

INFLUENȚA STRUCTURII ARBORILOR COTIȚI DE DIMENSIUNI MARI, ASUPRA DURABILITĂȚII LOR ÎN EXPLOATARE

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul ȘTIINTA ȘI INGINERIA MATERIALELOR
de către

Ing. Cristian FĂNICĂ

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Ioan ILCA
Referenți științifici: prof.univ.dr. Ion CIUCĂ
prof.univ.dr.ing. Mărioara ABRUDEANU
conf.univ.dr.ing. Teodor HEPUȚ

Ziua susținerii tezei: 04.05.2012

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2006

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

În dezvoltarea socio-umană un rol deosebit l-a avut și îl are evoluția tehnologică. În zilele noastre se pot constata progrese spectaculoase în abordarea aspectelor fundamentale, în dezvoltarea științei și realizări de produse de înaltă calitate și cu eficiență economică ridicată.

Ca parte componentă a economiei, industria metalurgică trebuie să rezolve problema calității produselor sub toate aspectele, având în vedere mai ales proprietățile de utilizare și caracteristicile lor fizico-mecanice.

Prezenta teză de doctorat are ca scop să analizeze problema durabilității în exploatarea arborilor cotiți de dimensiuni mari, legat de tehnologia de execuție și continuitatea fibrajului.

De asemenea, își propune să cerceteze influența structurii asupra calității și durabilității arborilor cotiți, precum și a solicitărilor care se produc în timpul exploatării lor și pot provoca ruperea acestora.

Urmărind acest scop, s-a ajuns în urma cercetărilor la rezultate utile pentru practica industrială, care contribuie la ușurarea muncii în unitățile de prelucrare la cald prin forjare și laminare, de programare și control de calitate, precum și în cadrul unităților de elaborare a oțelurilor.

Cu această ocazie doresc să îmi exprim întreaga recunoștință conducătorului științific a lucrării de doctorat Prof. dr. Ing. Ioan ILCA, membru al Academiei de Științe Tehnice din România, adresându-i mulțumiri pentru sprijinul acordat, sugestiile și îndrumările primite pe tot parcursul elaborării lucrării.

Exprim în același mod respectul meu față de referenții științifici care au analizat lucrarea și au formulat aprecieri asupra conținutului ei.

Aduc mulțumiri colectivului de cadre didactice din Departamentul de Inginerie și Management a Facultății de Inginerie Hunedoara, pentru recomandările și sugestiile date cu ocazia susținerii referatelor științifice și a prezentei lucrări, precum și cadrelor didactice din Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița.

De asemenea, adresez mulțumiri Conducerii Societății Comerciale U.C.M. Turnate S.R.L. din Reșița, în mod special d-lui Director Executiv dr. ing. Iulian GEORGEVICI și tuturor celor cu care am colaborat în această întreprindere pentru realizarea acestei lucrări.

Nu în ultimul rând, adresez mulțumiri familiei și colaboratorilor apropiați, pentru încurajările permanente, înțelegerea și sprijinul moral acordat pe parcursul elaborării tezei de doctorat.

Timișoara, mai 2012

Ing. Cristian FĂNICĂ

Fănică Cristian

Influența structurii arborilor cotiți de dimensiuni mari, asupra durabilității lor în exploatare

Teze de doctorat ale UPT, Seria 11, Nr. 26, Editura Politehnica, 2012, 156 pagini, 125 figuri, 24 tabele.

ISSN: 1842-7855

ISBN: 978-606-55-482-6

Cuvinte cheie:

Arbore cotit, lingou, turnarea sub vid, fibraj continuu, fus maneton, stare de tensiune, tensometrie, element finit.

Rezumat,

Teza elaborată reprezintă contribuția autorului la cerințele tehnicii și economiei actuale în privința creșterii durabilității la exploatarea arborilor cotiți de dimensiuni mari, legat de tehnologia de execuție și continuitatea fibrajului.

Astfel, autorul își propune ca scop să cerceteze influența structurii asupra calității și durabilității arborilor cotiți, precum și a stării de tensiune care se produce în timpul exploatării lor și cauzează ruperea acestora prin oboseală.

Un alt merit al lucrării constă în extinderea prin simulări cu metoda elementelor finite a posibilităților de calcul pe elemente geometrice constitutive ale arborelui cotit, mai ales pentru locurile în care calculul analitic este dificil de efectuat, sau poate înregistra erori majore, cum ar fi în zonele de racordare.

Partea întâi, include capitolele 1-4 și reprezintă baza de analiză teoretică și tehnologică a întregii lucrări.

Capitolul 1 prezintă un studiu legat de conceptele tehnologice de fabricare a arborilor cotiți cu accent pe controlul structurii lingourilor destinate forjării.

În capitolul 2 s-a urmărit alegerea formei optime stabilită pe cale experimentală pentru care concentrările de tensiuni în zonele periclitare ale arborilor să fie minime, sau combaterea eficace a vibrațiilor de răsucire și încovoiere pentru toate intervalele de turație la care este utilizată mașina.

Pe parcursul capitolului 3 doctorandul analizează avantajele tehnologiei de forjare cu structură fibroasă continuă și influența acesteia asupra caracteristicilor calitative de rezistență la oboseală a arborilor cotiți.

În capitolul 4 s-a urmărit structurarea bazei teoretice de analiză a solicitărilor și tensiunilor din arborii cotiți luând ca bază un exemplu concret de determinare valorică a parametrilor de forță și rezistență pentru un arbore de mari dimensiuni din exploatare.

Partea a doua din lucrare cuprinde capitolele 5-8 și conține studii și experimentări de laborator și industriale cu privire la influența structurii asupra comportării și durabilității arborilor cotiți în exploatare, precum și cercetarea parametrilor de forță care afectează rezistența lor la oboseală. Teza de doctorat se încheie cu capitolul 8 în care sunt prezentate concluziile finale și contribuțiile originale ale tezei. Pe parcursul acestui capitol, sunt concluzionate avantajele teoretice și practice a cercetării realizate. Ideea de noutate se materializează prin posibilitățile certe de dirijare a structurii și a caracteristicilor calitative, prin reglarea parametrilor tehnologici de uzinare, acest fapt conferind cercetării un considerabil potențial de dezvoltare în viitor.

CUPRINS

Partea I-a

Stadiul cunoașterii procesării și utilizării arborilor cotiți	7
1. Considerații asupra fabricării și solicitării arborilor cotiți de dimensiuni mari	7
1.1. Fabricarea arborilor cotiți, condiții de recepție și furnizare	7
1.2. Materiale folosite și gradul de forjare a acestora	8
1.3. Controlul structurii lingourilor destinate forjării pentru arbori cotiți	12
1.4. Degazarea sub vid a oțelului pentru lingouri de forjă	14
1.5. Turnarea sub vid a lingourilor mari de forjare	17
1.6. Analiza solicitărilor în exploatarea arborilor cotiți	18
1.6.1. Solicitări la torsiune	19
1.6.2. Solicitări la încovoiere	20
1.7. Concluzii	21
2. Analiza unor procedee noi de forjare a arborilor cotiți de dimensiuni mari și posibilități de aplicare	22
2.1. Un nou procedeu de forjare pentru arbori cotiți monobloc	27
2.2. Dispozitive pentru refularea după procedeul TR	41
2.3. Procedee noi de forjare pentru arborii cotiți semifabricați	44
2.4. Concluzii	51
3. Forjarea cu structură fibroasă continuă și determinarea rezistenței la oboseală	52
3.1. Forjarea cu structură fibroasă continuă	52
3.2. Cu privire la determinarea rezistenței la oboseală	55
3.3. Concluzii	63
4. Analiza solicitărilor și tensiunilor din arborii cotiți de dimensiuni mari	64
4.1. Determinarea valorică a parametrilor de forță și solicitărilor	64
4.2. Determinarea tensiunilor din fusurile palier	70
4.3. Fusurile maneton	72
4.4. Verificarea brațelor arborelui cotit	79
4.5. Concluzii	83
Partea II-a	
Cercetări experimentale	84
5. Influența structurii asupra calității și durabilității arborilor cotiți în exploatare	84
5.1. Materialul de cercetare	84
5.2. Influența structurii, forjării și uzinării asupra rezistenței la oboseală a arborilor cotiți de dimensiuni mari	85
5.3. Cercetări pe un arbore cotit cu fibraj continuu a motorului Diesel 2100 CP, executat de fostele uzine „Progresul” Brăila	95
5.4. Concluzii	98
6. Cercetarea solicitărilor din arborii cotiți de dimensiuni mari	99
6.1. Cercetarea prin metode tensometrice	99
6.2. Aprecierea vârfurilor de solicitări care amorsează rupțura	101
6.3. Cercetări pentru caracterizarea materialelor arborilor încercați	102
6.3.1. Luarea probelor	102
6.3.2. Încercări la tracțiune	104

6.3.3. Încercări pentru stabilirea rezistenței la oboseală de vibrații prin încovoiere și răsucire	107
6.4. Concluzii	107
7. Modelarea solicitărilor în arborii cotiți prin metoda elementelor finite	108
7.1. Arborele cotit considerat	109
7.2. Modelul geometric și modelul cu elemente finite al arborelui cotit	109
7.2.1. Modelul geometric al unui cot al arborelui cotit	110
7.2.2. Modelul cu elemente finite al unui cot al arborelui cotit	111
7.3. Cazuri de încărcare și rezultate obținute	112
7.3.1. Determinarea stării de tensiune și deformații din fusurile palier	112
7.3.1.1. Determinarea tensiunii în fusul palier fără orificii de ungere	113
7.3.1.2. Determinarea tensiunii în fusul palier cu orificii de ungere	116
7.3.1.3. Determinarea stării de tensiune și deformații în fusurile palier considerate componente ale cotului	119
7.3.2. Determinarea stării de tensiune și deformații din fusul maneton	125
7.3.2.1. Fus maneton solicitat prin forțe maxime	127
7.3.2.2. Fus maneton solicitat prin forțe minime	129
7.3.2.3. Fus maneton solicitat la torsiune prin efort maxim	131
7.3.2.4. Fus maneton solicitat la torsiune prin efort minim	133
7.3.3. Determinarea stării de tensiune și deformații din brațe	136
7.3.3.1. Braț solicitat prin forță axială și moment încovoietor	136
7.3.3.2. Braț solicitat prin moment de torsiune	140
7.4. Concluzii	144
8. Concluzii finale și contribuții personale	145
8.1. Concluzii finale	145
8.2. Contribuții personale	148
Bibliografie	149

Partea I-a

STADIUL CUNOAȘTERII PROCESĂRII ȘI UTILIZĂRII ARBORILOR COTIȚI

1. Considerații asupra fabricării și solicitării arborilor cotiți de dimensiuni mari

1.1. Fabricarea arborilor cotiți, condiții de recepție și furnizare

Domeniul cel mai vast de utilizare a arborilor cotiți este cel al mașinilor motoare, în special al motoarelor cu ardere internă și al mașinilor cu aburi.

Cel mai mare număr de arbori cotiți se fabrică în industria automobilelor, tractoarelor, motoarelor de avion și a motoarelor cu autoaprindere utilizate în transport, industria extractivă minieră și petrolieră. Un număr mai mic de arbori cotiți se fabrică pentru mașinile cu abur: locomotive, mașini navale, mașini în industria extractivă minieră și petrolieră. Cei mai mari arbori cotiți sunt cei utilizați pentru motoarele cu autoaprindere marine, de mare putere.

Un domeniu destul de răspândit de utilizare a arborilor cotiți este cel al mașinilor generatoare: pompe cu piston și compresoare cu piston.

Arborii cotiți de tip greu se utilizează la presele cu manivelă din atelierele de forjă. De asemenea, se găsesc și la anumite mașini agricole, textile, precum și la o mare varietate de utilaje speciale și mecanisme de comandă.

Arborii cotiți pentru motoarele cu combustie internă și pentru mașinile cu abur utilizate în transportul terestru și maritim necesită o proiectare și execuție foarte îngrijită.

Pentru execuția și recepția arborilor cotiți sunt hotărâtoare condițiile tehnice de furnizare a beneficiarului și condițiile de recepție a Societăților de clasificare.

Dintre acestea, cu prioritate pe plan mondial, trebuie menționate: American Bureau of Shipping, Bureau Veritas, Germanische Lloyd, Lloyd's Register of Shipping.

Analizând pretențiile acestor societăți, rezultă că ele execută recepțiile după aceleași principii având în vedere o siguranță cât mai mare în exploatarea arborilor cotiți de dimensiuni mari. Dacă există anumite diferențe în condițiile de recepție, acestea se mărginesc doar la diferite forme a probelor, care iarăși se bazează pe prescripții naționale.

La toate însă, probele definitorii care se execută în general, sunt:

- Limita de curgere;
- Rezistența la tracțiune;
- Alungirea la tracțiune;
- Gâtuirea la rupere;
- Comportarea la încovoiere;
- Reziliența.

Epruvetele pentru probe se iau de la capătul arborelui dintr-o secțiune a reazimelor extreme. La arborii mai mari, epruvetele se iau din ambele capete. Când se iau probe de la ambele capete, se pune condiția ca diferența dintre rezultatele probelor să nu fie mai mare de 63 N/mm^2 .

Privitor la elaborarea oțelului, nu există prescripții limitative. Oțelul poate să fie Siemens - Martin acid sau bazic, sau de altă categorie, însă din ultima categorie numai cu aprobare specială. Astfel poate fi utilizat și oțelul din cuptor electric.

Asupra gradului de forjare „Lloyd's Register of Shipping” prescrie că secțiunea forjată raportată la secțiunea lingoului, trebuie să fie $1/5$ până la $2/3$, ceea ce corespunde cu un grad de forjare de 5 până la 1,5.

În general arborii cotiți trebuie livrați în stare recoaptă, ceea ce înseamnă că trebuie supuși unei normalizări sau îmbunătățiri în aer. În general beneficiarii cer arborii cotiți în stare tenace și detensionată.

Uneori beneficiarii dau indicații în comandă asupra tratamentului termic la care trebuie supuși arborii cotiți.

1.2. Materiale folosite și gradul de forjare a acestora

Față de materialul folosit pentru confecționarea arborelui cotit se impun următoarele cerințe: rezistență înaltă la oboseală, posibilitatea obținerii unei durtăți ridicate a suprafețelor fusurilor, bună prelucrabilitate și ușurința obținerii semifabricatului.

Arborele cotit se execută prin forjare sau turnare. Semifabricatul forjat se obține din forjarea în mai multe treceri și încălziri în matrițe închise, respectând repartizarea corespunzătoare a fibrelor materialului, evitând mai ales răsucirea lor, ceea ce mărește rezistența la oboseală a arborelui.

Deoarece în condiții de rigiditate în general arborele este supradimensionat, ca material de construcție se utilizează oțelurile carbon de calitate nealiat de tipul OLC 45, OLC 60. Pentru arborii mai puternic solicitați, se utilizează și oțelurile aliate cu Mn, Mo, V. Arborii forjați se supun tratamentului termic pentru a obține o duritate în limitele 200...250 HB. Durtatea fusurilor se obține prin călirea C.I.F., adâncimea stratului călit fiind de 3...4 mm, iar duritatea HRC = 52...62, ceea ce asigură o mare rezistență la uzură.

La majoritatea arborilor cotiți se prescrie o rezistență la tracțiune de 500 - 600 N/mm^2 , la solicitări mai mari se prevăd 600 - 700 N/mm^2 . Aceste condiții pot fi satisfăcute cu oțelurile carbon OLC 35 X și OLC 45 X. Pentru a asigura îndeplinirea acestor condiții, deseori oțelul este ușor aliat cu Cr până la 0,6%. Dacă pretențiile sunt mai mari, de exemplu dacă se cere rezistența la tracțiune peste 700 N/mm^2 , atunci se recomandă utilizarea oțelurilor aliate.

Gradul de utilizare a lingoului turnat în piesa brut forjată este de 50 - 60%. Gradul de utilizare a arborelui gata prelucrat față de piesa brut forjată este de 28 - 35%. Astfel rezultă un grad total de utilizare a materialului de 15 - 20%.

În figura 1.1 se prezintă schematic un exemplu de forjare a unui arbore cotit cu zece manetoane.

Masa lingourilor turnate este de 40 tone, din care a piesei brut forjate ajunge la 24,5 tone, pentru ca arborele cotit, gata prelucrat să fie de 8,3 tone. Deci gradul de utilizare total este 20,8%. Figura 1.1 mai arată că suprafața arborelui față de greutate este foarte mare. Cu excepția zonelor de margine care sunt prelucrate, suprafețele blocului brut apar la arbore cotit.

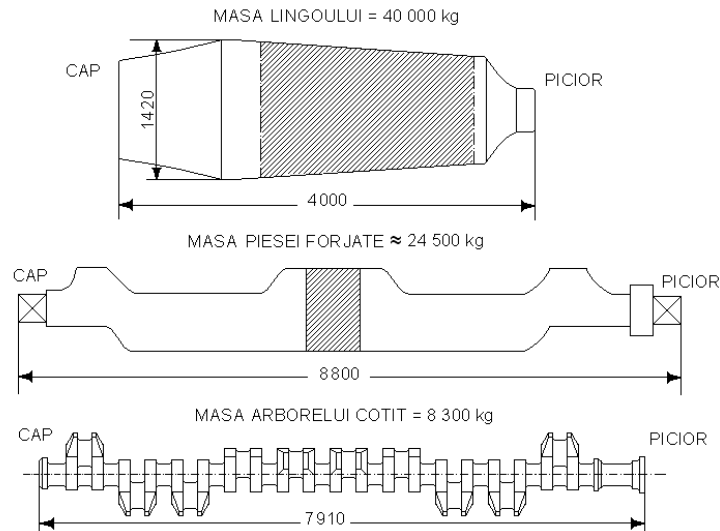


Fig. 1.1. Gradul de utilizare a materialului la un arbore cotit cu zece manetoane.

Pentru arborii cotiți mari, forjați liber, se utilizează în general direct lingourile turnate. Mai rar sunt utilizate pentru forjare semifabricate prelucrate. Raporturile arătate în figura 1.1 sunt însă valabile în ambele cazuri.

Pentru arborii cotiți tratați sunt utilizate lingourile brute între 5 și 60 tone. Lingourile destinate forjării sunt turnate de sus și prevăzute cu maselotieră sus și jos. Dacă oțelul utilizat este Siemens - Martin bazic, atunci în general o șarjă este suficientă pentru lingoul necesar.

La oțeluri din cuptorul electric bazic, de obicei, sunt necesare mai multe șarje pentru umplerea lingoului.

Un lingou turnat nu poate fi considerat nici din punct de vedere al cristalelor, nici a repartizării elementelor componente ca o formație omogenă. Această neomogenitate nu poate fi evitată complet deși este influențată într-o măsură oarecare prin dirijarea topirii, temperaturii de turnare, vitezei de turnare, etc. Odată cu creșterea mărimii lingoului [89] crește și neomogenitatea structurală a acestuia.

Figura 1.2 prezintă schematic cristalizarea și segregarea ce se produce într-un lingou. Zona marginală (1) se răcește mai repede și este caracterizată prin cristale biliforme. Stratul următor (2) este format din cristale columnare, apoi urmează cristale dendritice (3). Zona (4) situată la partea inferioară a lingoului conține cristalite grosolane în formă de bile într-o regiune săracă în carbon. Zona (5), reprezintă o bună parte din lingou ce prezintă o solidificare neregulată unde apar de obicei liniile de umbră. Această regiune de segregare este caracterizată prin conținut mai mare de sulf și fosfor. Liniile de umbră se formează la frontul de solidificare unde din lichidul rămas se formează o precipitare a incluziunilor sulfurice și oxidice printr-un dezechilibru și solubilitate limitată [33].

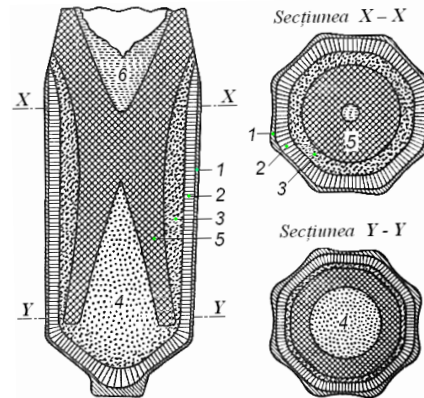


Fig. 1.2. Reprezentarea schematică a cristalizării și a segregăției în lingouri:
 1 - zona marginală, cu răcire rapidă și cristale globulare fine; 2 - cristale columnare;
 3 - dendrite de contact; 4 - cristale globulare grosolane (regiune săracă în carbon);
 5 - regiune de segregare cu solidificare neregulată (zone unde pot apare liniile de umbre);
 6 - zonă fără segregării cu răcire neuniformă.

Dacă segregăția este mai pronunțată, acest fenomen iese mai bine în evidență la prelucrările prin așchiere. Segregățiile devin vizibile prin probele Baumann sau prin tratare cu o soluție de clorură de cupru – amoniu. În secțiunea longitudinală apar prin coloritul închis și prin liniatură închisă, iar în secțiunea transversală apar în formă de puncte.

La defectoscopia magnetică în locurile cu segregare se adună pulberea. Aprecierile diferite ale acestor fenomene de segregare au dat impulsul cel mai puternic în timpul efectuării cercetării.

La aceasta, se mai adaugă și o puternică segregare a carbonului care se produce prin coborârea cristalelor bogate în fier deci sărace în cristale mixte (în carbon), fenomen care se produce la piciorul lingoului.

Figura 1.3 arată schematic repartizarea conținutului de carbon într-un lingou de 20 tone care a fost turnat din oțel cu 0,21%C. Conținutul de carbon variază în lingou între 0,26% și 0,16% C, diferențele ajungând până la 0,1%.

În figura 1.4 este ilustrată repartizarea carbonului într-un lingou de 23 tone, turnat din oțel OLC 35x. În regiunea care corespunde cu piesa de forjat, conținutul de carbon variază între 0,38% (în capul lingoului) și 0,32% (la piciorul lingoului).

Această variație a conținutului de carbon produce diferențe importante a valorii caracteristicilor de rezistență.

Condiția de recepție se bazează în general pe încercarea de materiale, ceea ce se poate considera ca justificat. Aceste condiții provin de la recepția pieselor cu solicitări foarte mari cum sunt motoare de aviație și alte construcții de motoare. Condițiile de construcție a motoarelor mari sunt însă cu totul altele.

Este o imposibilitate de a transpune condițiile de recepție a arborilor cotiți mari fabricați individual, la arborii cotiți mici și de mare randament care pe deasupra mai sunt fabricați și din oțeluri aliate. La arborii cotiți mari trebuie să fie valabile cu totul alte condiții, motiv pentru care analiza efectuată în prezenta cercetare va da lămuriri importante în această problemă.

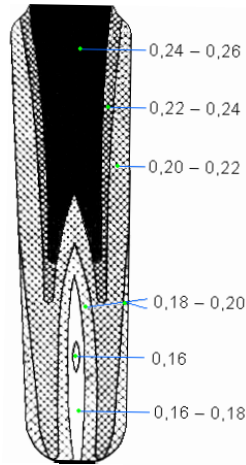


Fig. 1.3. Segregație de carbon într-un lingou de 20 tone.

Material OLC 22 cu analiza C = 0,21%; Si = 0,17%; Mn = 0,66%; P = 0,04%;
S = 0,032%.

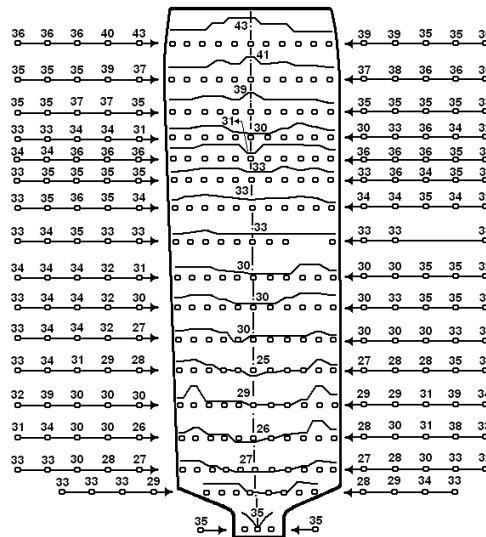


Fig. 1.4. Segregație de carbon într-un lingou de 23 tone.

Material OLC 35 X cu analiza C = 0,35%; Si = 0,45%; Mn = 0,75%;
P = 0,020%; S = 0,037%.

1.3. Controlul structurii lingourilor destinate forjării pentru arbori cotiți

Structura finală a lingourilor este determinată aproape în întregime de gradul de dezoxidare a oțelului turnat. Diversele tipuri de oțeluri necesită tehnici de elaborare și dezoxidare diferite, analizate în prezenta lucrare.

Oțelurile necalmate. Pentru oțelurile necalmate s-a arătat anterior acțiunea de necalmare ce are loc în lingotiere pentru satisfacerea unor condiții de suprafață cât și a unei structuri impuse. Controlul zgurii este făcut în scopul determinării proporției de var - silică și a conținutului de oxid de fier necesare pentru a obține gradul de dezoxidare impus băii de metal în momentul când șarja este gata de evacuare. Acest fenomen depinde de conținutul mare în carbon (de ordinul 0,12 la 0,15%) sau conținutul mic (de ordinul 0,06 la 0,10%) sau mai mic de 0,06%.

Oțelul necalmat este evacuat de obicei fără să se adauge dezoxidanți în cuptor, introducându-se numai cantități mici de dezoxidanți în oala de turnare în scopul de a avea suficient oxigen la dispoziție pentru a obține degajarea dorită de gaze în lingotieră când oxigenul reacționează cu carbonul. Feromanganul se poate adăuga atât în cuptor înainte de evacuare, cât și în oala de turnare. Alumiul, ferotitanul sau alți dezoxidanți, dar în cantități mici, pot fi adăugați tot în oala de turnare.

Când se respectă condițiile tehnologice impuse, oțelul poate fi turnat în lingouri care vor avea o retasură minimă și o suprafață bună, deși poate avea loc fenomenul de segregatie. Când metalul din lingotieră începe să se solidifice, are loc o degajare violentă de gaze, ceea ce are ca rezultat un lingou de bună calitate. Pentru cazurile în care suprafața produsului este condiția preponderentă, acest oțel se utilizează pe scară largă.

Grosimea crustei exterioare și absența suflurilor și oxizilor depind de gradul de dezoxidare al băii metalice. Dacă temperatura și conținutul în oxigen al oțelului în momentul turnării în lingotiere sunt în limite admise, se obține degazarea dorită de oxid de carbon din lingou. La primul lingou se urmărește gradul de necalmare, iar în cazul în care este necesară o schimbare, înainte de turnarea celorlalte lingouri, se adaugă mici cantități de granule de aluminiu sau alte materiale dezoxidante funcție de gradul mai mic sau mai mare de oxidare. Dacă oțelul este supradioxidat (conținut prea scăzut în oxigen), operația de necalmare va fi incompletă din cauza slabei degajări de gaz.

Lingouri cu calotă. Tehnica oțelurilor cu calotă este o variantă a turnării oțelului necalmat. Oțelul este turnat în lingotieră, direct conică, (cu cap în formă de butelie), la care gura sau capul gătit al lingotierei favorizează formarea calotei. Fierberea este lăsată să se desfășoare normal, dar înainte cu un minut, sau mai mult, de terminare, lingotiera se acoperă cu un capac de fontă. Adăugarea unor cantități mici de aluminiu în timpul turnării asigură o mărire a volumului, astfel încât oțelul să preseze pe capac. Se preferă ca conținutul în oxigen al oțelului, în momentul turnării, să nu fie prea mare sau dacă este posibil ceva mai mic decât conținutul necesar pentru oțelul necalmat.

Lingoul cu calotă posedă o crustă subțire, care practic nu are sufluri, și o zonă centrală, care are mai puține segregatii decât lingoul de oțel necalmat, pentru același volum. La oțelurile cu conținut în carbon mai mare decât 0,15%, lingoul cu calotă se utilizează cu succes

Oțelurile semicalmate. Oțelurile semicalmate sunt mai puțin dezoxidate decât cele calmate, existând destul oxigen în oțelul topit pentru a reacționa cu carbonul și a forma gazele după ce oțelul este turnat în lingotieră. De obicei acest oțel are un conținut în carbon de ordinul 0,15 la 0,30%. Tehnologia obișnuită este de a aduce conținutul în carbon al oțelului din cuptor la conținutul în carbon dorit pentru turnare. Feromanganul se poate adăuga în cuptor, în oala de turnare, sau în amândouă. Dacă este necesară adăugarea unor cantități mari, cel puțin o parte din ele se va adăuga în cuptor. Carbonul, ferosiliciul și aluminiul se pot adăuga în oala de turnare. De obicei cea mai mare parte a reacției de dezoxidare are loc în oala de turnare, astfel în lingou să fie necesară adăugarea câtorva zeci de grame de aluminiu la tona de oțel.

Oțelurile calmate. Termenul de „calmat” arată că oțelul a fost dezoxidat suficient pentru a fi complet liniștit în timpul turnării în lingotieră. Aci nu se produce o degajare de gaze în lingotieră, iar suprafața superioară a lingoului se solidifică destul de repede. Oțelul calmat se utilizează de obicei când structura finală a oțelului trebuie să fie omogenă. Oțelurile aliate, oțelurile forjabile și cele pentru carburare intră în această categorie când calitatea de bază a oțelului trebuie să fie rezistența.

În general, toate oțelurile cu un conținut în carbon mai mare de 0,3% sunt oțelurile calmate. La elaborarea oțelului, procedeul obișnuit pentru elaborarea în cuptor este de a respecta temperatura și conținutul în carbon al băii, asigurând dezoxidarea acestuia prin adăugarea de fontă cu un înalt conținut de siliciu (15 la 25% siliciu), ferosiliciu sau silicat de magneziu.

Menținerea unei temperaturi reduse micșorează conținutul în oxigen al metalului lichid și preîntâmpină oxidarea în continuare a carbonului, servind de asemenea la protejarea elementelor de aliere susceptibile la oxidare.

În partea finală a perioadei de afinare, conținutul în carbon trebuie să fie în limitele impuse pentru evacuare și turnare. Conținuturile în fosfor și sulf trebuie să fie inferioare limitei maxim specificate, conținutul în mangan inferior limitei minim impuse, iar temperatura băii să fie adecvată compoziției și sortimentului de oțel ce urmează a fi elaborat. În acest moment oțelul este pregătit pentru a i se putea adăuga elemente de aliere necesare.

Introducerea feroaliajelor în cuptor sau în oala de turnare este dictată de susceptibilitatea acestora pentru oxidare. Feromanganul se poate introduce atât în cuptor, cât și în oala de turnare sau în ambele, însă cantitatea adăugată în oală nu trebuie să fie mare pentru a nu răci prea mult metalul. Adaosurile ce se fac în cuptor se aleg astfel încât oxizii solizi ce se formează să aibă timp suficient pentru a se ridica în zgură înainte de evacuarea metalului din cuptor. După evacuarea băii se mai pot adăuga dezoxidanți în timp ce oțelul se scurge în oală. Aceasta completează dezoxidarea până ce se atinge nivelul dorit pentru turnarea în lingotiere. Adaosurile ce se fac în oala de turnare sunt de obicei ferosiliciul, aluminiul sau aliaje speciale (de exemplu silicat de calciu) ce conțin elemente care au o mare afinitate pentru oxigen. Adaosurile care conțin elemente ca manganul și siliciul furnizează o parte din elementele necesare pentru a îndeplini condițiile impuse de specificația compoziției chimice. Adăugarea de substanțe dezoxidante poate fi făcută în lingouri, funcție de tipul de oțel. La elaborarea unor oțeluri pentru ambutisare adâncă, se calmează de obicei un oțel cu un conținut foarte slab în carbon (sub 0,10%), cu o cantitate mare de aluminiu care se adaugă în oala de turnare, în lingotiere sau în amândouă.

