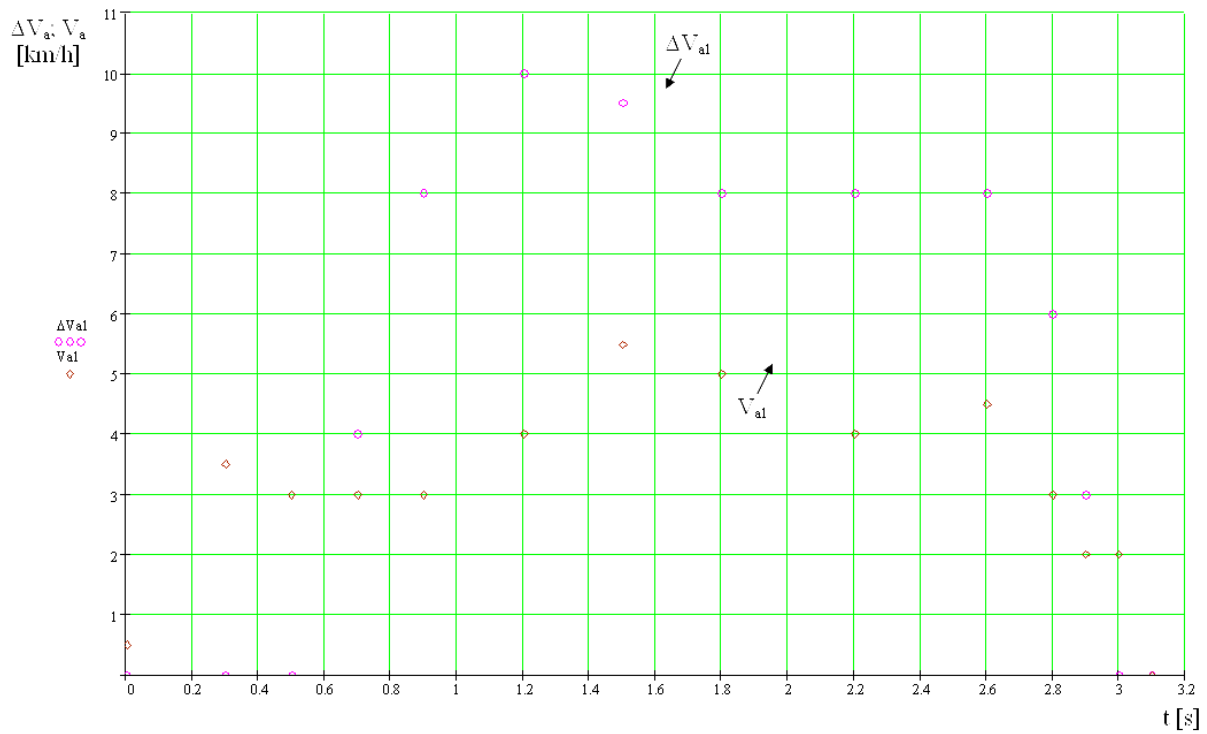


Fig. 6.1.b Vibrația vitezei de alunecare a roții pe șină V_a funcție de variația oscilațiilor de torsiune în osii

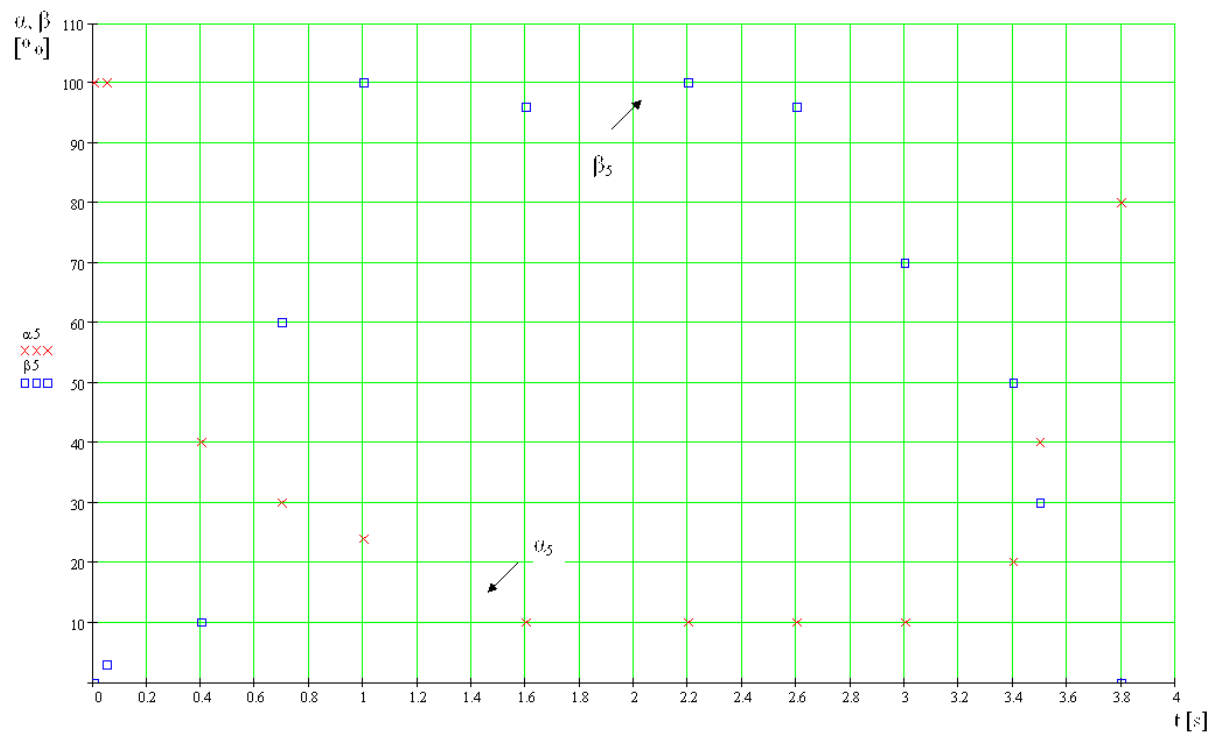


Fig. 6.2.a Dependență dintre momentul mediu de torsiune și amplitudinea oscilațiilor de torsiune

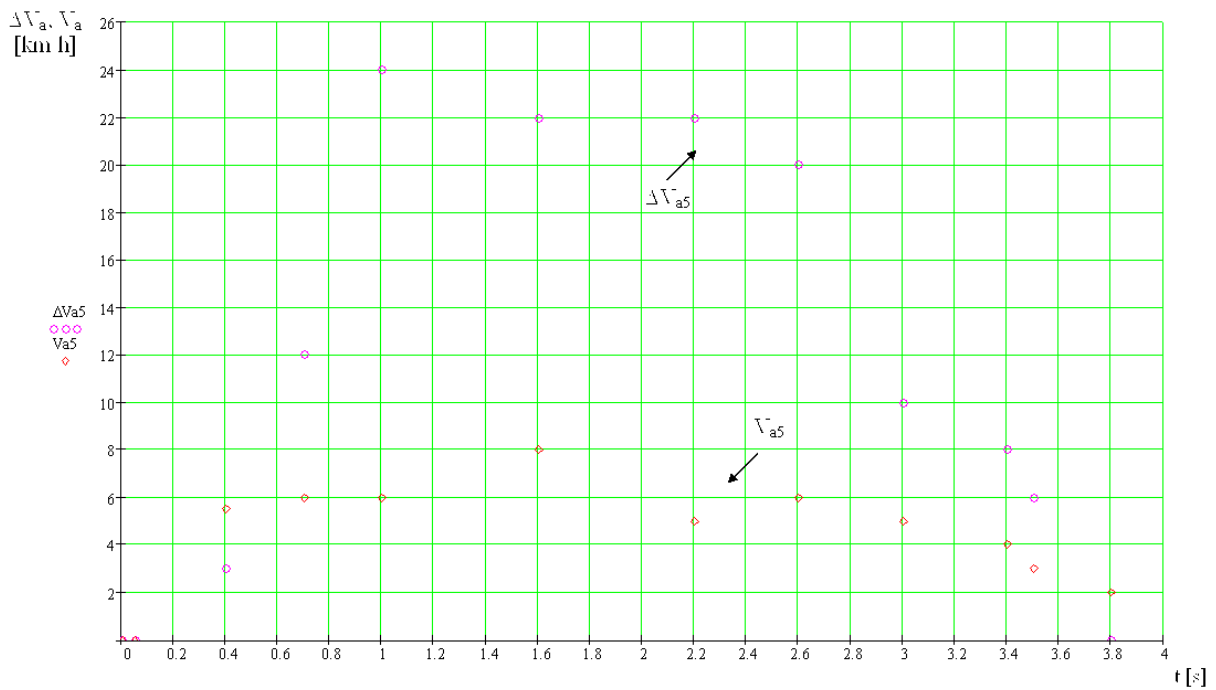


Fig. 6.2.b Vibrația vitezei de alunecare a roții pe șină V_a funcție de variația oscilațiilor de torsiune în osii

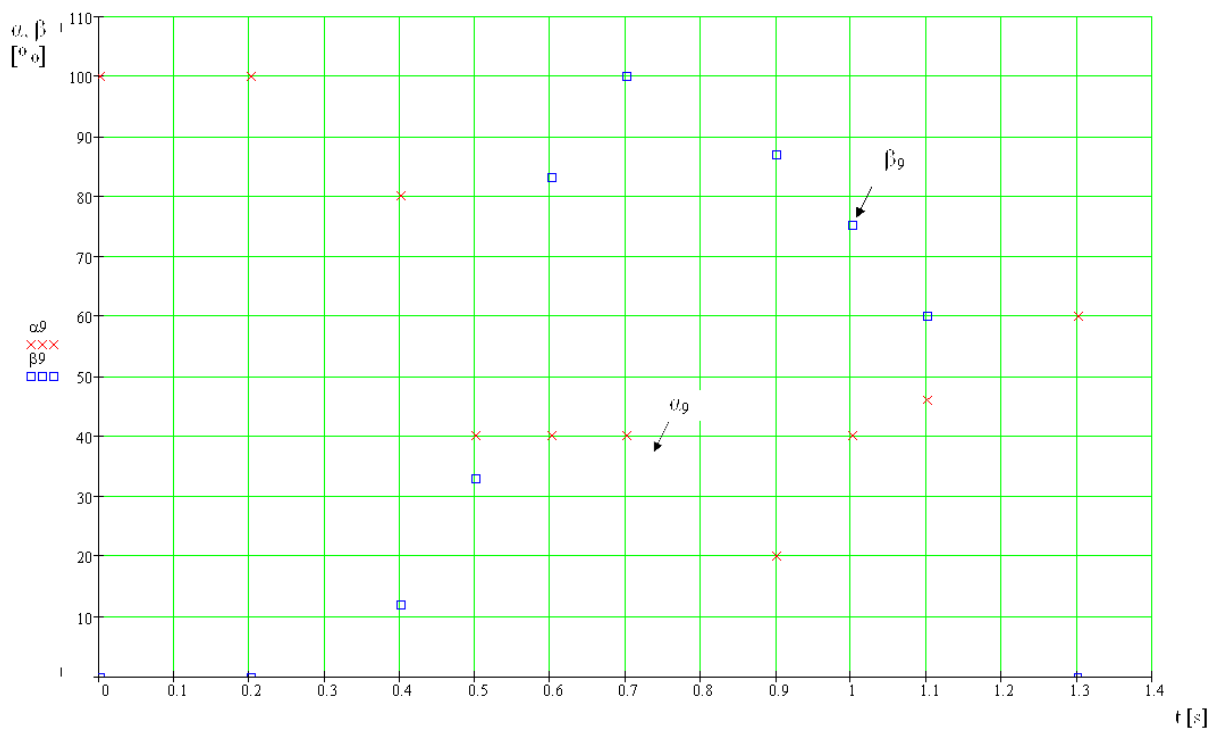


Fig. 6.3.a Dependență dintre momentul mediu de torsiune și amplitudinea oscilațiilor de torsiune

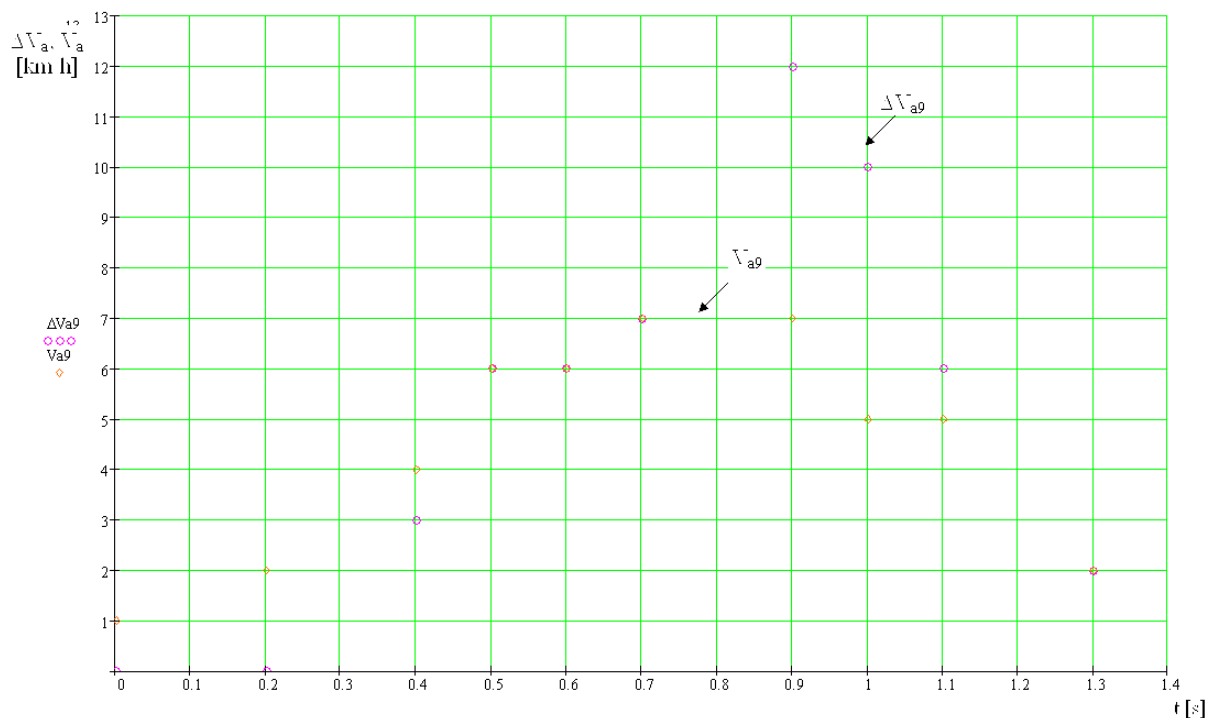


Fig. 6.3.b Vibrația vitezei de alunecare a roții pe șină V_a funcție de variația oscilațiilor de torsiune în osii

Mărimea ΔV_a poate fi considerată cu suficientă precizie, ca fiind direct proporțională cu mărimea ΔT_o (fig. 6.4.), de aceea ea poate fi utilizată ca semnal de comandă pentru un sistem de protecție antipatinare perfecționat, care să poată realiza protecția oscilațiilor locomotivei la suprasolicitări de torsiune.

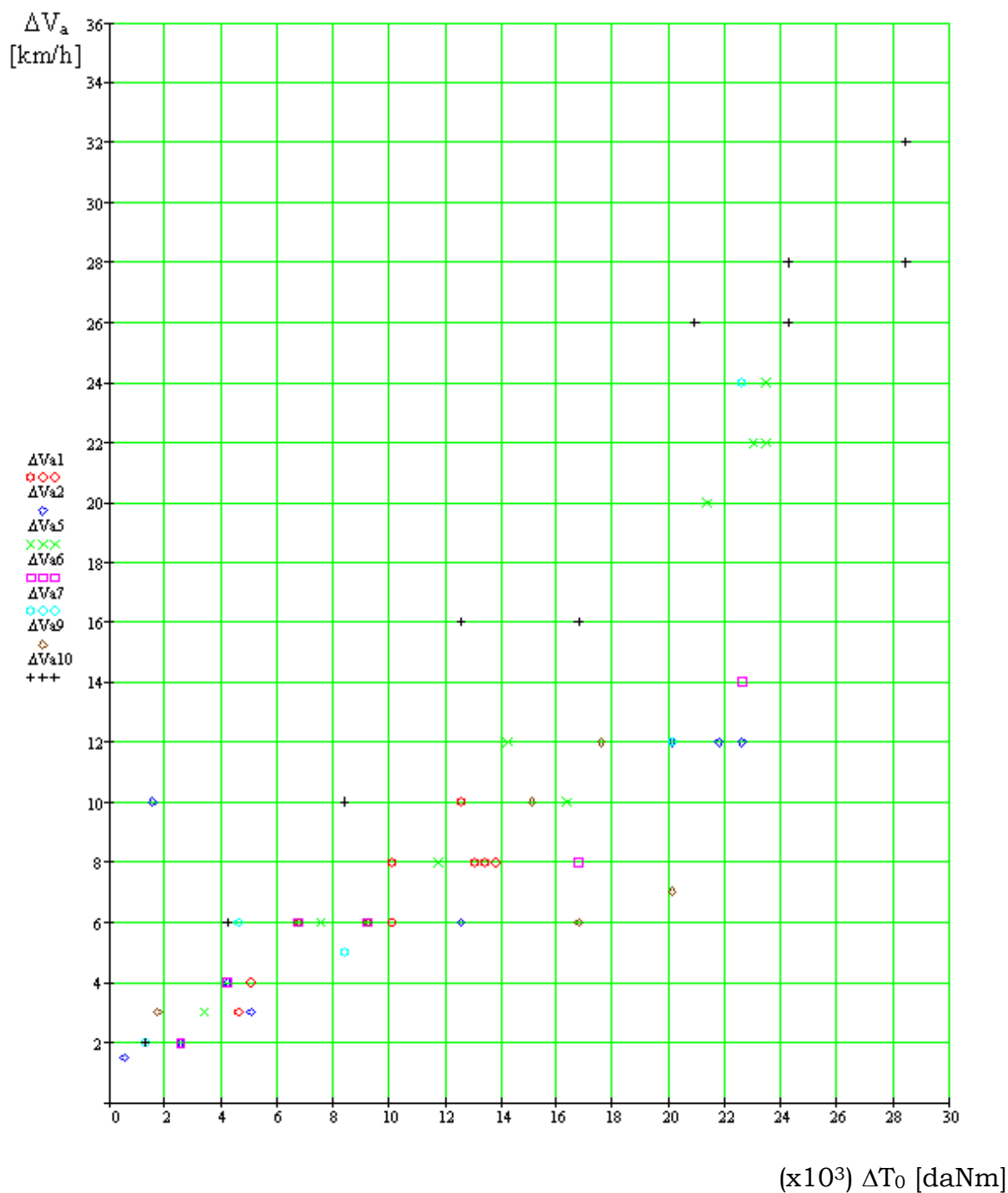


Fig. 6.4 Variația ΔV_a funcție de ΔT_o

Vibrația forței în bara de reacțiune F_{br} , urmărește de asemenea, în frecvență și amplitudine, variația oscilațiilor momentului de torsiune în osii (fig. 6.5), însă cu o eroare mult mai mare.

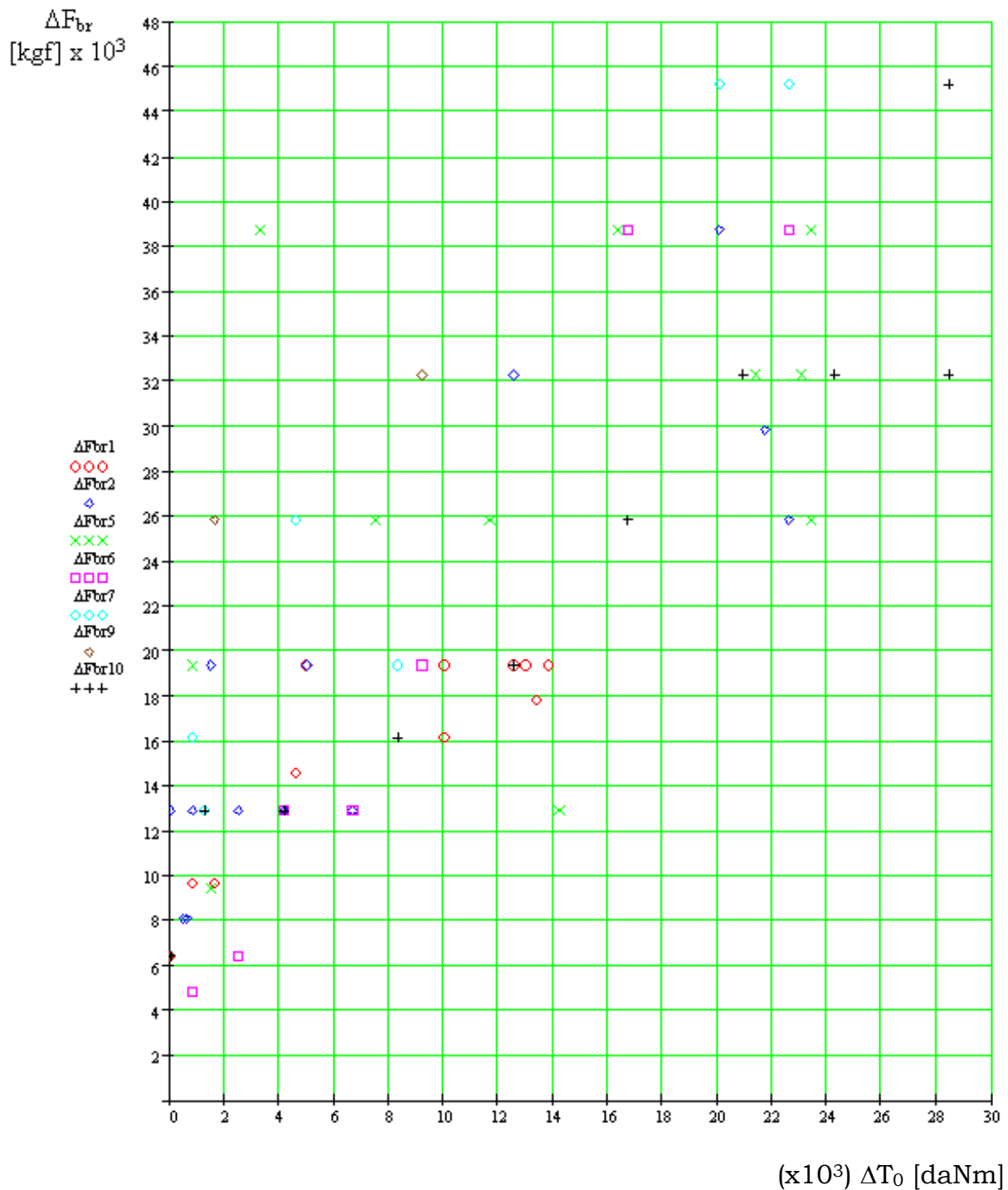


Fig. 6.5 Vibrația forței în bara de reacțiune

Împrăștierea mare a rezultatelor încercărilor, se poate explica prin aceea că asupra barei de reacțiune acționează și vibrațiile din cadrul boghiului, care sunt produse de un complex de forțe perturbatoare independente de

funcționarea ansamblului osie montată – motor electric de tracțiune cercetat.

Amplitudinea vibrației forței în bara de reacțiune, ar putea fi, de asemenea, utilizat ca semnal de comandă pentru un sistem de protecție antipatinare, însă cu o precizie mai redusă decât ΔV_a .

Frecvența vibrațiilor de torsiune în elementele ansamblului osie montată – motor electric de tracțiune, în regim de rezonanță, este de 51,5 Hz.. Frecvența vibrațiilor forței în bara de reacțiune F_{br} și a vitezei de alunecare ΔV_a , este de asemenea de 51,5 Hz.

La începutul patinării, înainte ca sistemul să intre în rezonanță, frecvența vibrațiilor armonice în arborele motorului electric de tracțiune și în bara de reacțiune, este de [18...20] Hz.

Vibrațiile de torsiune în osie și în arborele de torsiune al motorului electric de tracțiune în regim de rezonanță, sunt vibrații sinusoidale și sunt modulate în amplitudine.

Vibrațiile în bara de reacțiune, în regim de rezonanță, sunt modulate atât în amplitudine, cât și în frecvență, fiind rezultanta a două vibrații principale: o vibrație armonică de bază, cu frecvența de 51,5 Hz, rezultată din vibrațiile de torsiune, peste care se suprapune o vibrație de cca. 310 Hz, rezultată din vibrația cadrului boghiului.

Vibrația liberă neamortizată a osiei montate

Sistem oscilant cu o singură masă

În această situație, roata parte antrenată a fost blocată (încastrată), iar roata parte neantrenată menținută liberă (sprijinită pe cutia de osie). Acest sistem simulează situația în care, în timpul circulației în regim de tracțiune, roata parte neantrenată rămâne în contact cu șina, fără alunecare.

Forța perturbatoare fiind aplicată tangențial, la periferia roții parte

neantrenată, în sistem se produc oscilații armonice cu frecvența proprie de 40 Hz (fig. 6.6 și 6.7.). Peste această vibrație se suprapune o vibrație de înaltă frecvență, care reprezintă zgomotul produs la lovirea roții.

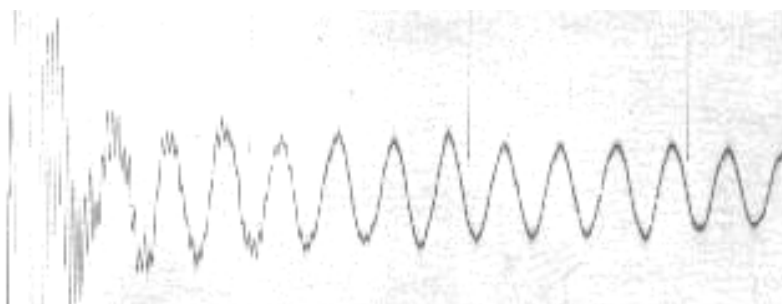


Fig. 6.6 Varianta I Roata parte antrenată blocată. Traductorul de accelerație amplasat pe osie. Impuls pe roata parte neantrenată

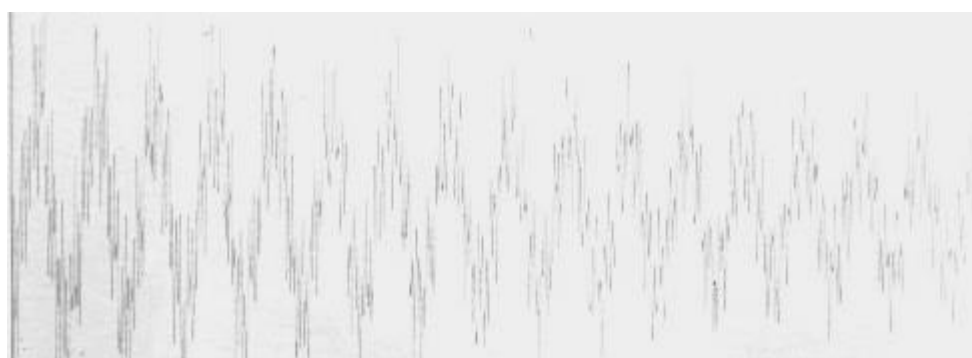


Fig. 6.7 Varianta II Roata parte antrenată blocată. Traductorul de accelerație amplasat pe roata parte neantrenată. Impuls pe roata parte neantrenată

Sistem oscilant cu două mase

În această situație, osia montată este suspendată pe cutiile de osie. Acest sistem simulează situația din exploatare în care, în timpul circulației în regim de tracțiune la ambele roți se depășește limita de aderență.

Când forța perturbatoare este aplicată pe roata neantrenată, în sistem se produc oscilații armonice cu o frecvență de 55 Hz (fig. 6.8. și 6.10.) în situația când impulsul s-a aplicat pe coroană, iar traductorul a fost amplasat pe roată parte antrenată, peste oscilația armonică de bază cu frecvența de 55 Hz, s-a suprapus și o vibrație de 340 Hz, care reprezintă

zgomotul produs de lovirea coroanei (fig. 6.9).

Faptul că frecvența oscilației proprii măsurată în acest fel este de 55 Hz, față de cca. 52 Hz cât era de așteptat, date fiind rezultatele calculelor și măsurătorilor cu locomotiva, se poate explica prin aceea că osia cu care s-au efectuat aceste măsurători are o gaură axială cu diametrul de 20 mm și o gaură radială cu diametrul de 15 mm. (Această osie se utilizează ca osie de măsură pentru determinarea forțelor Q și Y).

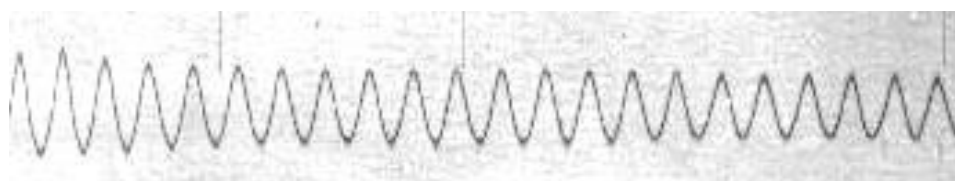


Fig. 6.8 Varianta III Osie liberă. Traductorul de accelerație pe osie. Impuls pe roata parte neantrenată



Fig. 6.9 Varianta V Osie liberă. Traductorul pentru roata parte antrenată . Impulsul pe roata parte neantrenată



Fig. 6.10 Varianta IV Osie liberă. Traductorul de accelerație pe roata parte antrenată . Impuls pe coroană

Descărcarea osiilor datorită cabrajului

Încercările de cabraj s-au efectuat pe loc cu locomotiva – frână. Rezultatele

prelucrării numerice a înregistrărilor pe bandă de oscilograf sunt date în tabelul din Anexa 4. Cu aceste date s-au construit graficele variației sarcinii pe roțile boghiului I, în funcție de forța de tracțiune la cârlig (fig. 6.11.) și variația poziției boghiurilor față de rama locomotivei în funcție de forța de tracțiune la cârlig (fig. 6.12). Se remarcă faptul că pe lângă rotirea în plan vertical longitudinal a cadrului boghiului, sub efectul cabrajului, are loc și o rotire în plan vertical transversal, ceea ce conduce la o descărcare mai accentuată a roților din stânga.

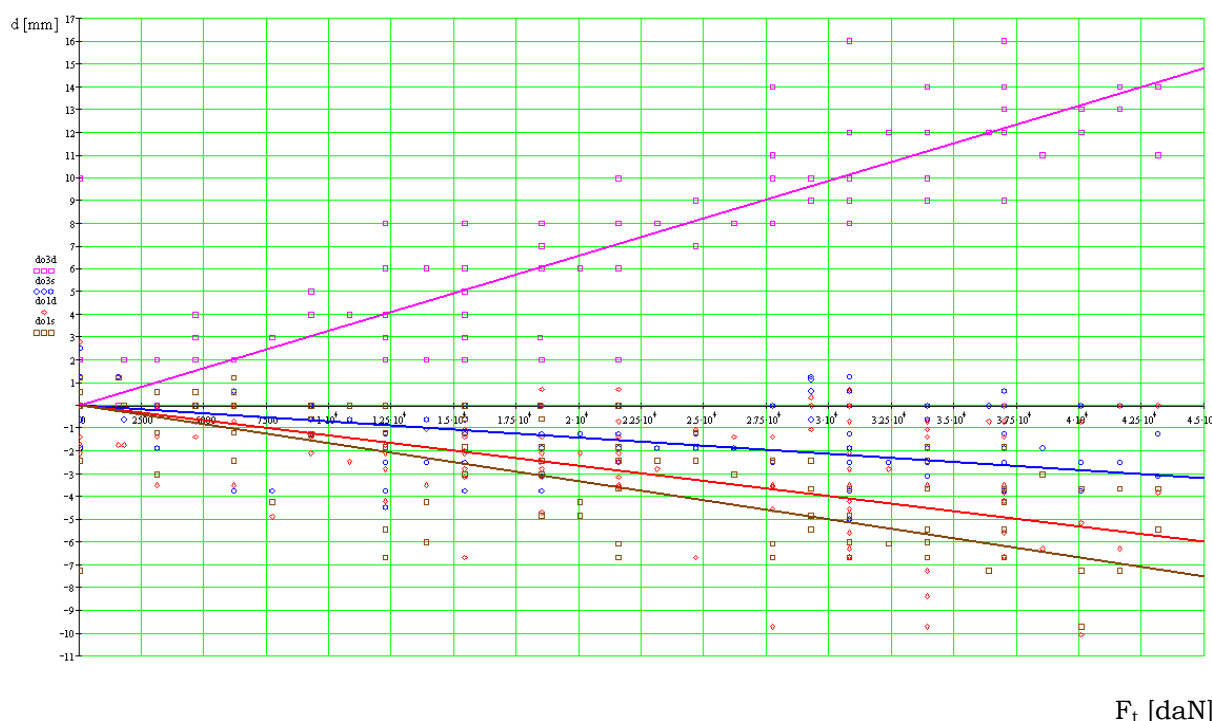


Fig. 6.11 Variația sarcinii pe roțile boghiului I, în funcție de forța de tracțiune la cârlig

Așa cum a rezultat în urma măsurărilor în parcurs, variația dinamică a sarcinilor pe osii datorită circulației pe cale are frecvența proporțională cu viteza și variază de la 0, la demaraj, la cca. 20 Hz, la viteza maximă. Prin urmare, cabrajul poate influența asupra apariției fenomenului de stick-slip numai prin reducerea sarcinii statice pe roți. Variația sarcinii pe roți în parcurs, datorită oscilațiilor suspensiei și a efectului cabrajului, având frecvență foarte mică, nu se poate cupla cu vibrația de stick-slip, care are o frecvență de rezonanță de 51,5 Hz.

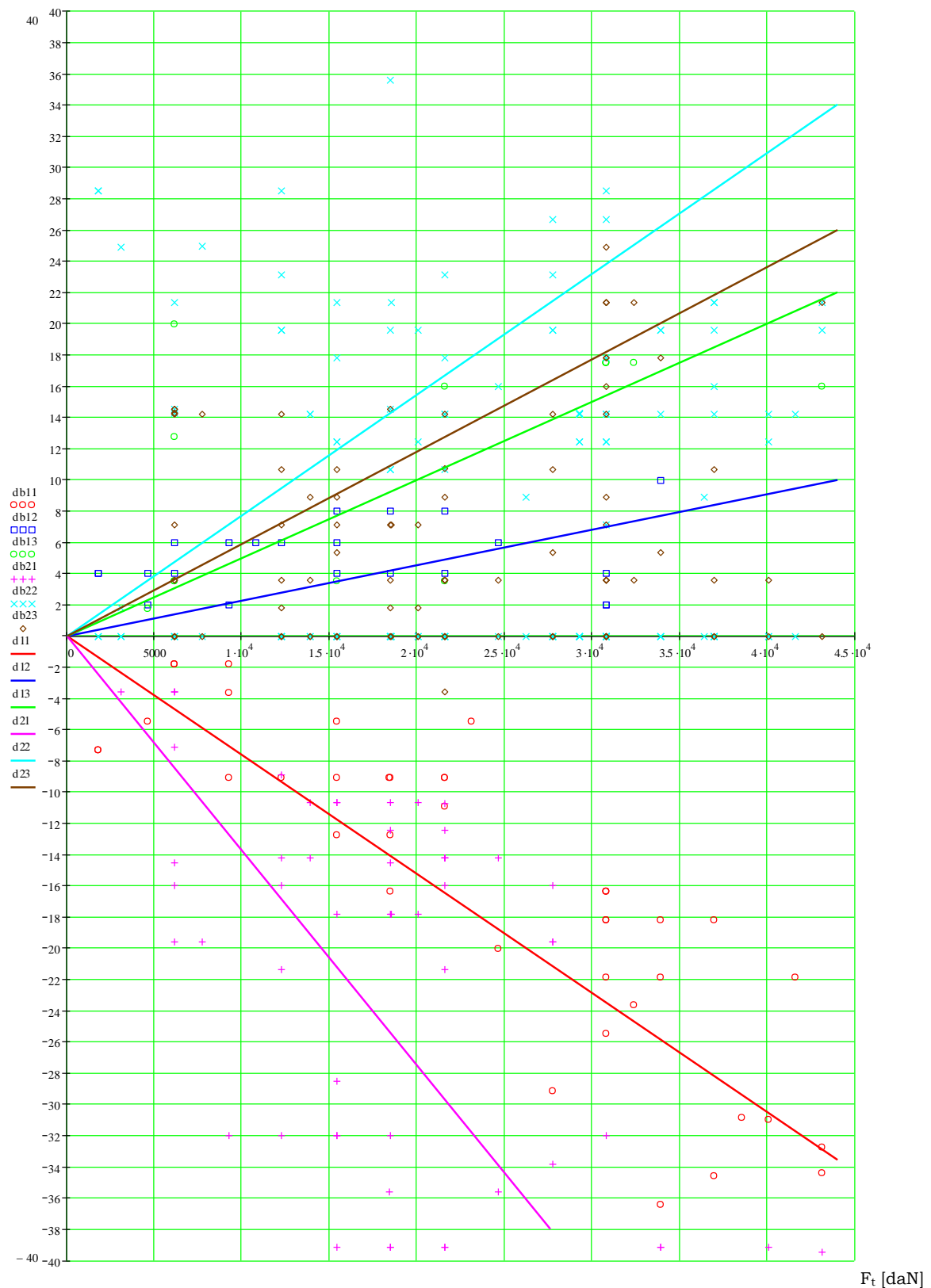


Fig. 6.12 Variația poziției boghiurilor față de rama locomotivei în funcție de forța de tracțiune la cârlig

6.6 Concluzii și contribuții personale

Având în vedere îmbunătățirile complexe, care fac obiectul unui certificat atestat de Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci, îmbunătățiri care, pe lângă creșterea serajului de la $[215...275]\mu\text{m}$ la $[0.320...0.360]\mu\text{m}$, au vizat modificări constructive, de material și tehnologie a boghiului locomotivei electrice, s-a proiectat un amplu experiment, care să includă o gamă cât mai cuprinzătoare de parametri, vizând viteza, rezistența, vibrațiile, atât în regim de mers normal, cât și în regimul particular tranzitoriu al demarajului.