Aproape toate oțelurile sunt turnate în lingotiere invers conice cu maselotieră. Tipul de maselotieră utilizată variază de la o uzină la alta și chiar în

aceeași uzină pentru diferite calități de oțel. Dimensiunea lingourilor turnate variază de asemenea în funcție de limitele impuse de mărimea, capacitățile și utilajele oțelăriei, cantitatea de segregare ce poate fi tolerată și de întrebuițarea oțelului.

1.4. Degazarea sub vid a oțelului pentru lingouri de forjă

Gazele absorbite de oțelul lichid din atmosferă și din materiile prime utilizate la elaborarea oțelului pot da naștere la exfolieri, friabilități, goluri, incluziuni și alte defecte nedorite sau chiar dăunătoare oțelului după solidificare. În special, hidrogenul este recunoscut de mai mult timp a fi cauza exfolierilor și friabilității. Până relativ recent se practica calcinarea și uscarea materialelor introduse. Chiar dacă se luau măsuri, după solidificare oțelul se supunea unor cicluri lungi de încălzire și răcire în scopul difuzării hidrogenului absorbit de oțel.

Oxigenul și azotul se combină cu diversele elemente de aliere adăugate, pentru a forma oxizi, acidul cianhidric sau compuși ai azotului care rămân în oțel sub formă de incluziuni ce pot fi eliminate numai prin anumite operații de retopire. Prin procedeele de topire sub vid, există posibilitatea eliminării gazelor și incluziunilor atât pentru cantități mici de oțel topit, la un preț de cost acceptabil, cât și pentru cantități mai mari, însă comportând cheltuieli considerabile.

În ultimul timp s-au dezvoltat diverse metode pentru degazarea unor cantități mari (până la 300 tone) de oțel lichid produs în cuptoare Martin sau electrice cu arc.

Cele mai obișnuite sunt: degazarea oalei de turnare, degazarea jetului de oțel lichid, procedeul D-H (Dortmund-Hörder) și procedeul R-H (Ruhrstahl-Heraeus). Principiile pe care se bazează aceste procedee sunt arătate în figurile 1.5, 1.6 și 1.7. Hidrogenul poate fi evacuat efectiv prin oricare din aceste procedee, unele din acestea eliminând și oxigenul care nu a fost dezoxidat în prealabil cu siliciu sau aluminiu.

Prin procedeul degazării oalei de turnare (figura 1.5 A) oala care urmează a fi degazată este plasată într-un recipient etanș care are un orificiu prin care acesta se conectează la pompa de vid.

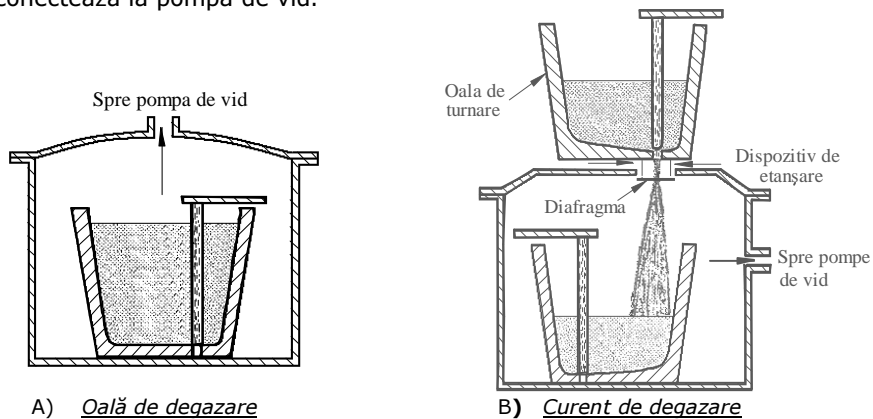


Fig. 1.5. Schema de amplasare a utilajului folosit:
(A) degazarea oalei de turnare și (B) degazarea jetului de oțel lichid.

În ambele metode oțelul degazat este după aceea turnat în lingotiere în modul obișnuit. Variantele (A) și (B) sunt analizate în text.

Evacuarea aerului din interiorul recipientului dă posibilitate gazelor din oțel să iasă afară; această operație este simultană cu o operație de barbotare impusă oțelului lichid. Pâlniile din partea superioară a recipientului sunt prevăzute pentru materialele ce se vor adăuga în oala de turnare. În oțelul din oala de turnare se injectează un gaz inert ca argonul sau heliul pentru a agita baia și pentru producerea barbotării. Pentru anumite scopuri se poate folosi și agitarea prin inducție (agitarea prin inducție necesită ca material de construcție a oalei un oțel inoxidabil nemagnetic). Când degazarea este terminată, recipientul este spălat cu un gaz inert pentru a elimina posibilitatea aprinderii gazelor inflamabile și a prafului metalic acumulate în recipient. După aceasta se ridică presiunea în recipient la presiunea atmosferică pentru a permite scoaterea oalei. Oțelul degazat este turnat apoi în mod obișnuit.

Degazarea jetului de oțel. Degazarea jetului de oțel este realizată (fig.1.5 B) prin plasarea unei oale de turnare într-un recipient.

Deasupra acestui recipient se plasează o oală prevăzută cu orificiu de evacuare în partea inferioară. Fundul oalei și partea superioară a recipientului sunt prevăzute cu garnituri etanșe pentru prevenirea intrării aerului. Când tija oalei încărcate este ridicată, metalul topit se scurge prin cămida pâlnie, topește o diafragmă care închide recipientul și trece în oala plasată în recipientul cu vid. Când jetul de oțel topit intră în spațiul vidat, se desface în picături foarte mici expunând astfel o suprafață mare influenței de degazare în vid, căzând după aceea în oală. După spălarea recipientului în scopul eliminării gazelor inflamabile și înlocuirii lor cu un gaz inert, se deschide recipientul și oala cu oțel degazat este luată de o macara, oțelul fiind turnat în modul obișnuit.

O variantă a metodelor descrise este aceea de a plasa utilajul cu vid la gura de evacuare a unui cuptor electric cu arc. Oala de turnare care primește oțelul degazat este prevăzută cu un capac etanș cu orificii pentru introducerea materialelor de adaos dintr-o pâlnie (buncăr), pentru eliminarea aerului din oală și pentru introducerea oțelului topit. După ce oala este vidată, se toarnă oțelul din cuptorul electric cu arc într-o pâlnie și de aici, prin ridicarea dopului, în spațiul vidat din oală prin orificiu prevăzut în capacul oalei. Un procedeu pentru degazarea jetului de oțel pentru turnarea lingourilor mari de forje este descris în continuare.

Procedeu D-H (Dortmund-Hörder) pentru degazarea oțelului lichid (fig.1.6) realizează și afinare și amestec intensiv, permițând și adăugarea de elemente de aliere.

Vasul cu vid este coborât până ce capul pâlniei pătrunde prin zgură în oțelul topit din oală. În acest moment pompele de vid scad rapid, presiunea din cameră până la aproximativ 1mm Hg, iar presiunea atmosferică face ca oțelul lichid să se ridice în cameră. Când oțelul intră în spațiul vidat are loc o degajare violentă de gaze care expun vidului o mare suprafață de oțel (sub formă de picături). Prin ridicarea vasului, fără însă a scoate pâlnia din metalul lichid din oală, se permite oțelului degazat să se scurgă parțial, înapoi în oală. Repetând această operație, se poate degaza întregul conținut al oalei. Pierderile de căldură sunt compensate de un element de încălzire prin rezistența electrică de grafit plasat în partea superioară a camerei cu vid. În timpul operației apar următoarele schimbări chimice: (1) se elimină hidrogenul, (2) se reduce conținutul în carbon prin reacția cu oxigenul din oțel pentru a forma oxidul de carbon și (3) apar ceva pierderi de mangan. Oțelul de compoziție dorită este produs prin compensarea inițială a pierderilor de carbon și mangan sau prin adăugarea prin buncăre a unor elemente de înlocuire, care permit

16 Considerații asupra fabricării și solicitării arborilor cotiți de dimensiuni mari - 1

această operație fără a strica vidul. După ce degazarea este completă, camera este spălată cu azot; se ridică apoi pâlnia deasupra oțelului lichid pentru a preveni astfel aprinderea gazelor inflamabile acumulate în vas.

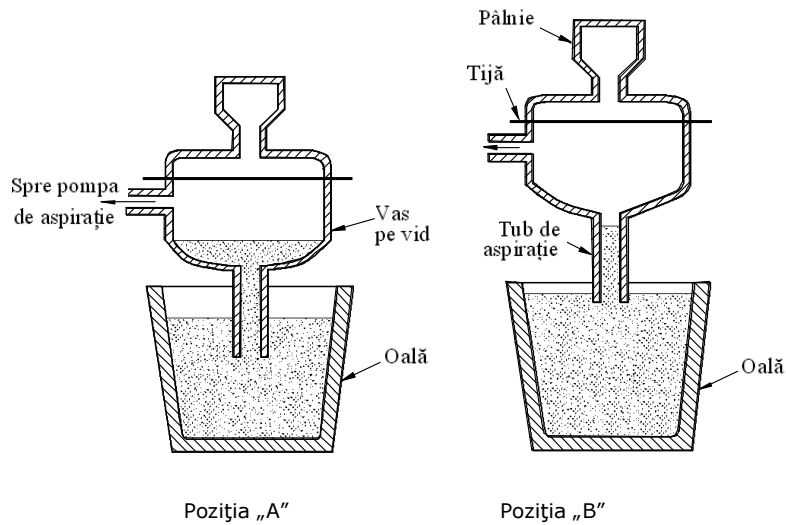


Fig. 1.6. Diagrama schematică reprezentând principiul procedurii D-H (Dortmund-Hörder).

Când vasul vidat se coboară și apoi se ridică, presiunea atmosferică face ca oțelul topit să se ridice în spațiul vidat și apoi să coboare din nou în oală. Principiul procedurii R-H (Ruhrstahl - Heraeus) este arătat în figura 1.7.

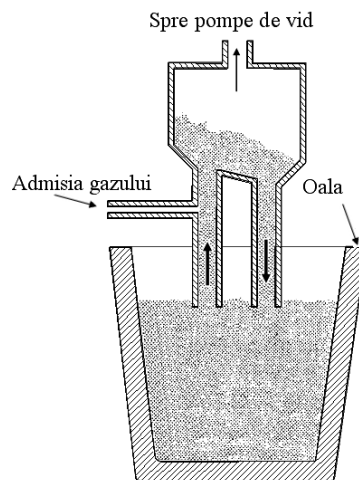


Fig. 1.7. Principiul procedurii R-H (Ruhrstahl-Heraeus).

Argonul este injectat într-unul din tuburile sau picioarele vasului făcând oțelul să se ridice în camera golită printr-o acțiune de barbotare care degajă gazele din oțel, coborând apoi în oală prin cel de-al doilea picior. Circularea continuă a oțelului este menținută până ce se obține gradul dorit de degazare.

Echipamentul este compus dintr-un vas prevăzut cu două tuburi lungi. Unul din aceste tuburi este prevăzut cu un orificiu de admisie pentru injectarea unui gaz inert. Vasul este coborât până ce capetele celor două tuburi sunt la o mică distanță de suprafața oțelului lichid din oală după care se goleşte vasul. Din cauza presiunii atmosferice oțelul lichid se ridică prin tuburi. Se injectează argonul prin tubul prevăzut cu orificiu și prin acesta se scade densitatea coloanei de metal lichid din acest tub dând naștere unei acțiuni de „pompare” rezultată din dezechilibrul apărut între această coloană și coloana de metal lichid din celălalt tub. Când metalul lichid se ridică în camera golită prin tubul prin care se injectează argon, gazele absorbite părăsesc metalul printr-o acțiune de fierbere, iar metalul degazat se întoarce în oală prin celălalt tub. Circulația metalului din oală în camera golită este continuată până ce se obține în oțel conținutul de gaz dorit.

1.5. Turnarea sub vid a lingourilor mari de forjare

Figura 1.8 prezintă o instalație de turnare sub vid pentru producerea lingourilor mari destinate forjării, în care conținutul în hidrogen a fost scăzut la un nivel la care oțelul este insensibil la formarea fulgilor. Această instalație utilizează principiul de degazare a jetului de oțel, oală - lingotieră.

Schema de amplasare a recipientului cu vid și sistemul de pompare sunt arătate în figura 1.8.

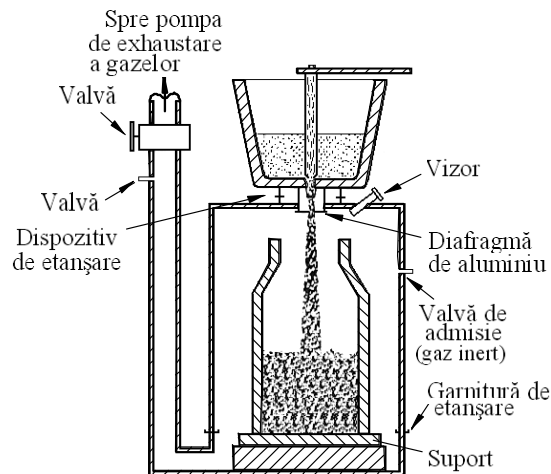


Fig. 1.8. Amplasarea schematică a instalației de turnare sub vid, folosită pentru tehnica degazării curentului jetului de oțel.

Cu sistemul de pompare în funcțiune, presiunea din recipientul cu vid fiind de valoare minimă necesară, oala cu oțelul care urmează a fi degazat este plasată pe o oală intermediară și se începe turnarea oțelului. Când oala intermediară este trei sferturi plină, i se deschide pâlnia, oțelul lichid topește diafragma dintre oala intermediară și recipient și metalul intră în atmosfera de presiune scăzută din recipient. Gulerul refractar din jurul pâlniei oalei intermediare limitează jetul de oțel pentru a preîntâmpina o stropire excesivă datorită degajării de gaze când jetul se desface în stropi mici. Oțelul topit se scurge apoi în oală. La terminarea turnării recipientul este spălat cu un gaz inert înainte de a strica vidul, introducând aer la presiunea atmosferică.

Factorii care influențează eficiența eliminării gazelor

Unele din variabilele care afectează cantitatea de hidrogen eliminată din oțel în timpul turnării sub vid sunt: cantitatea de gaze dizolvate în oțel, compoziția otelului, presiunea absolută în timpul degajării, viteza de turnare, umiditatea din recipiente și pătrunderea aerului atmosferic.

Oțelurile elaborate fără adaosuri de aluminiu, siliciu sau alți dezoxidanți puternici sunt dezoxidate prin reacția carbonului cu oxigenul când aceste oțeluri sunt expuse la presiuni scăzute. Oțelurile dezoxidate cu aluminiu sau alți dezoxidanți puternici nu se pretează la dezoxidarea prin vid deoarece astfel de substanțe dezoxidante formează cu oxigenul compuși stabili care pot fi eliminați numai dacă presiunea de turnare sub vid este mai mică decât presiunea de disociere a acestor compuși.

1.6. Analiza solicitărilor în exploatarea arborilor cotiți

Arborele cotit este organul motorului care preia și transmite în exterior lucrul mecanic produs de cilindrii; totodată transformă mișcarea de translație a pistonului în mișcare de rotație proprie.

În procesul de lucru arborele cotit preia solicitările variabile datorită forței de presiune a gazelor și forțelor de inerție a maselor cu mișcare de translație și a maselor cu mișcare de rotație, solicitări care au un caracter de șoc. Aceste forțe provoacă apariția unor eforturi unitare importante de întindere, compresiune, încovoiere și torsiune. În afară de acestea în arborele cotit apar tensiuni suplimentare cauzate de oscilațiile de răsucire și de încovoiere. Ansamblul solicitărilor provoacă deformarea arborelui determinând uzura prematură a cunineților sau în cazuri mai grave chiar ruperea arborelui.

Arborele cotit are următoarele componente (fig. 1.9): capătul liber 1, fusurile paliere 2, fusurile manetoane 3, bratele 4, contraagreutăți 5, partea posteră 6

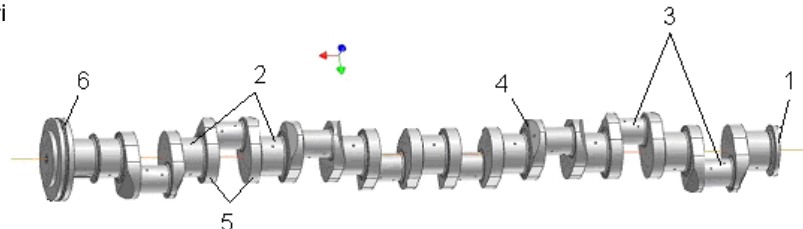


Fig. 1.9. Părțile componente ale arborelui cotit.

Din aceste condiții grele rezultă și unele cerințe impuse față de construcția arborelui cotit: rezistență mecanică ridicată și mai ales o mare rigiditate a construcției, de care depinde în cea mai mare măsură durabilitatea pieselor mecanismului motor: rezistență ridicată la uzură a suprafețelor fusurilor: înaltă precizie de fabricație a fusurilor, ca dimensiuni și formă: echilibrare statică și dinamică: lipsa rezonanței atât la vibrații de torsiune cât și la cele de încovoiere.

1.6.1. Solicități la torsiune

Solicitarea la torsiune este proporțională cu cuplul transmis și crește spre flanșa principală, cu cuplul produs de fiecare cilindru. Cuplurile care atacă pe fiecare manivelă sunt variabile după mărime și sens în funcție de timp (cursa de compresie, cursa de lucru).

La flanșă, adică la locul unde puterea se transmite mai departe, cuplul este cel mai uniform. La celelalte părți ale arborelui (cilindrul 1) cuplul va fi mai variabil. Între aceste puncte, caracteristica cuplului depinde de ordinea aprinderii și de modul de funcționare a motorului (în doi timpi sau în patru timpi).

Din aceste cupluri se poate stabili în general dimensiunile arborelui cotit.

Solicitări suplimentare pot să mai apară și anume: solicitări variabile la torsiune, dacă arborele cotit singur sau împreună cu toată mașina ajunge la vibrații de torsiune. Forma diagramei va depinde de momentul de inerție a elicei, volantului (dacă există), maselor cuplate prin biețele pe de o parte, iar pe de altă parte de rigiditate la torsiune a arborelui cotit și a arborelui elicei.

Vibrațiile la răsucire vor apare dacă turația instalației corespunde cu turația de rezonanță a întregului sistem fie aproximativ, fie în mod precis. În astfel de cazuri pot apare cupluri suplimentare de solicitări, care pot atinge valori multiple a cuplurilor de funcționare. Mărimea acestor cupluri este limitată prin amortizoare existente în sistem, fie ele mai slabe sau mai puternice. Poziția acestor domenii critice (turații) poate fi calculată cu o aproximație destul de bună din datele cunoscute ale instalației.

În exploatarea practică astfel de domenii de turații trebuie în general evitate, iar dacă evitarea lor completă este imposibilă, atunci nu trebuie admise decât pentru un timp foarte scurt. Adică, trecerea trebuie să fie rapidă prin aceste turații critice. Prin amortizoarele de vibrații și prin antivibratori efectele rezonanței pot fi mult atenuate.

Asupra mărimii solicitărilor variate în exploatare nu există date precise în literatura de specialitate. E. Lehr indică rezultatele măsurărilor efectuate la arborele cotit cercetat de el la circa $\pm 30 \text{ N/mm}^2$. Aceste solicitări ar exista atunci când se trece (în scurt timp) prin turație de rezonanță : solicitările normale în timpul exploatarei sunt mai reduse.

Solicitările de recepție indică valori aproximative pentru solicitări de răsucire alternative admisibile, care se diminuează cu creșterea diametrului fusurilor. Astfel se ia în considerare influența mărimii asupra rezistenței la oboseală. Mai departe valorile admise sunt în funcție de raportul turației de exploatare la turația sarcinii pline.

Dacă acest raport are o valoare mai mare, atunci valorile solicitărilor admise sunt mai mari.

Solicitări la răsucire alternativă admise cu ocazia trecerii turației de rezonanță pentru o scurtă durată de timp sunt de circa două ori mai mari decât solicitarea admisă pentru cazul normal. De exemplu după prescripțiile „Germanische

Lloyd" pentru un arbore cotit cu diametrul de fus de 200 mm, se admite o solicitare la răsucire de la ± 30 până la ± 40 N/mm², în funcție de raportul turațiilor n/n_v .

1.6.2. Solicitări la încovoiere

Momentele care solicită la încovoiere arborele cotit, sunt produse de forțe transversale compuse din forțele pistoanelor și reacțiile lagărelor. Solicitări de încovoiere sunt mai mari decât solicitările de torsiune. Pentru o comparație aproximativă să luăm diametrul fusului palier egal cu jumătate din cursă, distanța între două paliere 2,5 – 2,7 ori diametrul fusului palier, și atunci valoarea solicitării de încovoiere la paliere va fi cu 25 – 35% mai mare ca solicitarea la torsiune.

Calculul solicitărilor la încovoierea unui cot de arbore se face în principiu pe baza schiței arătate în figura 1.10. Se admite că forța maximă produsă de ardere, se creează în poziția superioară a manivelei, iar forța de ardere este suportată de către cele două paliere vecine cu manetonul respectiv. În acest caz momentul de încovoiere va fi triunghiul trasat cu linie continuă în figura 1.10. Se neglijează pentru moment efectul continuității arborelui cotit. Repartizarea momentului după figura 1.10 servește de obicei la calculul brațului manivelei. Dacă acum se presupune că reacția F_2 dispăre, ceea ce poate se întâmplă, dacă se topește cuzinetul de la F_2 , atunci palierul următor F_3 va prelua sarcina de la F_2 ceea ce reprezintă în plus 25% din forța care acționează la piston. În acest caz F_1 va crește la 50... 75% din forța pistonului, iar fusul va fi solicitat de un moment cu 50% crescut, iar palierele care inițial nu au avut moment de încovoiere acum va fi încovoiat de un moment $M_{12} = 0,25 F_2$. La această considerație nu este atât de importantă creșterea momentului de încovoiere asupra fusului, cât creșterea momentului asupra brațului. Și anume, în condițiile inițiale, momentul care acționa asupra brațului manivelei M_{w12} era numai 50% din momentul care acționa asupra fusului, prin deplasarea forței de reacție, momentul nou M_{w13} a crescut la $2,5 M_{w12}$.

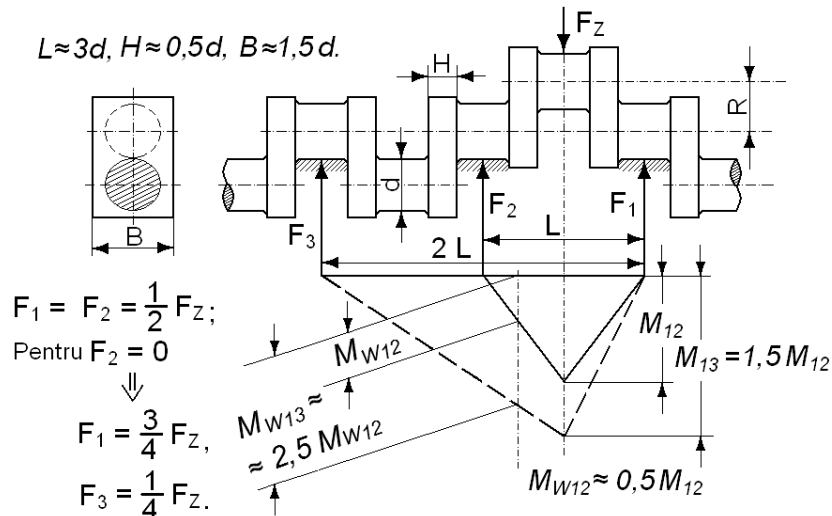


Fig. 1.10. Influența poziției reacției asupra momentului de încovoiere într-un cot de arbore.

Proiectantul arborelui cotit a dimensionat brațul probabil conform repartizării reacțiilor după schema originală adică după linia momentului trasată cu linie continuă când momentul are 55-65% din momentul care solicită fusul, ceea ce este justificat. Dacă însă diagrama momentului se transformă în linia trasată întrerupt, atunci modulul de rezistență al brațului nu va mai fi suficient. Acesta este motivul pentru care ruperi de brațe și defecte de paliere, de obicei, apar simultan la arborii cotiți. Astfel de situații, de obicei sunt produse de defectarea palierului apoi sunt urmate de ruperea brațului, și nu invers cum afirmă unii autori.

1.7. Concluzii

În primul capitol al lucrării se analizează domeniul de utilizare a arborilor cotiți. Se menționează că cei mai mari arbori cotiți sunt utilizați pentru motoarele cu autoaprindere marine de mare putere. Un alt domeniu destul de răspândit de utilizare a arborilor cotiți este cel al mașinilor generatoare: pompe cu piston și compresoare cu piston. De asemenea, arborii cotiți de tip greu se utilizează la presele cu manivelă din atelierele de forje.

Din analiza efectuată, rezultă ca concluzie de bază faptul că structura lingourilor destinate pentru forjarea arborilor cotiți de dimensiuni mari este determinată aproape în întregime de gradul de dezoxidare a oțelului turnat, iar diversele tipuri de oțeluri folosite, necesită tehnici de elaborare și dezoxidare diferite.

Se evidențiază efectele degazării sub vid a oțelului pentru lingouri mari de forje, se prezintă tehnologia turnării sub vid și factorii care influențează eficiența eliminării gazelor.

2. Analiza unor procedee noi de forjare a arborilor cotiți de dimensiuni mari și posibilități de aplicare

Dezvoltarea în continuare în domeniul fabricării unor piese forjate grele cum sunt arborii cotiți, necesită dezvoltarea unor procedee noi de forjare în matriță. Există o dependență completă între progresul continuu în domeniul forjării în matriță a unor piese mari și dezvoltarea unor dispozitive de forjare adecvate [77,22]. Aceasta înseamnă că pentru noi procedee de forjare prezintă o importanță absolută construirea unor dispozitive noi.

Pe acest principiu se bazează apariția în ultimii ani a unor procedee de forjare pentru fabricarea arborilor cotiți de tip monobloc pe care le vom analiza.

Aceste procedee prezintă o particularitate comună - cursa verticală a capului de lucru a presei mecanice sau hidraulice se folosește la producerea atât a forțelor orizontale cât și a celor verticale. Se realizează astfel concomitent strângerea, încovoierea și refularea semifabricatului metalic. Acest proces, cunoscut ca procedeul TR [96,28] este reprezentat în forma sa simplă și fundamentală în cele trei scheme din figura 2.1.

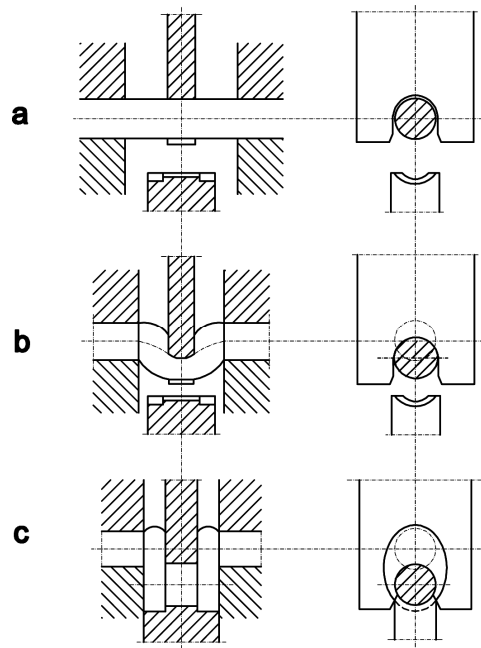


Fig. 2.1. Scheme de principiu a procedeeului de forjare TR.

Figura 2.1,a redă bara încălzită și laminată ce poate fi văzută în scule. Sculele se află în poziția lor inițială.

O treaptă intermediară a procesului este redată în figura 2.1,b, unde deplasarea verticală a capului de mortezat al presei în jos cauzează o încovoiere a barei prin intermediul unei scule de încovoiere în direcția nicovalei inferioare și sculele laterale își încep deplasarea una spre cealaltă și cauzează refularea manivelei.

În figura 2.1,c ciclul este terminat, capul de mortezat al presei se află în poziția sa inferioară, sculele laterale fiind complet închise.

Pe bară a fost executată o gătuire tipică a arborelui cotit, partea fusului de manivelă s-a format prin intermediul sculei de încovoiere și a nicovalei, brațele de manivelă se formează prin refulare ca urmare a deplasării orizontale (de refulare) a sculelor laterale.

Dacă brațele se formează liber la circumferință, ele au de obicei forma ovală, lucru reprezentat în figura 2.1,c. Sculele laterale pot fi dezvoltate însă și altfel, încât ele să împiedice curgerea metalului, și să permită obținerea unui profil dreptunghiular al brațelor, lucru ce poate să fie necesar, de exemplu, pentru prinderea unor contragreutăți.

Trecem acum la analiza figurii 2.2 unde sunt redată principiile fundamentale ale dispozitivului, care execută activitățile redată în schemele din figura 2.1.

În figura 2.2 este prezentată instalația în două poziții: în stare deschisă complet, în stânga liniei mediane și complet închisă, în dreapta acestei linii. Este un dispozitiv clasic care se compune din două părți, cea superioară și cea inferioară

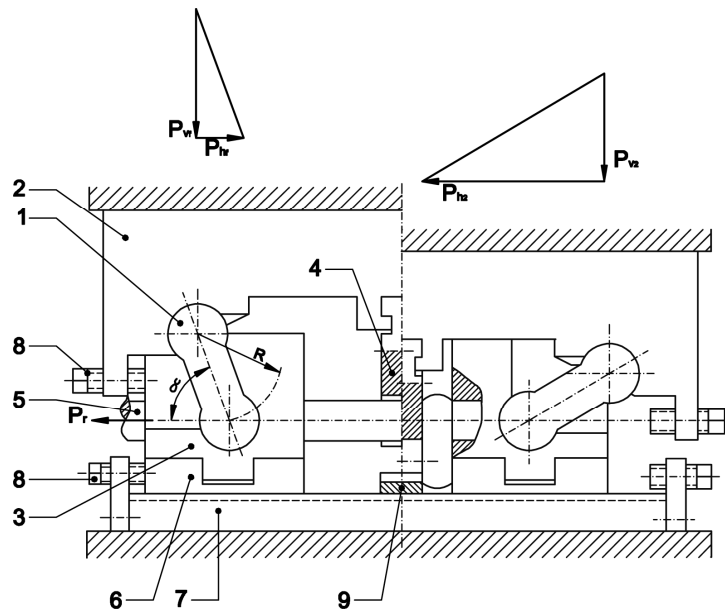


Fig. 2.2. Schema dispozitivului de forjat TR pentru formarea arborelui cotit; Diagramele de forță pentru reprezentarea raportului dintre forțele verticale și cele orizontale la începutul și sfârșitul unei curse.