Determinările experimentale desfășurate pe o locomotivă 060 EA în parcurs, au urmărit evaluarea următoarelor mărimi:

- momentul de torsiune în osia 1 în sensul de mers, partea neantrenată;
- viteza locomotivei;
- viteza de alunecare a osiei 1;
- forța de tracțiune la cârligul locomotivei;
- solicitările în bara de reacțiune a angrenajului de osie la osia 1;
- deplasările relative dintre cutiile de osie și rama boghiului, la osiile extreme ale unui boghiu;
- deplasările relative dintre ramele boghiurilor și rama cutiei locomotivei (în trei puncte);
- forța de tracțiune la cârligul locomotivei;
- viteza locomotivei.
- momentul de torsiune în arborele de torsiune al motorului electric de tracțiune;
- vibrațiile de torsiune în osii la patinarea pe loc;
- frecvența proprie a oscilațiilor libere de torsiune în cutia montată.

Paragrafele 3, 4 și 5 ale prezentului capitol, descriu detaliat metodologia și aparatura de măsurare, metodică încercărilor și efectuarea acestora.

În ultimul paragraf sunt prezentate și discutate rezultatele obținute prin măsurare. Un extras al volumului mare de date experimentale este atașat lucrării în Anexele 3 și 4. Pe parcursul lucrării sunt prezentate ilustrații

grafice ale rezultatelor și comentarea acestora.

La funcționarea ansamblului osiei montate – motor electric de tracțiune la limita de aderență în regim de tracțiune stabil, au rezultat următoarele observații:

- creșterea cuplului motor se realizează în trepte, prin trecerea graduatorului pe poziții superioare. Creșterea cuplului motor nu se realizează brusc la trecerea graduatorului pe poziție superioară, ci după o creștere mai accentuată în momentul inițial, momentul continuă să crească un timp de [0,2 ... 0,3] s, până la stabilizare;
- creșterea momentului în osie T_o trepte I, II, III s-a realizat simultan cu creșterea momentului în arborele motorului de tracțiune T_a , a forței în bara de reacțiune F_{br} și a forței de tracțiune la cârligul locomotivei F_t ;
- în momentul atingerii limitei de aderență (IV), roata începe să alunece pe șină cu o viteză de demarare V_a , crescătoare, iar momentul mediu în osie T_o , scade sensibil. Momentul T_o , în arborele motorului electric de tracțiune, forța F_{br} în bara de reacțiune și forța de tracțiune F_z , se reduc similar cu momentul în osie;
- până la atingerea limitei de aderență, în elementele ansamblului motor electric de tracțiune – osie montată, nu s-au înregistrat vibrații de torsiune;
- valoarea maximă a momentului în osie în momentul depășirii limitei de aderență, depinde de valoarea efectivă a coeficientului de aderență și de sarcina pe osie și distribuția ei pe cele două roți în momentul respectiv.

La funcționarea ansamblului osie montată – motor electric de tracțiune, în regim de patinare, au rezultat următoarele concluzii:

- începutul fenomenului de patinare, se caracterizează prin creșterea accentuată a vitezei de alunecare, creșterea amplitudinii oscilațiilor momentului de torsiune, reducerea momentului mediu în osie și respectiv a forței de tracțiune și intrarea în vibrație a întreg ansamblului osie montată – motor electric de tracțiune;
- momentul în osie T_o începe să oscileze, la început cu o frecvență instabilă, după care frecvența se stabilizează la valoarea de 51,5 Hz, iar amplitudinea oscilațiilor crește până la atingerea unei valori stabile. Valoarea medie a momentului în osie (T_o mediu), scade pe măsura creșterii amplitudinii oscilațiilor de torsiune;
- forța de tracțiune la cârligul locomotivei scade în timpul patinării, după o lege similară cu cea a momentului mediu;

- ❑ timpul în care se atinge valoarea maximă (stabilizată) a amplitudinii oscilațiilor momentului de torsiune, este de 0,7 la 1,2 s. Valorile maxime ale amplitudinii oscilațiilor măsurate în timpul încercărilor au atins valori frecvente cuprinse între 25.000 daNm și 30.000 daNm, iar reducerea momentului mediu a ajuns până la 90 %;
- ❑ vibrația vitezei de alunecare a roții pe șină V_a urmărește similar, în amplitudine și frecvență, variația oscilațiilor de torsiune în osii.

Cu privire la vibrația liberă neamortizată a osiei montate s-a constatat că:

- ❑ forța perturbatoare fiind aplicată tangențial, la periferia roții parte neantrenată, în sistem se produc oscilații armonice cu frecvența proprie de 40 Hz. Peste această vibrație se suprapune o vibrație de înaltă frecvență, care reprezintă zgomotul produs la lovirea roții;
- ❑ când forța perturbatoare este aplicată pe roata neantrenată, în sistem se produc oscilații armonice cu o frecvență de 55 Hz (fig. 6.8. și 6.10.) în situația când impulsul s-a aplicat pe coroană, iar traductorul a fost amplasat pe roată parte antrenată, peste oscilația armonică de bază cu frecvența de 55 Hz, s-a suprapus și o vibrație de 340 Hz, care reprezintă zgomotul produs de lovirea coroanei.

La descărcarea osiilor datorită cabrajului s-au făcut următoarele observații:

- ❑ pe lângă rotirea în plan vertical longitudinal a cadrului boghiului, sub efectul cabrajului, are loc și o rotire în plan vertical transversal, ceea ce conduce la o descărcare mai accentuată a roților din stânga;
- ❑ variația dinamică a sarcinilor pe osii datorită circulației pe cale are frecvența proporțională cu viteza și variază de la 0, la demaraj, la cca. 20 Hz, la viteza maximă. Prin urmare, cabrajul poate influența asupra apariției fenomenului de stick-slip numai prin reducerea sarcinii statice pe roți. Variația sarcinii pe roți în parcurs, datorită oscilațiilor suspensiei și a efectului cabrajului, având frecvență foarte mică, nu se poate cupla cu vibrația de stick-slip, care are o frecvență de rezonanță de 51,5 Hz.

În capitolul 6 al tezei se remarcă o serie de contribuții personale, printre care se pot enumera:

- ❑ *proiectarea unui vast program experimental privind comportarea boghiurilor locomotivelor electrice, în regim de parcurs normal și în regim de demaraj, în scopul validării unor îmbunătățiri constructive, de material și tehnologice propuse printr-un model crețificat de Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci;*
- ❑ *organizarea unei metodici a încercărilor, care să asigure certitudinea datelor*

- *utilizarea unor aparate și componente electronice sau electromecanice, precum și proiectarea unor dispozitive mecanice auxiliare, necesare prelevării cu mare acuratețe a datelor experimentale;*
- *măsurarea unui set extins de parametri caracteristici boghiurilor, printre care: momentul de torsiune în osia 1 în sensul de mers, partea neantrenată; viteza locomotivei; forța de tracțiune la cârligul locomotivei; solicitările în bara de reacțiune a angrenajului de osie la osia 1; deplasările relative dintre cutiile de osie și rama boghiului, la osiile extreme ale unui boghiu; deplasările relative dintre ramele boghiurilor și rama cutiei locomotivei; momentul de torsiune în arborele de torsiune al motorului electric de tracțiune; vibrațiile de torsiune în osii la patinarea pe loc; frecvența proprie a oscilațiilor libere de torsiune în cutia montată;*
- *prelevarea unui volum masiv de date experimentale, prelucrarea numerică și grafică a acestora, precum și interpretarea rezultatelor;*
- *validarea prin experiment a optimizărilor prevăzute în partea fundamentală a tezei.*

7 CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

7.1 Concluzii finale

Prezenta teză și-a propus să contribuie la aprofundarea cunoștințelor teoretice și îmbogățirea recomandărilor practice în domeniul ingineriei mecanice, pe direcția specializată a îmbinărilor cu strângere.

Tema lucrării este inspirată de necesitatea perfecționării continue a performanțelor unui subansamblu de maximă importanță din construcția boghiului de locomotivă, și anume, osia montată. Acest subansamblu este format din osia pe care se calează prin strângere discul roții, angrenajul, rulmenții și elementele de etanșare.

Cea mai importantă îmbinare este cea dintre osie și disc, datorită influenței sale directe asupra capacității portante la torsiune a osiei, asupra performanțelor globale ale vehiculului motor, printre care viteza, comportamentul la demaraj și la solicitări dinamice, vibrațiile, fiabilitatea și siguranța în funcționare fiind câteva dintre cele mai relevante.

Având în vedere importanța acestei îmbinări s-a inițiat un studiu teoretic și experimental privind îmbinările cu strângere, pornind de la cunoștințele actuale la nivel mondial, standardele internaționale în vigoare și experiența de proiectare, fabricare și exploatare existente. Cunoscând necesitățile de îmbunătățire a soluțiilor existente, s-au formulat obiectivele tezei după cum urmează:

- *studiul critic al aspectelor fundamentale care stau la baza calculului îmbinărilor cu strângere;*
- *evaluarea posibilităților de proiectare a ajustajelor cu strângere speciale pe baza normativelor internaționale din domeniu;*
- *analiza factorilor de influență a strângerii, care nu sunt explicitați în standarde;*
- *optimizarea prin calcul automat sau interactiv a îmbinării osie – disc, în scopul creșterii capacității portante și a coeficienților de siguranță a materialului;*
- *analiza soluțiilor obținute prin verificări analitice și prin metoda elementului finit a stării de tensiune din osie și roată;*
- *elaborarea unui proiect de experiment și desfășurarea acestuia în scopul validării rezultatelor proiectării automate și simulării numerice.*

Realizările și concluziile obținute pe parcursul celor șase capitole ale lucrării sunt prezentate în cele ce urmează.

Capitolul 1, *Introducere*, prezintă contextul și necesitatea abordării temei și formulează obiectivele concrete ale acesteia.

Capitolul 2, *Elemente de calcul al îmbinărilor cu strângere pe baza normativelor DIN 7190/2001 și ANSI B4.2/2004*, prezintă sintetic etapele de calcul al îmbinărilor cu strângere pe suprafețe cilindrice conform standardelor citate în titlu și care denumesc normativele valabile pe continentul european, respectiv american.

Este descris mersul de calcul, care vizează dimensionarea ajustajului, pe baza mărimii momentului de torsiune sau/și a forței axiale pe care îmbinarea trebuie să le transmită. Sunt definite corecțiile de strângere cu care se majorează strângerea minimă necesară și se subliniază faptul că standardele nu indică relații explicite de determinare a corecției necesare în

cazul regimurilor dinamice de funcționare. În condițiile alegerii unui ajustaj bazat pe câmpurile de toleranță prescrise de ISO 286, sunt indicate relațiile de verificare a stării de tensiune în materialul pieselor, în scopul stabilirii regimului de lucru (elastic sau elasto – plastic) și al calculului coeficienților de siguranță ai îmbinării.

Capitolul 3 al tezei, *Elemente de teoria elasticității aplicate la îmbinările cu strângere pe suprafețe cilindrice*, prezintă fundamentele teoretice pe care se bazează principial îmbinarea cu strângere. Arborele și butucul care se îmbină sunt asimilate unor cazuri particulare ale tuburilor cu pereți groși. Pornind de la cazul general al tuburilor supuse la presiune exterioară și interioară și impunând condițiile specifice arborelui și butucului se deduc relațiile de variație pe rază a tensiunilor radiale și tangențiale și, respectiv, a deformației radiale.

Din punct de vedere al stării de tensiune și deformație tuburile supuse la presiune și îmbinările cu strângere reprezintă aspecte simetrice ale aceleiași probleme. În cazul tuburilor, tensiunile și deformațiile sunt determinate de acțiunea presiunilor interioară și/sau exterioară, în timp ce la îmbinările cu strângere, asamblarea forțată a pieselor cu dimensiuni efective diferite determină deformații, care au rezultat tensionarea componentelor și crearea presiunii de contact necesare manifestării forței de frecare, ca element de împiedicare a alunecării relative.

Din această perspectivă, strângerea este asimilată sumei deplasărilor radiale în valoare absolută ale arborelui supus la presiune exterioară și butucului supus la presiune interioară. Este dedusă expresia presiunii de contact funcție de strângere, dimensiunea nominală a îmbinării, geometria pieselor și caracteristicile elastice ale materialului din care este prelucrat arborele și butucul.

Este evidențiat efectul de capăt al presiunii de contact, care în cazul tuburilor reale, de lungime finită, are caracterul unui puternic concentrator

de tensiune.

Starea de tensiune este influențată și de dinamica regimului de funcționare a îmbinării. Rotația conduce la relaxarea arborelui și tensionarea suplimentară a butucului, cu consecințe directe asupra deformațiilor și, respectiv, strângerii.

Un paragraf distinct al capitolului este dedicat analizei cazului particular, dar foarte frecvent, al arborelui plin. Se demonstrează că arborele plin nu poate fi tratat matematic ca un caz limită al tubului cu pereți groși, prin considerarea razei interioare nule. Literatura indică, pentru $r_1 = 0$ (pe axa arborelui) o stare de tensiune și deformație caracterizată prin: $\sigma_r = 0$, $\sigma_t = -2p$ și $u = 0$ (rel. 3.77...3.79). Prin desfășurarea unei analize numerice bazate pe relațiile generale (3.61) – (3.62) și pentru valori ale raportului k descrescătoare ($k=0.5, 0.3, 0.1, 0.01, 0.001$), rezultă că, pe măsură ce raza interioară a arborelui scade, tensiunile manifestă o tendință de omogenizare ($\sigma_r = \sigma_t \rightarrow -p$), situație care nu concordă cu particularizarea directă din relațiile (3.77...3.79). Odată cu scăderea raportului k tensiunile tind asimptotic spre valoarea presiunii exterioare.

Acest aspect privind uniformizarea tensiunilor în volumul materialului, precum și starea de tensiune pe axa arborelui, corespunzător valorii exacte $r_1 = 0$, este confirmată analitic de teoria tensiunilor simetrice față de o axă.

Din punct de vedere practic, concluziile acestui demers prezintă importanță deosebită. S-a arătat că arborele plin are capacitatea portantă dublă față de tubul cu pereți groși având același diametru exterior. S-a propus completarea algoritmului de calcul al îmbinărilor cu strângere, în etapa de verificare a regimului deformațiilor, cu relații distincte pentru arborele tubular și arborele plin, în conformitate cu concluziile studiului desfășurat.

Capitolul 4, *Analiza factorilor de influență a capacității portante a îmbinărilor cu strângere*, analizează factorii de influență a capacității portante a

îmbinărilor cu strângere, respectiv alegerea ajustajului funcție de sarcinile de transmis, dimensiunea nominală, regimul dinamic de lucru și gradul de finisare a suprafeței pieselor.

Sunt analizate ajustajele cu strângere preferențiale recomandate de ISO 286. Au fost luate în considerare ajustajele cu treptele de precizie [6...8], bazate pe sistemul alezaj unitar, de tipul H6/*5, H7/*6, H8/*7 și câteva ajustaje la care alezajul și arborele sunt prelucrate în aceeași treaptă de precizie. Studiul s-a extins pe domeniul de dimensiuni nominale [0...500]mm, secventat pe intervale și abateri superioare și inferioare conform standardului citat.

Datele tabelare și graficele trasate au condus la următoarele concluzii:

□ strângerea crește aproximativ liniar în raport cu dimensiunea nominală a îmbinării, panta dreptei de variație a strângerii fiind tot mai accentuată pe măsură ce caracterul ajustajului se schimbă de la “ajustaj cu strângere foarte mică” spre “ajustaj cu strângere cu caracter special”;

□ pentru asigurarea unei capacități portante date există o plajă de soluții care include o gamă de dimensiuni nominale și un domeniu de strângeri. Alegerea optimă a ajustajului trebuie să se bazeze pe minimizarea strângerii, pentru diminuarea efectului de concentrator, dar în limitele pe care restricțiile constructive le permit;

□ optimizarea alegerii ajustajului este cu atât mai fezabilă cu cât dimensiunea nominală este mai mare;

□ ajustajele de același tip (H/s, H/t, H/u) cu diferență de o unitate între treptele de precizie ale alezajului și arborelui asigură strângeri medii de valori apropiate, dar plaje de strângere diferite. Diferența dintre strângerea maximă și minimă sunt egale pentru ajustajele în aceeași trepte de precizie (pentru H6/*5, $\Delta S=49\mu\text{m}$, pentru H7/*6, $\Delta S=75\mu\text{m}$, pentru H8/*7, $\Delta S=92\mu\text{m}$). Pentru ajustaje cu arbore și alezaj prelucrate în aceeași treaptă de

precizie (H7/s7, H7/u7), ΔS este constant, dar diferă semnificativ valorile strângerii;

□ ajustajele formate de arbori și alezaje prelucrate în aceeași treaptă de precizie asigură aceeași strângere minimă și strângere maximă ușor mai ridicată decât ajustajele tradiționale la care arborele este prelucrat într-o treaptă de precizie cu o unitate mai mică decât alezajul. De exemplu, comparând ajustajele H7/s6 și H7/s7 rezultă că strângerile minime coincid. Cele maxime sunt, în medie, cu [10...12]% mai mari pentru H7/s7. Ajustajul H7/s6 este mai precis, dar mai costisitor tehnologic. Ajustajul H7/s7 este mai puțin precis, deși strângerea maximă este mai mare, dar prezintă avantajul prelucrării mai ieftine. Opțiunea pentru unul dintre cele două ajustaje poate fi formulată numai în condiții concrete privind cerințele și posibilitățile realizare;

□ din punct de vedere al valorilor, ajustajele preferențiale ISO asigură strângeri maxime cuprinse în domeniul [13...67] μm pentru subclasa ajustajelor cu strângere foarte mică până la gama [34...917] μm pentru subclasa ajustajelor speciale cu strângere.