Partea inferioară o formează placa fundamentală 7, fixată pe masa de lucru (punctat pe desen).

Partea superioară 2 este fixată de capul de mortezat al preseii și din această cauză se ridică și se coboară împreună cu acesta. În aceste două părți se află echiparea propriu-zisă cu scule. Bucșele de strângere ale materialului de plecare sunt cuplate cu partea superioară a dispozitivului prin intermediul unor pârghii articulate (1).

La începutul unei curse, când coboară berbecul (schema din stânga sus), forța transmisă de diferitele manete acționează în primul rând în plan vertical. Componenta orizontală este mică. În etapa de început a cursei, forța verticală execută încovoierea, în timp ce (figura 2.1) urmează o ușoară deplasare orizontală a stanțelor 3, care au strâns bara și prin aceasta „reglează” materialului în zona de încovoiere. În cazul continuării cursei verticale a berbecului unghiul α al manetei devine mai mic și componenta orizontală a forțelor active devine mai mare, în concordanță cu schema din dreapta sus, figura 2.2. Astfel are loc o refulare treptată a brațelor de manivelă. Dacă manetele tind mai departe spre poziție orizontală, cresc forțele orizontale și „înving” rezistențele de refulare crescând.

La sfârșitul unei curse se ridică berbecul preseii, se deschide dispozitivul și se eliberează piesa. Arborele se deplasează cu o distanță corespunzătoare și se execută după aceea cotul.

Un dispozitiv de acționare ce funcționează după principiile din figura 2.2 este reprezentat în figura 2.3.

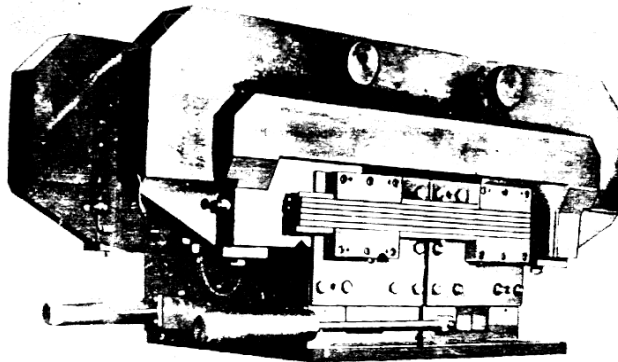


Fig. 2.3. Schema unui dispozitiv de forjare după procedeul TR, aplicat pe o presă hidraulică, care funcționează după principiile redate schematic în figurile 2.1 și 2.2.

El se recomandă pentru aplicarea pe o presă hidraulică. Acționarea acestui dispozitiv este aproape complet mecanică, o singură excepție o constituie doi cilindri hidraulici (respectiv pneumatici), care sunt în legătură cu partea inferioară (în partea inferioară stângă din figura 2.3). Acești cilindri au ca sarcină susținerea mișcării înapoi, prin tragerea elementelor alunecătoare 3, figura 2.2, când manetele se deplasează înapoi în poziția lor verticală.

Un avantaj esențial al procedurii de forjare TR constă în faptul că coturile unei piese forjate prin refularea după acest procedeu sunt adaptate în mare măsură la forma necesară pentru arborele cotit finit. Corespunzător cu aceasta se reduce necesarul pentru prelucrarea mecanică ulterioară.

De asemenea, mai avantajoasă este și exploatarea materialului, un factor căruia i se acordă o atenție tot mai mare în producția industrială, în special la elementii atât de mari ca arborii cotiți. La motoarele lente se poate obține o astfel de exactitate a coturilor arborelui cotit, încât trebuie prelucrați numai pivoții, ceea ce duce la o reducere a costurilor de materiale cu 40% și mai mult.

Un alt avantaj al procedeeului TR constă în posibilitatea aplicării sale la orice presă existentă.

Arborele cotit redat în figura 2.4 a fost realizat cu ajutorul unui dispozitiv TR pe o presă hidraulică de debavurat de 15 MN. Schimbarea sculelor se face rapid și simplu. Pe o presă hidraulică de 20 MN au fost forjați arborii cotiți cu diametre de pivot de 100 la 280 mm. Adaosurile de prelucrare erau în mod corespunzător de 8 la 20 mm pentru brațele de manivelă și de 10 la 25 mm pentru lagărele fusului de manivelă și ale lagărului principal.

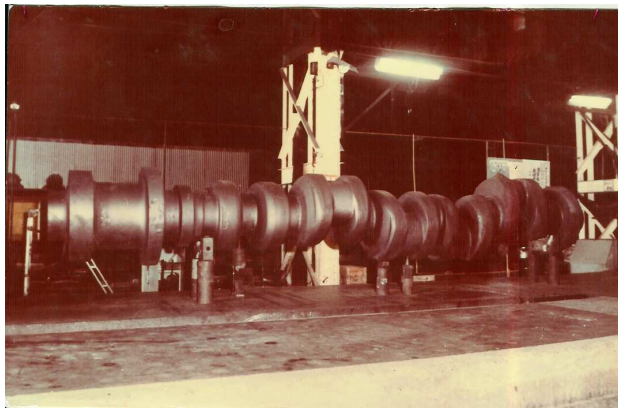


Fig. 2.4. Arbore cotit forjat în sistemul „un cot după celălalt” după procedeeul TR pe o presă hidraulică de debavurat de 15 MN.

Până acum au fost dezvoltate și produse, dispozitive de forjare după procedeeul TR pentru presele de până la 100 MN (figura 2.5).

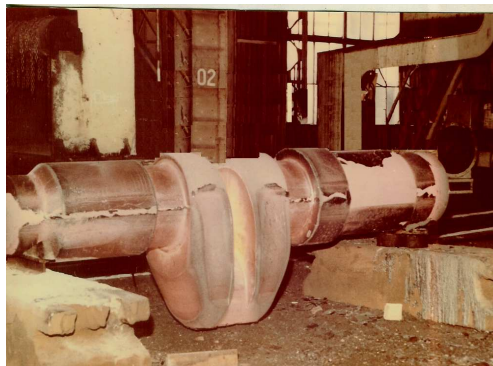


Fig. 2.5. Arbore cotit Sulzer, tip RLA 56, forjat după procedeeul TR pe o presă de 80 MN.

Cel mai mare arbore cotit executat până acum ca piesă forjată după procedeul TR cântărește circa 40 tone, iar cel mai mic, în jur de 220 kg (figura 2.6).

O gravură dublă – dispozitiv de forjare TR este redată în figura 2.7, unde se poate vedea și arborele cotit forjat.

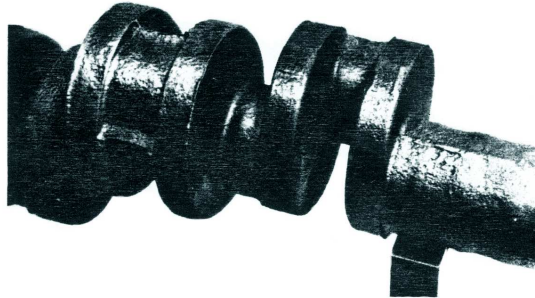


Fig. 2.6. Arbore cotit forjat dintr-o bară laminată.

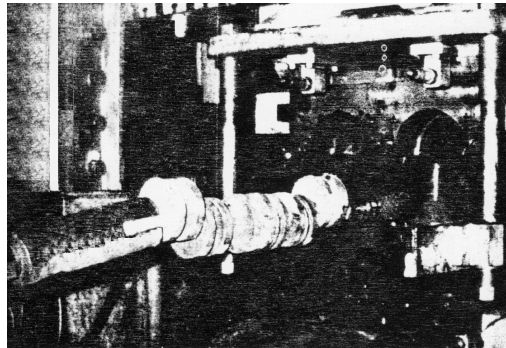


Fig. 2.7. Dispozitiv cu gravură dublă. Arborele cotit ce se scoate prin intermediul manipulatorului a fost forjat dintr-o bară laminată.

Acest dispozitiv a fost aplicat pe o presă hidraulică de 16 MN, unde dintr-o bară laminată a fost fabricat un arbore cotit cu șase coturi de manivelă. Cursa a fost de 180 mm, iar diametrul brațului rotund de 220 mm.

Forjarea unui arbore se face dintr-o singură încălzire a materialului metalic. Presa cu dispozitivul TR înlocuiește două ciocane de forjat în matriță, precum și o presă de debavurat de 12,5 MN. Se poate de asemenea renunța la folosirea unui ciocan de forjat în matriță pentru formarea preliminară a semifabricatului.

Trebuie menționat și faptul că societățile de clasificare Lloyd's Register of Shipping și Bureau Veritas au acceptat la calcularea arborilor cotiți forjați după procedeul TR, o mărire de 15% a încărcării. Bureau Veritas admite o mărire a încărcării cu 10% sau o reducere cu 3% a lagărelor fusului de manivelă și ale

lagărului principal. Procedeu TR a fost aprobat de Germanische Lloyd, de American Bureau of Shipping, de Deutsche Schiffs – Revision und Klassifikation (clasificarea și revizia navelor din Germania) și de mai multe societăți.

În ultimul timp, mai multe societăți din străinătate au obținut dreptul de licență pentru producerea arborilor cotiți monobloc și a altor elemente prin procedeu TR. Printre acestea se numără: Sulzer - Winterthur, Elvetia; Skoda - Pilsno, Cehia, Italsider - Geneva, Italia; Echevarria - Bilbao, Spania; Endo Co - Osaka, Japonia; Japan Steel Works - Muroran Plant, Japonia; Klöckner - Werk AG - Osnabrück, Germania; Astilleros Espanoles - Reinosa, Spania.

Trebuie de asemenea menționat că unii dintre aceștia înlocuiesc cu procedeu TR și alte procedee de forjare. Astfel, Astilleros Espanoles a renunțat la procedeu RR și lucrează acum după procedeu TR. Firma Japan Steel Works a aplicat în trecut un procedeu propriu de forjare pentru arborii cotiți, în prezent folosind procedeu TR pe două prese.

2.1. Un nou procedeu de forjare pentru arbori cotiți monobloc

Analiza efectuată în continuare se referă la un nou procedeu de forjare și dispozitivul corespunzător pentru forjarea arborilor cotiți monobloc. Procedeu descris anterior prezintă câteva nepotriviri. El nu permite coturi cu refulări în partea superioară a brațelor de manivelă din partea fusului de lagăr principal. Aceste refulări au fost realizate până acum printr-o prelucrare mecanică corespunzătoare a barei inițiale în locurile fusurilor lagărului principal și ale lagărului fusului de manivelă. Prelucrarea mărește însă cheltuielile de lucru și pierderile de material. În afară de acestea, se întrerupe continuitatea fibrajului, ceea ce influențează negativ rezistența la rupere și oboseală a arborelui cotit.

Scopul îmbunătățirii prezentate aici este permiterea formării unor coturi cu refulări în partea superioară a brațului de manivelă din partea fusului de lagăr principal. Problema a fost rezolvată în felul următor. În timpul primei faze de formare a unui cot se face o refulare preliminară a porțiunii de bară cu trecerea concomitentă a părții sale de mijloc oblic spre direcția forței de refulare. În timpul celei de-a doua faze, refularea aceleiași porțiuni se desfășoară împreună cu încovoierea părții sale de mijloc în sens opus trecerii.

Procesul cunoscut deja de refulare din două părți a unei porțiuni de bară cu încovoierea concomitentă a acesteia, în scopul formării cotului, a fost completat la acest procedeu mai nou printr-o „trecere” premergătoare a acestei piese în sens opus sensului de încovoiere. Refularea preliminară a unei porțiuni din bară împreună cu trecerea părții sale de mijloc, permite în cea de-a doua fază o curbură cu o mărime oarecare în partea superioară a brațelor de manivelă. În timpul acestui proces de lucru, secțiunea materialului de fus își micșorează secțiunea pentru că se presează în matrița sculei de încovoiat. În timpul umplerii urmează o dislocare a părții de mijloc a barei. Presarea cauzează o micșorare a diametrului în plan orizontal, în timp ce dislocarea micșorează diametrul în plan vertical. Etapele de lucru ale presării și dislocării dau deci posibilitatea de forjare a fusurilor lagărelor de bielă pe un arbore, a cărui diametru este mai mic decât cel al fusului lagărului principal. Nu se deranjează continuitatea fibrajului.

Pentru realizarea procedeuului de forjare menționat, a fost creat un dispozitiv care constituie și obiectul îmbunătățirii aduse. Ca și în soluțiile premergătoare

cunoscute s-au introdus și aici între partea superioară și placa de bază două matrițe divizate, care strâng materialul de format și cauzează refularea acestuia în timpul mișcării lor. Refularea are loc vertical pe direcția de deplasare a berbecului de presă. În zona de refulare între suprafețele frontale ale celor două matrițe divizate se află scula de încovoiere și nicovala, care formează fusul lagărului de bielă. Matrițele inferioare sunt în legătură cu suportul dispozitivului prin intermediul unor pârghii articulate și sunt sprijinite de acestea. În timpul forjării, aceste jumătăți ale blocului de forjat în matriță deplasează cele două jumătăți de matriță superioară și inferioară, ce alunecă pe ghidaje înclinate.

Suporturile de lagăr inferioare ale pârghiilor articulate, interioare sunt fixate de deschiderile părții inferioare ale grinzii de profil H, care constituie cadrul de bază al dispozitivului. Suporturile de lagăr superioare ale acestor pârghii se află pe blocul matriței inferioare. Pârghiile articulate exterioare, care sunt mai îndepărtate de zona de refulare, își au suporturile de lagăr inferioare în deschiderea părții superioare a grinzii fundamentale cu profil H. Suporturile superioare ale acestor pârghii exterioare se sprijină pe blocul matriței inferioare, peste planul său divizat.

În concordanță cu un astfel de proiect, grinda de bază nu este supusă unei încovoieri ci în principal unei întinderi. În rezultatul final, forțele ce acționează, sunt repartizate aproape uniform pe pârghii. În dispozitivul de forjare pârghiile articulate inferioare, în formă de furcă sunt fixate de fusuri, în ambele părți ale blocului inferior. Prin aplicarea pârghiilor – furcă este posibilă dispunerea suporturilor în apropierea planului divizat al matrițelor. Acest lucru este foarte avantajos când instalația servește la forjarea unor arbori cotiți, pentru că concomitent urmează o încărcare uniformă a pârghiilor.

Dispozitivul se compune din două subansamble : partea inferioară și partea superioară (figura 2.8,a,b,c).

Suportul părții inferioare îl formează două grinzi longitudinale (1), care sunt legate între ele prin intermediul unor bolțuri de distanțare. Grinzile se sprijină pe o placă (19). Fiecare grindă are două urechi (1a) de sus și două urechi (1b) de jos. Pe urechile inferioare (1b) se sprijină două grinzi transversale (7), la fiecare din aceste grinzi (1a) este dispus un element de fixare.

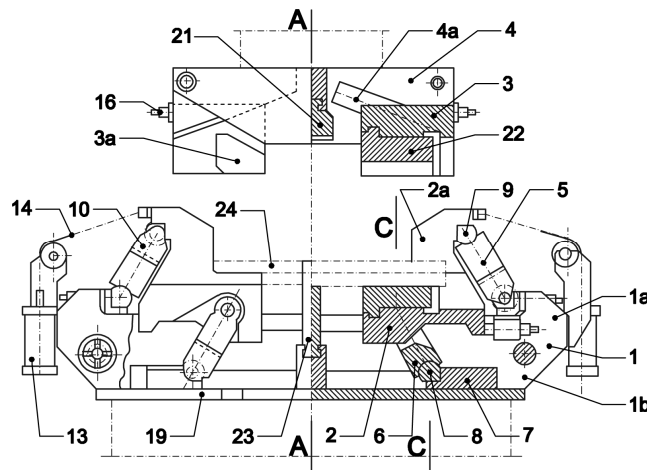


Fig. 2.8,a. Dispozitiv deschis, privire din lateral, parțial în secțiune.

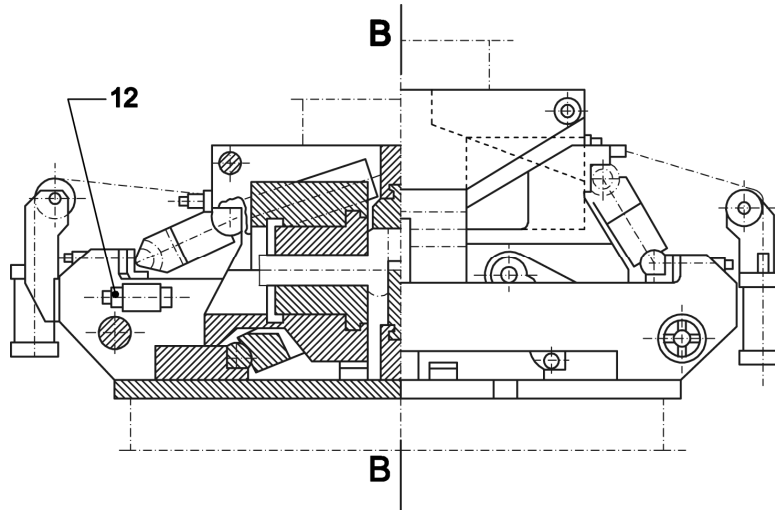


Fig. 2.8,b. Dispozitiv închis, sfârșitul cursei de lucru, privire laterală, parțial în secțiune.

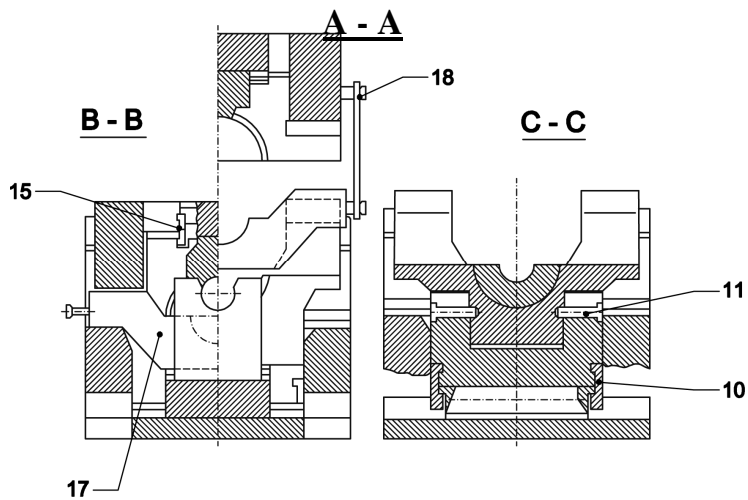


Fig. 2.8,c. Partea de sus a figurii redă secțiunea A - A; Partea stângă a figurii redă secțiunea B - B; Partea dreaptă a figurii redă secțiunea C - C care se desfășoară de-a lungul pârgheii (6) din fig. 2.8,a.

Fig. 2.8,a,b,c. Dispozitiv de forjare pentru arborii cotiți executați după noul procedeu.

Pârghia articulată cu furcă (6) se sprijină pe acest element, după cum este redat în figura 2.8,a. Pârghia (6) este asigurată prin intermediul a două elemente (10), figura 2.8,c. Blocul inferior pentru forjarea în matrită (2) este sprijinit pe brațul superior al pârghiei articulate (6) și ale celor două pârghii (5). În dispozitivul redat în figura 2.8 se vor monta elementele de matrită 22. În mod similar elementele de matrită în carcasa inferioară (2). Scula de încovoiere (23) trebuie fixată în suportul de pe placa (19). Nicovala (21) împreună cu nicovala preliminară (20) se va monta în suporturile fixate de grinzile anterioare (4). În afară de această echipare cu scule se folosesc în timpul forjării arborilor cotiți elemente pentru stabilirea unui unghi corespunzător între diferitele coturi de manivelă.

Instalația funcționează în felul următor:

În stare deschisă (figura 2.8,a), bara (24) ce urmează a fi forjată și încălzită în prealabil se așează pe elementele inferioare ale matritei. Se pune în funcțiune presa. În timpul cursei de lucru a presei carcasa superioară (3) apasă pe carcasa inferioară (2). Prin pârghiile articulate (5) și (6) se realizează o apropiere orizontală a matritei drepte de cea stângă, ceea ce cauzează refularea porțiunii de bară existente între ele. Din cauza ghidajelor oblice (4a) în matrite (3) urmează în timpul cursei de lucru o deplasare a nicovalei anterioare (20) înspre piesa de forjat (24) și cauzează trecerea ei până jos, până la scula de încovoiere (23). Matrita se îngustează înspre partea de jos, astfel că această parte este mai îngustă decât lățimea barei. Ca urmare a acestui lucru se micșorează grosimea părții de bară presată, și anume în plan orizontal. În timpul umplerii matritei, în scula de încovoiere și după aceea are loc o dislocare verticală a barei. În final se micșorează secțiunea pe verticală a piesei forjate. Surplusul de material „curge” parțial înspre exterior și formează împreună cu materialul de la refulare convexitățile situate de ambele părți ale sculei de încovoiere.

În figura 2.9 sunt redate diferitele etape ale procesului de formare a unui cot de manivelă prin intermediul unui nou procedeu.

În acest fel se formează partea brută a unui cot (figura 2.10,b). Cursa de lucru a presei se oprește acum, se ridică ușor berbecul și se îndepărtează nicovala anterioară (20). După aceea se pune din nou în funcțiune presa. În timpul următoarei curse de lucru se va îndoi piesa brută prin intermediul sculei de încovoiere (23), în direcție opusă față de dislocarea anterioară prin intermediul nicovalei anterioare (20). Procesul de formare a unui cot se termină în momentul când carcasa inferioară de matrită (2) se sprijină pe grinda (1). Îndepărtarea unui cot finit din scula de încovoiere se face prin intermediul unui dispozitiv de extracție (17), când se deplasează în sus berbecul presei. Aceasta este legată de grinda din față (4) prin intermediul unei pârghii (18). În cazul unor arbori cotiți deosebit de mari urmează deplasarea înspre înapoi a sculei de încovoiere dinspre cotul forjat, prin intermediul unor bare de împingere speciale, în timpul unei curse suplimentare de lucru a presei (nu este redată în figura 2.8).

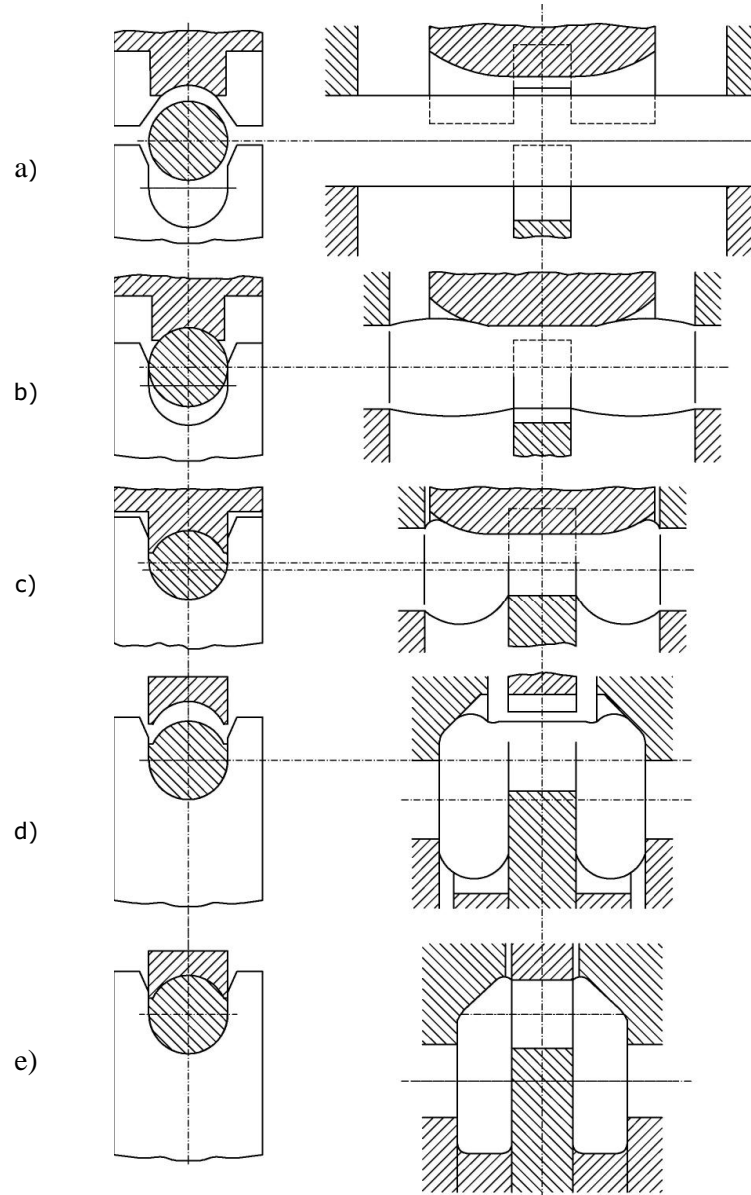


Fig. 2.9. Ordinea treptelor de realizare a unui cot după noua metodă de fabricație.

În figura 2.10 este prezentată schema unei formări de cot după noul procedeu de forjare.

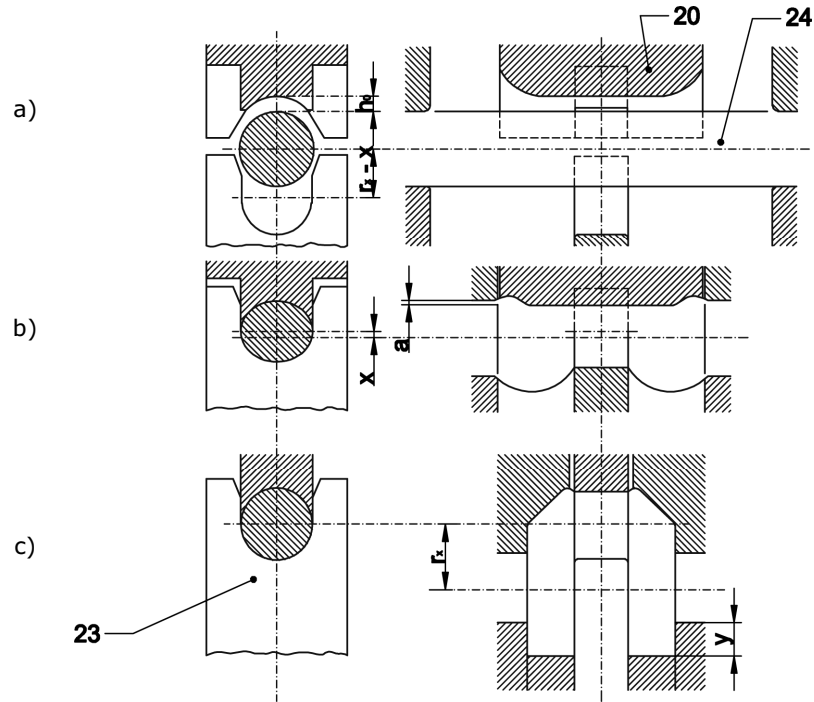


Fig. 2.10. Schema de realizare a unui cot prin intermediul noului procedeu de forjare pentru arbori cotiți.

În figura 2.11, este prezentată piesa brut forjată, iar arborele forjat și finisat, este dat în figura 2.12.

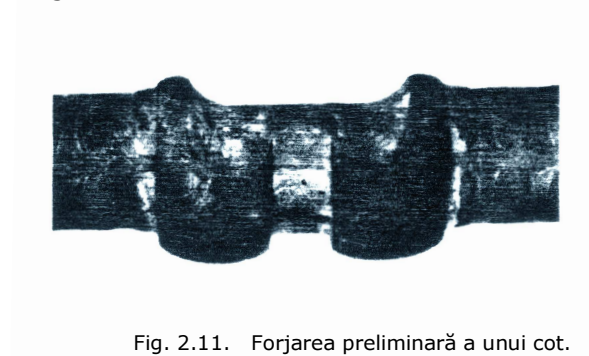


Fig. 2.11. Forjarea preliminară a unui cot.

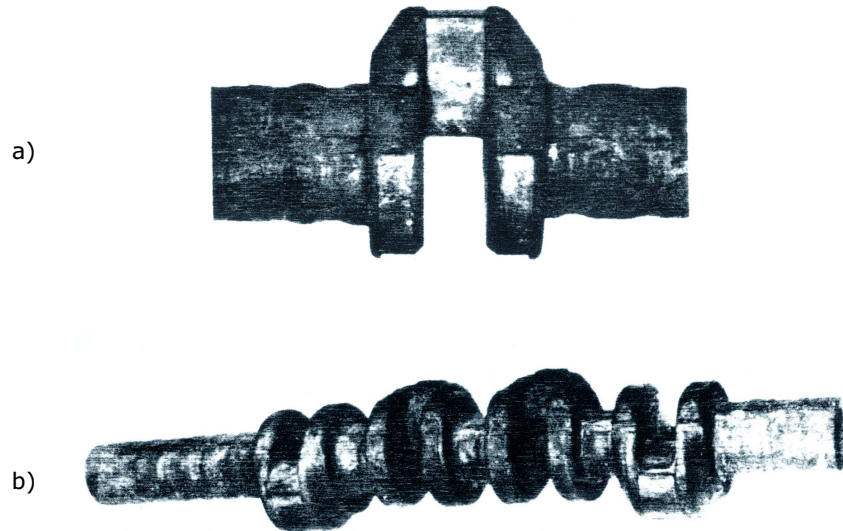


Fig. 2.12. a. Piesă forjată a unui cot (scara1:4); b. Piesă forjată - model - a unui arbore cotit (scara1:4).

Figura 2.13 pune în evidență fibrajul. Acesta coincide din punct de vedere ideal cu forma cotelui. Noul procedeu permite forjarea arborilor cotiți din bare laminate sau forjate, fără prelucrare mecanică preliminară.

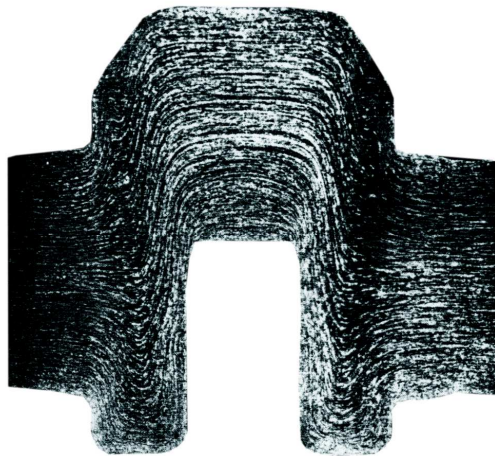


Fig. 2.13. Desfășurarea fibrajului în piesa forjată a cotelui din fig. 2.12.

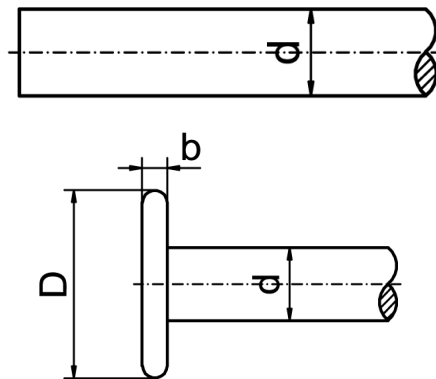
Prin intermediul dispozitivului descris anterior este posibilă și forjarea unor arbori cotiți care nu au o convexitate „Y”, fără refularea preliminară cu trecere concomitentă. În astfel de cazuri nu se folosește nicovala anterioară și cotul se formează prin intermediul unei curse de lucru a presei.

Raportul de forțe al presei de forjat, reprezentat ca un raport al presiunii maxime (valoarea maximă a forței orizontale F_h) față de presiunea nominală a presei este de aproximativ $F_h/N_p = 1,6$. O valoare atât de mare a acestui raport permite forjarea pe aceeași presă a unor arbori cotiți mari. Proiectul acestui dispozitiv de forjare este deci, foarte avantajos.

Cu toate că dispozitivul de forjare din figura 2.8 este destinat pentru forjarea arborilor cotiți, el poate fi folosit și pentru producerea altor piese forjate. Prin intermediul dispozitivului se pot forja de asemenea arbori excentrici precum și elementele cu gulere duble. În figura 2.14 este redată o carcasă forjată, reprezentată la scara 1:6, iar în figura 2.15 se prezintă procesul unei refulări pe secțiuni a unor gulere.



Fig. 2.14. Carcasa (forjată la scara 1:6).



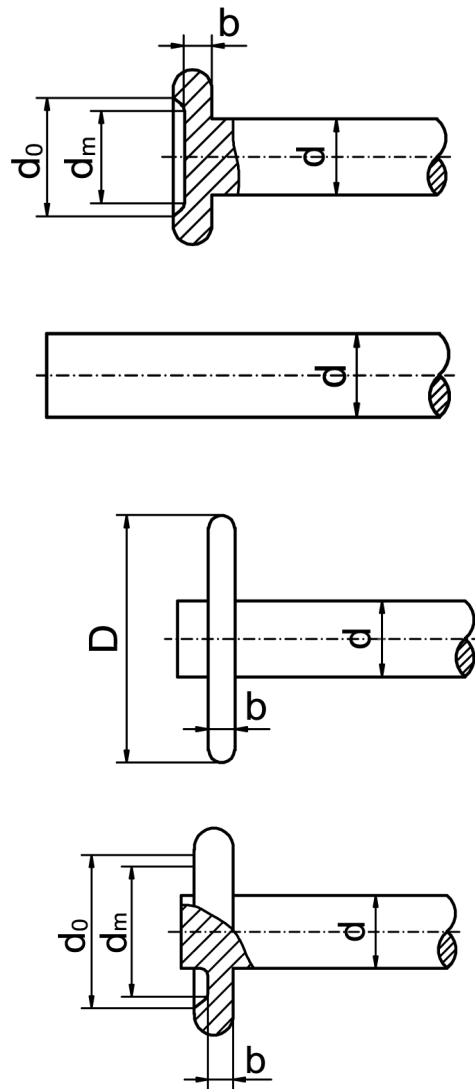


Fig. 2.15. Schema de refulare pe secțiuni a flanșelor.

Acest nou proces de refulare permite ca prin intermediul unui dispozitiv pentru forjarea după procedeul TR să se refuleze gulere mai mari la aceeași presiune, după cum se arată în figurile 2.16 – 2.19.

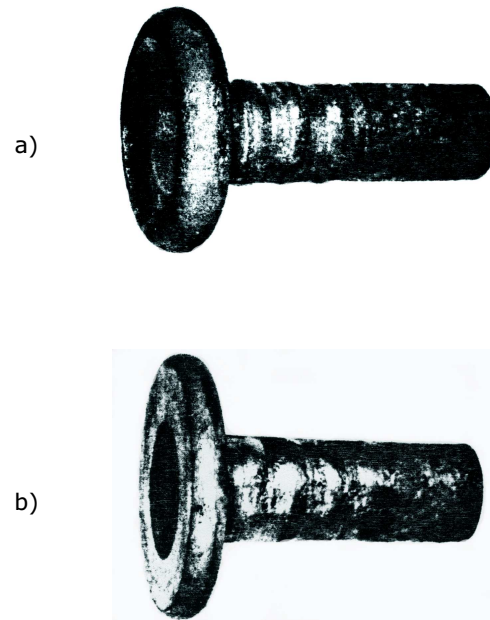


Fig. 2.16. Flanșă refulată pe porțiuni, a. flanșă, refulată pe preliminar; b. flanșă, refulată ulterior.

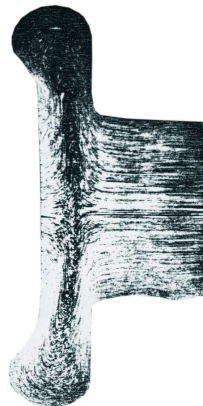


Fig. 2.17. Desfășurarea fibrajului unei flanșe refulate preliminar.

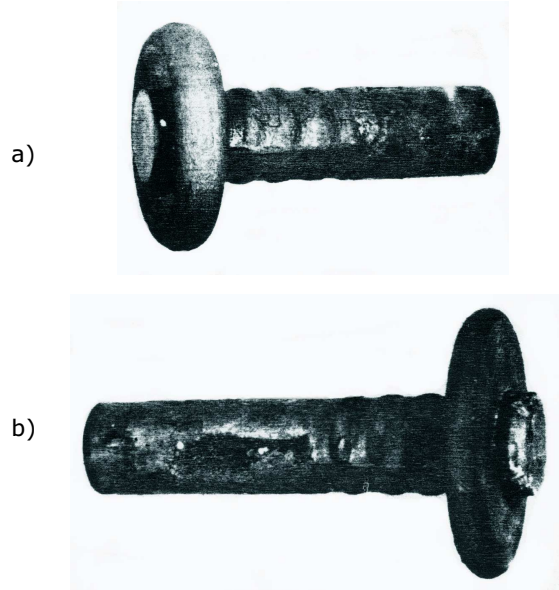


Fig. 2.18. Flanșă refumată pe secțiuni cu element de testare, a. flanșă, refumată pe preliminar; b. flanșă, refumată ulterior.

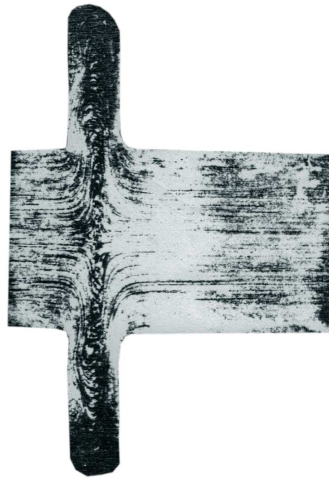


Fig. 2.19. Desfășurarea fibrajului unei flanșe refumate cu partea de testare.

O nouă variantă a procedului TR este așa numitul procedeu în „trepte”. Acesta s-a dovedit a fi deosebit de avantajos mai ales la barele cu secțiune mare. El poate fi aplicat și în dispozitivele TR sau în alte mașini de forjat. În figura 2.20 este ilustrat principiul refulării multiple.

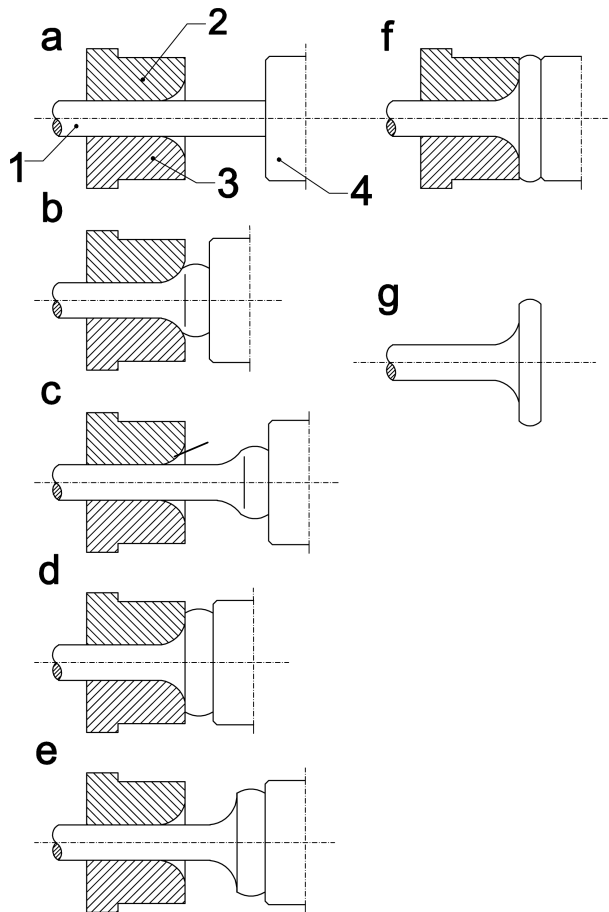


Fig 2.20. Principiul de refulare multiplă a unei bare.

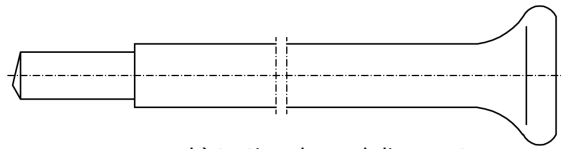
Acest procedeu se folosește pentru forjarea tijelor de piston, a bielor și a altor elemente.

Lungimea porțiunii de bară refulată după acest procedeu depinde numai de volumul refulării realizate. Ca rezultat final se poate obține un fibraj continuu.

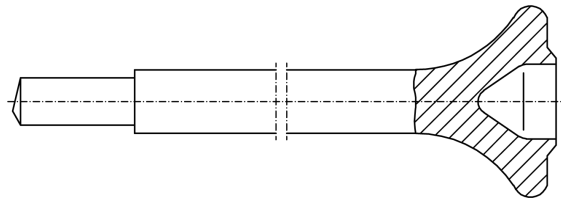
Această tehnologie de elaborare în „trepte”, se aplică pentru producerea tijelor de piston (figurile 2.21 și 2.22) și a bielor (figurile 2.23 și 2.24) având ca efect o îmbunătățire a acestor elemente, o reducere a consumului de oțel, precum și a costurilor pentru forjare și prelucrare.



a) bară forjată sau laminată



b) turtirea la unul din capete



c) sfârșitul forjerii

Fig. 2.21. Schema de forjare a unei tije de piston după procedeul TR.

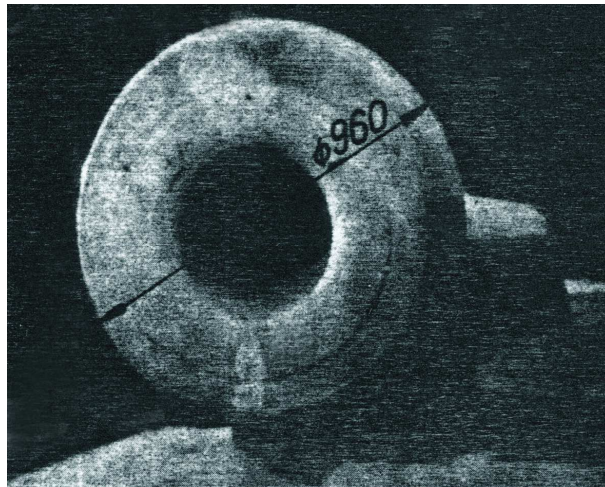


Fig. 2.22. Piesă forjată a unei tije de piston la Sulzer, tip RND - 90.



Fig. 2.23. Piesă forjată a unei biele (forjată la scara 1:4).

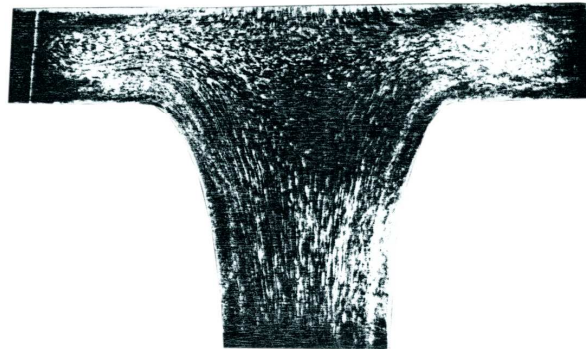


Fig. 2.24. Desfășurarea fibrajului în partea bielei din fig. 2.23.

Pe lângă acestea, tehnologia în „trepte” permite în multiple cazuri folosirea directă a barelor laminate, ceea ce contribuie la reducerea cheltuielilor de fabricație a pieselor forjate. În afară de arborii cotiți, tijele de piston și biețele constituie elemente foarte importante ale motoarelor diesel navale.

2.2. Dispozitive pentru refularea după procedeul TR

Tehnologiile de forjare utilizate în practica industrială, permit obținerea de piese prin următoarele procedee:

- intermediul forjării libere pe ciocane;
- intermediul instalațiilor de refulare;
- intermediul unor mașini și automate de refulat.

Procedeele enumerate, n-au îndeplinit toate cerințele tehnologiei de fabricație, în special turtirea la capătul unei tije, gulere și flanșele care se aflau în partea de mijloc a unor piese forjate lungi. În cazuri speciale, au fost introduse procedee echivalente care necesitau cheltuieli mari de manoperă și material. Mulțumită dispozitivelor de refulare noi, dezvoltate în ultimii ani, au putut fi evitate aceste probleme. Acestea permit refularea unor bare pe prese cu manivelă, prese cu excentric (figura 2.25) și pe prese hidraulice.

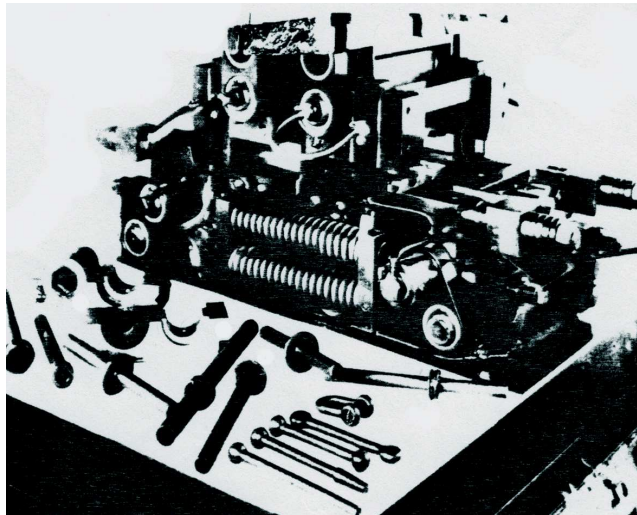


Fig. 2.25. Dispozitiv de refulare TR, montat pe o presă cu excentric.

Dispozitivele de refulare TR introduse în prezent în mai multe societăți industriale din țările Uniunii Europene, permit executarea unor refulări și gulere pe bare din oțel și metale neferoase în domeniul de diametre de la 10 la 80 mm și lungimi de 100 la 10 000 mm.

Avantajele obținute cu noile procedee de forjare pentru arbori cotiți au condus la continuarea cercetării în domeniul dispozitivelor de refulare pentru presele cu excentric sau presele hidraulice de utilizare generală. Un nou dispozitiv de refulare (figura 2.26) a fost elaborat în concordanță cu principiul din figura 2.8.

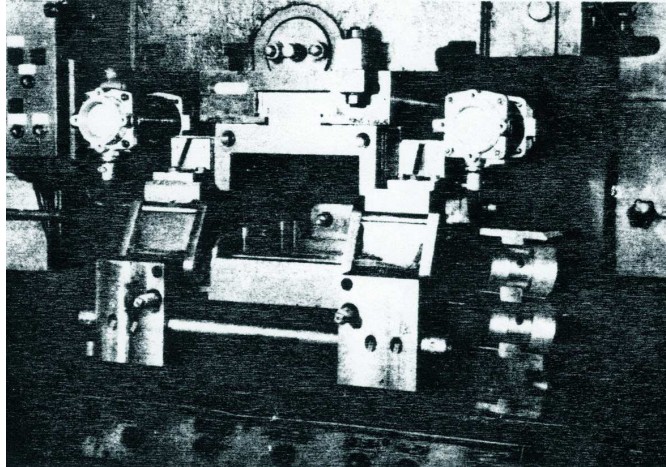


Fig. 2.26. Dispozitiv de refulare TRW, montat pe o presă cu excentric.

Construcția unor astfel de dispozitive este mai simplă decât cea a dispozitivelor premergătoare. Ea este mai rigidă și asigură o mai mare precizie dimensională a pieselor forjate. Această construcție poate fi adaptată la orice presă existentă. Din cauza simplității ei, poate fi realizată cu ușurință în orice atelier cu dotare minimă.

Dispozitivele de refulare sunt prevăzute pentru executarea următoarelor lucrări:

- refularea axială și excentrică;
- încovoierea și netezirea pieselor forjate;
- debavurarea unor piese forjate.

Refularea la cald se face într-una sau trei etape de lucru. Dacă bara se încălzește la ambele capete, atunci numărul operațiilor de lucru este dublu, deci, pot fi două, patru sau șase operații de lucru, refulările și gulerile pot fi executate atât la capete, cât și în mijlocul unor piese forjate lungi.

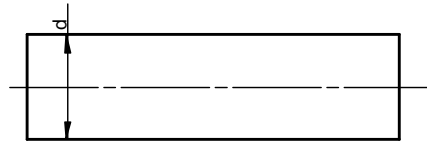
Dispozitivele TR împreună cu presele corespunzătoare constituie unități, care, în multe cazuri pot să înlocuiască mașinile de refulat.

Cheltuielile inițiale pentru un set – presă cu dispozitiv – sunt de multe ori mai mici decât cheltuielile pentru o mașină de refulat. Dispozitivele TR pot fi folosite la fabricarea unor piese singulare ca și în fabricația de serie mică și mijlocie a pieselor brute și a celor forjate.

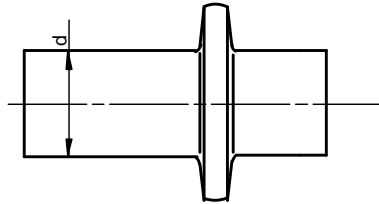
Au fost prelucrate dispozitivele TR multiple pentru forjarea unor piese diferite. Ele au elemente de matriță interschimbabile, care se montează în carcase. La o schimbare a piesei forjate pot fi schimbate elementele de matriță în intervale scurte de timp.

Astfel de dispozitive (figura 2.26) pot fi montate pe presele convenționale cu excentric, cu manivelă sau hidraulice. Dimensiunile lor pot să fie diferite, în funcție de piesele forjate pentru care sunt destinate.

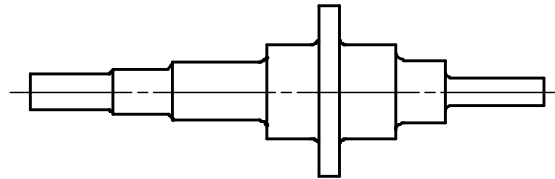
Figurile 2.27 și 2.28 redau două variante ale procesului de turnare al unui arbore de turbină. În ambele cazuri este prevăzută refularea unui guler.



a) Piesa brută inițială

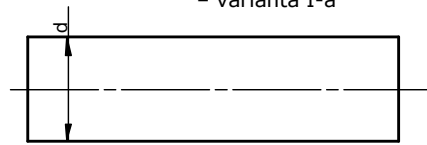


b) Refularea flanșei (Dispozitiv de forjare TR)

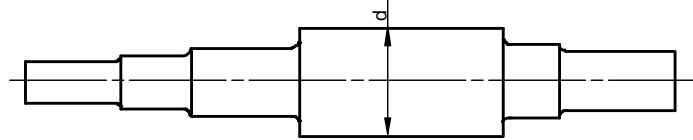


c) Întindere, forjare în matriță și debavurare

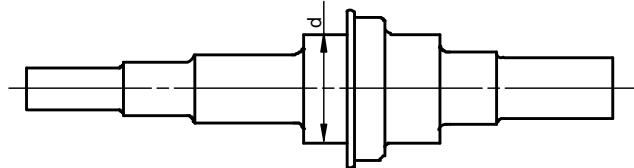
Fig. 2.27,a,b,c. Schema procesului de forjare a unui arbore de turbină
- varianta I-a



a) Piesa brută inițială



b) Întindere, forjare în matriță și debavurare



c) Refularea flanșei (Dispozitiv de forjare TR)

Fig. 2.28,a,b,c. Schema procesului de forjare a unui arbore de turbină
- varianta II -

În afară de acestea pot fi realizate elemente și gulere mari cu diametre mari (ca corpuri de ventile). Exemple de acest fel sunt prezentate în figurile 2.29,a și 2.29,b unde se pot vedea două etape de fabricație pentru aceste elemente, adică forjarea în matriță a pieselor brute și prelucrarea suplimentară prin intermediul dispozitivului TR. Refularea flanșelor se realizează cu ajutorul unei prese cu manivelă de 0,5 MN.

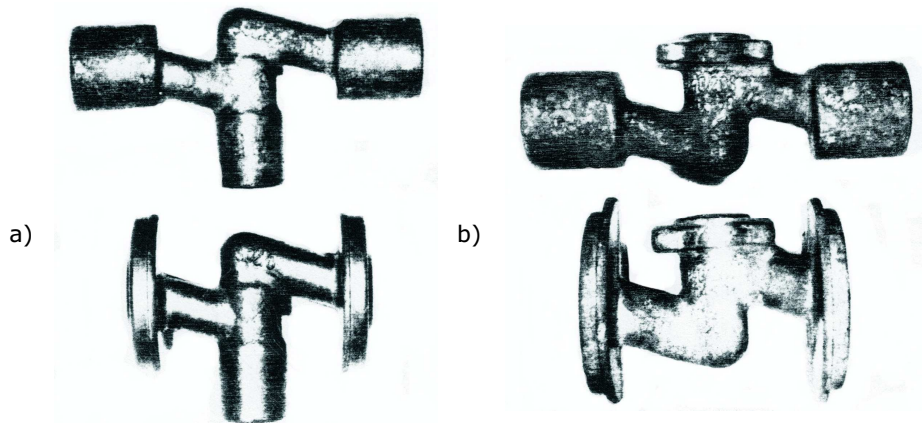


Fig. 2.29,a și b. Două piese forjate complicate, care pot fi fabricate prin aplicarea combinată a forjării în matriță și a refulării după procedeul TR.

2.3. Procedee noi de forjare pentru arborii cotiți semifabricați

Există multe procedee pentru forjarea coturilor de manivelă singulare și fiecare dintre acestea își au avantajele și dezavantajele sale. În prezent, pe plan mondial, se aplică procedeul de forjare cu încovoiere. La acest procedeu fluxul de metal este același ca la forjarea liberă [1], cu excepția faptului că în această situație este dificil de a închide complet toate golurile de material.

Acest procedeu cuprinde mai multe procese complicate de forjare. Din cauza plasticității reduse a materialului, este însă foarte limitat și nu are perspectivă de dezvoltare în continuare, fiind greu de comparat cu forjarea în matriță.

Firma Japan Steel Works a patentat în urmă cu câțiva ani un procedeu de forjare în matriță pentru coturile de manivelă. Până în prezent, nici un alt producător din lume n-a aplicat acest procedeu.

Recent în Polonia, la Institutul din Poznan a fost patentat un procedeu nou pentru forjarea în matriță a coturilor de manivelă. Secțiunea de bază este reprezentată în figura 2.30.


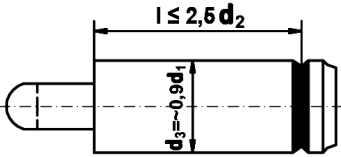
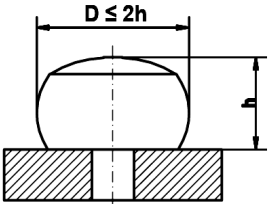
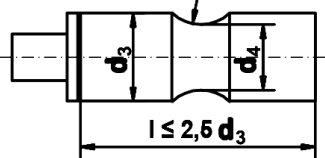
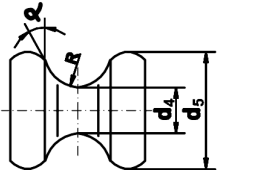
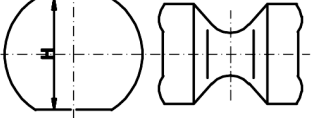
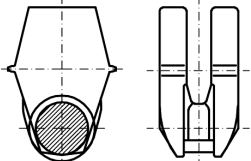
PROCES		SCHIȚA FORJĂRII	OBSERVAȚII
1	Verificare lingou		Încălzire
2	Tăiere a capătului		
3	Refulare		
4	<ul style="list-style-type: none"> - Forjare brută - Formarea degajării cu ajutorul unei nicovale profilate - Tăierea capătului superior 		Valoarea d_3 depinde de volumul brațului
5	Refularea ambelor capete		Reîncălzire
6	Aplatizare		
7	Forjare precisă (dispozitiv forjare)		

Fig. 2.30. Secțiunea de bază a procedului de forjare pentru coturi de manivelă singulare.

În concordanță cu noul procedeu se forjează preliminar blocul, pentru a omogeniza structura materialului. Din acest element brut se pregătește o piesă brută, printr-o astfel de refulare de ambele părți, se formează două refulări opuse, care sunt legate printr-o ștrangulare. Piesa brută se realizează prin intermediul unei scule speciale de refulare.

O parte din suprafață, la circumferința fiecărei piese brute se sprijină pe suprafețele oblice ale matriței (figura 2.31).

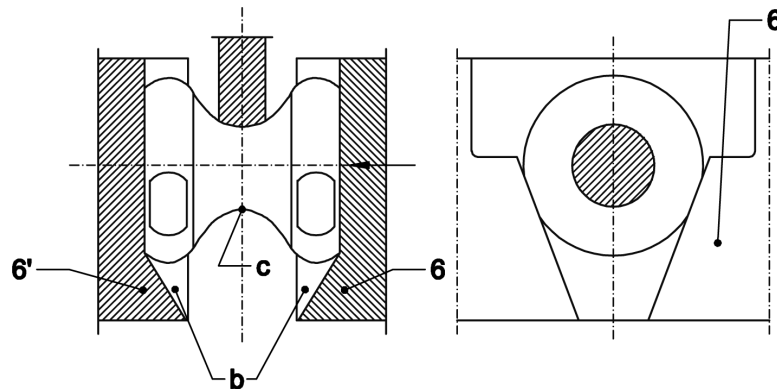


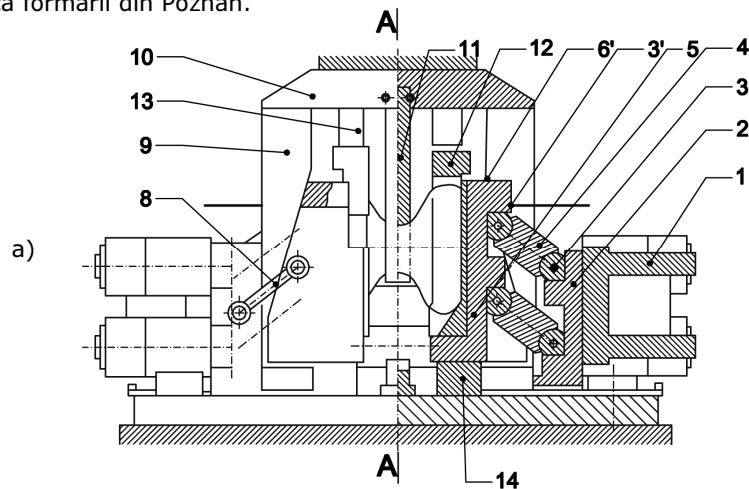
Fig 2.31. Secțiunea elementelor de matriță într-o poziție, când matrița superioară ajunge în contact cu piesa brută.

În timpul în care „trece” un fus de manivelă are loc în ambele părți o dislocare a cotului format în sens paralel față de axa fusului de manivelă (figura 2.32,a,b).

În concluzie, refularea se realizează de două ori:

- o dată, în timpul formării piesei brute,
- a doua oară, în timpul formării cotului.

Aceasta contribuie la închiderea în esență a unor eventuale goluri din material, lucru confirmat de rezultatele cercetărilor efectuate în Institutul pentru tehnica formării din Poznan.



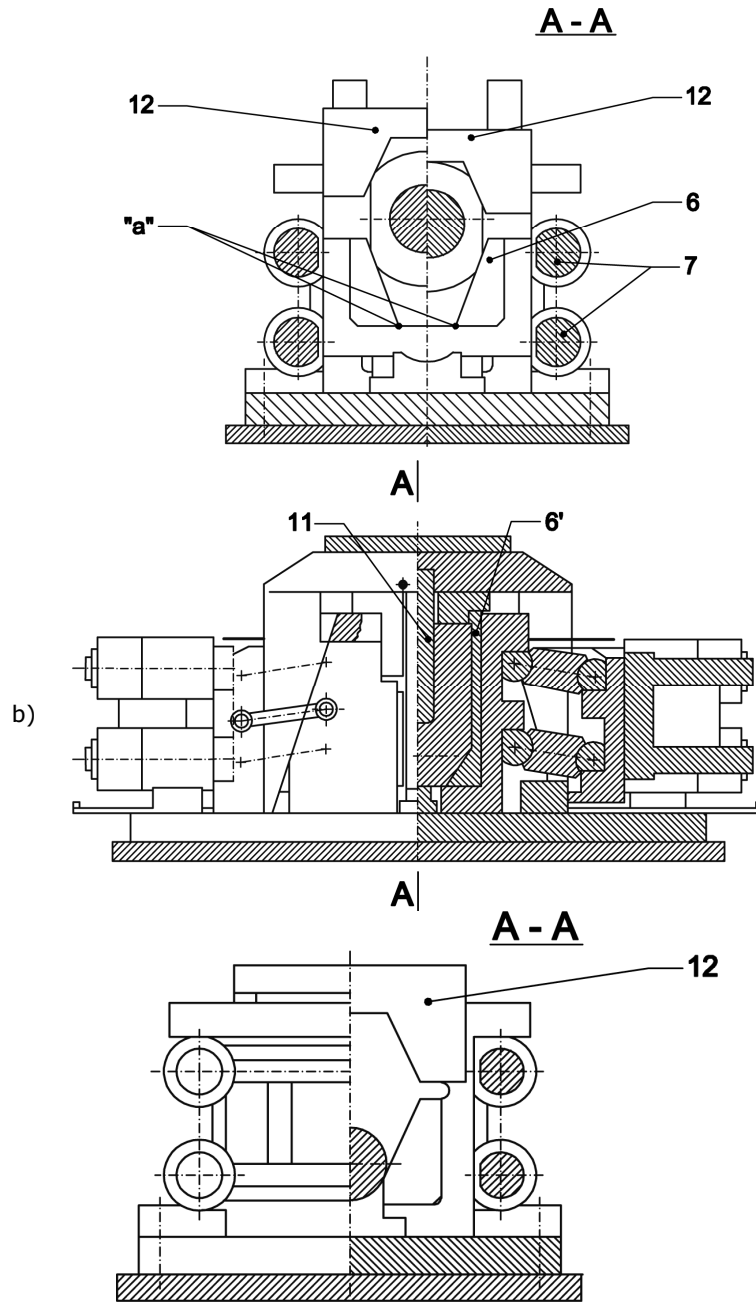


Fig. 2.32. Secțiunea unui dispozitiv de forjare reprezentată schematic, a. vederea unui dispozitiv deschis; b. vederea unui dispozitiv închis.