Pentru studiul capacității portante asigurate de diverse ajustaje s-a realizat o modelare numerică pentru un caz frecvent întâlnit în practică, astfel încât rezultatele au un caracter de potențial ghid practic. S-a considerat o îmbinare a două piese prelucrate din oțel (cu $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{MPa}$, $\nu = 0.3$) și calate pe o lungime egală cu diametrul de îmbinare. De asemenea, s-a utilizat o valoare uzuală a coeficientului de frecare, $f = 0.1$. Au rezultat următoarele concluzii:

□ alegerea ajustajului permite fixarea dimensiunii nominale numai în domeniul dimensiunilor mari. De exemplu, pentru transmiterea unui moment de $5 \cdot 10^5 \text{N.m}$ impunerea unui ajustaj din gamele H6/*5 sau H7/*6 permite alegerea dimensiunii nominale în intervalul (320...420)mm.. Observația este utilă mai ales atunci când se impun restricții de gabarit;

□ ca o concluzie generală se poate afirma că există o gamă largă de opțiuni în alegerea ajustajului adecvat unei aplicații date. Selectarea trebuie să aibă în vedere solicitările de transmis și importanța aplicației. Acestea impun tipul și precizia ajustajului. Prin precizie ridicată se înțelege asigurarea unei variații a strângerii cât mai reduse într-un lot de produse (ΔS cât mai mic și constant pe lot);

□ în cazul unor ansambluri constructive de mare importanță, care necesită precizie foarte mare pentru siguranța în funcționare și fiabilitate statistică foarte ridicată a lotului de produse, ISO 286 admite alegerea altor ajustaje decât cele recomandate ca preferențiale.

Paragraful următor analizează influența mișcării de rotație asupra capacității portante a îmbinării. Pornind de la expresia forței centrifuge de inerție, care se consideră uniform distribuită pe suprafața de contact arbore/butuc, s-a dedus expresia deformațiilor suplimentare ale pieselor (comprimare pentru butuc și relaxare pentru arbore). Corecția de strângere datorată mișcării de rotație a rezultat ca diferență a deformațiilor suplimentare ale butucului și arborelui. Expresia analitică obținută pentru corecție a fost utilizată pentru modelarea numerică a comportării unei îmbinări la cinci turații (500, 750, 1000, 1500 și 2000 rot/min). Pe baza unei extinse analize numerice și a ilustrării grafice a variațiilor mărimilor de interes au rezultat următoarele concluzii:

□ corecția S_0 depinde de dimensiunile îmbinării, de turație, de proprietățile de elasticitate ale materialelor, dar este independentă de lungimea de calare;

□ corecția depinde în mică măsură de raportul k , respectiv de dimensiunile radiale ale butucului;

□ cel mai important factor de influență a corecției este viteza de rotație. Dependența este parabolică, așa cum rezultă din relația (4.11) și este tot

mai evidentă pe măsură ce dimensiunea ajustajului crește;

- ❑ factorul dimensional este, de asemenea, esențial. Corecția, practic nu poate fi neglijată în nici o aplicație;
- ❑ la dimensiuni foarte mari forțele inerțiale sunt considerabile, astfel încât exclud utilizarea îmbinării cu strângere. Chiar ajustajele cu strângeri foarte mari, pe ultimul interval dimensional asigură un seraj de maximum (0.8...0.9)mm. Turația limită este de ordinul (200...300) rot/min.;
- ❑ indiferent de dimensiuni, dacă îmbinarea lucrează în regim de mișcare de rotație este necesară verificarea turației limită (corespunzătoare alunecării relative a pieselor).

În ultimul paragraf este discutată corecția de rugozitate care majorează strângerea minimă necesară. Sunt definiți parametrii de stare a suprafeței conform STAS 5730/1-89 și relațiile matematice dintre aceștia.

Analiza numerică a influenței corecției de rugozitate pentru trei valori uzuale ale parametrului R_a (0.8, 1.6, 3.2), a condus la următoarele concluzii:

- ❑ corecția de rugozitate are o importanță relativă, în sensul că influențează alegerea ajustajului cu atât mai intens cu cât dimensiunea nominală este mai mică. În acest domeniu, al dimensiunilor mici, corecția poate fi de ordinul strângerii minime necesare, sau chiar poate să depășească valoarea acesteia. În general, corecția este importantă atunci când este de ordinul de mărime al strângerii minime necesare și poate să impună schimbarea ajustajului într-o clasă de strângere mai severă;
- ❑ la dimensiuni mari, corecția de rugozitate este mai mică sau mult mai mică decât strângerea minimă necesară și, în general, nu influențează tipul ajustajului necesar;
- ❑ prescripțiile de stare a suprafeței trebuie să aibă în vedere dimensiunea nominală a îmbinării. Cu cât aceasta este mai mică, se impune o prelucrare

mai fină, astfel încât corecția să fie minimă, să nu conducă la supradimensionarea ajustajului.

În capitolul 5 al tezei, *Optimizarea alegerii ajustajului osie – roată la subansamblul osie montată din construcția locomotivei electrice de 5100 kW*, este prezentat un calcul de optimizare a unei îmbinări cu strângere, pentru o aplicație de mare importanță tehnico – economică, și anume, ansamblul osie montată, din construcția boghiurilor care utilizează locomotivele electrice LE 5100 kW.

Se face o scurtă descriere constructivă, cu toate detaliile dimensionale, de material și de montaj, conform documentației existente.

Cea mai consistentă parte a capitolului este dedicată calculului de optimizare al celei mai importante îmbinări cu strângere din construcția ansamblului osie montată, și anume, îmbinarea osie – disc.

Scopul optimizării este creșterea preciziei ajustajului cu strângere, astfel încât coeficienții de siguranță corespunzători strângerii minime și maxime să fie cât mai apropiați, iar capacitatea portantă medie a îmbinării să fie majorată în raport cu soluția existentă. Calculul s-a desfășurat pentru o variantă presată a îmbinării.

Pentru optimizare s-a utilizat un soft dedicat calculului îmbinărilor cu strângere, *Calculation of force coupling of shafts with hubs*, care face parte din pachetul MITCalc - Force shaft connection 1.14 (aplicații MS Excel – VBA).

S-au utilizat ca date de intrare diametrul nominal de 229 mm, lungimea de calare de 176 mm, diametrul exterior al discului bandajat de 1250 mm și caracteristicile oțelurilor speciale din care este prelucrată osia, respectiv discul, la varianta existentă. Prin rularea secvențelor automate și interactive ale programului s-a reprojctat îmbinarea, pentru care a rezultat un ajustaj H5/v5, din gama extinsă a ajustajelor prevăzute de ISO 286.

În tabelul 5.2 se prezintă comparativ caracteristicile îmbinării optimizate în raport cu cea existentă. Se observă că o creștere a strângerii medii cu ~39%, în condițiile menținerii regimului elastic al deformațiilor pentru ambele piese ale îmbinării, conduce la o creștere a capacității portante maxime cu ~80%, ceea ce echivalează cu o dublare a coeficientului de siguranță mediu la torsiune pentru osie.

Creșterea serajului de la [215...275] μm la [320...360] μm a permis mărirea vitezei maxime a locomotivelor utilizate cu osii montate în varianta nouă, de la 120 km/h la 160 km/h, și, corespunzător, o creștere a forței de presare la [1300...1550] kN – o expresie a creșterii siguranței împotriva desfacerii îmbinării (alunecării relative osie – disc).

Creșterea capacității portante a îmbinării osie – disc conduce la prelungirea duratei de funcționare, respectiv ridicarea fiabilității ansamblului osie montată, determină regimul de funcționare mai silențios al angrenajului și îmbunătățește comportamentul locomotivei la demaraj, în sensul micșorării sau eliminării manifestării fenomenului de stick – slip.

Pentru verificarea discului bandajat, a cărei geometrie este variabilă, iar asimilarea cu un tub cu pereți groși nu conduce la rezultate certe privind eforturile unitare și respectiv coeficienții de siguranță, s-a procedat la analiza stării de tensiune și deformație a roții prin metoda elementului finit.

Aplicația numerică a fost dezvoltată în programul specializat *Ansys* și, pentru punerea în evidență a stării complexe de tensiune, s-a aplelat la modelarea 3D a roții. Discretizarea piesei a utilizat o rețea care definește elemente finite de tip tetraedric.

Pentru eficiența demonstrației s-a ales roata cu geometria cea mai complexă, și anume, roata stea cu 11 spițe, a cărei formă constructivă și dimensiuni sunt prezentate în materialul ilustrativ care completează partea descriptivă.

În prima fază s-au introdus ca solicitări numai deformațiile determinate de

strângerile osie – disc și disc – bandaj. Separat, au fost puse în evidență tensiunile determinate de solicitările care apar în trei cazuri limită de funcționare: mersul rectiliniu, mersul în curbă și mersul peste schimbătoarele de cale. Simulările au fost efectuate integral pentru cazul roții noi și pentru roata la uzura maximă de 40 mm pe rază.

Concluziile care au rezultat în urma analizei sunt următoarele:

- starea de tensiune în materialul discului și bandajului este determinată preponderent de strângerea osie – disc și disc – bandaj;
- tensiunile introduse de solicitările variabile în raport cu situația limită considerată sunt cu câteva ordine de mărime mai mici decât cele datorate strângerilor;
- analiza cu element finit confirmă rezultatele obținute cu programul de proiectare *MIT Calculation of force couplings of shafts and hubs*. Urmărind figura 5.12, la punctul 3.11 sunt indicate tensiunile von Mises la interiorul discului. Valorile sunt 244 MPa (pentru strângerea minimă) și 275 MPa (pentru strângerea maximă). Pe modelul din figura 5.25, la suprafața interioară, scara cromatică plasează tensiunile von Mises în intervalul [257...292] MPa, ceea ce reprezintă o foarte bună concordanță cu rezultatele analitice citate anterior.

Capitolul 6, *Determinări experimentale*, este dedicat descrierii unui experiment de validare și completare a demersului analitic și numeric anterior. Având în vedere îmbunătățirile complexe, care fac obiectul unui certificat atestat de Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci, îmbunătățiri care, pe lângă creșterea serajului de la [215...275]μm la [0.320...0.360] μm, au vizat modificări constructive, de material și tehnologie a boghiului locomotivei electrice, s-a proiectat un amplu experiment, care să includă o gamă cât mai cuprinzătoare de parametri, vizând viteza, rezistența, vibrațiile, atât în regim de mers normal, cât și în regimul particular tranzitoriu al

demarajului.

Determinările experimentale desfășurate pe o locomotivă 060 EA în parcurs, au urmărit evaluarea următoarelor mărimi: momentul de torsiune în osia 1 în sensul de mers, partea neantrenată; viteza locomotivei; viteza de alunecare a osiei 1; forța de tracțiune la cârligul locomotivei; solicitările în bara de reacțiune a angrenajului de osie la osia 1; deplasările relative dintre cutiile de osie și rama boghiului, la osiile extreme ale unui boghiu; deplasările relative dintre ramele boghiurilor și rama cutiei locomotivei; momentul de torsiune în arborele de torsiune al motorului electric de tracțiune; vibrațiile de torsiune în osii la patinarea pe loc; frecvența proprie a oscilațiilor libere de torsiune în cutia montată.

Paragrafele 3, 4 și 5 ale capitolului, descriu detaliat metodologia și aparatura de măsurare, metodică încercărilor și efectuarea acestora.

În ultimul paragraf sunt prezentate și discutate rezultatele obținute prin măsurare (din care în Anexele 3 și 4 este prezentat un extras).

La funcționarea ansamblului osiei montate – motor electric de tracțiune la limita de aderență în regim de tracțiune stabil, au rezultat următoarele observații:

- creșterea cuplului motor se realizează în trepte, prin trecerea graduatorului pe poziții superioare. Creșterea cuplului motor nu se realizează brusc la trecerea graduatorului pe poziție superioară, ci după o creștere mai accentuată în momentul inițial, momentul continuă să crească un timp de [0,2 ... 0,3] s, până la stabilizare;
- creșterea momentului în osie T_o trepte I, II, III s-a realizat simultan cu creșterea momentului în arborele motorului de tracțiune T_a , a forței în bara de reacțiune F_{br} și a forței de tracțiune la cârligul locomotivei F_t ;
- în momentul atingerii limitei de aderență (IV), roata începe să alunece pe șină cu o viteză de demarare V_a , crescătoare, iar momentul mediu în osie

T_o , scade sensibil. Momentul T_o , în arborele motorului electric de tracțiune, forța F_{br} în bara de reacțiune și forța de tracțiune F_z , se reduc similar cu momentul în osie;

- până la atingerea limitei de aderență, în elementele ansamblului motor electric de tracțiune – osie montată, nu s-au înregistrat vibrații de torsiune;
- valoarea maximă a momentului în osie în momentul depășirii limitei de aderență, depinde de valoarea efectivă a coeficientului de aderență și de sarcina pe osie și distribuția ei pe cele două roți în momentul respectiv.

La funcționarea ansamblului osie montată – motor electric de tracțiune, în regim de patinare, au rezultat următoarele concluzii:

- începutul fenomenului de patinare, se caracterizează prin creșterea accentuată a vitezei de alunecare, creșterea amplitudinii oscilațiilor momentului de torsiune, reducerea momentului mediu în osie și respectiv a forței de tracțiune și intrarea în vibrație a întreg ansamblului osie montată – motor electric de tracțiune;
- momentul în osie T_o începe să oscileze, la început cu o frecvență instabilă, după care frecvența se stabilizează la valoarea de 51,5 Hz, iar amplitudinea oscilațiilor crește până la atingerea unei valori stabile. Valoarea medie a momentului în osie ($T_{o \text{ mediu}}$), scade pe măsura creșterii amplitudinii oscilațiilor de torsiune;
- forța de tracțiune la cârligul locomotivei scade în timpul patinării, după o lege similară cu cea a momentului mediu;
- timpul în care se atinge valoarea maximă (stabilizată) a amplitudinii oscilațiilor momentului de torsiune, este de 0,7 la 1,2 s. Valorile maxime ale amplitudinii oscilațiilor măsurate în timpul încercărilor au atins valori frecvente cuprinse între 25.000 daNm și 30.000 daNm, iar reducerea momentului mediu a ajuns până la 90 %;

- vibrația vitezei de alunecare a roții pe șină V_a urmărește similar, în amplitudine și frecvență, variația oscilațiilor de torsiune în osii.

Cu privire la vibrația liberă neamortizată a osiei montate s-a constatat că:

- forța perturbatoare fiind aplicată tangențial, la periferia roții parte neantrenată, în sistem se produc oscilații armonice cu frecvența proprie de 40 Hz. Peste această vibrație se suprapune o vibrație de înaltă frecvență, care reprezintă zgomotul produs la lovirea roții;
- când forța perturbatoare este aplicată pe roata neantrenată, în sistem se produc oscilații armonice cu o frecvență de 55 Hz (fig. 6.8. și 6.10.) în situația când impulsul s-a aplicat pe coroană, iar traductorul a fost amplasat pe roată parte antrenată, peste oscilația armonică de bază cu frecvența de 55 Hz, s-a suprapus și o vibrație de 340 Hz, care reprezintă zgomotul produs de lovirea coroanei.

La descărcarea osiilor datorită cabrajului s-au făcut următoarele observații:

- pe lângă rotirea în plan vertical longitudinal a cadrului boghiului, sub efectul cabrajului, are loc și o rotire în plan vertical transversal, ceea ce conduce la o descărcare mai accentuată a roților din stânga;
- variația dinamică a sarcinilor pe osii datorită circulației pe cale are frecvența proporțională cu viteza și variază de la 0, la demaraj, la cca. 20 Hz, la viteza maximă. Prin urmare, cabrajul poate influența asupra apariției fenomenului de stick-slip numai prin reducerea sarcinii statice pe roți. Variația sarcinii pe roți în parcurs, datorită oscilațiilor suspensiei și a efectului cabrajului, având frecvență foarte mică, nu se poate cupla cu vibrația de stick-slip, care are o frecvență de rezonanță de 51,5 Hz.

7.2 Contribuții personale

Se subliniază, în continuare câteva dintre contribuțiile personale cele mai importante prezente pe parcursul tezei:

- ❑ *selectarea celor mai noi informații din domeniu, în urma unui extins studiu bibliografic, care acoperă școli tehnice de mare tradiție de pe continentul european și american și coroborarea acestor informații în scopul formulării unui algoritm coerent și complet destinat calculului îmbinărilor cu strângere;*
- ❑ *sinteza bibliografică privind starea de tensiune și deformare în piesele îmbinate prin strângere, pe baza teoriei tuburilor cu pereți groși;*
- ❑ *elaborarea unui model numeric de analiză a variației tensiunilor radiale și tangențiale, pe baza teoriei tuburilor cu pereți groși, pentru cazul particular al arborelui plin;*
- ❑ *formularea observațiilor care conduc la concluzia că starea de tensiune a arborelui plin este omogenă în volumul piesei;*
- ❑ *confirmarea analitică a concluziilor analizei numerice prin aplicarea teoriei pieselor de revoluție supuse la solicitări axial – simetrice;*
- ❑ *propunerea de completare a relațiilor de verificare a regimului deformațiilor cu cazul particular al arborelui plin, pentru care presiunea limită este numeric egală cu limita de curgere a materialului;*
- ❑ *modelarea numerică a strângerilor pe domeniul dimensional [0...500]mm pentru ajustajele cu strângere recomandate de ISO 286, în scopul determinării relației strângere – dimensiune nominală – capacitate portantă;*
- ❑ *comentarii critice privind eficiența comparată a ajustajelor ISO preferențiale și recomandări de alegere a ajustajului optim pe considerente criterial selective complexe;*
- ❑ *elaborarea unor recomandări generale de dimensionare a îmbinării funcție de capacitatea portantă la solicitări tangențiale pentru piese din oțel;*
- ❑ *desfășurarea unui demers analitic de deducere a expresiei corecției S_{ω} pe baza teoriei tuburilor cu pereți groși coroborată cu dinamica mișcării de rotație;*
- ❑ *propunerea unei expresii originale pentru corecția de strângere datorată mișcării de rotație și a criteriului matematic de verificare a turației limită la care poate funcționa o îmbinare constituită din piese prelucrate din oțel;*
- ❑ *modelarea matematică a corecției S_{ω} pentru cinci trepte de turație, pe domeniul dimensional [0...500]mm în scopul evidențierii influenței forțelor inerțiale manifestate în mișcarea de rotație, cu deducerea limitelor raționale de utilizare a îmbinărilor cu strângere, funcție de dimensiuni și turație;*
- ❑ *analiza influenței corecției de rugozitate asupra ajustajului, care, în domeniul dimensiunilor mici și mijlocii, poate fi schimbat datorită ponderii mari a corecției;*
- ❑ *recomandarea prelucrării fine a suprafețelor pieselor de dimensiuni mici și mijlocii, în scopul prevenirii prescrierii unor ajustaje cu strângere*

supradimensionată în raport cu solicitarea de lucru;