Instalația de forjat, prezentată în figura 2.32, funcționează în felul următor:

Când este ridicată placa superioară (10) se deschide suportul stâng de matriță (5) înspre exterior în direcția corpului (1). Piesa brută se aplică pe suprafețele „a” ale matrițelor (6) și (6’) în suportul drept și stâng (5). De sus se introduc elementele de matriță (12) și se pune în funcțiune presa. Se oprește berbecul de presă, când elementele de matriță și piesa brută ajung în poziția din dreapta. Atunci se împing în afară blocurile (13) sub placa superioară și se pune din nou în funcțiune presa. Matrița superioară (11) apasă pe gătuirea „c” pe piesa brută și o deformează corespunzător. Împreună cu gătuirea se străbat fibrele de material în spațiul liber „b” dintre suprafețele oblice opuse (6) și (6’) ale matriței (fig. 2.31). Refularea materialului ca urmare a deplasării suporturilor unul spre celălalt (5) se face concomitent cu o trecere. Într-un material refulat astfel se presează elementele de matriță (12). Odată cu terminarea cursei de lucru s-a realizat complet fusul de manivelă și brațele cotului, lucru redat în figura 2.32,b. Părțile superioare ale brațelor de manivelă pot fi forjate suplimentar tot prin intermediul elementelor de matriță (12), în timpul repetării cursei berbecului de presă. Astfel, se prezintă câteva particularități noi ale transmiterii acțiunii.

În instalația de forjat este aplicat un sistem în două trepte pentru transformarea presiunii de presă în forța orizontală pentru deplasarea suporturilor (5) unul spre celălalt. Prima treaptă de transmitere a forței se face prin intermediul dispozitivelor de acționare conice (9). Forța transmisă rămâne neschimbată în timpul întregii curse de lucru. Cea de-a doua transmitere a forței se face prin intermediul pârgurilor (4), dispuse între corpul fix (2) și suporturile (5) mobile unul spre celălalt.

Această transmitere a forței este variabilă în timpul cursei de lucru. Factorul de transmitere este proporțional cu tangenta unghiului existent între direcția de acționare a forței presei și axa longitudinală a pârgurii (4). Această legătură a două moduri de transmitere a forței, cu indici diferiți, permite o alegere a mișcării sculelor de forjare, corespunzător necesarului dat.

O altă particularitate a unei astfel de transmiteri a acțiunii este faptul că matrița superioară (11) și materialul metalic formează totodată și elemente care transmit o parte a forței asupra matrițelor (6) și a suporturilor lor (5) și cauzează deplasarea lor unul spre celălalt, transversal la sensul de deplasare a berbecului presei. Astfel se descarcă în mod esențial acțiunile conice (9), prin faptul că ele transmit numai o parte din forța necesară pentru deplasarea suporturilor de matriță (5) unul spre celălalt. Mulțumită unei astfel de soluții, forța de refulare orizontală este la sfârșitul cursei de lucru de 2,5 ori mai mare decât presiunea presei. Acest lucru permite forjarea unor coturi foarte mari pe presele hidraulice de 70 MN.

Această tehnică de formare, conform procedurii prezentat are perspective favorabile pentru o dezvoltare viitoare continuă. Astfel, va fi posibil, obținerea unei precizii de realizare mai bune și prin aceasta să se renunțe la prelucrarea mecanică după forjarea unor suprafețe de brațe. Din această cauză noul procedeu permite folosirea unor blocuri mai mici decât în cazul procedurilor anterioare. În afară de acestea, noul procedeu de forjare asigură o densitate, rezistență și tenacitate mai bună a oțelului.

În figura 2.33 este prezentat un cot de manivelă de la Sulzer, tip RND 105, forjat, la scara 1: 6, iar în figura 2.34 un alt cot (RND -90). Fibrajul în cot din figura 2.34 este redat în figura 2.35.

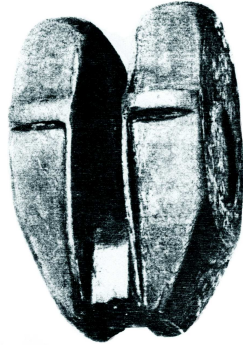


Fig. 2.33. Cot de manivelă tip Sulzer RND 105, forjat la scara 1: 6.



Fig. 2.34. Cot de manivelă tip Sulzer RND 90, forjat la scara 1: 6.

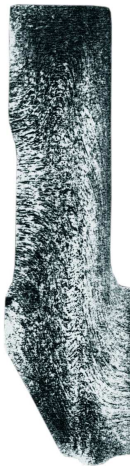


Fig. 2.35. Desfășurarea fibrajului în cotul din fig. 2.47.

Pe lângă forjarea exactă a coturilor, cu acest dispozitiv (figura 2.32) se pot forja suporturi de lagăr (partea de mijloc) pentru plăci fundamentale mari, forjate, ale motoarelor diesel (vezi figura 2.36).

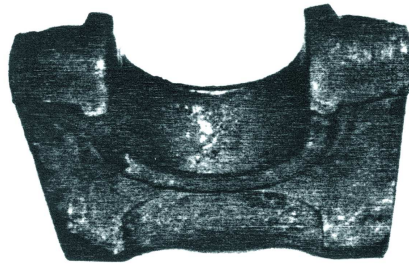


Fig. 2.36. Suportul de lagăr din oțel (partea de mijloc), o parte a plăcii de bază a motoarelor diesel navale mari, forjat la scara 1: 6.

Procedeeul TR, aplicat la forjarea coturilor la arborii cotiți semifabricați a fost recunoscut de cele mai importante societăți de clasificare, precum Lloyd's Register of Shipping, Det Norske Veritas și Bureau Veritas.

Firma Sulzer, cel mai mare proiectant de motoare diesel a acceptat renunțarea la prelucrarea suplimentară a câtorva suprafețe ale brațelor.

Pentru analizarea influenței noului procedeu de forjare asupra închiderii retasurilor și fantelor interne în timpul refulării și forjării cu exactitate a unui cot, au fost folosite epruvete din bușe filetate.

În mod suplimentar s-a mai cercetat influența forjării de precizie numai asupra închiderii golurilor interne. În locul bușelor filetate au fost introduse bolțuri filetate. Bolțurile au fost introduse în alezaje filetate, executate în secțiunea centrală a unei piese forjate mari. După aceea s-a realizat forjarea de precizie a unui cot.

Cotul „model” a fost tăiat, apoi în scopul analizării în continuare a închiderii golurilor interne, probele respective au fost pregătite pentru analizarea microstructurii. Analiza permite concluzia că și în timpul unei forjări de precizie, elementele prelucrate astfel prezintă proprietăți mecanice bune în zona golurilor închise.

Se constată de asemenea că proiectanții motoarelor diesel sunt interesați în aplicarea arborilor cotiți sudați [16] în locul arborilor semifabricați. În acest caz un cot forjat cu precizie de ambele părți are o jumătate de fus de lagăr. Coturile în detaliu se pot asambla apoi prin sudare, sau prin alte procedee de sudare. Dispozitivul de forjare (figura 2.32) poate fi folosit pentru forjarea de precizie a unor astfel de coturi.

Datorită randamentului foarte ridicat a noului procedeu de forjare s-a putut realiza un cot Sulzer cu jumătate de lungime a fusului de lagăr RLA 56 pe o presă hidraulică de 20 MN.

Procedeeul de forjare TR a arborilor cotiți de dimensiuni mari, a fost analizat detaliat atât teoretic, cât și practic, iar dispozitivele folosite de forjare au fost patentate în mai multe țări industrializate.

2.4. Concluzii

Siguranța în exploatare a arborilor cotiți de dimensiuni mari depinde în afară de material și de dimensionarea corectă, și de alți factori ca, de exemplu, alegerea formei optime stabilită pe cale experimentală, pentru care concentrările de tensiuni în zonele periclitare ale arborelui, sunt minime, sau combaterea eficace a vibrațiilor de răsucire și încovoiere, pentru toate intervalele de turație la care este utilizată mașina.

La alegerea formelor optime trebuie să se țină seama și de procesul tehnologic de fabricație a arborilor cotiți, deoarece nu toate formele geometrice se pot obține atât prin turnare cât și prin forjare.

Factorul tehnologic trebuie analizat în special, cu ocazia proiectării arborilor cotiți de dimensiuni foarte mari.

Procedeele tehnologice vor fi luate în considerare și pentru arborii cotiți foarte lungi, utilizați la motoarele navale, unde deformațiile pot să fie atât de mari încât provoacă rupturi la încovoiere.

În ce privește procesul tehnologic de fabricație, se preferă matrițarea în locul forjării libere, deoarece prin forjare structura fibroasă este întreruptă la brațele arborelui, slăbind și mai mult această parte atât de sensibilă.

În prezent, se preferă procedeul polonez, cunoscut ca procedeul de forjare TR, care se bazează pe transformarea cotului dintr-o bară laminată, respectiv forjată în procesul de refulare cu concomitentă încovoiere a barei. Avantajul cel mai mare ce-l prezintă dispozitivele pentru procedeul TR constă în construcția lor simplă și randamentul lor ridicat.

Procedeul amintit se recomandă pentru forjarea arborilor cotiți monobloc, de orice dimensiuni și cu un număr indefinit de coturi cu brațe ovale, rotunde sau dreptunghiulare. Datorită construcției lor simple, dispozitivele respective pentru forjare se recomandă pentru presele hidraulice la forjarea unor arbori cotiți monobloc cu fuse de 180 la 1250 mm.

Pe baza experiențelor dobândite la forjarea arborilor cotiți monobloc și a lucrărilor de cercetare efectuate, a fost dezvoltat un nou procedeul de forjare pentru fabricarea coturilor de manivelă pentru arborii cotiți semifabricați. Acest procedeul este un mod de forjare în matriță.

Rezultatele experimentale justifică părerea că în timpul forjării unor coturi de manivelă va avea loc închiderea golurilor din interiorul materialului și că locurile închise vor prezenta proprietăți mecanice satisfăcătoare.

3. Forjarea cu structură fibroasă continuă și determinarea rezistenței la oboseală

3.1. Forjarea cu structură fibroasă continuă

Pentru forjarea arborilor cotiți de dimensiuni mari, care, în general nu se fabrică în serie ci numai în fabricație individuală sau în serie mică, s-a dezvoltat în ultimul timp metoda forjării cu structură fibroasă, cunoscută și sub numele de metoda RR.

Prin această metodă, arborii cotiți se forjează într-un dispozitiv aplicat la o presă hidraulică. Dispozitivul poate să fie acționat hidraulic (figura 3.1) sau mecanic.

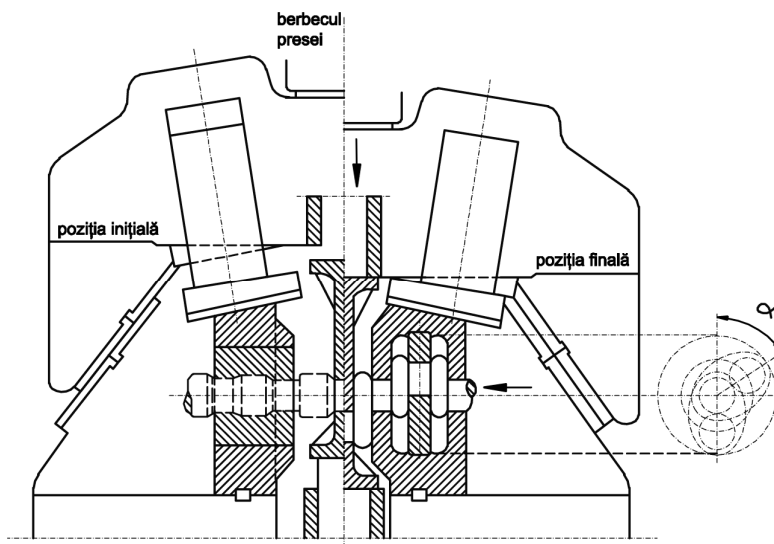


Fig. 3.1. Dispozitiv acționat hidraulic pentru forjarea arborilor cotiți, după metoda „RR”.

În el se refulează mai întâi câte două brațe, în forme de butoiș, se îndoaie brațele și se continuă refularea la o formă eliptică (figura 3.2).

Prin acest procedeu se obține un arbore cu o structură fibroasă bună chiar și în zona solicitărilor maxime și cu incluziunile intercrystaline situate în partea centrală, unde solicitările sunt minime.

Avantajul acestui procedeu constă în faptul că, dispozitivul de forjare se poate utiliza, prin simplă schimbare a câtorva elemente, pentru diferite tipuri de arbori, iar pe lângă aceasta, forța necesară pentru refulare și îndoire – refularea este mică, întrucât coturile se forjează individual și pe rând. Din acest motiv și încălzirea materialului se face din loc în loc, necesitând și un cuptor mai mic.

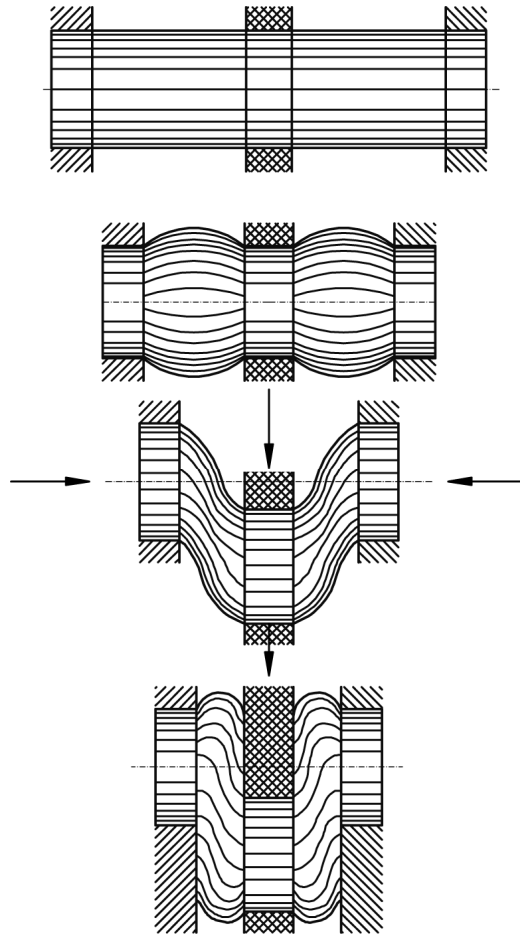


Fig. 3.2. Fazele de refulare ale brațelor.

Superioritatea acestei metode de forjare semiliberă, față de metoda de forjare liberă cu scule ajutătoare, rezultă, în afară de cele arătate, și din faptul că la prelucrarea mecanică se pierde mai puțin material și timp. Astfel, de exemplu, pentru ultimul arbore din tabelul 3.1, se îndepărtează, în cazul utilizării unui semifabricat forjat după metoda RR, 4,4 t așchii, iar în cazul forjării libere 11 t, deci de două ori și jumătate mai mult.

Dimensiunile coturilor, masa arborilor cotiți forjați, precum și forța de presare necesară rezultă din tabelul 3.1.

Tabelul 3.1. Caracteristicile constructive ale arborilor cotiți forjați după metoda RR

Diametrul fusurilor la maneton și de la linia de arbore d [mm]	Cursa S [mm]	Lungimea fusurilor l		Grosimea brațelor b [mm]	Nr. coturi Z	Masa arbore m [kg]	Forța de presare F [MN]
		Linia de arbore [mm]	Manetoane [mm]				
110	170	40	45	47,5	8	275	5,25
125	180	48-76	52	50	6	350	6,5
130	220	57	73	60	8	575	8
120	270	60	65	62,5	6	430	9
195	290	83	87	80	6	1270	16
200	300	97	194	104	4	1475	17
185	320	85	67	94	8	1760	16,5
170	330	96	84	90	6	1050	15,5
245	360	144	92	122	6	3310	26
280	500	180	150	150	6	5975	42
280	600	160	140	150	6	6475	47
340	660	245	195	195	6	9600	60

Figura 3.3 prezintă două faze ale confecționării unui arbore cotit cu bridă, după metoda forjării cu structură fibroasă continuă. Figura 3.3 a, arată fixarea materialului de pornire în dispozitiv pentru refularea bridei, fig. 3.3 b, terminarea refulării, fig. 3.3 c, fixarea materialului de pornire pentru confecționarea unui cot, iar figura 3.3 d, terminarea îndoirii și refulării cotului.

Mărimea arborelui cotit forjat dintr-o bucată este însă limitată de puterea utilajului. Astfel, pentru un arbore cotit forjat după acest proces tehnologic, cu o masă de 9,6 tone este necesară o presă de 60 MN, iar pentru forjarea liberă a unui arbore cotit dintr-un lingou de 55 t, cu o masă finită de 14 tone, este necesară o presă tot de 60 MN.

Ca materiale de pornire pentru forjare cu structură fibroasă continuă a arborilor cotiți se pot utiliza bare laminate sau bare forjate liber.

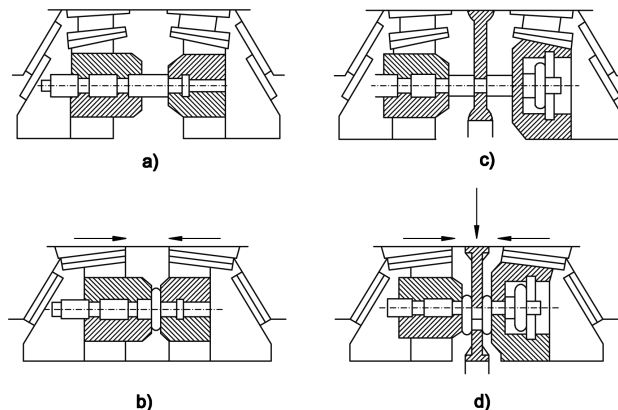


Fig.3.3. Confecționarea unui arbore cotit, prin forjarea cu structură fibroasă continuă.

3.2. Cu privire la determinarea rezistenței la oboseală

Arborele cotit fiind supus la solicitări variabile periodice (ciclice), datorită forțelor și momentelor variabile corespunzătoare rotirii cotului, este solicitat la oboseală, de aceea, este necesar calculul de verificare, pentru pozițiile cele mai dezavantajoase.

Secțiunile pentru care se efectuează calculul sunt locurile cu concentrație de eforturi unitare, și anume (fig. 3.4):

- locurile de ieșire la suprafață a orificiilor de ungere (3,6);
- secțiunile de racordare între braț și fus palier, și braț și maneton (1,2,4,5,);
- eventualele degajări (concavități) din braț (7,10,8,9).

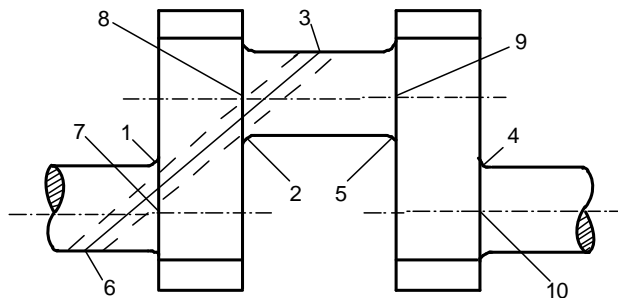


Fig. 3.4. Locurile de concentrare a eforturilor la un cot.

Calculul la solicitări variabile are scopul de a verifica valoarea coeficientului de siguranță, după care - eventual - se vor executa corecturi de dimensiuni.

Pentru ciclurile asimetrice, C_σ care este coeficientul de siguranță pentru solicitări ce produc eforturi unitare normale, C_τ , coeficientul de siguranță pentru solicitări ce produc eforturi unitare tangențiale și C - coeficientul de siguranță total, au următoarele valori (după Serensen și Kinasovili):

$$C_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{\beta_{k\sigma}\sigma_V}{\varepsilon_\sigma\gamma} + \psi_\sigma\sigma_m} \quad [3.1]$$

$$C_\tau = \frac{\tau - 1}{\frac{\beta_{k\tau}\tau_V}{\varepsilon_\tau\gamma} + \psi_\tau\tau_m} \quad [3.2]$$

$$C = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{C_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{C_\tau}\right)^2}}, \quad [3.3]$$

în care:

σ_v și τ_v sunt amplitudinile eforturilor unitare normale și tangențiale ale ciclului;

σ_m și τ_m - eforturile unitare medii ale ciclului;

$\epsilon_{\sigma, \tau}$ - factorul dimensional, pentru încovoiere, respectiv torsiune;
 γ - coeficientul de calitate a prelucrării sau a tratamentului superficial aplicat piesei;
 $\psi_{\sigma, \tau}$ - sunt coeficienții determinați de următoarele expresii:

$$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma - 1 - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi_{\tau} = \frac{2\tau - 1 - \tau_0}{\tau_0} \quad [3.4]$$

în care:

σ_0 respectiv τ_0 fiind rezistența la oboseală, pentru ciclul următor.

Pentru cazul arborilor având orificiul de ungere transversal, solicitații la încovoiere sau torsiune, valorile coeficienților efectivi de concentrare $\beta_{k\sigma}$ și $\beta_{k\tau}$ se iau din tabelul 3.2, în care d reprezintă diametrul fusului, iar a - diametrul orificiilor de ungere. Valorile coeficienților sunt calculate pentru secțiunea netă.

Tabelul 3.2. Coeficientul efectiv de concentrare β_k și valorile raportului β_k/ϵ

Rezistența la rupere a oțelului N/mm ²	Încovoiere $\beta_{k\sigma}$		Torsiune $\beta_{k\tau}$
	$a/d = 0,06...0,1$	$a/d = 0,15...0,25$	$a/d = 0,05...0,25$
≤ 700	2,00	1,8	1,75
900	2,12	1,9	1,90
≤ 1000	2,35	2,1	2,00
Încovoiere		Torsiune	
r/b	β_k/ϵ	r/d	β_k/ϵ
0,15	3,5	0,08	2,65
0,20	2,8	0,1	2,2
0,25	2,4	0,15	1,9
0,30	2,1	0,20	1,7
0,35	2,0	-	-

Pentru modulele de rezistență se pot utiliza următoarele relații aproximative:

$$W_{p \text{ net}} = \frac{nd^3}{16} \left(1 - \frac{a}{d}\right); \quad W_{\text{net}} = \frac{nd^3}{32} \left(1 - 1,54 \frac{a}{d}\right). \quad [3.5]$$

Pentru arborii de diametre mici și mijlocii se aleg β_k și β_k/ϵ în funcție de rapoartele r/b și r/d , corespunzătoare solicitărilor de încovoiere și torsiune, din tabelul 3.2. Valorile factorului dimensional ϵ_{τ} pentru torsiune, la bare de secțiune circulară cu racordare, sunt date în diagrama din fig. 3.5, iar pentru încovoiere - în fig. 3.6.

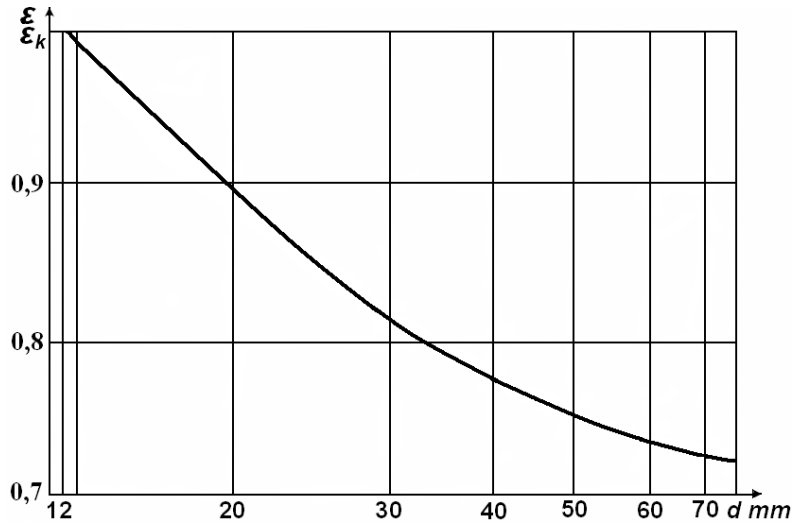


Fig. 3.5. Diagrama factorului dimensional ε , ε_k pentru torsiune.

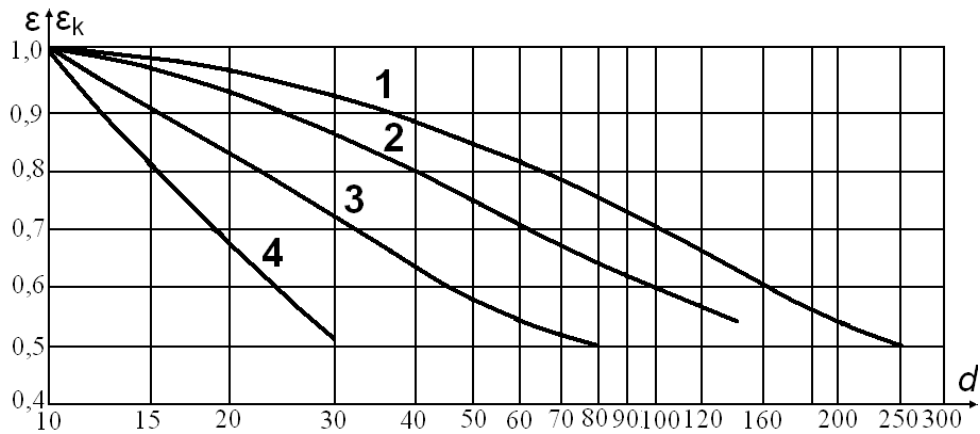


Fig. 3.6. Diagrama factorului dimensional ε , ε_k după cercetările lui Serensen, pentru încovoiere.

Pentru solicitări de torsiune, dacă diametrele arborilor sunt mai mari de 70 mm și pentru bare de secțiuni dreptunghiulare pot fi utilizate valorile lui ε_T din diagramă (fig. 3.6). Valorile coeficienților ψ_σ și ψ_τ se iau din tabelul 3.3.

Tabelul 3.3. Valorile coeficienților ψ_σ și ψ_τ

Coeficienți	Rezistența la rupere, N/mm ²				
	350 - 550	520 - 750	700 - 1000	1000 - 1200	1200 - 1400
ψ_σ	0	0,05	0,1	0,2	0,25
ψ_τ	0	0	0,05	0,1	0,15

Rezistența la oboseală este mult influențată de starea suprafeței. Fig. 3.7 conține valorile coeficientului γ de calitate al suprafeței, pentru piese de oțel solificate la încovoiere, starea suprafețelor fiind diferită.

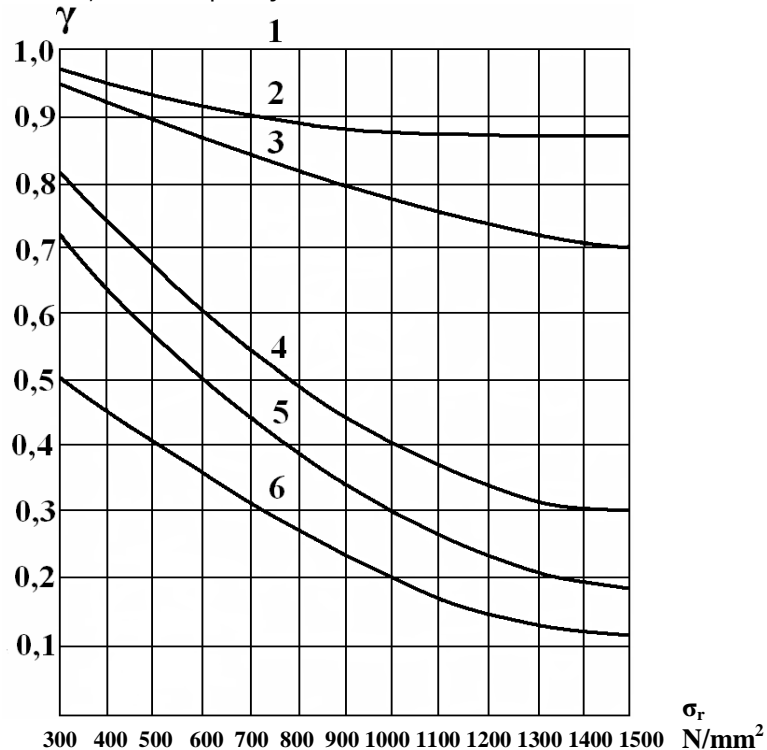


Fig. 3.7. Coeficientul de calitate al suprafețelor $\gamma=1/\delta$ pentru piese de oțel solificate la încovoiere, cu diferite stări ale suprafeței:

curba 1 - epruvetă polizată; curba 2 - șlefuire fină, prelucrare fină cu cuțitul;
 curba 3 - șlefuire brută, strunjire brută; curba 4 - suprafață laminată cu crustă;
 curba 5 - coroziune în apă dulce; curba 6 - coroziune în apă sărată.

Îmbunătățirea calității suprafeței, adică mărirea rezistenței la oboseală, se realizează prin diferite tratamente superficiale, și anume:

- tratamente mecanice, ca: ecruisare cu alică și rulare cu role;
- tratamente termochimice, ca: nitrurare, călire prin curenți de înaltă frecvență și cementare.

Ecruisajul cu jet de alică este foarte indicat la arborii cotiți, iar valoarea coeficientului de calitate γ în acest caz este dată în tabelul 3.4, în care α_k este coeficientul efectiv de concentrare a eforturilor unitare la solicitări statice.

Rularea cu role produce un ecruisaj superficial al arborelui, favorabil din punct de vedere al rezistenței la oboseală. Ca valoare informativă se indică în acest caz, pentru arborii cotiți, $\gamma = 1,4...2$.

Tabelul 3.4. Coeficientul de calitate pentru piese ecruisate cu jet de alicie

Materialul	Modul de executare al ecruisajului	Felul epruvetei	Coeficientul γ
Oțel slab aliat	Pneumatic	Netedă d = 18 mm	1,1
		Cu creștătură D = 18 mm, $\alpha_k=2,8$	1,4
Oțel aliat cu CrNiMo cu $\sigma_r=630 \text{ N/mm}^2$	Mașină centrifugă	Netedă d = 40 mm	1,19
		Arbore cu guler d = 40 mm, $\phi/d=0,161$	1,50
Oțel bogat aliat	-	Arbore cotit de motor	1,10 1,28
Oțel CrNi cu $\sigma_r=1550 \text{ N/mm}^2$	Mașină centrifugă	Netedă d = 18 mm	1,2 - 1,3
		Cu urme de presare	2,3 - 2,6

Prin cementare sau nitrurare se obțin mărimi sensibile ale rezistenței la oboseală. Valorile coeficientului γ se dau în tabelul 3.5.

Efectul călirii superficiale se ia în considerație printr-un coeficient supraunitar γ , care trebuie înmulțit cu rezistența la oboseală a piesei netratate, pentru a afla rezistența la oboseală a celei tratate, adică,

$$\sigma - 1p = \gamma\sigma - 1 \quad [3.6]$$

Tabelul 3.5. Efectul cementării și nitrurării asupra rezistenței la oboseală a unor oțeluri

Material	Rezistența la rupere σ_r N/mm ²	Forma și dimensiunile epruvetei	Solicitarea	Coef. β_k	Tratamentul termochimic		Rezistența la oboseală $\sigma-1$ sau $\tau-1$ N/mm ²		Coef. calitate tratament
					Felul	Grosimea stratului mm	Fără tratament	După tratament	
Oțel CrNiMo	1270 - 1300	Netedă d = 14mm	Încovoiere	1,0	Cementare	0,2	620	700	1,13
			Răsucire				250	315	1,26
Idem	1270 - 1300	Circulară d = 14mm cu gaură a = 2mm	Încovoiere	1,82	Cementare apoi găurire	0,2 - 0,3	340	440	1,29
			Răsucire	2,08					
Oțel CrMo	-	Circulară. d = 14mm cu racordare. $\rho = 7$ mm	Răsucire	-	Cementare	-	-	-	1,31
Oțel CrNiMo	700 - 1200	Netedă d = 14mm	Încovoiere	1,0	Nitrurare	0,2 - 0,8	-		1,2
			Răsucire						1,5
Idem	700 - 1200	Circulară 10 mm cu profil de creștătura al filetului M 10	Încovoiere	3,06	Idem	0,35 - 0,5	125	500	4,0
							Efectul creștăturii total compensat		

60 Fortarea cu structură fibroasă continuă și determ. rezist. la oboseală - 3

Relația este valabilă numai în cazul ciclurilor alternantsimetrice. Valorile lui γ se dau în tabelul 3.6.

Valorile coeficientului total de siguranță la oboseală, în zonele periculoase ale arborelui motor, se admite între 1,5 și 3, acest coeficient putând fi redus până la valoarea 1,25, prin creșterea preciziei determinării sarcinilor de calcul și prin cuprinderea tuturor factorilor care influențează rezistența.

Tabelul 3.6. Coeficientul de calitate γ , datorat călirii superficiale prin curenți de înaltă frecvență

Marca oțelului	Tratamentul termic	Adâncime strat călit, mm	Temperatura de revenire după călire, °C	Tipul și dimensiunile epruvetei	Coeficientul de calitate al călirii γ
34MoCrNi16 $\sigma_r=820 \text{ N/mm}^2$	Normalizare	0,9 - 1,1	-	Netedă d = 18 mm	1,3
				Crestătură d = 18 mm $\alpha_k = 2,9$	2,47
	Ameliorare după normalizare, călire la 840 °C, revenire doua ore la 600 °C.	0,9 - 1,1	-	Netedă d = 18 mm	1,42
				Cu o piesă presată d = 18 mm	3,9
40 Cr10	Ameliorare	1,5 - 2	-	Netedă d = 20 mm	1,3 -
		1 - 1,5	-	Netedă d = 10 mm	1,4 1,1
41CrNi12	Ameliorare, călire la 850 °C, revenire la 600 °C.	2,5	200	Netedă d = 10 mm	1,4
13CrNi30	Ameliorare, călire la 850 °C, revenire la 630 °C.	1,5	320	Netedă d = 10 mm	1,04
Fontă	-	1,5 - 2,5	-	Netedă d = 18 mm	1,15
				cu crestătură	1,13

Afară de coeficientul de siguranță care ține seamă de rezistența la oboseală, trebuie calculat și coeficientul de siguranță care ține seamă de deformațiile plastice. Acesta se calculează cu relațiile:

$$C_{\sigma p} = \frac{\sigma_c}{\sigma_v + \sigma_m}; C_{\tau p} = \frac{\tau_c}{\tau_v + \tau_m} \quad [3.7]$$

în care σ_c respectiv τ_c reprezintă limita de curgere a materialului.

Această ultimă verificare se face numai dacă:

$$\sigma_v + \sigma_m > \frac{\sigma_c}{2,5}, \quad [3.8]$$

respectiv:

$$\tau_v + \tau_m > \frac{\tau_c}{2,5}. \quad [3.9]$$

Coeficientul de siguranță pentru deformațiile plastice, în cazul când sunt satisfăcute relațiile de mai sus, are valorile: $C_p = 1,3...1,4$ în cazul oțelurilor la care $\sigma_c/\sigma_y = 0,5...0,6$ și $C_p = 1,7...1,8$ dacă $\sigma_c/\sigma_y = 0,7...0,85$.

Cu aceste precizări se poate face verificarea la oboseală pentru secțiunile periculoase ale arborelui.

1. Manetonul prezintă ca zonă periculoasă locul unde orificiul de ungere răspunde la suprafață. Pentru această secțiune se determină valorile: $M_{i \max}$, $M_{i \min}$, $M_{t \max}$, și $M_{t \min}$, calculându-se expresiile reacțiunilor A_r și A_T în funcție de forțele F_r , $F_r \max$, $F_r \min$, $F_t \max$, și $F_t \min$, care se calculează cu ajutorul tabelii ce indică din 10^0 în 10^0 sau din 15^0 în 15^0 valorile lui P_r și P_t .

Amplitudinile ciclului în această zonă, calculate la secțiunea netă a momentului, sunt:

$$\sigma_v = \frac{M_{i \max} - M_{i \min}}{2W} \quad \text{și} \quad \tau_v = \frac{M_{t \max} - M_{t \min}}{2W_p} \quad [3.10]$$

Eforturile unitare medii sunt:

$$\sigma_m = \frac{M_{i \max} + M_{i \min}}{2W} \quad \text{și} \quad \tau_m = \frac{M_{t \max} + M_{t \min}}{2W_p} \quad [3.11]$$

Având aceste valori, cu ajutorul raportului a/d , se obțin $\beta_{k\sigma}$ și $\beta_{k\tau}$ etc. și apoi se determină coeficienții de siguranță C_σ , C_τ , iar în final coeficientul de siguranță total.

2. Brațul de manivelă. Locurile periculoase ale brațului stâng sunt în zona de racordare a acestuia cu fusul (fig. 3.8).

În această secțiune acționează forța A_r , un moment încovoietor,

$$M_i = A_r \left(\frac{l_p}{2} + \frac{b}{2} \right) \quad [3.12]$$

și un moment de răsucire

$$M_T = A_T \left(\frac{l_p}{2} + \frac{b}{2} \right) \quad [3.13]$$

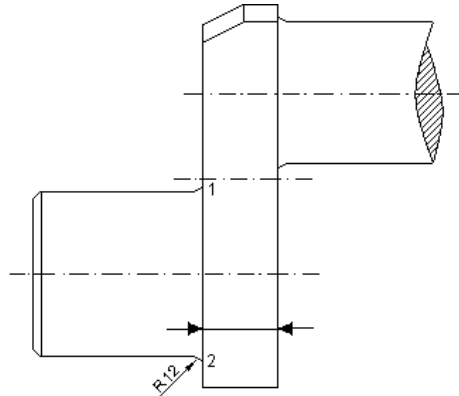


Fig. 3.8. Schiță de calcul pentru brațul stâng.

Efortul unitar normal rezultat, în punctul 1, este:

$$\sigma = \frac{A_r}{bh} + \frac{M_i}{W}, \quad [3.13]$$

iar efortul unitar tangențial în același punct este:

$$\tau = \frac{M_t}{W_p}. \quad [3.14]$$

Solicitarea de forfecare, fiind mică, se neglijează.

Pentru diferite valori ale unghiului α se stabilesc eforturile unitare maxime și minime și de aici amplitudinile și eforturile unitare medii. Rapoartele r/b și r/d fiind cunoscute, se determină raportul β_r/ε pentru încovoiere și răsucire. Cu aceste valori se calculează coeficientul de siguranță total C. În mod similar se determină coeficienții de siguranță și în celelalte puncte ale arborelui cotit.

Pentru arborii cu mai multe coturi, la calculul solicitărilor la oboseală se separă fiecare cot, părțile secționate considerându-se liber rezemate, eliminând astfel nedeterminarea statică.

3.3. Concluzii

Avantajele forjării cu structură fibroasă continuă sunt multiple. Prin repetate refulări și întinderi se obține un grad de caroiaj ridicat, care se poate aplica fără risc, întrucât direcția solicitărilor corespunde cu direcția structurii fibroase și, ca urmare, o rezistență mare la oboseală.

Prin acest procedeu se obține un arbore cotit cu o structură fibroasă bună chiar în zona solicitărilor maxime și cu incluziunile intercrystaline situate în partea centrală, unde solicitările sunt minime.

Rezistența la oboseală este mai mare în direcția fibrajului decât perpendicular pe această direcție.

4. Analiza solicitărilor și tensiunilor din arborii cotiți de dimensiuni mari

4.1. Determinarea valorică a parametrilor de forță și solicitărilor

Arborele cotit este piesa antrenată în mișcare de rotație de către biele, prin intermediul căreia se transmite mișcarea, respectiv energia mecanică către transmisia vehiculului [101].

Motorul Sulzer 6 LDA 28 are arborele confecționat din oțel aliat 34 MoCrNi 16 cu șase coturi și șapte paliere. Fiind un motor cu mai mulți cilindri, arborele cotit se reazemă pe mai mult de două lagăre și de aceea constituie un sistem static nedeterminat.

În figura 4.1 este prezentată schema de încărcare a unui fus maneton și a fusurilor paliere adiacente.

Asupra fiecărui cot acționează după cum se observă în figura 4.1 [101]:

- forța totală pe maneton acționând în direcția brațului de manivelă:

$$Z_t = Z + F_{rA} + F_{im} \quad [4.1]$$

în care: Z , reprezintă forța normală pe maneton;

F_{rA} - forța de inerție a masei bielei m_A aflate în mișcare de rotație;

F_{im} - este forța de inerție a manetonului.

Masa manetonului m_m se calculează cu relația:

$$m_m = \rho_m \cdot V_m = 7850 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot l_m \cdot (d_{me} - d_{mi}) = 7850 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 142 \cdot 10^{-3} \cdot \left[(189 \cdot 10^{-3})^2 - (80 \cdot 10^{-3})^2 \right] = 25,6570 \cong 25,66 \text{ kg} \quad [4.2]$$

În relația de mai sus, $\rho_m = 7850 \text{ kg/m}^3$ reprezintă densitatea materialului manetonului, V_m este volumul ocupat de materialul acestuia, $l_m = 142 \text{ mm}$ și reprezintă lungimea manetonului, $d_{me} = 189 \text{ mm}$ este diametrul exterior al manetonului iar $d_{mi} = 80 \text{ mm}$ diametrul interior al manetonului (dimensiunile rezultă din desenul de execuție). Astfel, se obține:

$$F_{im} = -m_m \cdot R \cdot \omega^2 = -25,66 \cdot 180 \cdot 10^{-3} \cdot 78,54^2 = -28491,214 \cong -28491,21 \text{ N} \quad [4.3]$$

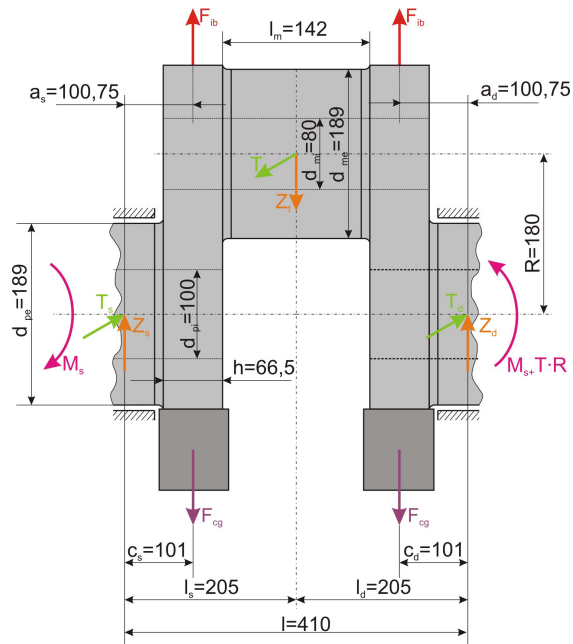


Fig. 4.1. Forțele și momentele care acționează asupra unui cot al arborelui cotit

- forța care acționează tangențial la circumferința descrisă de maneton:

$$T = F \cdot \frac{\sin(a + \beta)}{\cos \beta} \quad [4.4]$$

- momentul de torsiune produs de forța tangențială acționând la o distanță egală cu raza manivelei de la axa arborelui cotit:

$$M = T \cdot R = 0,180 \cdot T \quad [N \cdot m] \quad [4.5]$$

- forța de inerție a brațului:

$$F_{ib} = -m_b \cdot z_{Gbr} \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3} \quad [N] \quad [4.6]$$

în care:

m_b , reprezintă masa brațului;

z_{Gbr} distanța de la axa fusului palier la centrul de greutate al brațului.

Pentru a determina forța de inerție a brațului, este necesară atât cunoașterea masei brațului cât și a distanței de la axa fusului palier la centrul de greutate al brațului (fig. 4.2). Literatura de specialitate [73] recomandă utilizarea următoarei expresii pentru determinarea acestor parametri:

$$m_b = h \cdot \rho \cdot \left[b \cdot R + \frac{\pi}{4} \cdot (b^2 - d_{pi}^2 - d_{mi}^2) \right] \quad [4.7]$$

în care:

$h = 66,5$ mm, reprezintă grosimea brațului;
 $\rho = 7850$ kg/m³, densitatea materialului brațului;
 $b = 340$ mm, lățimea brațului;
 $R = 180$ mm, raza manivelei;
 $d_{pi} = 100$ mm, diametrul interior al fusului palier;
 $d_{mi} = 80$ mm, diametrul interior al fusului maneton.

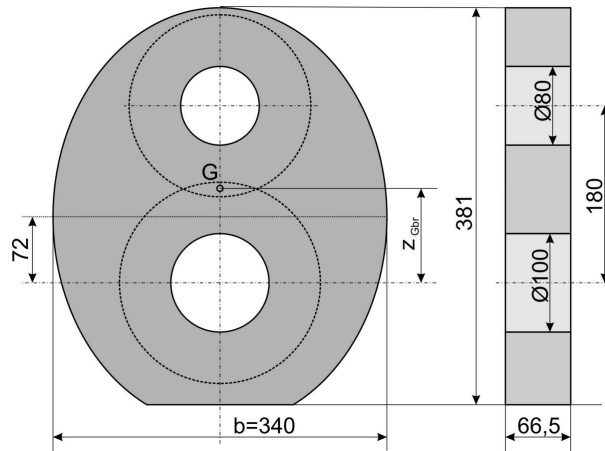


Fig. 4.2. Brațul arborelui cotit

Cu aceste valori, rezultă:

$$m_b = h \cdot \rho \cdot \left[b \cdot R + \frac{\pi}{4} \cdot (b^2 - d_{pi}^2) \right] = 66,5 \cdot 10^{-3} \cdot 7850 \cdot \left[340 \cdot 10^{-3} \cdot 180 \cdot 10^{-3} + \right. \\ \left. \cdot \left[(340 \cdot 10^{-3})^2 - (100 \cdot 10^{-3})^2 \right] \right] = 72,599061 \approx 72,6 \text{ kg} \quad [4.8]$$

În această expresie, se poate observa că brațul a fost considerat ca având o formă circulară. În realitate, acesta are o formă eliptică. Considerând aria elipsei $A = \pi \cdot a \cdot b$, în care a, b sunt semiaxele elipsei. În cazul nostru, $a = 190,5$ mm și $b = 170$ mm. Cu aceste valori, rezultă aria elipsei brațului

$$A_{br} = \pi \cdot (190,5 \cdot 10^{-3}) \cdot (170 \cdot 10^{-3}) = 0,1016889 \text{ m}^2 \quad [4.9]$$

Volumul ocupat de materialul brațului este:

$$V_{br \text{ plin}} = A_{br} \cdot h = 0,1016889 \cdot 66,5 \cdot 10^{-3} = 0,0067623 \text{ m}^3 \quad [4.10]$$

Din acest volum, se extrag volumele interioare ale fusurilor palier și maneton, pe grosimea brațului:

$$V_{br} = V_{br \text{ plin}} - \frac{\pi}{4} \cdot h \left[(100 \cdot 10^{-3})^2 + (80 \cdot 10^{-3})^2 \right] = 0,0059061 \text{ m}^3 \quad [4.11]$$

Masa brațului, va fi:

$$m_{br} = \rho \cdot V_{br} = 7850 \cdot 0,0059061 = 46,363598 \cong 46,36 \text{ kg} \quad [4.12]$$

Comparând rezultatele obținute cu expresiile [4.8] și [4.12] se poate observa că prin adoptarea secțiunii eliptice, masa brațului scade semnificativ (63,86 %) ceea ce conduce implicit la micșorarea forței de inerție a brațului. Acesta este motivul pentru care se utilizează secțiunea eliptică la realizarea brațelor arborelui cotit.

Excentricitatea fusului palier este $e=72$ mm (conform desenului arborelui cotit).

Distanța de la axa de rotație a arborelui cotit la axa centrului de greutate al brațului Z_{Gbr} se calculează cu expresia [73]:

$$z_{Gbr} = \frac{1}{m_{br}} \cdot \rho \cdot h \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (b \cdot L_{br} \cdot e - d_{me}^2 \cdot R) = \frac{1}{46,36} \cdot 7850 \cdot 66,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3,14}{4} \cdot [340 \cdot 10^{-3} \cdot 381 \cdot 10^{-3} \cdot 72 \cdot 10^{-3} - (189 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 180 \cdot 10^{-3}] = 0,0256083 \text{ m} = 25,61 \text{ mm} \quad [4.13]$$

Rezultă forța de inerție a brațului:

$$F_{i_b} = -m_b \cdot z_{Gbr} \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3} = -46,36 \cdot 25,61 \cdot 78,54^2 \cdot 10^{-3} = -6465,8524 \cong -6465,85 \text{ [N]} \quad [4.14]$$

Numerotând coturile arborelui începând dinspre capătul liber către capătul cu volantul pentru transmiterea puterii, momentul de torsiune dintr-o anumită secțiune este egal cu suma momentelor de răsucire dinaintea lui (fig. 4.3). Astfel în secțiunea de arbore cuprinzând cotul cilindrului n , va acționa un moment de intrare:

$$M_{t_i} = \sum_1^{n-1} M_t = M_{t_1} + M_{t_2} + \dots + M_{t_{n-1}} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad [4.15]$$

și un moment de ieșire

$$M_{t_e} = M_{t_{n-1}} + M_{i_n} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad [4.16]$$

Pentru determinarea momentelor de torsiune ce acționează asupra fiecărui cot este importantă ordinea aprinderii carburantului în cilindrii motorului. În scopul diminuării încărcărilor a lagărelor palier, producătorul motorului a ales ordinea de aprindere 1-5-3-6-2-4. De menționat că arborele cotit fiind cu plan central de

simetrie, se pot obține mai multe variante de aprindere (1-2-3-6-5-4, 1-5-4-6-2-3 etc.) trierea realizându-se pe criteriul reducerii momentului intern al armonicii de ordinul I față de mijlocul arborelui cotit, știut fiind faptul că la creșterea ordinului armonicilor, amplitudinea scade. Datorită numărului de cilindri, unghiul manivelor, este de 120° . având în vedere aceste considerente și ținând seama de ultima coloană din tabelul 4.1, se completează tabelul următor (cu ajutorul Microsoft Excel).

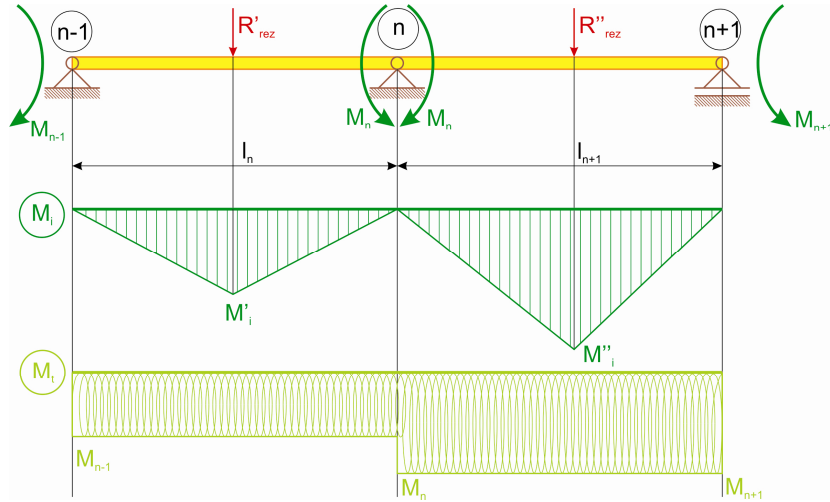


Fig. 4.3. Schema a două coturi a arborelui cotit și diagramele momentelor

Tabelul 4.1. Momentul motor în fiecare cilindru

α	M_{II}	M_2	M_{III}	M_3	M_{IV}	M_4	M_V	M_5	M_{VI}	M_6	M_{VII}
0	0,0	-5052,7	-5052,7	9603,5	4550,8	4575,9	9126,7	-4517,4	4609,3	0,0	4609,3
10	-2938,8	-4740,4	-7679,2	8476,0	796,8	4650,8	5447,6	-3857,4	1590,2	24436,0	26026,1
20	-5408,0	-3981,6	-9389,6	7075,9	-2313,7	4246,6	1932,9	-2595,6	-662,7	36605,7	35943,0
30	-7026,9	-2858,1	-9885,1	5457,8	-4427,3	3478,9	-948,4	-786,5	-1734,9	31630,4	29895,5
40	-7579,7	-1775,5	-9355,2	3595,4	-5759,8	2448,8	-3311,0	1404,7	-1906,4	25384,1	23477,7
50	-7049,3	-588,9	-7638,2	1676,9	-5961,3	1260,9	-4700,4	3703,5	-997,0	19861,7	18864,8
60	-5605,9	-303,0	-5908,9	0,0	-5908,9	0,0	-5908,9	5757,4	-151,4	15908,4	15757,0
70	-3556,2	-1078,3	-4634,6	-1342,0	-5976,6	-1262,3	-7238,9	7197,4	-41,5	13409,5	13367,9
80	-1279,3	-3328,9	-4608,2	-2579,1	-7187,2	-2460,3	-9647,5	7715,7	-1931,8	12284,7	10352,9
90	897,3	-5719,4	-4822,1	-3626,1	-8448,2	-3530,8	-11979,0	7141,7	-4837,3	11521,0	6683,7
100	2689,4	-6822,0	-4132,6	-4384,3	-8516,9	-4378,6	-12895,5	5492,3	-7403,2	11057,4	3654,2
110	3933,4	-5215,9	-1282,5	-4672,1	-5954,6	-4920,5	-10875,1	2984,3	-7890,8	10436,9	2546,1
120	4575,9	0,0	4575,9	-4517,4	58,6	-5052,7	-4994,2	0,0	-4994,2	9603,5	4609,3
130	4650,8	24436,0	29086,8	-3857,4	25229,3	-4740,4	20488,9	-2938,8	17550,2	8476,0	26026,1
140	4246,6	36605,7	40852,2	-2595,6	38256,7	-3981,6	34275,1	-5408,0	28867,1	7075,9	35943,0
150	3478,9	31630,4	35109,3	-786,5	34322,7	-2858,1	31464,6	-7026,9	24437,7	5457,8	29895,5
160	2448,8	25384,1	27832,9	1404,7	29237,5	-1775,5	27462,1	-7579,7	19882,4	3595,4	23477,7
170	1260,9	19861,7	21122,6	3703,5	24826,1	-588,9	24237,1	-7049,3	17187,8	1676,9	18864,8
180	0,0	15908,4	15908,4	5757,4	21665,9	-303,0	21362,9	-5605,9	15757,0	0,0	15757,0
190	-1262,3	13409,5	12147,1	7197,4	19344,6	-1078,3	18266,2	-3556,2	14710,0	-1342,0	13367,9
200	-2460,3	12284,7	9824,3	7715,7	17540,1	-3328,9	14211,2	-1279,3	12931,9	-2579,1	10352,9

4.1 - Determinarea valorică a parametrilor de forță și solicitărilor 69

Continuare Tabelul 4.1.

α	M_{II}	M_2	M_{III}	M_3	M_{IV}	M_4	M_V	M_5	M_{VI}	M_6	M_{VII}
210	-3530,8	11521,0	7990,2	7141,7	15131,9	-5719,4	9412,5	897,3	10309,8	-3626,1	6683,7
220	-4378,6	11057,4	6678,8	5492,3	12171,2	-6822,0	5349,2	2689,4	8038,5	-4384,3	3654,2
230	-4920,5	10436,9	5516,4	2984,3	8500,7	-5215,9	3284,8	3933,4	7218,2	-4672,1	2546,1
240	-5052,7	9603,5	4550,8	0,0	4550,8	0,0	4550,8	4575,9	9126,7	-4517,4	4609,3
250	-4740,4	8476,0	3735,6	-2938,8	796,8	24436,0	25232,8	4650,8	29883,6	-3857,4	26026,1
260	-3981,6	7075,9	3094,4	-5408,0	-2313,7	36605,7	34292,0	4246,6	38538,6	-2595,6	35943,0
270	-2858,1	5457,8	2599,7	-7026,9	-4427,3	31630,4	27203,1	3478,9	30682,0	-786,5	29895,5
280	-1775,5	3595,4	1819,9	-7579,7	-5759,8	25384,1	19624,3	2448,8	22073,1	1404,7	23477,7
290	-588,9	1676,9	1088,0	-7049,3	-5961,3	19861,7	13900,4	1260,9	15161,3	3703,5	18864,8
300	-303,0	0,0	-303,0	-5605,9	-5908,9	15908,4	9999,6	0,0	9999,6	5757,4	15757,0
310	-1078,3	-1342,0	-2420,4	-3556,2	-5976,6	13409,5	7432,9	-1262,3	6170,5	7197,4	13367,9
320	-3328,9	-2579,1	-5907,9	-1279,3	-7187,2	12284,7	5097,5	-2460,3	2637,1	7715,7	10352,9
330	-5719,4	-3626,1	-9345,5	897,3	-8448,2	11521,0	3072,9	-3530,8	-458,0	7141,7	6683,7
340	-6822,0	-4384,3	-11206,3	2689,4	-8516,9	11057,4	2540,5	-4378,6	-1838,1	5492,3	3654,2
350	-5215,9	-4672,1	-9888,0	3933,4	-5954,6	10436,9	4482,3	-4920,5	-438,2	2984,3	2546,1
360	0,0	-4517,4	-4517,4	4575,9	58,6	9603,5	9662,1	-5052,7	4609,3	0,0	4609,3
370	24436,0	-3857,4	20578,5	4650,8	25229,3	8476,0	33705,3	-4740,4	28964,9	-2938,8	26026,1
380	36605,7	-2595,6	34010,1	4246,6	38256,7	7075,9	45332,6	-3981,6	41351,1	-5408,0	35943,0
390	31630,4	-786,5	30843,9	3478,9	34322,7	5457,8	39780,5	-2858,1	36922,4	-7026,9	29895,5
400	25384,1	1404,7	26788,8	2448,8	29237,5	3595,4	32832,9	-1775,5	31057,4	-7579,7	23477,7
410	19861,7	3703,5	23565,2	1260,9	24826,1	1676,9	26503,0	-588,9	25914,0	-7049,3	18864,8
420	15908,4	5757,4	21665,9	0,0	21665,9	0,0	21665,9	-303,0	21362,9	-5605,9	15757,0
430	13409,5	7197,4	20606,9	-1262,3	19344,6	-1342,0	18002,5	-1078,3	16924,2	-3556,2	13367,9
440	12284,7	7715,7	20000,4	-2460,3	17540,1	-2579,1	14961,0	-3328,9	11632,2	-1279,3	10352,9
450	11521,0	7141,7	18662,7	-3530,8	15131,9	-3626,1	11505,8	-5719,4	5786,4	897,3	6683,7
460	11057,4	5492,3	16549,7	-4378,6	12171,2	-4384,3	7786,8	-6822,0	964,9	2689,4	3654,2
470	10436,9	2984,3	13421,2	-4920,5	8500,7	-4672,1	3828,6	-5215,9	-1387,3	3933,4	2546,1
480	9603,5	0,0	9603,5	-5052,7	4550,8	-4517,4	33,4	0,0	33,4	4575,9	4609,3
490	8476,0	-2938,8	5537,2	-4740,4	796,8	-3857,4	-3060,6	24436,0	21375,3	4650,8	26026,1
500	7075,9	-5408,0	1667,9	-3981,6	-2313,7	-2595,6	-4909,2	36605,7	31696,4	4246,6	35943,0
510	5457,8	-7026,9	-1569,1	-2858,1	-4427,3	-786,5	-5213,8	31630,4	26416,6	3478,9	29895,5
520	3595,4	-7579,7	-3984,3	-1775,5	-5759,8	1404,7	-4355,1	25384,1	21029,0	2448,8	23477,7
530	1676,9	-7049,3	-5372,4	-588,9	-5961,3	3703,5	-2257,8	19861,7	17603,9	1260,9	18864,8
540	0,0	-5605,9	-5605,9	-303,0	-5908,9	5757,4	-151,4	15908,4	15757,0	0,0	15757,0
550	-1342,0	-3556,2	-4898,3	-1078,3	-5976,6	7197,4	1220,8	13409,5	14630,3	-1262,3	13367,9
560	-2579,1	-1279,3	-3858,3	-3328,9	-7187,2	7715,7	528,5	12284,7	12813,2	-2460,3	10352,9
570	-3626,1	897,3	-2728,8	-5719,4	-8448,2	7141,7	-1306,5	11521,0	10214,5	-3530,8	6683,7
580	-4384,3	2689,4	-1695,0	-6822,0	-8516,9	5492,3	-3024,6	11057,4	8032,8	-4378,6	3654,2
590	-4672,1	3933,4	-738,7	-5215,9	-5954,6	2984,3	-2970,3	10436,9	7466,6	-4920,5	2546,1
600	-4517,4	4575,9	58,6	0,0	58,6	0,0	58,6	9603,5	9662,1	-5052,7	4609,3
610	-3857,4	4650,8	793,4	24436,0	25229,3	-2938,8	22290,6	8476,0	30766,6	-4740,4	26026,1
620	-2595,6	4246,6	1651,0	36605,7	38256,7	-5408,0	32848,6	7075,9	39924,6	-3981,6	35943,0
630	-786,5	3478,9	2692,3	31630,4	34322,7	-7026,9	27295,8	5457,8	32753,6	-2858,1	29895,5
640	1404,7	2448,8	3853,4	25384,1	29237,5	-7579,7	21657,8	3595,4	25253,2	-1775,5	23477,7
650	3703,5	1260,9	4964,3	19861,7	24826,1	-7049,3	17776,8	1676,9	19453,7	-588,9	18864,8
660	5757,4	0,0	5757,4	15908,4	21665,9	-5605,9	16060,0	0,0	16060,0	-303,0	15757,0
670	7197,4	-1262,3	5935,1	13409,5	19344,6	-3556,2	15788,3	-1342,0	14446,3	-1078,3	13367,9
680	7715,7	-2460,3	5255,4	12284,7	17540,1	-1279,3	16260,8	-2579,1	13681,8	-3328,9	10352,9
690	7141,7	-3530,8	3610,8	11521,0	15131,9	897,3	16029,2	-3626,1	12403,1	-5719,4	6683,7
700	5492,3	-4378,6	1113,8	11057,4	12171,2	2689,4	14860,5	-4384,3	10476,2	-6822,0	3654,2
710	2984,3	-4920,5	-1936,2	10436,9	8500,7	3933,4	12434,1	-4672,1	7762,0	-5215,9	2546,1
720	0,0	-5052,7	-5052,7	9603,5	4550,8	4575,9	9126,7	-4517,4	4609,3	0,0	4609,3

Tabelul 4.1 a fost completat astfel:

- în prima coloană este unghiul de rotație al arborelui cotit α , în grade;
- în a II-a coloană sunt transcrise valorile momentului determinate în N·m;
- coloanele în care sunt momentele (în N·m) M_2 , M_3 , M_4 , M_5 și M_6 au fost completate cu aceleași valori ca și coloana a II-a, dar conform ordinii de aprindere și în funcție de decalajul unghiular dintre cilindri;
- coloanele în care sunt momentele (în N·m) M_{II} , M_{III} , M_{IV} , M_V și M_{VI} au fost completate astfel: $M_{II} = M_1$, $M_{III} = M_{II} + M_2$, $M_{IV} = M_{III} + M_3$, $M_V = M_{IV} + M_4$, $M_{VI} = M_V + M_5$, și $M_{VII} = M_{VI} + M_6$;

În tabelul 4.1 este semnalat prin culoarea verde începutul admisiei în fiecare cilindru în funcție de ordinea de aprindere. Valorile maxime ale momentului (pentru fiecare fus palier) sunt marcate cu culoarea bleu iar valorile minime (ca intensitate a vectorului) sunt marcate cu galben. Solicitarea maximă apare la cilindrul 4, cotul V.