- ❑ *optimizarea ajustajului osie – disc prin calcul automat interactiv;*
- ❑ *identificarea unui ajustaj standardizat din gama extinsă prevăzută de ISO 286, care să satisfacă cerințele privind creșterea capacității portante, a coeficienților de siguranță, respectiv a preciziei ajustajului;*
- ❑ *obținerea unor strângeri minime și maxime de valori apropiate și situate relativ simetric în raport cu strângerea minimă necesară și strângerea maximă admisibilă;*
- ❑ *propunerea creșterii serajului de la [215...275]μm la [320...360] μm cu următoarele efecte de îmbunătățire a performanțelor locomotivei:*
 - *mărirea vitezei maxime a locomotivelor utilizate cu osii montate în varianta nouă, de la 120 km/h la 160 km/h;*
 - *creșterii siguranței împotriva desfacerii îmbinării (alunecării relative osie – disc) – o creștere a forței de presare/depresare la [1300...1550] kN;*
- ❑ *consecințe tehnico – economice favorabile ale creșterii capacității portante a îmbinării osie – disc:*
 - *prelungirea duratei de funcționare, respectiv ridicarea fiabilității ansamblului osie montată (prin mărirea coeficienților de siguranță ai osiei, din toate punctele de vedere a rezistenței materialelor);*
 - *regimul de funcționare mai silențios al angrenajului;*
 - *îmbunătățirea comportamentului locomotivei la demaraj, în sensul micșorării sau eliminării manifestării fenomenului de stick – slip;*
- ❑ *determinarea parametrilor de montaj în varianta presată și fretată a îmbinării optimizate;*
- ❑ *desfășurarea unui demers amplu de studiu al stării de tensiune a roții cu geometria cea mai complexă (roata stea) prin metoda elementului finit;*
- ❑ *introducerea pentru prima dată, în România, a materialului B5T pentru bandajul roților de locomotive electrice;*
- ❑ *determinarea distribuției tensiunilor radiale, tangențiale și echivalente von Mises pentru o serie completă de cazuri de încărcare. A fost pusă în evidență separat starea de tensiune generată exclusiv de strângerile osie – disc și disc – bandaj, precum și starea de tensiune introdusă de încărcările specifice mersului rectiliniu, mersului în curbă și mersului peste schimbătoarele de cale;*
- ❑ *extinderea studiului pentru cazul distinct al roții noi și, respectiv, al roții cu*

uzură maximă;

- ❑ *validarea rezultatelor analitice obținute pentru piesa tip alezaj cu programul de proiectare MIT Calculation of force couplings of shafts and hubs, prin starea de tensiune relevantă cu metoda elementului finit;*
- ❑ *validarea oportunității utilizării materialului B5T pentru bandaj, care asigură o calitate cu totul deosebită ramelor de cale ferată;*
- ❑ *propunerea de modificare a serajului osie – disc, alături de o serie extinsă de optimizări constructive, tehnologice și de material fac obiectul Certificatului de înregistrare desen/model industrial nr. 015450/22.08.2005, eliberat de Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci, cu titlul Bogiu pentru locomotivă și având trei colaboratori înscriși drept titulari;*
- ❑ *proiectarea unui vast experiment privind comportarea boghiurilor locomotivelor electrice, în regim de parcurs normal și în regim de demaraj, în scopul validării unor îmbunătățiri constructive, de material și tehnologice propuse printr-un model crețificat de Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci;*
- ❑ *organizarea unei metodici a încercărilor, care să asigure certitudinea datelor;*
- ❑ *utilizarea unor aparate și componente electronice sau electromecanice, precum și proiectarea unor dispozitive mecanice auxiliare, necesare prelevării cu mare acuratețe a datelor experimentale;*
- ❑ *măsurarea unui set extins de parametri caracteristici boghiurilor, printre care: momentul de torsiune în osia 1 în sensul de mers, partea neantrenată; viteza locomotivei; forța de tracțiune la cârligul locomotivei; solicitările în bara de reacțiune a angrenajului de osie la osia 1; deplasările relative dintre cutiile de osie și rama boghiului, la osiile extreme ale unui boghiu; deplasările relative dintre ramele boghiurilor și rama cutiei locomotivei; momentul de torsiune în arborele de torsiune al motorului electric de tracțiune; vibrațiile de torsiune în osii la patinarea pe loc; frecvența proprie a oscilațiilor libere de torsiune în cutia montată;*
- ❑ *prelevarea unui volum masiv de date experimentale, prelucrarea numerică și grafică a acestora, precum și interpretarea rezultatelor;*
- ❑ *validarea prin experiment a optimizărilor prevăzute în partea fundamentală a tezei.*

ANEXE

Anexa 1. Abateri ISO 286 - extras

	Dimensiuni	3	6	10	14	18	24	30	40	50	65	80	100	120	140	160	180
H6	AS	6	8	9	11	11	13	13	16	16	19	19	22	22	25	25	25
	AI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H7	AS	10	12	15	18	18	21	21	25	25	30	30	35	35	40	40	40
	AI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8	AS	14	18	22	27	27	33	33	39	39	46	46	54	54	63	63	63
	AI	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
n5	AS	8	13	16	20	20	24	24	28	28	33	33	38	38	45	45	45
	AI	4	8	10	12	12	15	15	17	17	20	20	23	23	27	27	27
n6	AS	10	16	19	23	23	28	28	33	33	39	39	45	45	52	52	52
	AI	4	8	10	12	12	15	15	17	17	20	20	23	23	27	27	27
p5	AS	10	17	21	26	26	31	31	37	37	45	45	52	52	61	61	61
	AI	6	12	15	18	18	22	22	26	26	32	32	37	37	43	43	43
p6	AS	12	20	24	29	29	35	35	42	42	51	51	59	59	68	68	68
	AI	6	12	15	18	18	22	22	26	26	32	32	37	37	43	43	43
r5	AS	10	20	25	31	31	37	37	45	45	54	56	66	69	81	83	86
	AI	10	15	19	23	23	28	28	34	34	41	43	51	54	63	65	68
r6	AS	16	23	28	34	34	41	41	50	50	60	62	73	76	88	90	93
	AI	10	15	19	23	23	28	28	34	34	41	43	51	54	63	65	68
s5	AS	18	24	29	36	36	44	44	54	54	66	72	86	94	110	118	126
	AI	14	19	23	28	28	35	35	43	43	53	59	71	79	92	100	108
s6	AS	20	27	32	39	39	48	48	59	59	72	78	93	101	117	125	133
	AI	14	19	23	28	28	35	35	43	43	53	59	71	79	92	100	108
s7	AS	24	31	38	46	46	56	56	68	68	83	89	106	119	132	140	148
	AI	14	19	23	28	28	35	35	43	43	53	59	71	79	92	100	108
t5	AS							50	59	65	79	88	106	119	140	152	164
	AI							41	48	54	66	75	91	104	122	134	146
t6	AS							54	64	70	85	94	113	126	147	159	171
	AI							41	48	54	66	75	91	104	122	134	146
u5	AS	22	28	34	41	41	50	57	71	81	100	115	139	159	188	208	228
	AI	18	23	28	33	33	41	48	60	70	87	102	124	144	170	190	210
u6	AS	24	31	37	44	44	54	61	76	86	106	121	146	166	195	215	235
	AI	18	23	28	33	33	41	48	60	70	87	102	124	144	170	190	210
u7	AS	28	35	43	51	51	62	69	85	90	117	132	159	179	210	230	250
	AI	18	23	28	33	33	41	48	60	70	87	102	124	144	170	190	210
z8	AS	34	46	56	67	72	87	97	119	136	168	192	232	264	311	343	373
	AI	20	28	34	40	45	54	64	80	97	122	146	178	210	248	280	310

Abateri ISO 286 – extras - continuare

	Dimensiuni	200	225	250	280	315	355	400	450	500
H6	AS	29	29	29	32	32	36	36	40	40
	AI	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H7	AS	46	46	46	52	52	57	57	63	63
	AI	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H8	AS	72	72	72	81	81	89	89	97	97
	AI	0	0	0	0	0	0	0	0	0
n5	AS	51	51	51	57	57	62	62	67	67
	AI	31	31	31	34	34	37	37	40	40
n6	AS	60	60	60	66	66	73	73	80	80
	AI	31	31	31	34	34	37	37	40	40
p5	AS	70	70	70	79	79	87	87	95	95
	AI	50	50	50	56	56	62	62	68	68
p6	AS	79	79	79	88	88	98	98	108	108
	AI	50	50	50	56	56	62	62	68	68
r5	AS	97	100	104	117	121	133	135	153	159
	AI	77	80	84	94	98	108	114	126	132
r6	AS	106	109	113	126	130	144	150	166	172
	AI	77	80	84	94	98	108	114	126	132
s5	AS	142	150	160	181	193	215	233	259	279
	AI	122	130	140	158	170	190	208	232	252
s6	AS	151	159	169	190	202	226	244	272	292
	AI	122	130	140	158	170	190	208	232	252
s7	AS	168	176	186	210	222	247	265	295	315
	AI	122	130	140	158	170	190	208	232	252
t5	AS	186	200	216	241	263	293	319	357	387
	AI	166	180	196	218	240	268	294	330	360
t6	AS	185	209	225	250	272	304	330	370	400
	AI	166	180	196	218	240	268	294	330	360
u5	AS	256	278	304	338	373	415	460	517	567
	AI	236	258	284	315	350	390	435	490	540
u6	AS	265	287	313	347	382	426	471	530	580
	AI	236	258	284	315	350	390	435	490	540
u7	AS	282	304	330	367	402	447	492	553	603
	AI	236	258	284	315	350	390	435	490	540
z8	AS	422	457	497	556	606	679	749	837	917
	AI	350	385	425	475	525	590	660	740	820

Anexa 2. Capacitatea portantă la solicitări tangențiale pentru ajustaje preferențiale ISO (arbore și butuc din oțel – $E=2.1 \cdot 10^5 \text{MPa}$, $\nu=0.3$, $f=0.1$, $l=d$)

Dim	H6/n5		H6/p5		H6/r5		H6/s5		H6/t5		H6/u5	
	p _{med} [MPa]	T [N.m]	p _{med} [MPa]	T [N.m]	p _{med} [MPa]	T [N.m]	p _{med} [MPa]	T [N.m]	p _{med} [MPa]	T [N.m]	p _{med} [MPa]	T [N.m]
3	78.7	3.3E-01	131	5.5E-01	367	1.5E+00	682	2.8E+00			446	1.8E+00
6	85.3	2.8E+00	137	4.6E+00	354	1.2E+01	459	1.5E+01			282	9.5E+00
10	66.9	1.0E+01	106	1.6E+01	275	4.3E+01	338	5.3E+01			208	3.2E+01
14	59.0	2.5E+01	92.8	4.0E+01	241	1.0E+02	298	1.2E+02			177	7.6E+01
18	45.9	4.2E+01	72.1	6.6E+01	188	1.7E+02	231	2.1E+02			137	1.2E+02
24	42.6	9.2E+01	65.6	1.4E+02	170	3.7E+02	216	4.7E+02			127	2.7E+02
30	34.1	1.4E+02	52.5	2.2E+02	136	5.7E+02	173	7.3E+02	102	4.3E+02	120	5.1E+02
40	28.5	2.8E+02	46.2	4.6E+02	124	1.2E+03	159	1.6E+03	89.5	9.0E+02	113	1.1E+03
50	22.8	4.4E+02	37.0	7.2E+02	99	1.9E+03	127	2.5E+03	81.1	1.5E+03	106	2.0E+03
65	20.6	8.8E+02	35.1	1.5E+03	92.0	3.9E+03	121	5.2E+03	76.3	3.2E+03	101	4.3E+03
80	16.7	1.3E+03	28.5	2.3E+03	78.7	6.3E+03	110	8.8E+03	70.8	5.7E+03	97.4	7.8E+03
100	15.3	2.4E+03	26.3	4.1E+03	74.8	1.1E+04	106	1.6E+04	68.9	1.0E+04	94.8	1.4E+04
120	12.8	3.4E+03	21.9	5.9E+03	66.2	1.8E+04	99.0	2.6E+04	65.9	1.7E+04	92.2	2.5E+04
140	13.2	5.7E+03	22.2	9.5E+03	66.9	2.8E+04	99.5	4.2E+04	66.6	2.8E+04	93.6	4.0E+04
160	11.5	7.4E+03	19.4	1.2E+04	60.5	3.9E+04	94.9	6.1E+04	64.2	4.1E+04	91.7	5.9E+04
180	10.2	9.4E+03	17.2	1.5E+04	56.4	5.1E+04	91.4	8.3E+04	62.3	5.7E+04	90.3	8.2E+04
200	10.4	1.3E+04	17.9	2.2E+04	57.0	7.1E+04	92.5	1.1E+05	63.5	7.9E+04	91.1	1.1E+05
225	9.2	1.6E+04	15.9	2.8E+04	52.8	9.4E+04	87.8	1.5E+05	61.4	1.1E+05	88.7	1.5E+05
250	8.3	2.0E+04	14.3	3.5E+04	50.0	1.2E+05	85.3	2.1E+05	60.3	1.4E+05	88.0	2.1E+05
280	8.3	2.8E+04	14.4	4.9E+04	50.3	1.7E+05	86.3	2.9E+05	60.0	2.0E+05	87.3	3.0E+05
315	7.3	3.6E+04	12.8	6.3E+04	46.7	2.3E+05	82.7	4.0E+05	58.8	2.8E+05	86.3	4.2E+05
355	6.9	4.9E+04	12.5	8.8E+04	45.4	3.2E+05	81.8	5.7E+05	58.2	4.0E+05	85.2	5.9E+05
400	6.2	6.2E+04	11.1	1.1E+05	41.9	4.2E+05	79.7	8.0E+05	56.8	5.7E+05	84.5	8.5E+05
450	5.8	8.3E+04	10.7	1.5E+05	41.8	5.9E+05	78.9	1.1E+06	56.6	8.1E+05	84.6	1.2E+06
500	5.2	1.0E+05	9.6	1.9E+05	39.5	7.7E+05	77.3	1.5E+06	55.6	1.0E+06	84.0	1.6E+06

Capacitatea portantă la solicitări tangențiale pentru ajustajele preferențiale ISO (arbore și butuc din oțel – $E=2.1 \cdot 10^5 \text{MPa}$, $\nu=0.3$, $f=0.1$, $l=d$) – continuare

Dim	H7/p6		H7/r6		H7/s6		H7/s7		H7/t6		H7/u6	
	p_{med} [MPa]	T [N.m]	p_{med} [MPa]	T [N.m]	p_{med} [MPa]	T [N.m]	p_{med} [MPa]	T [N.m]	p_{med} [MPa]	T [N.m]	p_{med} [MPa]	T [N.m]
3	236	1.0E+00	210	8.9E-01	315	1.3E+00	367	1.6E+00			420	1.8E+00
6	210	7.1E+00	170	5.8E+00	223	7.6E+00	249	8.5E+00			275	9.4E+00
10	153	2.4E+01	126	2.0E+01	157	2.5E+01	181	2.8E+01			196	3.1E+01
14	132	5.7E+01	109	4.7E+01	137	5.9E+01	157	6.8E+01			165	7.2E+01
18	102	9.4E+01	85.3	7.8E+01	107	9.8E+01	122	1.1E+02			129	1.2E+02
24	93.5	2.0E+02	78.8	1.7E+02	101	2.2E+02	114	2.5E+02			121	2.6E+02
30	74.8	3.2E+02	63.0	2.7E+02	81.4	3.5E+02	91.9	3.9E+02	97.1	4.1E+02	115	4.9E+02
40	66.9	6.7E+02	58.1	5.8E+02	75.8	7.6E+02	84.7	8.5E+02	85.6	8.6E+02	109	1.1E+03
50	53.6	1.1E+03	46.5	9.1E+02	60.6	1.2E+03	67.7	1.3E+03	78.0	1.5E+03	103	2.0E+03
65	50.3	2.2E+03	43.0	1.9E+03	57.5	2.5E+03	64.2	2.8E+03	73.3	3.2E+03	98.7	4.3E+03
80	40.9	3.3E+03	36.9	3.0E+03	52.7	4.2E+03	58.1	4.7E+03	68.4	5.5E+03	95.0	7.6E+03
100	37.8	5.9E+03	35.0	5.5E+03	50.8	8.0E+03	55.9	8.8E+03	66.5	1.0E+04	92.5	1.5E+04
120	31.5	8.6E+03	31.2	8.5E+03	47.6	1.3E+04	53.5	1.5E+04	64.0	1.7E+04	90.2	2.4E+04
140	31.2	1.3E+04	31.2	1.3E+04	47.5	2.0E+04	51.8	2.2E+04	64.4	2.8E+04	91.4	3.9E+04
160	27.3	1.8E+04	28.3	1.8E+04	45.5	2.9E+04	49.2	3.2E+04	62.3	4.0E+04	89.8	5.8E+04
180	24.3	2.2E+04	26.5	2.4E+04	44.0	4.0E+04	47.3	4.3E+04	60.6	5.6E+04	88.6	8.1E+04
200	25.4	3.2E+04	27.0	3.4E+04	44.7	5.6E+04	48.0	6.0E+04	60.0	7.5E+04	89.6	1.1E+05
225	22.6	4.0E+04	25.0	4.5E+04	42.5	7.6E+04	45.5	8.1E+04	60.0	1.1E+05	87.3	1.6E+05
250	20.3	5.0E+04	23.8	5.8E+04	41.4	1.0E+05	44.1	1.1E+05	59.1	1.4E+05	86.8	2.1E+05
280	20.3	7.0E+04	23.6	8.1E+04	41.6	1.4E+05	44.4	1.5E+05	58.5	2.0E+05	85.8	3.0E+05
315	18.0	8.8E+04	22.0	1.1E+05	40.0	2.0E+05	42.5	2.1E+05	57.5	2.8E+05	85.0	4.2E+05
355	17.7	1.2E+05	21.6	1.5E+05	39.8	2.8E+05	42.1	3.0E+05	57.1	4.0E+05	84.2	5.9E+05
400	15.8	1.6E+05	20.4	2.0E+05	38.9	3.9E+05	41.0	4.1E+05	55.8	5.6E+05	83.6	8.4E+05
450	15.4	2.2E+05	20.0	2.9E+05	38.6	5.5E+05	40.6	5.8E+05	55.7	8.0E+05	83.7	1.2E+06
500	13.9	2.7E+05	19.0	3.7E+05	37.9	7.4E+05	39.7	7.8E+05	54.9	1.1E+06	83.2	1.6E+06

Capacitatea portantă la solicitări tangențiale pentru ajustajele preferențiale ISO (arbore și butuc din oțel – $E=2.1 \cdot 10^5 \text{MPa}$, $\nu=0.3$, $f=0.1$, $l=d$) – continuare