4.2. Determinarea tensiunilor din fusurile palier

Se consideră că fusurile palier sunt atât de complexe și de rigide încât se neglijează solicitarea de încovoiere față de cea de torsiune. Tensiunile din fusurile palier se determină cu relațiile:

$$\tau_{max} = \frac{M_{max}}{W_p} \quad [4.17]$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{min}}{W_p} \quad [4.18]$$

iar pentru o evaluare a comportamentului la oboseală,

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad [4.19]$$

și

$$\tau_v = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad [4.20]$$

în care τ_{max} și τ_{min} reprezintă tensiunile maxime și minime, M_{max} și M_{min} sunt momentele maxime și minime din fiecare fus palier (tabelul 4.1), W_p este modulul de rezistență polar al secțiunii fusului palier, τ_m reprezintă valoarea medie a tensiunilor iar τ_v amplitudinea ciclului.

Modulul de inerție polar al secțiunii fusului palier este [64]:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_{pe}^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{pi}}{d_{pe}} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 189^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{100}{189} \right)^4 \right] = 1221100,6 \text{ mm}^3 \quad [4.21]$$

Fusurile palier I și II

Din tabelul 4.1, $M_{max} = 36605,7 \text{ N}\cdot\text{m}$ și $M_{min} = -7579,7 \text{ N}\cdot\text{m}$. Rezultă:

$$\tau_{max} = \frac{M_{max}}{W_p} = \frac{36605,7 \cdot 10^3}{1221100,6} = 29,9776 \cong 29,98 \text{ N/mm}^2 \quad [4.22]$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{min}}{W_p} = \frac{-7579,7 \cdot 10^3}{1221100,6} = -6,2073 \cong -6,21 \text{ N/mm}^2 \quad [4.23]$$

$$\tau_m = \frac{29,98 + (-6,21)}{2} = 11,885 \cong 11,89 \text{ N/mm}^2 \quad [4.24]$$

$$\tau_v = \frac{29,98 - (-6,21)}{2} = 18,095 \cong 18,1 \text{ N/mm}^2 \quad [4.25]$$

Fusul palier III

Din tabelul 4.1, $M_{max}=40825,2 \text{ N}\cdot\text{m}$ și $M_{min}=-11206,3 \text{ N}\cdot\text{m}$. Rezultă:

$$\tau_{max} = \frac{M_{max}}{W_p} = \frac{40825,2 \cdot 10^3}{1221100,6} = 33,4331 \cong 33,43 \text{ N/mm}^2 \quad [4.26]$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{min}}{W_p} = \frac{-11206,3 \cdot 10^3}{1221100,6} = -9,177 \cong -9,18 \text{ N/mm}^2 \quad [4.27]$$

$$\tau_m = \frac{33,43 + (-9,18)}{2} = 12,125 \cong 12,13 \text{ N/mm}^2 \quad [4.28]$$

$$\tau_v = \frac{33,43 - (-9,18)}{2} = 21,305 \cong 21,31 \text{ N/mm}^2 \quad [4.29]$$

Fusul palier IV

Din tabelul 4.1, $M_{max}=38256,7 \text{ N}\cdot\text{m}$ și $M_{min}=-8516,9 \text{ N}\cdot\text{m}$. Rezultă:

$$\tau_{max} = \frac{M_{max}}{W_p} = \frac{38256,7 \cdot 10^3}{1221100,6} = 31,329 \cong 31,33 \text{ N/mm}^2 \quad [4.30]$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{min}}{W_p} = \frac{-8516,9 \cdot 10^3}{1221100,6} = -6,974 \cong -6,97 \text{ N/mm}^2 \quad [4.31]$$

$$\tau_m = \frac{31,33 + (-6,97)}{2} = 12,18 \text{ N/mm}^2 \quad [4.32]$$

$$\tau_v = \frac{31,33 - (-6,97)}{2} = 19,15 \text{ N/mm}^2 \quad [4.33]$$

Fusul palier V

Din tabelul nr. 4.1, $M_{max}=45332,6 \text{ N}\cdot\text{m}$ și $M_{min}=-12895,5 \text{ N}\cdot\text{m}$. Rezultă:

$$\tau_{max} = \frac{M_{max}}{W_p} = \frac{45332,6 \cdot 10^3}{1221100,6} = 37,124 \cong 37,12 \text{ N/mm}^2 \quad [4.34]$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{min}}{W_p} = \frac{-12895,5 \cdot 10^3}{1221100,6} = -10,560 \cong -10,56 \text{ N/mm}^2 \quad [4.35]$$

$$\tau_m = \frac{37,12 + (-10,56)}{2} = 13,28 \text{ N/mm}^2 \quad [4.36]$$

$$\tau_v = \frac{37,12 - (-10,56)}{2} = 23,84 \text{ N/mm}^2 \quad [4.37]$$

Fusul palier VI

Din tabelul nr. 4.1, $M_{\max}=41351,1 \text{ N}\cdot\text{m}$ și $M_{\min}=-7890,8 \text{ N}\cdot\text{m}$. Rezultă:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_p} = \frac{41351,1 \cdot 10^3}{1221100,6} = 33,863 \cong 33,86 \text{ N/mm}^2 \quad [4.38]$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\min}}{W_p} = \frac{-7890,8 \cdot 10^3}{1221100,6} = -6,462 \cong -6,46 \text{ N/mm}^2 \quad [4.39]$$

$$\tau_m = \frac{33,86 + (-6,46)}{2} = 13,7 \text{ N/mm}^2 \quad [4.40]$$

$$\tau_v = \frac{33,86 - (-6,46)}{2} = 20,16 \text{ N/mm}^2 \quad [4.41]$$

Fusul palier VII

Din tabelul nr. 4.1, $M_{\max}=35943,0 \text{ N}\cdot\text{m}$ și $M_{\min}=-2546,1 \text{ N}\cdot\text{m}$. Rezultă:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_p} = \frac{35943 \cdot 10^3}{1221100,6} = 29,434 \cong 29,43 \text{ N/mm}^2 \quad [4.42]$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\min}}{W_p} = \frac{-2546,1 \cdot 10^3}{1221100,6} = -2,085 \cong -2,09 \text{ N/mm}^2 \quad [4.43]$$

$$\tau_m = \frac{29,43 + (-2,09)}{2} = 13,67 \text{ N/mm}^2 \quad [4.44]$$

$$\tau_v = \frac{29,43 - (-2,09)}{2} = 15,76 \text{ N/mm}^2 \quad [4.45]$$

4. 3. Fusurile maneton

Din figura 4.1 se pot observa solicitările la care este supus un cot al arborelui cotit. Practic, momentul în dreapta secțiunii este:

$$M_d = M_s + T \cdot R \quad [4.46]$$

în care M_d reprezintă momentul din dreapta secțiunii iar M_s , momentul din stânga secțiunii.

O primă secțiune periculoasă o constituie zona de trecere de la braț la fus, unde din cauza racordării făcute cu oarecare „zgârcenie” apar de obicei importanți concentratori de tensiune. A doua secțiune periculoasă este cea din dreptul orificiului de ungere, unde sursa concentratorului de tensiune este chiar orificiul de ungere. Dintre aceste două secțiuni periculoase, tensiuni mai mari apar de obicei în zona orificiului de ungere.

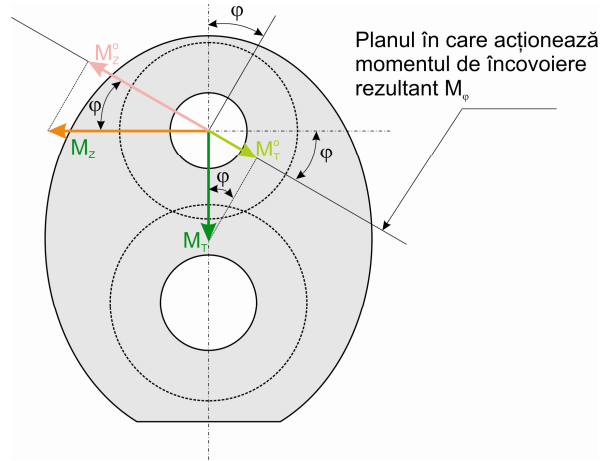


Fig. 4.4. Încărcările din fusul maneton

Fusul maneton este sollicitat la (fig. 4.4.):

- încovoiere:

$$M_Z = Z_S \cdot l_S + F_{Ib} \cdot (l_S - a_S) - F_{cg} \cdot (l_S - c_S) \quad [4.47]$$

$$M_T = T_S \cdot l_S \quad [4.48]$$

- torsiune:

$$M_T = M_S + T_S \cdot R \quad [4.49]$$

Într-o secțiune oarecare φ , momentul de încovoiere rezultat este:

$$M = M_Z \cdot \cos \varphi - M_T \cdot \sin \varphi \quad [4.50]$$

Sensul planului în care acționează momentul încovoiitor rezultat este aleatoriu în funcție de componenta care este preponderentă.

Calculul eforturilor [2,6,7] ce acționează asupra fusurilor maneton, se efectuează cu expresiile [4.47], [4.48], [4.49], [4.50] și

$$Z_S = [Z_t - 2 \cdot (F_{Ib} - F_{cg})] \cdot \frac{l_d}{l} \quad [4.51]$$

$$T_S = T \cdot \frac{l_d}{l} \quad [4.52]$$

Valorile eforturilor ce acționează asupra fusului maneton, determinate cu relațiile de mai sus sunt prezentate în tabelul 4.2.

Tabelul 4.2. Eforturile ce acționează asupra fusului maneton

α	Z_s [N]	M_z [N·m]	T_s [N]	M_T [N·m]	M_ϕ [N·m]	M_s [N·m]	$T_s \cdot R$ [N·m]	M_t [N·m]
0	-106776,2	-18519,7	0,0	0,0	-18519,7	9126,7	0,0	9126,7
10	-105168,8	-18190,2	-8163,2	-1673,5	-17623,3	5447,6	-1469,4	3978,2
20	-100666,2	-17267,2	-15022,3	-3079,6	-15172,5	1932,9	-2704,0	-771,1
30	-94044,5	-15909,7	-19519,3	-4001,5	-11777,5	-948,4	-3513,5	-4461,9
40	-86454,5	-14353,8	-21054,8	-4316,2	-8221,2	-3311,0	-3789,9	-7100,9
50	-79146,6	-12855,7	-19581,3	-4014,2	-5188,4	-4700,4	-3524,6	-8225,1
60	-73219,5	-11640,6	-15572,0	-3192,3	-3055,7	-5908,9	-2803,0	-8711,8
70	-69421,1	-10861,9	-9878,4	-2025,1	-1812,1	-7238,9	-1778,1	-9017,0
80	-68046,6	-10580,1	-3553,5	-728,5	-1119,8	-9647,5	-639,6	-10287,2
90	-68954,4	-10766,2	2492,5	511,0	-511,0	-11979,0	448,7	-11530,4
100	-71676,5	-11324,3	7470,4	1531,4	458,3	-12895,5	1344,7	-11550,8
110	-75566,6	-12121,7	10926,1	2239,9	2041,1	-10875,1	1966,7	-8908,4
120	-79959,8	-13022,4	12710,9	2605,7	4254,5	-4994,2	2288,0	-2706,2
130	-84287,7	-13909,6	12918,9	2648,4	6912,1	20488,9	2325,4	22814,3
140	-88136,1	-14698,5	11796,0	2418,2	9705,3	34275,1	2123,3	36398,4
150	-91277,9	-15342,6	9663,5	1981,0	12296,5	31464,6	1739,4	33204,1
160	-93529,4	-15804,1	6802,1	1394,4	14374,1	27462,1	1224,4	28686,4
170	-94871,7	-16079,3	3502,4	718,0	15710,3	24237,1	630,4	24867,6
180	-95298,1	-16166,7	0,0	0,0	16166,7	21362,9	0,0	21362,9
190	-94902,3	-16085,6	-3506,4	-718,8	15716,4	18266,2	-631,2	17635,1
200	-93648,6	-15828,6	-6834,3	-1401,0	14394,8	14211,2	-1230,2	12981,0
210	-91620,9	-15412,9	-9807,9	-2010,6	12342,6	9412,5	-1765,4	7647,1
220	-88752,3	-14824,8	-12162,7	-2493,4	9753,8	5349,2	-2189,3	3159,9
230	-85214,1	-14099,5	-13668,0	-2801,9	6916,6	3284,8	-2460,2	824,6
240	-81173,7	-13271,2	-14035,4	-2877,3	4143,8	4550,8	-2526,4	2024,4
250	-77055,2	-12426,9	-13167,8	-2699,4	1713,7	25232,8	-2370,2	22862,6
260	-73293,6	-11655,8	-11059,9	-2267,3	-208,8	34292,0	-1990,8	32301,2
270	-70360,7	-11054,5	-7939,2	-1627,5	-1627,5	27203,1	-1429,1	25774,1
280	-68677,6	-10709,5	-4931,8	-1011,0	-2855,4	19624,3	-887,7	18736,6
290	-68126,9	-10596,6	-1635,9	-335,4	-3939,4	13900,4	-294,5	13606,0
300	-68045,5	-10579,9	-841,5	-172,5	-5439,4	9999,6	-151,5	9848,1
310	-66653,2	-10294,5	-2995,4	-614,1	-7087,6	7432,9	-539,2	6893,7
320	-60342,4	-9000,8	-9246,9	-1895,6	-8113,5	5097,5	-1664,4	3433,0
330	-47365,6	-6340,6	-15887,2	-3256,9	-7119,5	3072,9	-2859,7	213,2
340	-27496,2	-2267,3	-18949,9	-3884,7	-3459,2	2540,5	-3411,0	-870,5
350	-2892,9	2776,4	-14488,6	-2970,2	2218,4	4482,3	-2607,9	1874,4
360	13173,0	6069,9	0,0	0,0	6069,9	9662,1	0,0	9662,1
370	238166,8	52193,6	67877,7	13914,9	48984,4	33705,3	12218,0	45923,3
380	150694,5	34261,8	101682,4	20844,9	25066,2	45332,6	18302,8	63635,4
390	47524,1	13111,9	87862,2	18011,8	2349,3	39780,5	15815,2	55595,7
400	-7548,6	1821,9	70511,5	14454,9	-7895,7	32832,9	12692,1	45525,0
410	-37780,3	-4375,6	55171,5	11310,2	-11476,6	26503,0	9930,9	36433,8
420	-54381,0	-7778,7	44190,1	9059,0	-11734,7	21665,9	7954,2	29620,1
430	-64124,2	-9776,1	37248,5	7635,9	-10519,1	18002,5	6704,7	24707,2
440	-70848,4	-11154,5	34124,1	6995,4	-8826,1	14961,0	6142,3	21103,4
450	-76573,9	-12328,3	32002,9	6560,6	-6560,6	11505,8	5760,5	17266,3
460	-82148,8	-13471,1	30715,0	6296,6	-3861,7	7786,8	5528,7	13315,5
470	-87563,2	-14581,0	28991,3	5943,2	-597,8	3828,6	5218,4	9047,0
480	-92758,6	-15646,1	26676,5	5468,7	3087,0	33,4	4801,8	4835,2

Continuare, Tabelul 4.2.

α	Z_s [N]	M_z [N·m]	T_s [N]	M_T [N·m]	M_ϕ [N·m]	M_s [N·m]	$T_s \cdot R$ [N·m]	M_t [N·m]
490	-97428,2	-16603,4	23544,3	4826,6	6975,1	-3060,6	4238,0	1177,3
500	-101345,1	-17406,3	19655,4	4029,4	10744,0	-4909,2	3538,0	-1371,3
510	-104342,5	-18020,8	15160,6	3107,9	14052,5	-5213,8	2728,9	-2484,9
520	-105337,9	-18224,9	9987,1	2047,4	16425,5	-4355,1	1797,7	-2557,5
530	-103635,8	-17875,9	4658,1	954,9	17438,5	-2257,8	838,5	-1419,4
540	-100067,8	-17144,5	0,0	0,0	17144,5	-151,4	0,0	-151,4
550	-96581,8	-16429,9	-3727,9	-764,2	16047,5	1220,8	-671,0	549,8
560	-94871,2	-16079,2	-7164,0	-1468,6	14607,2	528,5	-1289,5	-761,0
570	-92249,8	-15541,8	-10072,5	-2064,9	12427,2	-1306,5	-1813,1	-3119,6
580	-88779,1	-14830,3	-12178,6	-2496,6	9755,9	-3024,6	-2192,2	-5216,7
590	-84360,8	-13924,6	-12978,1	-2660,5	6912,5	-2970,3	-2336,0	-5306,3
600	-79810,7	-12991,8	-12548,2	-2572,4	4268,1	58,6	-2258,7	-2200,1
610	-75426,5	-12093,0	-10715,1	-2196,6	2071,9	22290,6	-1928,7	20361,9
620	-71559,1	-11300,2	-7209,9	-1478,0	506,7	32848,6	-1297,8	31550,8
630	-68874,9	-10750,0	-2184,8	-447,9	-447,9	27295,8	-393,3	26902,5
640	-68020,7	-10574,8	3901,8	799,9	-1048,6	21657,8	702,3	22360,2
650	-69467,1	-10871,3	10287,4	2108,9	-1736,5	17776,8	1851,7	19628,5
660	-73352,1	-11667,8	15992,9	3278,5	-2994,6	16060,0	2878,7	18938,7
670	-79374,3	-12902,3	19992,8	4098,5	-5153,8	15788,3	3598,7	19387,0
680	-86780,1	-14420,5	21432,6	4393,7	-8222,5	16260,8	3857,9	20118,7
690	-94464,6	-15995,8	19837,9	4066,8	-11819,4	16029,2	3570,8	19600,0
700	-101170,4	-17370,5	15256,5	3127,6	-15253,3	14860,5	2746,2	17606,7
710	-105740,2	-18307,3	8289,7	1699,4	-17734,1	12434,1	1492,2	13926,2
720	-107360,9	-18639,6	0,0	0,0	-18639,6	9126,7	0,0	9126,7

În tabelul precedent au fost marcate valorile maxime și minime pentru momentul M și M_T . Cu aceste valori se calculează tensiunile normale și tangențiale (maxime și minime):

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} \quad [4.53]$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{min}}{W} \quad [4.54]$$

în care:

$$W = \chi_m \cdot \frac{\pi \cdot d_{me}^3}{32} \cdot (1 - \delta^4) \quad [4.55]$$

și

$$\delta = \frac{d_{mi}}{d_{me}} = \frac{80}{189} = 0,423 \cong 0,4 \quad [4.56]$$

În relația [4.55] χ_m se numește coeficient de corecție a modului de rezistență al manetonului. Conform literaturii de specialitate [73] pentru $\delta = 0,4$ și excentricități ale orificiului de ulei ce tind către zero, $\chi_m = 1$. Rezultă:

$$W = \chi_m \cdot \frac{\pi \cdot d_{me}^3}{32} \cdot (1 - \delta^4) = 1 \cdot \frac{3,14 \cdot 189^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{80}{189} \right)^4 \right] = 641202,66 \quad [4.57]$$

$$\tau_{max} = \frac{M_{T \max}}{W_p} \quad [4.58]$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{T \min}}{W_p} \quad [4.59]$$

Momentul de inerție polar este:

$$W_p = 2 \cdot W = 2 \cdot 6839495,1 = 1282405,32 \text{ mm}^3 \quad [4.60]$$

Rezultă valorile:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{48984,35 \cdot 10^3}{641202,66} = 76,39 \text{ N/mm}^2 \quad [4.61]$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{\min}}{W} = \frac{-18639,58 \cdot 10^3}{641202,66} = -29,07 \text{ N/mm}^2 \quad [4.62]$$

$$\tau_{max} = \frac{M_{T \max}}{W_p} = \frac{63635,45 \cdot 10^3}{1282405,32} = 49,62 \text{ N/mm}^2 \quad [4.63]$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{T \min}}{W_p} = \frac{-11550,80 \cdot 10^3}{1282405,32} = -9,01 \text{ N/mm}^2 \quad [4.64]$$

Pentru o evaluare a comportamentului la oboseală se calculează valorile medii și amplitudinile tensiunilor:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{76,39 - 29,07}{2} = 23,66 \text{ N/mm}^2 \quad [4.65]$$

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{76,39 - (-29,07)}{2} = 52,73 \text{ N/mm}^2 \quad [4.66]$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{49,62 - 9,01}{2} = 20,31 \text{ N/mm}^2 \quad [4.67]$$

$$\tau_v = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{49,62 - (-9,01)}{2} = 29,31 \text{ N/mm}^2 \quad [4.68]$$

Calculul masei teoretice a contragreutății

Contragreutățile sunt mase dispuse în prelungirea brațelor, în sens opus fusului maneton și care servesc la echilibrarea mecanismului motor. În cazul motorului studiat, contragreutățile sunt asamblate la arborele cotit cu șuruburi.

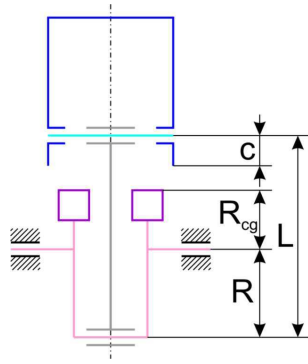


Fig. 4.5. Schema mecanismului motor

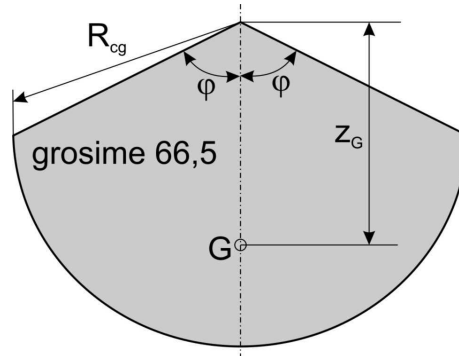


Fig. 4.6. Contragreutatea

Pentru o bună funcționare a mecanismului motor, trebuie ca raza exterioră a contragreutății (fig. 4.5), să fie:

$$R_{cg} < L - R - c = 720 - 180 - 139 = 401 \text{ mm} \quad [4.69]$$

în care cota $c = 139 \text{ mm}$ se regăsește pe desenul de execuție al pistonului.

În figura 4.6 este prezentată contragreutatea cu principalele cote ce se utilizează în calcul; unghiul $\varphi = 60^\circ$. Dimensiunile și masa contragreutății, depind de forma acesteia [73]:

- masa contragreutății:

$$m_{cg} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot h \cdot R_{cg}^2 \cdot \left(\frac{\pi}{90} - \sin 2 \right) \quad [4.70]$$

în care $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ este densitatea materialului contragreutății și $b = 66,5 \text{ mm}$ este grosimea acesteia.

- coordonata verticală a centrului de greutate:

$$z_G = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_{cg} \cdot \sin^3}{\frac{\pi}{90} - \sin 2} \quad [4.71]$$

Forța de inerție a contragreutății se calculează cu relația:

$$F_{cg} = -m_{cg} \cdot z_G \cdot \omega^2 \quad [4.72]$$

Pornind de la expresiile [4.70], [4.71] și ținând seama de condiția [4.69] au fost determinate valorile masei contragreutății și a coordonatei centrului de masă, pentru diferite valori ale razei exterioră a contragreutății (tabelul 4.3).

Tabelul 4.3. Caracteristicile geometrice ale contragreutății

R_{cg} [m]	Z_G [m]	m_{cg} [m]	F_{cg} [N]	$m_{cg} \cdot Z_G$ [kg·m]
0,01	0,007	0,03	-1,39	0,0002
0,02	0,014	0,13	-11,15	0,0018
0,03	0,021	0,29	-37,65	0,0061
0,04	0,028	0,51	-89,24	0,0145
0,05	0,035	0,80	-174,29	0,0283
0,06	0,042	1,15	-301,18	0,0488
0,07	0,049	1,57	-478,26	0,0775
0,08	0,056	2,05	-713,91	0,1157
0,09	0,063	2,60	-1016,49	0,1648
0,10	0,071	3,21	-1394,36	0,2260
0,11	0,078	3,88	-1855,89	0,3009
0,12	0,085	4,62	-2409,45	0,3906
0,13	0,092	5,42	-3063,40	0,4966
0,14	0,099	6,28	-3826,11	0,6203
0,15	0,106	7,21	-4705,95	0,7629
0,16	0,113	8,21	-5711,28	0,9259
0,17	0,120	9,27	-6850,47	1,1106
0,18	0,127	10,39	-8131,89	1,3183
0,19	0,134	11,57	-9563,89	1,5504
0,20	0,141	12,82	-11154,85	1,8083
0,21	0,148	14,14	-12913,13	2,0934
0,22	0,155	15,52	-14847,10	2,4069
0,23	0,162	16,96	-16965,13	2,7503
0,24	0,169	18,47	-19275,58	3,1248
0,25	0,176	20,04	-21786,82	3,5319
0,26	0,183	21,67	-24507,20	3,9729
0,27	0,190	23,37	-27445,11	4,4492
0,28	0,197	25,14	-30608,91	4,9621
0,29	0,204	26,96	-34006,95	5,5130
0,30	0,212	28,86	-37647,62	6,1032
0,31	0,219	30,81	-41539,27	6,7341
0,32	0,226	32,83	-45690,26	7,4070
0,33	0,233	34,92	-50108,98	8,1233
0,34	0,240	37,06	-54803,78	8,8844
0,35	0,247	39,28	-59783,02	9,6916
0,36	0,254	41,55	-65055,08	10,5463
0,37	0,261	43,89	-70628,32	11,4498
0,38	0,268	46,30	-76511,11	12,4035
0,39	0,275	48,77	-82711,82	13,4087

În ultima coloană a tabelului 4.3 s-a calculat momentul static al contragreutății. O reprezentare grafică a caracteristicilor geometrice și mecanice ale contragreutății este prezentată în figura 4.7.

Forța de inerție a maselor aflate în mișcare de rotație este:

$$F_r = -m_r \cdot R \cdot \omega^2 \quad [4.73]$$

În care masele aflate în mișcare de rotație $m_r = \text{const.}$, raza $R = \text{const.}$ și viteza unghiulară $\omega = \text{const.}$, rezultă că $F_r = \text{const.}$, deci forțele de inerție sunt în echilibru pe ansamblul motorului, deci necesitatea contragreutăților nu există. În aceste condiții, contragreutățile se montează pentru descărcarea lagărelor paliere.

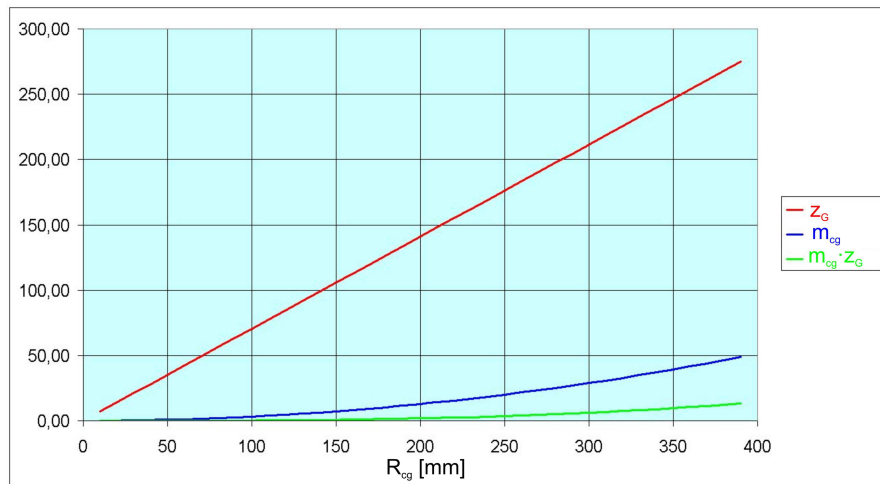


Fig. 4.7. Evoluția valorilor centrului de greutate, masei și momentului static în funcție de raza contragreutății

4.4. Verificarea brațelor arborelui cotit

În cazul brațelor, secțiunea periculoasă este aceea care trece prin dreptul racordării dintre braț și fusul palier (punctul x din fig. 4.8). Brațul este supus la întindere, compresiune, încovoiere și torsiune. Încovoierea se produce în două plane: în planul cotului și în planul normal pe planul cotului.

Diagrama forței care provoacă întinderea sau compresiunea cotului este prezentată în figura 4.9,a. În figura 4.9,b și c sunt prezentate diagramele momentelor încovoietoare iar în figura 4.9,d este prezentată diagrama momentului de torsiune. În figura 4.9 este prezentată digrama de eforturi, pentru secțiunea brațului (în plan).