Dim	H7/u7		H8/s7		H8/u7		H8/z8	
	p_{med} [MPa]	T [N.m]	p_{med} [MPa]	T [N.m]	p_{med} [MPa]	T [N.m]	p_{med} [MPa]	T [N.m]
3	472.5	2.0E+00	315.0	1.3E+00	420.0	1.8E+00	525.0	2.2E+00
6	301.9	1.0E+01	210.0	7.1E+00	262.5	8.9E+00	367.5	1.2E+01
10	220.5	3.5E+01	153.6	2.4E+01	192.9	3.0E+01	267.8	4.2E+01
14	185.6	8.0E+01	132.2	5.7E+01	160.3	6.9E+01	225.0	9.7E+01
18	144.4	1.3E+02	102.8	9.4E+01	124.7	1.1E+02	196.9	1.8E+02
24	134.5	2.9E+02	95.2	2.1E+02	114.8	2.5E+02	177.2	3.8E+02
30	126.0	5.3E+02	76.1	3.2E+02	110.3	4.7E+02	168.0	7.1E+02
40	118.1	1.2E+03	70.9	7.1E+02	104.3	1.0E+03	157.5	1.6E+03
50	106.3	2.1E+03	56.7	1.1E+03	95.3	1.9E+03	152.8	3.0E+03
65	105.4	4.5E+03	54.5	2.4E+03	95.7	4.1E+03	147.8	6.4E+03
80	100.4	8.1E+03	50.2	4.0E+03	92.5	7.4E+03	143.7	1.2E+04
100	97.7	1.5E+04	48.4	7.6E+03	90.2	1.4E+04	140.2	2.2E+04
120	94.5	2.6E+04	47.3	1.3E+04	88.3	2.4E+04	137.8	3.7E+04
140	95.6	4.1E+04	45.3	2.0E+04	89.2	3.8E+04	139.5	6.0E+04
160	93.5	6.0E+04	43.6	2.8E+04	87.9	5.7E+04	137.8	8.9E+04
180	91.9	8.4E+04	42.2	3.9E+04	86.8	8.0E+04	135.6	1.2E+05
200	92.9	1.2E+05	42.9	5.4E+04	87.8	1.1E+05	137.8	1.7E+05
225	90.3	1.6E+05	41.0	7.3E+04	85.8	1.5E+05	134.8	2.4E+05
250	89.5	2.2E+05	40.0	9.8E+04	85.4	2.1E+05	133.9	3.3E+05
280	88.6	3.1E+05	40.4	1.4E+05	84.5	2.9E+05	133.6	4.6E+05
315	87.5	4.3E+05	38.9	1.9E+05	83.9	4.1E+05	131.3	6.4E+05
355	86.5	6.1E+05	38.6	2.7E+05	83.0	5.8E+05	130.9	9.2E+05
400	85.6	8.6E+05	37.8	3.8E+05	82.5	8.3E+05	129.9	1.3E+06
450	85.8	1.2E+06	37.6	5.4E+05	82.8	1.2E+06	129.5	1.9E+06
500	85.1	1.7E+06	37.0	7.3E+05	82.4	1.6E+06	129.2	2.5E+06

Anexa 3. Rezultatele măsurătorilor. Analiza sollicitărilor în osii

Nr. curent al încercării	Timpul [s]	T _o mediu		Δ T _o		V _a mediu		Δ V _a		T _A mediu		Δ T _A		F _{br} mediu		Δ F _{br}		α [°]	β [°]	Observații					
		mm banda	daNm	mm banda	Hz	mm banda	km/h	mm banda	Hz	mm banda	daNm	mm banda	Hz	mm banda	daNm	mm banda	Hz								
1.	1.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0								
	2.	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0								
	3.	0,2	2	836	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0								
	4.	0	2,5	1.020	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0								
	5.	0,3	1,8	750	2	840	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0								
	6.	0,5	2	836	4	1.672	51,5	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0								
	7.	0,7	2	836	12	5.016	51,5	3	4	4	51,5	8	704	6	528	51,5	11	3.553	6	1.938	51,5	80	34		
	8.	0,9	2	836	24	10.032	51,5	3	8	8	51,5	8	704	8	704	51,5	10	3.230	5	1.615	51,5	80	37		
	9.	1,2	1	418	30	12.540	51,5	4	10	10	51,5	6,5	572	10	880	51,5	9	2.907	6	1.938	51,5	40	94		
	9.	1,5	1	418																					
	10.	1,8	0,35	146	33	13.794	51,5	5	8	8	51,5	0,5	572	9	792	51,5	9	2.907	6	1.938	51,5	14	100		
	11.	2,2	1	418	32	13.376		4	8	8															
	12.	2,6	1	418	31	13.000	51,5	4,5	8	8	51,5	7,5	660	8,5	748	51,5	9,5	3.068	6	1.938	51,5	40	94		
	13.	2,8	1,4	585	24	10.032	51,5	3	6	6	51,5	6,5	572	7	616	51,5	7	2.261	6	1.938	51,5	56	75		
	14.	2,9	1,5	628	11	4.598	51,5	2	3	3	51,5	8	704	4	352	51,5	10	3.230	4,5	1.453	51,5	60	31		
	15.	3	2	836	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
16.	3,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
2.	1.	0	3	1.254	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	2.	0	3	1.254	1,5	627	0	4	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	3.	0,1	0,5	209	0	0	0	0	0	0	0,5	0,5	0	7	616	4	352	20	8	2.584	4	1.292	18	16,8	0
	4.	0,2	1	418	1,2	501,6		3	3	1,5	1,5		6	528	1,8	158,4		7,5	2.422	2,5	807		33	4	
	5.	0,4	1	418	2	836	51,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	6.	0,7	0,5	209	6	2.508	51,5	1	2	2	51,5	6	528	4	352	51,5	6	1.938	4	1.292	24	16,8	10		
	7.	0,9	0,5	209	10	4.180	51,5	2	4	4	51,5	6	528	4	352	51,5	6	1.938	4	1.292	51,5	16,8	20		
	8.	1,1	0,5	209	16	6.688	51,5	1	6	6	51,5	6	528	4	352	51,5	6	1.938	4	1.292	51,5	16,8	30		
	9.	1,3	1	418	36	1.504	51,5	5	10	10	51,5	7	616	10	880	51,5	7	2.261	6	1.938	51,5	33	66		
	10.	1,4	0,5	209	52	21.736	51,5	5	12	12	51,5	7	616	14	1.232	51,5	6	1.938	8	2.984	51,5	16,8	96		
	11.	2,5	0,5	209	54	22.572	51,5	4	4	4	12	12	51,5	7	616	14	1.232	51,5	7	2.261	8	2.584	51,5	16,8	100
	12.	4,1	0,5	209	54	22.578	51,5	4	4	4	12	12	51,5	7	616	14	1.232	51,5	7	2.261	8	2.584	51,5	16,8	100
	13.	5,8	0,5	209	48	20.664	51,5	6	6	6	12	12	51,5	7	616	14	1.232	51,5	8	2.584	12	3.876	51,5	16,8	80

Incarcarea	Nr. curent al circuitii	Timpul [s]	T ₀ mediu		Δ T ₀		V _a mediu		Δ V _a		T _a mediu		Δ T _a		F _{br} mediu		Δ F _{br}		α [%]	β [%]	Observații				
			mm bandă	daNm	mm bandă	Hz	mm bandă	km/h	mm bandă	Hz	mm bandă	km/h	mm bandă	daNm	mm bandă	Hz	mm bandă	daNm				mm bandă	Hz		
2.	14.	5,9	0	0	48	20.064	51,5	6	6	12	12	51,5	7	616	14	1.232	51,5	8	2.584	12	3.876	51,5	0	80	
	15.	6,1	0,5	209	30	12.540	51,5	3	3	6	6	51,5	5	440	10	880	51,5	9	2.907	10	3.230	51,5	16,8	55	
3.	16.	6,3	2	836	12	5.016	51,5	2	2	3	3	51,5	8	704	4	352	51,5	9	2.907	6	1.938	51,5	67	20	
	17.	6,4	2	836	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8	704	0	0	0	9	2.907	0	0	0	67	0
4.	1.	0	3	1.254	1	418		1	1	1	1		8	704	2	176		11,5	3.714,5	2,5	807,5	18	100	30	început patinarea
	2.	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	616	1,5	132	20	8	2.584	2	646	20	0	0	0
5.	3.	0,4	4	1.672	4	1.672	51,5	1	1	2	2	51,5	9	792	4	352	25	8	2.584	4	1.292	20	130	10	
	4.	0,5	4	1.672	18	7.524	51,5	0	0	6	6	51,5	8	704	7	616	51,5	9	2.907	3	969	25	130	50	
6.	5.	0,7	1	418	28	11.704	51,5	0	0	6	6	51,5	8	704	5	440	51,5	10	3.230	4	1.292	51,5	30	80	
	6.	0,9	0,5	209	34	14.212	51,5	1	1	8	8	51,5	9	792	10	880	51,5	11	3.553	10	3.230	51,5	16	100	
7.	7.	1,2	2	836	28	11.704	51,5	0	0	8	8	51,5	10	880	9	792	51,5	11	3.553	9	2.907	51,5	60	80	
	8.	1,4	3	1.254	14	5.852	51,5	2	2	4	4	51,5	11	968	5	440	51,5	13	4.199	6	1.938	51,5	100	40	
8.	9.	1,6	4	1.672	0	0	0	2	2	0	0	0	12	1.056	0	0	0	16	5.168	0	0	0	130	0	
	1.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	792	0	0	0	8	2.584	0	0	0	0	0	
9.	2.	0,1	3	1.254	4	16.072	18	0	0	0	0	0	10	880	4	352	18	12	3.876	3	969	18	100	10	început patinarea
	3.	0,5	2	836	6	2.508	51,5	0,5	0,5	3	3	51,5	8	704	6	528	24	9	2.907	7	2.261	35	60	20	
10.	4.	0,7	3	1.254	22	9.196	51,5	1	1	6	6	51,5	9	792	10	880	51,5	10	3.230	8	2.584	51,5	100	80	
	5.	1,0	2	836	28	11.704	51,5	1	1	8	8	51,5	8	704	9	792	51,5	10	3.230	8	2.584	51,5	60	100	
11.	6.	1,4	3	1.254	18	7.524	51,5	1	1	6	6	51,5	9	792	7	616	51,5	11	3.553	10	3.230	51,5	100	60	
	7.	1,8	4	1.672	13	5.434	51,5	2	2	4	4	51,5	11	968	6	528	51,5	14	4.522	8	2.584	51,5	130	46	
12.	8.	2,0	3	1.254	1	418	51,5	1	1	0	0	0	12	1.056	3	264	51,5	17	5.491	2	646	25	100	3	
	3.	0,17	2,5	1.045	3,5	1.463	51,5	3	3	0	0	0	8	704	3,5	308	19	11	3.553	6	938	19	50		
13.	1.	0	5	2.090	0	0	0	0	0	0	0	0	15	1.320	0	0	0	20	6.460	0	0	0	100	0	
	2.	0,05	5	2.090	2	836	10	0	0	0	0	10	11,5	1.012	4	352	18	18	5.814	6	1.938	18	100	3	început patinarea
14.	4.	0,4	2	836	8	3.344	51,5	5,5	5,5	3	3	51,5	14	1.232	8	704	18	8	2.584	12	3.876	18	40	10	
	5.	0,7	1,5	627	34	14.212	51,5	6	6	12	12	51,5	6	528	8	704	51,5	7	2.261	4	1.292	51,5	30	60	
15.	6.	1,0	2	501	56	23.408	51,5	6	6	24	24	51,5	6	528	16	1.408	51,5	6	1.938	80	2.584	51,5	24	100	
	7.	1,6	0,5	209	55	22.990	51,5	8	8	22	22	51,5	6	528	14,5	1.276	51,5	8	2.584	10	3.230	51,5	10	96	
16.	8.	2,2	0,5	209	56	23.408	51,5	5	5	22	22	51,5	7	616	16	1.408	51,5	6	1.938	12	3.876	51,5	10	100	
	9.	2,6	0,5	209	51	21.318	51,5	6	6	20	20	51,5	7	616	14	1.232	51,5	6	1.938	10	3.230	51,5	10	96	
17.	10.	3,0	0,5	209	39	16.302	51,5	5	5	10	10	51,5	8	704	12	1.056	51,5	8	2.584	12	3.876	51,5	10	70	
	11.	3,4	1	418	28	11.704	51,5	4	4	8	8	51,5	8	704	8	704	51,5	10	3.230	8	2.584	51,5	20	50	

Nr. curent al încercării	Timpul citirii [s]	T ₀ metru		Δ T ₀		V _a metru		Δ V _a		T _s metru		Δ T _s		F _{br} metru		Δ F _{br}		α [%]	β [%]	Observații					
		mm bandă	dAlm	mm bandă	Hz	mm bandă	km/h	mm bandă	Hz	mm bandă	dAlm	mm bandă	Hz	mm bandă	dAlm	mm bandă	Hz				mm bandă	Hz			
5.	12.	3,5	2	836	18	7.524	51,5	3	6	6	51,5	8	704	8	704	51,5	10	3.230	8	2.584	51,5	40	30		
	13.	3,8	4	1.672	0	0	0	2	2	0	0	0	12	1.056	0	0	0	16	5.168	0	0	0	80	0	
6.	1.	0	5	2.090	0	0	0	2	2	0	0	14	1.232	0	0	0	20	6.460	0	0	0	100	0		
	2.	0,05	5	2.090	2	836	18	0	0	0	0	17	1.496	2	176	18	21	6.783	1,5	484,5	18	100	4	început patinarea	
	3.	0,2	0,5	209	6	2.508	51,5	3	3	2	2	51,5	9	792	2	176	51,5	13	4.199	2	646	51,5	10	10	
	4.	0,4	1	418	16	6.688	51,5	5	5	6	6	51,5	8	704	6	528	51,5	9	2.907	4	1.292	51,5	20	30	
	5.	0,6	0,5	209	54	22.572	51,5	3	3	14	14	51,5	7	616	14	1.232	51,5	8	2.584	12	3.876	51,5	10	100	
	6.	0,8	0,5	209	40	16.720	51,5	1	1	8	8	51,5	8	704	12	1.056	51,5	8	2.584	12	3.876	51,5	10	70	
7.	7.	1,0	0,5	209	22	9.196	51,5	0,5	6	6	51,5	8	704	8	704	51,5	9	2.907	6	1.938	51,5	10	40		
	8.	1,2	0,5	209	10	4.180	51,5	0	4	4	51,5	8	704	4	352	51,5	8	2.584	4	1.292	51,5	10	20		
	9.	1,4	1	428	0	0	0	2	2	0	0	0	8	704	0	0	0	8	2.584	0	0	0	20	0	început patinarea
	1.	0	3	1.254	3	1.254	24	4	4	2	2	10	12,5	1.100	2,5	220	24	18	5.814	4	1.292	24	100	5	
	2.	1,2	3	1.254	11	4.598	51,5	3	3	6	6	25	14	1.232	8	704	51,5	14	4.522	8	2.584	51,5	100	20	
	3.	0,4	2	836	54	22.572	51,5	4	4	24	24	51,5	9	792	18	1.584	51,5	11	4.522	14	4.522	51,5	60	100	
8.	4.	0,7	0,5	209	48	20.064	51,5	2	2	12	12	51,5	9	792	18	1.584	51,5	11	3.553	14	4.522	51,5	20	90	
	5.	1,0	2	836	20	8.360	51,5	0,5	5	5	51,5	11	968	6	528	51,5	13	4.199	6	1.938	51,5	60	40		
	6.	1,2	2	836	2	836	25	3	3	0	0	0	11	968	4	352	18	13	4.199	5	1.615	25	60	4	
	7.	1,4	3	1.254	0	0	0	2	2	0	0	0	8	704	0	0	0	12	3.876	0	0	0	100	0	
	1.	0	5	2.090	1,5	627	40	0	0	0	0	0	14	1.232	2	176	40	21,5	6.944,5	2	646	40	100	2	început patinarea
	2.	0,2	3	1.254	8	3.344	25	3	3	2	2	25	10	880	8	704	20	17	5.491	14	4.522	20	60	10	
8.	3.	0,5	0,5	209	22	9.196	51,5	3	3	6	6	51,5	7	616	9	792	20	8	2.584	9	2.907	20	10	30	
	4.	1,2	6	2.508	64	26.758	51,5	4	4	28	28	51,5	6	528	22	1.936	51,5	6	1.938	12	3.876	51,5	10	90	
	5.	1,5	2	836	66	25.080	51,5	6	6	25	25	51,5	7	616	18	1.584	51,5	7	2.261	14	4.522	51,5	40	85	
	6.	2,0	8	3.344	70	29.260	51,5	7	7	30	30	51,5	7	616	24	2.112	51,5	7	2.261	14	4.522	51,5	60	100	
	7.	3,2	5	2.090	62	25.916	51,5	4	4	28	28	51,5	8	704	20	1.760	51,5	6	1.938	12	3.876	51,5	100	97	
	8.	3,6	0,5	209	38	15.884	51,5	0,5	8	8	8	51,5	8	704	10	880	51,5	10	3.230	12	3.876	51,5	10	59	
	9.	4,1	0,5	209	32	13.376	51,5	0,5	8	8	8	51,5	9	792	10	880	51,5	12	3.230	10	3.230	51,5	10	50	
	10.	4,3	1	418	24	10.032	51,5	0,5	6	6	6	51,5	9	792	8	704	51,5	13	4.199	11	3.558	51,5	20	37	
	11.	4,4	1,5	627	20	8.360	51,5	0,5	5	5	5	51,5	10	880	7	616	51,5	13	4.199	8	2.584	51,5	30	31	
	12.	4,6	1,5	627	10	4.180	51,5	2	2	2	2	51,5	11	968	6	528	51,5	16	5.168	9	2.907	51,5	30	16	
	13.	4,8	4	1.672	2	836	51,5	2	2	2	2	51,5	13	1.144	3	264	51,5	18	5.814	2	646	51,5	80	3	
	14.	5,0	4	1.672	2	836	51,5	3	3	2	2	51,5	12	1.056	2	176	51,5	16	5.168	2	646	51,5	80	3	

Nr. curent al încercării	Timpul [s]	T ₀ mediu		Δ T ₀		V _a mediu		Δ V _a		T _a mediu		Δ T _a		F _{br} mediu		Δ F _{br}			α [%]	β [%]	Observații			
		mm banda	daNm	mm banda	daNm	mm banda	daNm	mm banda	daNm	mm banda	daNm	mm banda	daNm	mm banda	daNm	mm banda	daNm	mm banda				daNm	Hz	
9.	1.	0	2.090	0	0	0	0	0	0	0	13	1.144	2	176	0	21	6.783	2	646	20	0	100	început patinarea	
	2.	0,2	2.090	0	0	0	0	0	0	0	13	1.144	2	176	0	20	6.460	2	646	25	0	100		
	3.	0,4	1.692	4	1.672	20	4	3	20	15	1.320	8	704	20	8	20	6.464	8	2.584	20	12	80		
	4.	0,5	2	836	16	6.688	51,5	6	6	6	51,5	13	1.144	18	1.584	25	18	5.814	18	5.814	25	33	40	
	5.	0,6	2	836	40	16.720	51,5	6	6	6	51,5	12	1.056	14	1.232	51,5	15	4.845	18	5.814	51,5	83	40	
	6.	0,7	2	836	48	20.064	51,5	7	7	7	51,5	10	880	14	1.232	51,5	13	4.199	18	5.814	51,5	100	40	
	7.	0,9	1	418	42	17.556	51,5	7	7	12	51,5	9	792	12	1.056	51,5	11	3.552	18	5.814	51,5	87	20	
	8.	1,0	2	836	36	15.048	51,5	5	5	10	51,5	10	880	10	880	51,5	12	3.876	16	5.168	51,5	75	40	
	9.	1,1	3	1.254	22	9.196	51,5	5	5	6	51,5	11	968	8	704	51,5	15	4.845	10	3.230	51,5	60	46	
	10.	1,3	3	1.254	0	0	25	2	2	2	51,5	9	792	2	176	20	13	4.199	2	646	20	60	0	
	1.	0	5	2.090	0	0	0	0	0	1	0	15	1.320	0	0	0	22	7.106	0	0	0	100	1,2	început patinarea
	2.	0,1	5	2.090	0	0	0	0	0	0	0	16	1.408	2,1	176	18	25	8.075	2	646	20	100	1,2	
	3.	0,3	1	418	3	1.254	51,5	6	6	2	51,5	8	704	3	264	51,5	10	3.230	4	1.292	18	10	5	
	4.	0,7	0,5	209	10	4.180	51,5	9	9	6	51,5	7	616	4	352	51,5	6	1.938	4	1.292	51,5	10	13	
5.	1,0	0,5	209	20	8.360	51,5	10	10	10	51,5	6	528	6	528	51,5	6	1.938	5	1.615	51,5	10	25,6		
6.	1,2	0,5	209	30	12.540	51,5	8	8	16	51,5	6	528	10	880	51,5	7	2.261	6	1.938	51,5	10	38		
7.	1,3	0,5	209	40	16.720	51,5	9	9	16	51,5	7	616	12	1.056	51,5	8	2.584	8	2.584	51,5	10	51		
8.	1,4	0,5	209	58	24.244	51,5	7	7	26	51,5	9	792	18	1.584	51,5	9	2.907	10	3.230	51,5	10	74		
9.	1,5	8	3.344	68	28.424	51,5	6	6	28	51,5	8	704	22	1.936	51,5	9	2.907	14	4.522	51,5	160	87		
10.	1,7	13	5.434	74	30.932	51,5	10	10	32	51,5	8	704	26	2.288	51,5	8	2.984	12	3.876	51,5	260	95		
11.	2,1	14	5.852	78	32.604	51,5	9	9	34	51,5	7	616	28	2.464	51,5	7	2.261	14	4.522	51,5	280	100		
12.	3,0	10	4.180	68	28.424	51,5	12	12	32	31,5	5	440	24	2.112	51,5	4	1.292	10	3.230	51,5	200	87		
13.	3,7	5	2.090	58	24.244		14	14	28	28	4	352	16	1.408	51,5	3	969	10	3.230	51,5	100	74		
14.	3,9	4	1.672	50	20.900		12	12	26	26	4	352	16	1.408		3	969	10	3.230		80	64		

Anexa 4. Rezultatele măsurătorilor. Descărcarea osiilor datorită cabrajului

Canal	Nr. cure	8		12		10		7		11		2		6		5		3		4		1	
		mm banda	dan	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real
1.	+2	3,08	0	0	-2	-1,21	+2	2	0	0	0	0	-2	-4	0	0	-2	-3,56	+1	1,78	0	0	
2.	+4	6,16	-2	-0,70	-4	-2,43	+2	2	0	0	0	0	-2	-4	-2	-2	-3,50	-4	-7,12	+4	-7,12	+4	7,12
3.	+9	13,86	-3	-1,05	-7	-4,25	+2	2	-1	-0,62	0	0	0	0	0	-2	-3,50	-8	-14,24	+8	14,24	+5	8,90
4.	+24	36,96	-11	-3,85	-3	-1,82	+9	9	-3	-1,88	0	0	0	0	0	-3	-5,25	-11	-19,58	-15	-26,70	+6	10,68
5.	+9	13,86	-10	-3,50	-10	6,00	+6	6	-4	-2,50	0	0	0	0	0	-2	-3,50	-6	-10,68	+8	14,24	+2	3,56
6.	+8	12,22	-5	-1,75	-9	-5,46	+3	3	-2	-1,25	0	0	0	0	0	-2	-3,50	-5	-8,90	+11	19,58	+1	1,78
7.	+14	21,56	-9	-3,15	-11	-6,68	+6	6	-4	-2,50	0	0	0	0	0	-2	-3,50	-7	-12,46	+8	14,24	+2	3,56
8.	+26	40,04	-15	-5,18	-16	-9,71	+12	12	-4	-2,50	0	0	0	0	0	-3	-5,25	-10	-17,80	+7	12,46	+2	3,56
9.	+13	20,02	-6	-2,10	-8	-4,86	+6	6	-2	-1,25	0	0	0	0	0	-2	-3,50	-6	-10,68	+7	12,46	+1	1,78
10.	+13	20,02	-6	-2,10	-7	-4,25	+6	6	-2	-1,25	0	0	0	0	0	-3	-5,25	-10	-17,80	+11	19,58	+4	7,12
11.	+20	30,80	-19	-6,65	-11	-6,68	+10	10	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-6	-10,50	-1	-32	+20	35,60	+9	16
12.	+16	24,64	-3	-1,05	-2	-1,21	+7	7	-2	-1,25	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-8	-14,24	+9	16	+2	3,56
13.	+17	26,18	+4	-1,40	-5	-3,04	+8	8	+3	-1,88	0	0	0	0	0	-15	-26,25	-3	-5,34	+5	8,90	-3	-5,34
14.	+27	41,58	0	0	-12	-7,28	+13	13	0	0	0	0	0	0	0	-14	-24,50	-4	-7,12	+8	14,24	-3	-5,34
15.	+19	29,26	0	0	-9	-5,46	+10	10	+2	1,15	0	0	0	0	0	-14	-24,50	-4	-7,12	+7	12,46	-3	-5,34
16.	+19	29,26	0	0	-9	-5,46	+10	10	+2	1,25	0	0	0	0	0	-14	-24,50	-4	-7,12	+7	12,46	-3	-5,34
17.	+24	36,96	0	0	-11	-6,68	+12	12	+1	0,62	0	0	0	0	0	-15	-26,25	-5	-8,90	+8	14,24	-3	-5,34
18.	+24	36,96	-2	-0,70	-11	-6,68	+13	13	0	0	0	0	0	0	0	-16	-28,00	-7	-12,46	+9	16	-2	-3,56
19.	+20	30,80	-2	-0,70	-10	-6,00	+12	12	0	0	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-8	-14,24	+10	17,80	-2	-3,56
20.	+14	21,56	+2	0,70	-6	-3,64	+8	8	0	0	0	0	0	0	0	-14	-24,50	-8	-14,24	+6	10,68	-2	-3,56
21.	+22	33,88	-3	-1,05	-9	-5,46	+12	12	-1	-0,62	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-8	-14,24	+11	19,58	0	0
22.	+14	21,56	-4	-1,40	-4	-2,43	+8	8	-3	-1,88	0	0	0	0	0	-19	-33,25	-9	-16	+10	17,80	+2	3,56
23.	+10	15,40	-3	-1,05	-2	-1,21	+5	5	-4	-2,50	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-6	-10,68	+7	12,46	+4	7,12
24.	+10	15,40	-8	-2,80	-2	-1,21	+3	3	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-16	-28,00	-10	-17,80	+10	17,80	+6	10,68
25.	+10	15,40	-4	-1,40	0	0	+3	3	-4	-2,50	0	0	0	0	0	-16	-28	-7	-12,46	+7	12,46	+3	5,34
26.	+12	18,48	+2	+0,70	-4	-2,43	+7	7	0	0	0	0	0	0	0	-14	-24,50	-7	-12,46	+6	10,68	-2	-3,5
27.	+20	30,80	+2	0,70	-6	-3,64	+8	8	+2	1,25	0	0	0	0	0	-12	-21	-5	-8,90	+4	7,12	-3	-5,34
28.	+19	29,26	+1	0,35	-8	-4,86	+9	9	+1	0,62	0	0	0	0	0	-13	-22,75	-5	-8,90	+5	8,90	-3	-5,34

Canal	Nr. citire	8		12		10		7		11		2		6		5		3		4		1		Observații
		F _t		d _{o14}		d _{o15}		d _{o3a}		d _{o35}		d _{b11}		d _{b12}		d _{b13}		d _{b21}		d _{b22}		d _{b23}		
		mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	
29.	+22	33,88	-2	-0,70	-10	-6,00	+9	9	0	0	0	0	0	0	0	-12	-21	-6	-10,68	+8	14,24	+1	1,78	
30.	+10	30,80	-2	-0,70	-11	-6,68	+10	10	+1	0,62	0	0	0	0	0	-12	-21	-6	-10,68	+7	12,46	-4	-7,12	
30.	+10	30,80	-2	-0,70	-11	-6,68	+10	10	+1	0,62	0	0	0	0	0	-12	-21	-6	-10,68	+7	12,46	-4	-7,12	
30.	+24	36,36	-2	-0,70	-12	-7,28	+12	12	0	0	0	0	0	0	0	-12	-21	-6	-10,68	+5	8,90	-4	-7,12	
32.	+26	40,04	-2	-0,70	-12	-7,28	+12	12	0	0	0	0	0	0	0	-16	-28	-5	-8,90	+8	14,24	-3	-5,34	
33.	+22	33,88	-4	-1,40	-11	-6,68	+14	14	0	0	0	0	0	0	0	-16	-28	-5	-8,90	+11	19,60	0	0	
34.	+18	27,72	-4	-1,40	-11	-6,68	+14	14	0	0	0	0	0	0	0	-16	-28	-5	-8,90	+11	19,60	0	0	
35.	+24	36,36	-4	-1,40	-6	-3,64	+12	12	-2	-1,25	0	0	0	0	0	-19	-33,25	-9	-16	+11	19,60	0	0	
36.	+24	36,36	-12	-4,20	-6	-3,64	+12	12	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-10	-17,80	+12	21,36	+2	3,56	
37.	+20	30,80	-13	-4,55	-8	-4,86	+12	12	-8	-5,00	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-14	-25	+15	26,70	+4	7,12	
38.	+12	18,48	-8	-2,80	-3	-1,82	+6	6	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-10	-17,80	+12	21,36	+4	7,12	
39.	+10	15,40	-8	-2,80	-3	-1,82	+6	6	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-10	-17,80	+12	21,36	+5	8,90	
40.	+8	12,22	-8	-2,80	-3	-1,82	+4	4	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-10	-17,50	-9	-16	+11	19,60	+4	7,12	
41.	+4	6,16	-10	-3,50	-2	-1,21	0	0	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-8	-14	-11	-19,60	+12	21,36	+8	14,24	
42.	+5	7,70	-14	-4,90	-7	-4,25	+3	3	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-5	-8,75	-11	-19,60	+14	25	+8	14,24	
43.	+8	12,22	-12	-4,20	-3	-1,82	+6	6	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-12	-21	-12	-21,36	+13	23,14	+8	14,24	
44.	+12	18,48	-8	-2,80	-3	-1,82	+6	6	-5	-3,13	0	0	0	0	0	-16	-28	-10	-17,80	+11	19,60	+4	7,12	
45.	+14	21,56	-4	-1,40	-4	-2,43	+8	8	-2	-1,25	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-8	-14,24	+8	14,24	+2	3,56	
46.	+19	29,26	-3	-1,05	-4	-2,43	+9	9	-1	-0,62	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-6	-10,68	+8	14,24	0	0	
47.	+19	29,26	-3	-1,05	-6	-3,64	+10	10	-1	-0,62	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-6	-10,68	+8	14,28	0	0	
48.	+19	29,26	-3	-1,05	-6	-3,64	+10	10	-1	-0,62	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-6	-10,68	+8	14,24	0	0	
49.	+24	36,36	-10	-3,50	-7	-4,25	+16	16	0	0	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-10	-17,80	+12	21,36	0	0	
50.	+20	30,80	0	0	-8	-4,86	+16	16	0	0	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-10	-17,80	+8	14,24	-1	-1,78	
51.	+20	30,80	0	0	-8	-4,86	+16	16	0	0	0	0	0	0	0	-18	-31,50	-10	-17,80	+8	14,24	0	0	
52.	+14	21,56	-11	-3,58	-10	-6,07	+8	8	-4	-2,50	0	0	0	0	0	-3	-5,25	-12	-21,36	+13	23,15	+5	8,90	
53.	+18	27,72	-11	-3,58	-10	-6,07	+8	8	-4	-2,50	0	0	0	0	0	-3	-5,25	-11	-19,60	+13	23,15	+6	10,68	
54.	+18	27,72	-13	-4,55	-10	-6,07	+10	10	-4	-2,50	0	0	0	0	0	-3	-5,25	-11	-19,60	+15	26,70	+8	14,24	
55.	+20	30,80	-18	-6,30	-11	-6,68	+10	10	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-5	-8,75	-11	-19,60	+17	30,25	+8	14,24	
56.	+20	30,80	-16	-5,60	-11	-6,68	+10	10	-6	-3,75	0	0	0	0	0	-5	-8,75	-11	-19,60	+16	28,50	+5	8,90	
57.	+18	27,72	-10	-3,50	-11	-6,68	+11	11	-4	-2,50	0	0	0	0	0	-4	-7	-9	-16	+11	19,60	+3	5,34	
58.	+12	18,48	-6	-2,10	-8	-4,86	+6	6	-3	-1,88	0	0	0	0	0	-3	-5,25	-6	-10,68	+6	10,68	+2	3,58	

Canal	Nr. citire	8		12		10		7		11		2		6		5		3		4		1		Observații
		F _t		d _{6,1a}		d _{6,1b}		d _{6,3a}		d _{6,3b}		d _{6,11}		d _{6,12}		d _{6,13}		d _{6,21}		d _{6,22}		d _{6,23}		
		mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	mm banda	mm real	
59.		+22	33,88	-10	-3,50	-11	-6,68	+10	10	-4	-2,50	0	0	0	0	-4	-7	-8	-14,24	+10	17,80	+3	5,34	
60.		+14	21,56	-10	-3,50	-11	-6,68	+8	8	-3	-1,88	0	0	0	0	-4	-7	-8	-14,24	+8	14,24	+2	3,56	
61.		+8	12,22	-8	-2,80	-11	-6,68	+8	8	-4	-2,50	0	0	0	0	-3	-5,25	-8	-14,24	+6	10,68	+2	3,56	
62.		0	0	-6	-2,10	-12	-7,28	+10	10	-3	-1,88	0	0	0	0	-4	-7	-9	-16	+10	17,80	+3	5,34	
63.		0	0	-4	-1,40	-4	-2,43	+2	2	0	0	0	0	0	0	-6	-19,50	-17	-30,25	+16	28,50	+14	24,92	
64.		0	0	-4	-1,40	-4	-2,43	+2	2	0	0	0	0	0	0	-6	-10,50	+2	3,56	+4	7,12	+3	5,34	
65.		0	0	-6	-2,10	0	0	0	0	-3	-1,88	0	0	0	0	+4	7	-1	-1,78	0	0	0	0	
66.		0	0	+8	2,80	0	0	0	0	+4	2,50	0	0	0	0	+10	17,50	+2	3,56	+5	8,90	+6	10,68	
67.		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
68.		+4	6,16	0	0	-8	0	-1	0	-2	0	-1	-1,82	-5	10	12	20	0	-3,56	0	3,56	0	0	
69.		+4	6,16	0	0	-18	0	+10	0	-6	0	-1	-1,82	12	-4	7	12,75	-9	-3,56	10	3,56	0	0	
70.		+14	21,56	-4	-0,70	0	0	9	2	-6	0	-5	-9,10	-3	0	9	16	-6	-10,70	10	10,70	-2	-3,56	
71.		+28	43,12	-11	-3,85	-16	-5,46	+11	11	-6	-1,25	-18	-32,76	0	0	9	16	-10	+19,60	10	21,35	0	0	
72.		+20	30,80	-2	-2,10	-16	-3,64	+8	8	-8	-1,25	-10	-18,20	0	0	10	17,5	-8	-17,80	10	17,80	0	0	
73.		+20	30,80	-2	-2,10	-16	-3,64	+8	8	-6	-1,25	-10	-18,20	0	0	10	17,5	-3	-17,80	10	17,80	0	0	
74.		+21	32,34	-2	-2,80	-10	-6,07	+12	12	-6	-2,50	-13	-23,66	-8	0	10	17,5	-8	-21,35	10	21,35	+2	3,56	
75.		+20	30,80	-2	-3,50	-16	-4,86	+10	10	-6	-2,50	-12	-21,84	+1	2	10	17,5	-9	-21,35	10	21,35	2	3,56	
76.		+20	30,80	-1	-2,80	-16	-4,86	+9	9	-6	-2,50	-9	-16,38	+1	2	10	17,5	-9	-21,35	10	21,35	2	3,56	
77.		+20	30,80	-8	-2,80	-8	-4,86	+9	9	-4	-2,50	-9	-16,38	+2	-12	-3	-5,25	-12	-21,35	12	21,35	2	3,56	
78.		+20	30,80	-8	-2,80	-8	-4,86	+9	9	-4	-2,50	-9	-16,38	-6	-12	-1	-1,75	-12	-21,35	14	24,90	2	3,56	

Canal	Nr. citire	8		10		7		11		2		6		5		3		4		1		Observații	
		mn banda	dan	mn banda	mn r eali	mn banda	mn r eali	mn banda	mn r eali	mn banda	mn r eali	mn banda	mn r eali	mn banda	mn r eali	mn banda	mn r eali	mn banda	mn r eali	mn banda	mn r eali		mn r eali
79.	+12	18,48	-4	-1,40	-5	-3,04	+2	2	-1,88	-5	-9,10	6	-4	-1	-1,75	-8	-14,50	+8	14,50	1	1,78		
80.	+2	3,08	-4	-1,40	-5	-3,04	+2	2	0	-18	-32,76	2	-22	-11	-19,25	+4	7,12	-3	-5,35	-8	-14,50		
81.	+4	6,16	0	0	+1	0,607	0	0	0,62	+3	5,46	72	4	+2	3,50	-8	-14,50	+8	14,50	8	14,50		
82.	0	0	0	0	+1	0,607	0	0	0	+2	3,64	+2	4	+2	3,50	-16	-28,50	+16	28,50	15	26,70		
83.	+10	15,40	-4	-1,40	0	0	+2	2	0	-3	-5,46	+1	4	+2	3,50	-18	-32	+20	35,60	14	24,90		
84.	+4	6,16	0	0	+2	1,21	0	0	0,62	+4	7,28	+3	6	+2	3,50	-9	-16	+8	14,25	+8	14,25		
85.	0	0	0	0	+1	0,60	0	0	0	+3	5,46	+2	4	+2	3,50	-15	-28,70	+15	26,70	+16	28,50		
86.	+3	4,62	-4	-1,40	0	0	+4	4	0	0	0	0	0	0	0	-18	-32	+19	33,80	+16	28,50		
87.	+6	9,24	-6	-2,10	0	0	0	0	0	-1	-1,82	+1	+2	0	0	-18	-32	+18	32	+14	24,90		
88.	+10	15,40	-9	-3,15	-5	-3,04	+8	8	-2	-1,25	-7	-12,74	+4	+8	-2	-3,50	-22	-39,15	+20	35,60	+16	28,50	
89.	+12	18,48	-9	-3,15	-5	-3,04	+8	8	-2	-1,25	-7	-12,74	+4	+8	-2	-3,50	-22	-39,15	+23	41	+16	28,50	
90.	+6	9,24	-6	-2,10	-2	-1,29	+4	4	-2	-1,25	-5	-9,10	+3	+6	-3	-5,25	-18	-32	+18	32	+14	24,90	
91.	+8	12,22	-6	-2,10	-2	-1,21	+4	4	-2	-1,25	-5	-9,10	+3	+6	-3	-5,25	-18	-32	+18	32	+14	24,90	
92.	+12	18,48	-12	-4,70	-5	-3,04	+6	6	-2	-1,25	-9	-16,38	+6	+12	-4	-7	-22	-39,15	+26	46,30	+16	28,50	
93.	+15	23,10	-8	-2,80	-4	-2,43	+8	8	-3	-1,88	-3	-5,46	+6	+12	-2	-3,50	-24	-42,70	+20	35,60	+16	28,50	
94.	+14	21,56	-6	-2,10	-4	-2,43	+10	10	-2	-1,25	-6	-10,92	+4	+8	0	0	-22	-39,15	+22	39,15	+14	24,90	
95.	+6	9,24	-4	-1,40	-1	-0,60	+5	5	-1	-0,62	-2	-3,64	0	0	0	0	-20	-35,60	+20	35,60	+14	24,90	
96.	+3	4,62	-2	-0,70	+1	0,60	+3	3	0	0	0	0	2	+1	1,75	-18	-32	+18	32	+10	17,80		
97.	+14	21,56	-7	-2,45	-3	-1,82	+10	10	-2	-1,25	-5	-9,10	+2	+4	+2	3,50	-22	-39,15	+21	37,38	+15	26,70	
98.	0	0	-4	-1,40	0	0	+2	2	-1	-0,62	-1	-1,82	0	0	-1	-1,75	-16	-8,50	+16	28,50	+15	26,70	
99.	+3	4,62	-4	-1,40	0	0	+2	2	0	-3	-5,46	+2	+4	-2	-3,50	-16	-28,50	+17	30,25	+14	24,90		
100.	+1	1,78	-5	-1,75	0	0	+2	2	-1	-0,62	-4	-7,28	+2	+4	-2	-5,25	-16	-28,50	+16	+28,50	+14	24,90	
101.	+1	1,78	-5	-1,75	0	0	+2	2	-1	-0,62	-4	-7,28	+2	+4	-3	-5,25	-16	-28,50	+16	28,50	+14	24,90	
102.	+10	15,40	-6	-2,10	0	0	+4	4	-1	-0,62	-5	-9,10	+3	+6	-2	-3,50	-18	-32	+18	32	+14	24,90	
103.	+7	10,78	-7	-2,45	0	0	+4	4	-1	-0,62	-5	-21,84	+3	+6	-2	-3,50	-18	-32	+18	32	+14	24,90	
104.	+20	30,80	-12	-4,20	-6	-3,64	+10	10	-3	-1,88	-12	-25,48	+2	+4	-1	-1,75	-24	-42,70	+26	46,30	+16	28,50	
105.	+27	41,58	-18	-6,30	-6	-3,64	+14	14	-4	-2,50	-14	-21,84	+9	+18	-4	-7	-26	-46,30	+28	49,85	+17	30,25	
106.	+24	36,96	-16	-5,60	-6	-3,64	+14	14	-4	-2,50	-12	-18,20	+9	+18	-4	-7	-24	-42,70	+26	46,30	+17	30,25	

Canal	Nr. citire	8		12		10		7		11		2		6		5		3		4		1		Observații
		mm bandă	dan	mm bandă	mm real	mm bandă	mm real	mm bandă	mm real	mm bandă	mm real	mm bandă	mm real	mm bandă	mm real	mm bandă	mm real	mm bandă	mm real	mm bandă	mm real	mm bandă	mm real	
107.	+22	33,88	-12	-7,28	-4	-2,43	+9	9	-3	-1,88	-10	-18,20	+6	+10	-4	-7	-22	-39,14	+22	39,15	+15	26,70		
108.	+22	33,88	-16	-9,71	-6	-3,64	+14	14	-4	-2,50	-12	-21,84	+9	+18	-4	-7	-24	-42,70	+24	42,70	+17	30,25		
109.	+16	24,64	-11	-6,68	-4	-2,43	+9	9	-3	-1,88	-11	-20,02	+6	+6	-6	-10,50	-20	-35,60	+19	33,80	+15	26,70		
110.	+26	40,04	-17	-10,08	-6	-3,64	+13	13	-6	-3,75	-17	-30,95	+9	+18	-6	-10,50	-22	-39,15	+25	44,50	+17	30,25		
111.	+18	27,72	-16	-9,71	-4	-2,43	+8	8	-4	-2,50	-16	-29,12	+10	+20	-10	-17,50	-19	-33,80	+20	35,60	+18	28,50		
112.	+10	15,40	-11	-6,68	-1	-0,60	+5	5	-4	-2,50	-18	-32,76	+12	+24	-11	-19,25	-16	-28,50	+18	32	+16	28,50		
113.	+22	33,88	-24	-8,40	-3	-1,82	+14	14	-5	-3,13	-20	-36,40	+12	+24	-10	-17,50	-22	-39,15	+24	42,70	+16	28,50		
114.	+10	18,48	-12	-7,28	-1	-0,60	+8	8	-3	-1,88	-14	-25,50	+8	+16	-8	-14	-18	-32	+20	35,60	+15	26,70		
115.	+28	43,12	-20	-7	-6	-3,64	+14	14	-5	-3,13	-20	-34,40	+14	+28	-10	-17,50	-22	-39,45	+24	42,70	+17	30,25		
116.	+8	12,22	-12	-4,20	0	0	+2	2	-4	-4,50	-19	-34,58	+13	+26	-16	-28	-16	-28,50	+16	28,50	+16	28,50		
117.	+2	3,08	-10	-3,50	+1	0,60	0	0	-3	-1,88	-20	-36,40	+12	+24	-16	-28	-16	-28,50	+14	24,90	+15	26,70		
118.	+25	38,50	-18	-6,30	-5	3,04	+11	11	-3	-1,88	-17	-30,85	+11	-22	-6	-10,50	-23	-41	+25	44,50	+16	28,50		
119.	+26	36,96	-19	-6,65	-9	5,46	+14	14	-4	-2,50	-19	-34,58	+12	+24	-10	-17,50	-23	-41	+26	46,30	+17	30,25		
120.	+12	18,40	-7	-2,45	0	0	+3	3	0	0	-5	-9,10	+2	+4	-1	-1,75	-20	-35,60	+18	32	+16	28,50		
121.	+1	1,54	-5	-1,75	+2	1,21	0	0	+2	1,25	0	0	0	0	0	0	-18	-32	+20	35,60	+15	26,70		
122.	+1	1,54	-5	-1,75	+2	1,21	0	0	+2	1,25	0	0	0	0	0	0	-18	-32	+22	39,15	+15	26,70		
123.	0	0	-5	-1,75	+2	1,21	0	0	+2	1,25	0	0	0	0	0	0	-18	-32	+22	39,15	+15	26,70		

Bibliografie

- A1. ANSI B4.2-2004 Preferred Limits and Fits for Cylindrical Parts
- B1. Balekics, M., ș.a., Organe de mașini, Ed. Politehnica, Timișoara, 2001
- B2. Birger, I., ș.a., Rascet na procinosti, Detalii mașinî, Moscova, Mașinostrieni, 1979
- C1. Chișiu, A., ș.a., Organe de mașini, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1976
- C2. C.S. 4/1986. Prescripții tehnice pentru fabricația și recepția osiilor montate ale boghiurilor LE 5100 Kw LDE 3000 și 4000 CP
- C3. C.S. 101/ed.1.1993. Caiet de sarcini pentru osii destinate materialului rulant de cale ferată
- C4. C.S. nr.34/2/278/99. Bandaje brute laminate din oțel nealiat pentru locomotive și vagoane de călători
- C5. xxx Contract nr. 7030 între IP Timișoara și ICM Caransebeș/ UCM Reșița
- C6. xxx Contract nr. 9138 între ICM Caransebeș și ICPTT București
- C7. xxx Contract nr. 4064 între ICPTT București și ICM Caransebeș
- C8. xxx Contract nr. 0741 între UCM Reșița și ICPTT București
- D1. Demian, T., Elemente constructive de mecanică fină, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980
- D2. Drăghici, I., ș.a., Organe de mașini. Probleme, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980
- D3. Drobotă, V., Rezistența materialelor, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982
- D4. DIN 7190-2001 Pressverbände - Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln
- F1. Furnică, M., ș.a., Îndrumător pentru construcția lagărelor cu rulmenți, MICMG, București, 1974
- G1. Gheorghiu, N., ș.a., Criterii esențiale privind proiectarea îmbinărilor prin strângere, MTM, Timișoara, 1988
- G2. Gheorghiu, N., ș.a., Domeniul practic de valabilitate al teoriei tuburilor cu pereți subțiri supuse la presiune interioară, Analele Universității Oradea, 1992

- G3. Gârbea, D., Analiza cu elemente finite, Editura Tehnică, București, 1990
- G4. Gafițanu, M., ș.a., Elemente finite și de frontieră cu aplicații în calculul organelor de mașini, Editura Tehnică, București, 1990
- M1. Manea, G., Organe de mașini, Editura Tehnică, București, 1971
- M2. Mustafa, M., ș.a., Asamblări filetate și prin strângere, Editura tehnică, București, 1964
- M3. Metoda generală pentru calculul asamblărilor presate și fretate, TS 39, ICSITICM, București, 1979
- O1. Olariu, V., ș.a., Modelare numerică cu elemente finite, Editura Tehnică, București, 1986
- O2. Okruhlik, M., Finite Element Homework and Programming Applications, IFToM, p. 3161-3165, Politehnica di Milano, 1995
- P1. Paizi, G., ș.a., Organe de mașini și mecanisme, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980
- P2. Ponomariov, S., ș.a., Calculul de rezistență în construcția de mașini, vol.I-III, Editura tehnică, București, 1963
- P3. Ponețchi, P., Vela, I., Estimation of Rotation Influence on Interference Fits, Scientific Bulletin of the „Politehnica” University Of Timisoara, Romania Transactions On Mechanics, ISSN 1224 – 6077
- P4. Ponețchi, P., Metode privind încercările experimentale ale osiilor motoare ale vehiculelor feroviare, Refertat, iunie, 2005
- P5. Ponețchi, P., Calculul stării de tensiune din elementele osiei motoare prin metoda elementului finit, Referat, martie, 2006
- P6. Ponețchi, P., Parametrii optimi privind asamblarea roților pe osie la locomotiva LE 5100 kW, Referat, sept., 2006
- P7. Ponețchi, P., Vela, I., Estimation of Rotation Influence on Interference Fits, Analele UEMR, 2008
- S1. STAS 5730/1-89, Starea suprafețelor. Rugozitatea. Terminologie
- S2 SR EN 20286/1,2-1997(2001). Sisteme ISO de toleranțe și ajustaje
- S3. STAS 112/1-80. Aparate de rulare pentru vehicule de cale ferată cu ecartament normal. Bandaje pentru roți. Condiții tehnice generale de calitate.
- S4. STAS 112/2-90. Aparate de rulare pentru vehicule de cale ferată cu ecartament normal. Bandaje în stare brută. Dimensiuni.
- S5. STAS 112/3-90. Aparate de rulare pentru vehicule de cale ferată cu ecartament normal. Bandaje în stare prelucrată pentru roți. Dimensiuni.
- S6 STAS 8824/1-91. Aparate de rulare pentru material rulant de cale ferată

cu ecartament normal. Roți monobloc pentru material rulant remorcat și rame de metrou. Condiții tehnice generale de calitate.

R1. Rabinovici, I., ș.a., Rulmenți, Editura tehnică, București, 1977

T1. Timoshenko, S., ș.a., Teoria plăcilor plane și curbe, Editura Tehnică, București, 1968

T2. Timoshenko, S., ș.a., Theory of Elasticity, IIIrd Ed., McGraw HillCo., 1970

U1. UIC 810-1-O ed.4 din 01.01.81. Specificații tehnice pentru furnitura de bandaje brute laminate din oțel nealiat, pentru materialul rulant motor și remorcat

U2. UIC 810-2-OR ed.4 din 01.01.85. Specificații tehnice pentru furnitura de bandaje brute pentru materialul rulant motor și remorcat. Toleranțe

U3. UIC 810-3-O ed.1 din 01.07.90. Specificații tehnice pentru furnitura de profil laminat din oțel nealiat, pentru inelul de fixare bandaj

U4. UIC 811-1-OR ed.4 din 01.07.87. Specificație tehnică pentru furnitura de osii-axe pentru materialul rulant motor și remorcat

U5. UIC 811-2-OR ed.1 din 01.01.88. Specificații tehnice pentru furnitura de osii-axe pentru materialul rulant motor și remorcat. Toleranțe

U6. UIC 812-1-OR ed.4 din 01.01.89. Specificații tehnice pentru furnitura de corp de roată laminat sau forjat din oțel pentru materialul rulant motor și remorcat. Prescripții de calitate

U7. UIC 812-2-OR ed.1 din 01.01.86. Roți monobloc pentru materialul rulant motor și remorcat. Toleranțe

U8. UIC 812-3-O ed.5 din 01.01.84, cu modificarea nr.1 din 01.07.95, erată din 01.01.96. Specificații tehnice pentru furnitura de roți monobloc laminate din oțel nealiat, pentru materialul rulant motor și remorcat

U9. UIC 812-4-OR ed.1 din 01.07.90. Specificații tehnice pentru furnitura de roți bandajate, pentru materialul rulant motor și remorcat. Asamblare și toleranțe

U.10 UIC 812-5-OR ed.1 din 01.07.88. Specificații tehnice pentru furnitura de corp de roată laminat sau forjat din oțel pentru materialul rulant motor și remorcat. Toleranțe și rugozitatea suprafețelor

U11. UIC 510-2-OR ed.3 din 01.01.90. Material remorcat. Roți osii montate. Condiții privind utilizarea roților de diferite diametre

U12. UIC 813-O ed.1 din 01.01.89. Specificații tehnice pentru furnitura de osii montate pentru materialul rulant motor și remorcat. Toleranțe și montaj

U13. UIC 510-5/1999 Caiet de sarcini pentru omologarea roților monobloc

U14. UIC 515-3-OR/95. Metode de calcul a osiilor axă

- U15. UIC 515-OR/01.01.84 cu 3 modificări. Organe de rulare
- Z1. Zienkiewicz, O.C., The Finite Element Method, McGraw-Hill Co., 1977
- W1. www.purdue.edu/discoverypark/PLM/SME/PLM_Documentation_ANSI_fits_practices.pdf
- W2. <http://web.vtc.edu/mt/102spr01/TechChal/8AWEB/ansiln.htm>
- W3. ansi-b4-1.qarchive.org
- W4. <http://ansi-b42.softalizer.com/>
- W5. www.purdue.edu/discoverypark/PLM/SME/PLM_Documentation%20%20ANSI_dimensioning_practices.pdf
- W6. http://www.tribology-abc.com/calculators/e12_1.htm
- W7. http://pcwin.com/Multimedia__Design/MITCalc__Force_shaft_connection/download.htm
- W8. www.freewebs.com/trenuri/locomotiveautomotoare.htm
- W9. <http://www.caromet.ro/p2ro.html>
- W10. beta.nettravel.ro/fnfmcc/cfrcalat.ppt
- W11. http://www.wib-bearings.com/en/tech/tech_05.htm
- W12. http://www.mapro.skf.com/knowledge/images/mecmnt01.jpg&imgrefurl=http://www.mapro.skf.com/knowledge/knw_mechmnt.htm&h=451&w=320&sz=26&hl=ro&start=5&um=1&tbnid=hQy6oDESTBpDpM:&tbnh=127&tbnw=90&prev=/images%3Fq%3Dball%2Bbearings%2Binterference%2Bfit%26um%3D1%26hl%3Dro%26sa%3DN
- W13. http://www.railway-technology.com/contractor_images/siemens7/2-sf300-bogie.jpg&imgrefurl=http://www.railway-technology.com/contractors/bogies/siemens7/siemens72.html&h=281&w=400&sz=45&hl=ro&start=8&um=1&tbnid=O2uoMkQ_pqdwwM:&tbnh=87&tbnw=124&prev=/images%3Fq%3Dbogie%26um%3D1%26hl%3Dro
- W14. <http://lakshmistees.com/images/Railway-wheel.jpg>
- W15. http://www.deltarail.com/images/engimages/engfig13.jpg&imgrefurl=http://www.deltarail.com/products_mech_interaction_wheel_rail_adhesion.htm&h=823&w=742&sz=174&hl=ro&start=70&um=1&tbnid=ygB8cUJyfbuluM:&tbnh=144&tbnw=130&prev=/images%3Fq%3Drailway%2Bwheel%26start%3D54%26ndsp%3D18%26um%3D1%26hl%3Dro%26sa%3DN
- W16. http://www.nationalrailway.com/images/wheel_axle.jpg
- W17. http://w6rec.com/duane/bmw/trans/gear9.jpg&imgrefurl=http://w6rec.com/duane/bmw/trans/&h=480&w=640&sz=40&hl=ro&start=21&um=1&tbnid=WxXS_2uPF270CM:&tbnh=103&tbnw=137&prev=/images%3Fq%3Dgears%2Binterference%2Bfit%26start%3D18%26ndsp%3D18%26um%3D1%26hl%3Dro%26sa%3DN