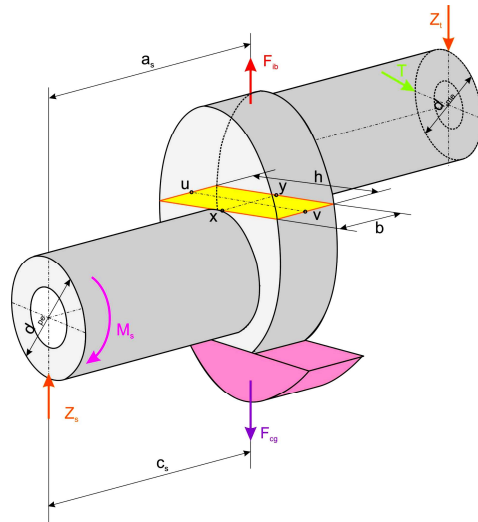
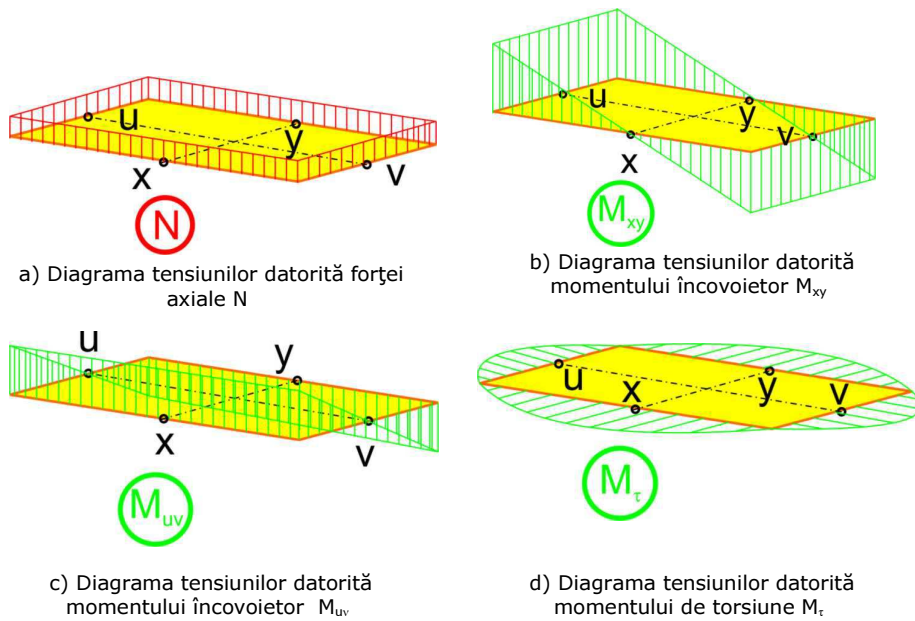
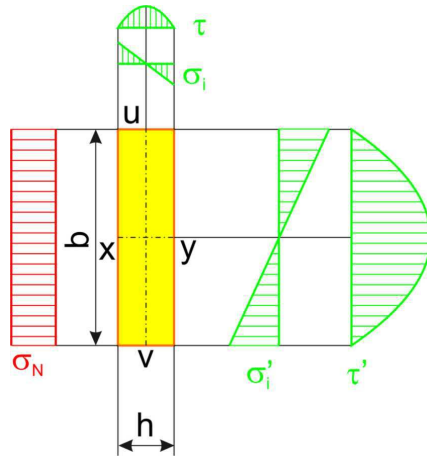


Fig. 4.8. Verificarea brațului arborelui cotit





e) Reprezentare în plan

Fig. 4.9. Tensiunea normală și tangențială în secțiunea brațului

Forța axială se calculează cu expresia:

$$N = Z_b = Z_s \max, \min - F_{cg} \quad [4.74]$$

Momentul încovoietor, va fi:

$$M_z = Z_s \cdot l_s - F_{cg} \cdot (c_s - a_s) \quad [4.75]$$

sau

$$M_{xy} = M_s + T_s \cdot \frac{d_p}{2} \quad [4.76]$$

și

$$M_{uv} = Z_s \max, \min \cdot a_s + F_{cg} \cdot (c_s - a_s) \quad [4.77]$$

Momentul de torsiune se calculează cu relația:

$$M_T = T_s \cdot a_s \quad [4.78]$$

Tensiunile normale sunt:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{uv \max}}{W} + \frac{N_{max}}{b \cdot h} \quad [4.79]$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{uv \max}}{W} + \frac{N_{min}}{b \cdot h} \quad [4.80]$$

sau

$$\sigma = \frac{6 \cdot M_z}{h \cdot b^2} + \frac{Z_b}{b \cdot h} \quad [4.81]$$

Tensiunea tangențială este:

$$\tau = \frac{M_T}{\chi_b \cdot h \cdot b^2} \quad [4.82]$$

în care χ_b este coeficient de corecție al modului de rezistență al brațului (sau coeficientul lui Saint Venant).

4.2. Valorile extreme ale eforturilor ce solicită brațul se determină din tabelul

Din acest tabel, și din relația [4.72] rezultă:

$$\begin{aligned} M_{Z \max} &= 52193,60 \text{ N} \cdot \text{m} & M_{T \max} &= 63635,45 \text{ N} \cdot \text{m} \\ M_{Z \min} &= -18639,58 \text{ N} \cdot \text{m} & M_{T \min} &= -11550,80 \text{ N} \cdot \text{m} \\ Z_{S \max} &= 238166,78 \text{ N} & T_{S \max} &= 101682,42 \text{ N} \\ Z_{S \min} &= -107360,89 \text{ N} & T_{S \min} &= -21054,75 \text{ N} \end{aligned}$$

și

$$F_{CG} = -38879,52 \text{ N}$$

Eforturile axiale în braț, ajung la valorile:

$$Z_{b \max} = Z_{S \max} - F_{CG} = 238166,78 - (-38879,52) = 277046,30 \text{ N} \quad [4.83]$$

$$Z_{b \min} = Z_{S \min} - F_{CG} = -107360,89 - (-38879,52) = -68481,37 \text{ N} \quad [4.84]$$

Momentele încovoietoare în braț, vor fi:

$$\begin{aligned} M_{bz \max} &= Z_{S \max} \cdot l_S - F_{CG} \cdot (c_S - a_S) = 238166,78 \cdot 205 - \\ &- (-38879,52) \cdot (101 - 100,75) = 48833910,18 \text{ N} \cdot \text{mm} = \\ &= 48833,91 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad [4.85]$$

$$\begin{aligned} M_{bz \min} &= Z_{S \min} \cdot l_S - F_{CG} \cdot (c_S - a_S) = (-38879,52) \cdot 205 - \\ &- (-38879,52) \cdot (101 - 100,75) = -21999262,24 \text{ N} \cdot \text{mm} = \\ &= -21999,26 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad [4.86]$$

De asemenea, momentele de torsiune, vor înregistra:

$$\begin{aligned} M_{bT \max} &= T_{S \max} \cdot a_S = 101682,42 \cdot 100,75 = \\ &= 10244504,07 \text{ N} \cdot \text{mm} = 10244,5 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad [4.87]$$

$$\begin{aligned} M_{bT \min} &= T_{S \min} \cdot a_S = (-21054,8) \cdot 100,75 = \\ &= -2121266,15 \text{ N} \cdot \text{mm} = -2121,27 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad [4.88]$$

Introducând valorile obținute anterior în expresiile [4.81] și [4.82], rezultă tensiunile normale:

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot M_{bz\ max}}{h \cdot b^2} + \frac{Z_{b\ max}}{b \cdot h} = \frac{6 \cdot 48833910,18}{340 \cdot 66,5^2} + \frac{277046,30}{66,5 \cdot 340} =$$

$$= 207,13 \text{ N/mm}^2 \quad [4.89]$$

$$\sigma_{min} = \frac{6 \cdot M_{bz\ min}}{h \cdot b^2} + \frac{Z_{b\ min}}{b \cdot h} = \frac{6 \cdot (-21999262,24)}{340 \cdot 66,5^2} + \frac{(-68481,37)}{66,5 \cdot 340} =$$

$$= -90,82 \text{ N/mm}^2 \quad [4.90]$$

și tangențiale

$$\tau_{max} = \frac{6 \cdot M_{bT\ max}}{\chi_b \cdot h \cdot b^2} = \frac{10244504,07}{0,29 \cdot 340 \cdot 66,5^2} = 23,49 \text{ N/mm}^2 \quad [4.91]$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{bT\ min}}{\chi_b \cdot h \cdot b^2} = \frac{(-8632447,86)}{0,29 \cdot 340 \cdot 66,5} = -4,86 \text{ N/mm}^2 \quad [4.92]$$

În expresiile [4.91] și [4.92], alegerea coeficientului de corecție $\chi_b = 0,29$ a rezultat din valoarea $h/b = 340/66,5 = 5,11$; [67], [73].

Pentru o evaluare a comportamentului la oboseală se calculează valorile medii și amplitudinile tensiunilor:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{207,13 + (-90,82)}{2} = 58,15 \text{ N/mm}^2 \quad [4.93]$$

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{207,13 - (-90,82)}{2} = 148,97 \text{ N/mm}^2 \quad [4.94]$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{23,49 + (-4,86)}{2} = 9,31 \text{ N/mm}^2 \quad [4.95]$$

$$\tau_v = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{23,49 - (-4,86)}{2} = 14,18 \text{ N/mm}^2 \quad [4.96]$$

4.5. Concluzii

Pentru un arbore cotit de dimensiuni mari, destinat motorului Sulzer 6 LDA 28 s-au analizat valoric următorii parametri de forță:

- forța totală pe maneton acționând în direcția brațului de manivelă;
- forța care acționează tangențial la circumferința descrisă de maneton;
- momentul de torsiune produs de forța tangențială.

De asemenea, au fost determinate tensiunile din fusurile palier și maneton și s-a efectuat verificarea brațelor arborelui cotit cu punerea în evidență a secțiunilor periculoase. Pentru aceste secțiuni s-au întocmit diagramele tensiunilor datorate forței axiale și momentului încovoiator.

Partea II-a

CERCETĂRI EXPERIMENTALE

5. Influența structurii asupra calității și durabilității arborilor cotiți în exploatare

Fabricarea arborilor cotiți pentru motoare Diesel a fost întotdeauna una din problemele cele mai grele a forjării libere. Prin introducerea metodelor de încercări nedistructive, problema a devenit și mai complicată, în special după introducerea metodelor de defectoscopie magnetică și cu ultrasunete.

În primul capitol s-a arătat că segregajia la piesele forjate liber, în special la arborii cotiți mari, se manifestă prin semne vizibile cu ochiul liber sau prin semne care apar la defectoscopia magnetică. Aceste semne sunt de obicei paralele cu axa longitudinală a arborelui și se numesc „defecte longitudinale”. Defecte transversale în mod practic nu prea există, de aceea nici nu ne vom ocupa de ele.

Defectele longitudinale în schimb, provenite din segregajii și având cauzele arătate, sunt inevitabile, deci este necesar ca să fie elucidate următoarele aspecte:

- dacă astfel de defecte longitudinale produc rupturi la oboseală;
- unde se produc rupturi la oboseală de obicei, dacă nu la locul defectelor longitudinale;
- care este aspectul rupturilor la oboseală;
- la ce mărime de solicitări nominale se poate conta ca va apare o ruptură la oboseală;
- care este relația între solicitările arborilor cotiți și durabilitatea lor.

5.1. Materialul de cercetare

Intenția de a extinde cercetările la cât mai multe modele de arbori cotiți a fost limitată de posibilitățile existente de a avea la dispoziție pentru acest scop arborii cotiți necesari. Același lucru era valabil pentru defectele cercetate. A fost de dorit ca să fie cercetați arborii cotiți cu defecte mari, ca și cei cu defecte mici, astfel încât să fie cuprinsă o gamă mare de defecte. Din motivul arătat, au fost supuși la încercări de durată nu numai arborii cotiți cu defecte care au devenit vizibile prin defectoscopie magnetică, ci și alții cu crăpături longitudinale și rupturi vizibile. Din cauza prețului de cost ridicat a acestor arbori, a fost evident de la început că numărul lor care poate fi luat în discuție, va fi limitat.

Arborii analizați în prezenta cercetare, în număr de 10 buc., au fost puși la dispoziție de U.C.M. Reșița și unitățile de forjă cu care Reșița colaborează. Diametrele fusurilor acestora au fost cuprinse între 130 și 225 mm, lungimea 1500 ÷ 4500 mm, iar masa până la câteva tone.

S-a încercat totuși selecționarea într-o măsură oarecare a materialului pus la dispoziție. Societățile de forjare care parțial erau și producătorii oțelurilor, au valorificat interesele lor numai în privința fabricației și nu în privința proiectării formelor arborilor.

Din motive similare s-a renunțat la urmărirea defectelor de model, adică la defectele care ar fi putut să fie create în mod artificial la locurile alese. Importanță mare s-a dat examinării apărute în practică cel mai frecvent.

Fiecare arbore a fost supus la controlul defectelor longitudinale și transversale. Pentru defectoscopie magnetică s-a utilizat un aparat cu impuls de curent „Heubach” până la 3000 A. Poziția și mărimea defectelor au fost protocolate după un sistem de coordonate.

În general, constatarea defectelor s-a mărginit numai la defectoscopie magnetică, ceea ce se poate considera normal, deoarece experiențele de față aveau scopul de a stabili efectele acestora asupra durabilității arborilor.

În figura 5.1. se prezintă aranjamentul pentru defectoscopie magnetică la un arbore pregătit pentru încercări de vibrații.

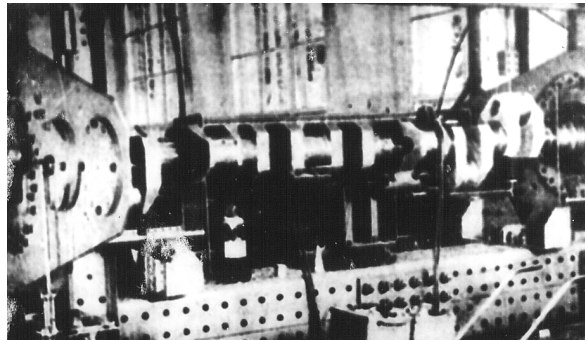


Fig. 5.1. Dispozitiv cu impuls de curent utilizat pentru încercarea la vibrații de răscuire a arborilor cotiți.

La încercările de vibrații au trebuit stabilite și urmărite următoarele obiective:

- amplitudinea vibrațiilor ca măsură pentru cuplu de vibrații;
- numărul vibrațiilor.

Mai departe s-au controlat în mod permanent comportarea defectelor constatate la început în cursul încercărilor la vibrații. Rupiturile la oboseală au trebuit cercetate după posibilitate de la începutul apariției lor până la ruperea completă.

5.2. Influența structurii, forjării și uzinării asupra rezistenței la oboseală a arborilor cotiți de dimensiuni mari

Este de fapt bine cunoscut că diferite piese de mașini cum sunt: arborii cotiți, biele, axe de pistoane, se rup în exploatare fără să apară la exterior urme de deformare.

Diferiți autori au convenit să denumească „oboseală” starea unui material supus la eforturi variabile și repetate în timp, fără să apară o deformare care să arate posibilitatea ruperii.

Experiențele au demonstrat că pentru fiecare metal sau aliaj supus la un efort repetat există o limită teoretică de oboseală, reprezentată prin intensitatea

maximă a efortului specific ce se poate aplica un timp infinit fără să se producă ruperea.

Dacă această limită de oboseală este depășită, după un număr oarecare de cicluri va apărea ruperea materialului.

Ruptura are un aspect caracteristic, distingându-se două zone diferite: una constituind zona de rupere la oboseală propriu-zisă, având un aspect mat, iar alta de natură fibroasă, în care se remarcă un grăunte cristalin mai mult sau mai puțin mare, care reprezintă zona de rupere finală.

Originea ruperii la oboseală poate fi o fisură foarte mică, ce se propagă în masa de metal sănătoasă, iar la un moment dat ruperea se produce brusc.

Această rupere se produce în timpul exploatării și prezintă în suprafața sa o serie de linii curbe așezate paralel între ele, care înconjoară punctul din care a început procesul de oboseală și se întind până în zona ruperii bruște.

Aceste linii sunt denumite „linii de reținere” sau „linii de oprire”.

În cazul unui arbore rupt care prezintă caracteristicile de mai sus, procesul de oboseală a determinat o rupere progresivă ce s-a extins pe majoritatea suprafeței, ruperea finală producându-se pe o porțiune redusă.

Factorii care pot determina comportarea la oboseală, sunt:

- neomogenități în ce privește compoziția chimică;
- tratamente termice greșite;
- tratamente de suprafață inexistente sau defectuoase;
- aspect macrografic necorespunzător;
- influența eforturilor exterioare localizate în concentratori de tensiune;
- forma și dimensiunile pieselor;
- influența stării suprafeței (zgârieturi de la uzinare sau polizare);
- influența perforărilor sau nituirilor;
- influența sensului fibrajului și a direcțiilor de curgere a materialului în cursul forjării (rezistența la oboseală este mai mare în direcția fibrajului decât în perpendicular pe această direcție).

În cazul arborilor cotiți, rupți la oboseală, cauza determinantă poate fi una sau mai multe din cele descrise anterior.

Practica arată că există o relație strânsă între forjare - uzinare și susceptibilitatea ulterioară la oboseală a materialului.

Dacă vom efectua o micrografie la un arbore cotit realizat corect, se vor observa linii de forjare care urmăresc conturul piesei, iar în cazul unui arbore incorect fabricat, micrografia arată că liniile de forjare au fost tăiate de uzinarea ulterioară.

În toate cazurile analizate în prezenta cercetare s-a procedat la fotografierea suprafețelor de rupere ale unor arbori cotiți care au cedat în exploatare.

Apoi s-au realizat macrografii pe secțiuni perpendiculare pe fețele ruperii și în punctul de început al obosealii, atacând materialul cu acid clorhidric.

Duritatea Brinell a fost determinată cu o bilă având diametrul de 10 mm, aplicând 3×10^4 N timp de 30 secunde.

Pe secțiunile executate în zonele învecinate sau îndepărtate de ruptură, observațiile metalografice s-au realizat după un atac prealabil cu nital.

Totodată, s-a efectuat o analiză chimică a materialului arborilor cotiți analizați.

I. Arbore cotit cu ruptura în unul din fusurile manetoane (fig. 5.2)

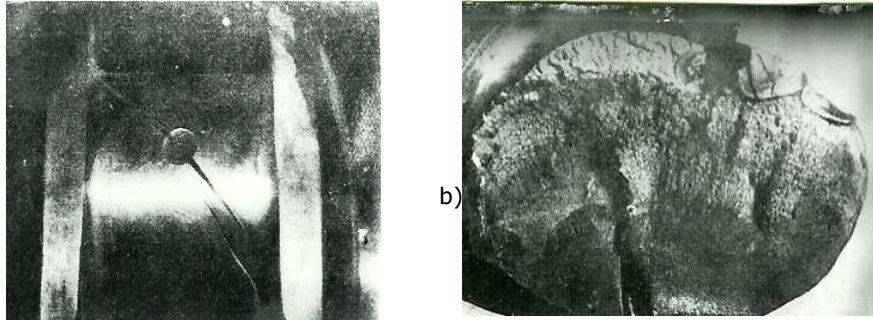


Fig. 5.2. Ruptura la oboseală printr-un orificiu de ungere pe un fus al arborelui.

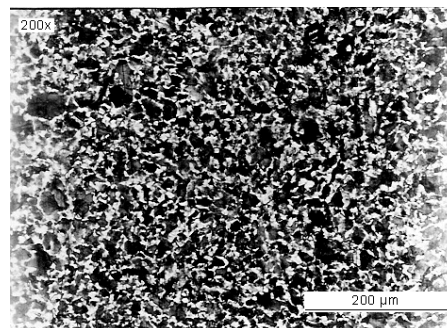
Figura 5.2 a, prezintă o fotografie a fusului rupt. Suprafața de rupere din această fotografie este ilustrată alături în 5.2 b, în care se observă zona de inițiere a ruperii. Această creștătură este plasată în orificiul de ungere, aproximativ cu 1,5 cm sub suprafața fusului. În aceeași fotografie se mai observă încă o amorsă de rupere la oboseală. Aceasta este constituită dintr-un defect superficial de dimensiuni mari, care a fost motivul ruperii la oboseală [33].

De asemenea, pe suprafața de rupere apar liniile caracteristice ale ruperii progresive. Efectuând o micrografie într-o zonă situată între ruptură și braț, se poate observa cum liniile de forjare taie fața rupturii.

Totodată, se remarcă absența tratamentului superficial al manetonului.

Observația metalografică scoate în relief structura de forjare și tratamentul ulterior de recoacere (ferită și perlită).

Din analiză rezultă că arborele cotit s-a rupt la oboseală datorită unei forjări și uzinări ulterioare defectuoase.



Atac: Nital 2%, 200x

Fig. 5.3. Structura metalografică pentru ruptura arborelui din figura 5.2.

II. Arbore cotit cu ruptura pe fus, pornind din orificiul de ungere (fig. 5.4)

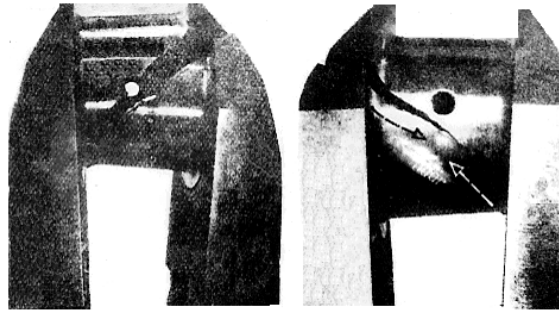


Fig. 5.4. Ruptură la oboseală, amorsată de la racordare și continuată prin orificiul de ungere.

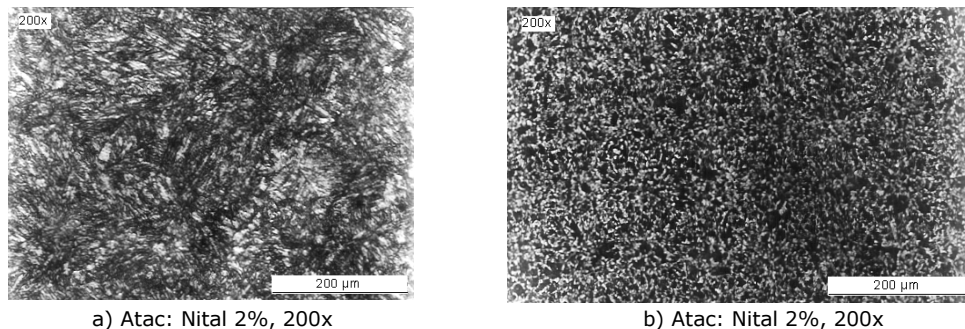
Ruperea la marginea orificiului de ungere s-a produs la un singur arbore care a fost călit pe suprafață. Cu acest arbore s-a mai făcut încă o încercare, cu restul rămas după producerea primei rupturi. Încercarea nouă a dat rezultat identic, adică s-a produs din nou o ruptură pe fus, pornind din orificiul de ungere.

Figura 5.4 arată cum a prins ruptura pornită de la racordare dintr-o parte și cum a ocolit ruptura secundară pornită din celelalte părți.

În ruptură se observă semnele ruperii progresive. O macrografie efectuată într-o secțiune transversală a tronsonului permite să se pună în evidență o suprafață durificată prin călire superficială și la interior un material omogen.

Într-o altă macrografie efectuată într-o secțiune perpendiculară pe cea precedentă și trecând prin zona de început a ruperii, se observă că liniile de forjare ajung perpendicular în suprafața rupturii și sunt tăiate la uzinarea ce a urmat forjarea. Totodată, s-a observat că limita zonei durificate nu ajunge până în dreptul zonei de început a rupturii.

Cercetările metalografice efectuate la suprafață și în interior prezintă o structură de călire la exterior și ferito-perlitică la interior. Micrografiile au fost realizate cu o mărire de 200 ori. Rezultă că ruperea la oboseală a arborelui cotit a început din zona durificată, datorită unei forjări și uzinări ulterioare defectuoase.



a) Atac: Nital 2%, 200x

b) Atac: Nital 2%, 200x

Fig. 5.5. Structură metalografică pentru stratul de la exterior (a) și interior (b).

III. Arbore cotit cu ruptura de la brat la fus (fig. 5.6)

Ruptura a pornit din racordare și s-a extins la fus.

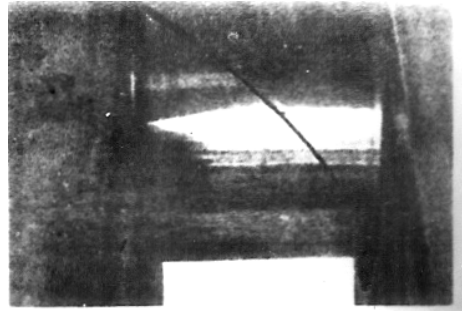


Fig. 5.6. Înfățișarea unei rupturi de oboseală care a pornit din racordarea brațului și s-a extins la fus.

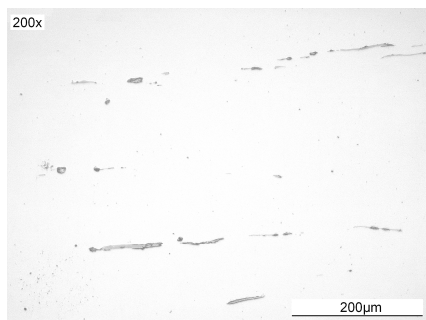
În spărtură se observă urmele ruperii progresive. O macrografie efectuată în braț scoate în relief puține linii de forjare și mulți pori.

Într-un plan paralel cu cel al macrografiei anterioare și într-o zonă vecină cu suprafața rupturii s-a efectuat o observație metalografică care indică o structură de normalizare cu numeroase incluziuni.

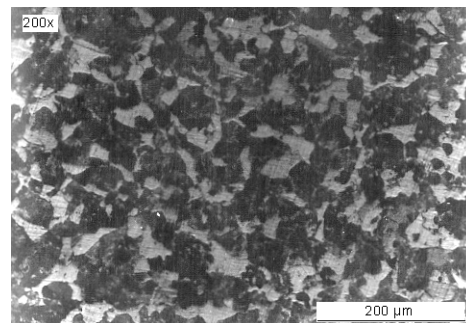
Tot în vecinătatea rupturii, dar în dreptul brațului, materialul prezintă tot o structură normalizată, dar cu o răcire mai lentă, datorită efectului masei.

Micrografiile au fost realizate cu o mărire de 200 de ori.

Din interpretarea rezultatelor, arborele cotit s-a distrus prin rupere progresivă, datorită unei forjări și uzinări necorespunzătoare, combinate cu o calitate necorespunzătoare a materialului, ce posedă o mare cantitate de incluziuni.



a) Sulfuri de fier în oțel forjat (fără atac, 200x).



b) Atac: Nital 2%, 200x

Fig. 5.7,a,b. Structură de normalizare cu numeroase incluziuni.

IV. Arbore cotit cu ruptură în braț (fig. 5.8)

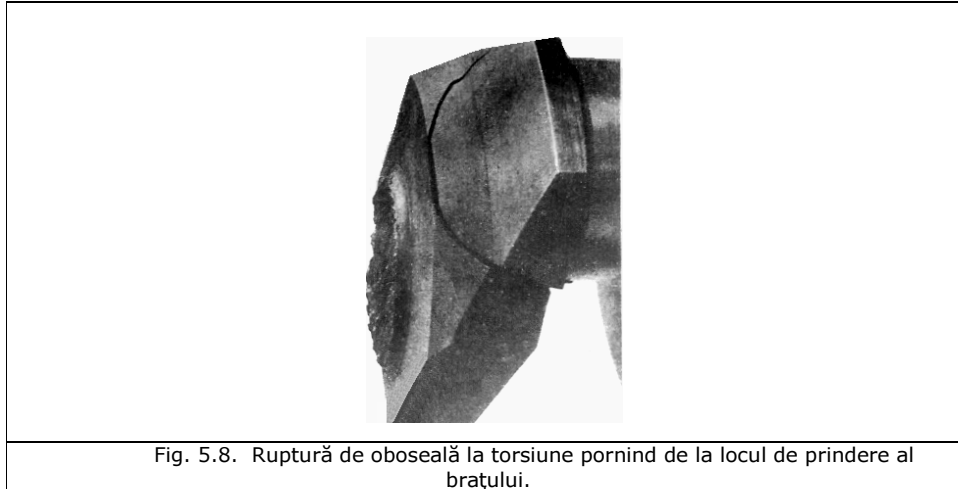


Fig. 5.8. Ruptură de oboseală la torsiune pornind de la locul de prindere al brațului.

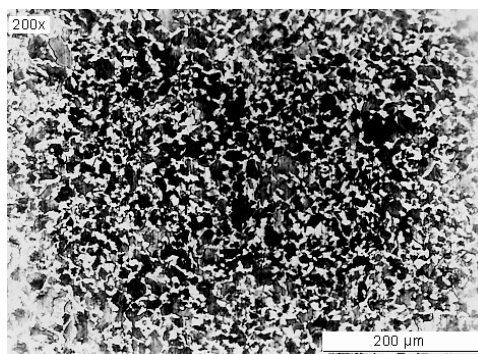
Analizând figura 5.8 se observă că ruptura a început direct sub locul de prindere. Motivul apariției poate fi presiunea locală prea mare sau efectul de erodare.

În cazul analizat, ruptura s-a produs în braț, apoi s-a propagat până la mijlocul fusului.

O macrografie a brațului și a unei porțiuni din maneton indică o forjare defectuoasă la fabricarea arborelui cotit, liniile de forjare tăind fata rupturii. La maneton nu s-a făcut nici un tratament superficial.

Cercetarea metalografică efectuată cu o mărire de 200 de ori prezintă o structură ce demonstrează o răcire foarte lentă, cu o granulație foarte fină de ferită și perlită.

În consecință, arborele s-a rupt la oboseală datorită unei forjări incorecte.



Atac: Nital 2%, 200x

Fig. 5.9. Structura care a cauzat ruperea arborelui cotit.

V. Arbore cotit cu ruptura de oboseală în formă spirală a bratului (fig. 5.10)

În figura 5.10 sunt redată detaliile unei rupturi neobișnuite. Aceasta pornește de la racordarea unui braț ca o ruptură elicoidală, apoi trece prin fus până la celălalt braț, însă fără ca prin ruptură să se formeze desfacerea în două a brațului.

Figurile 5.10,a și b, arată rupturile brațelor, iar în figura 5.10,c, este prezentată ruptura în formă elicoidală a fusului.

Spărturile prezintă semne evidente ale ruperii progresive.

Pe macrografia efectuată s-a observat că liniile de forjare au fost tăiate la uzinarea ulterioară. S-a observat că fibrajul realizat prin forjare este perpendicular pe fata rupturii.

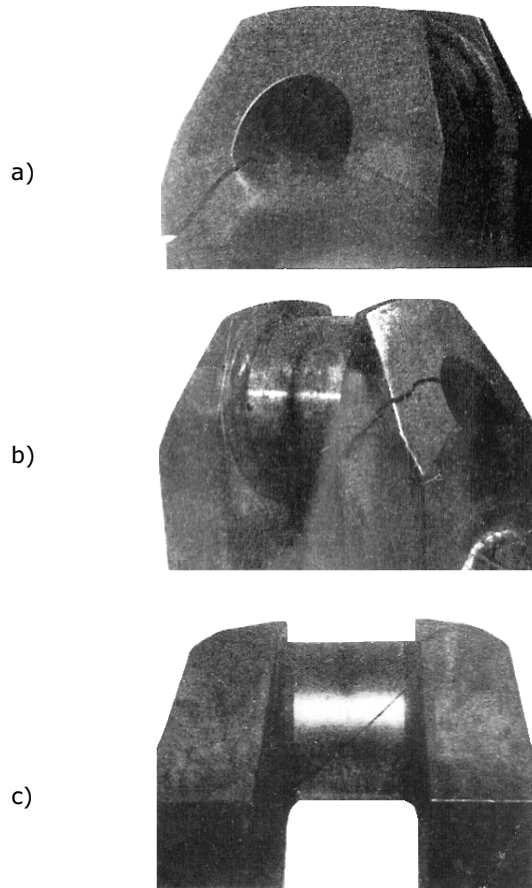
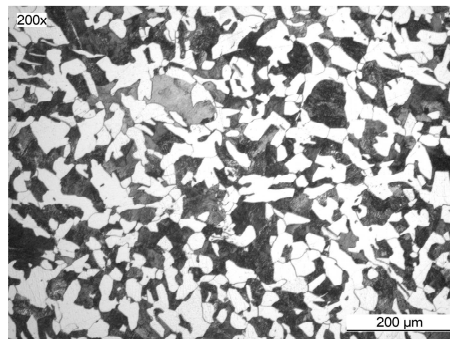


Fig. 5.10,a,b,c. Ruptura de oboseală la răsucire în formă de spirală, amorsarea la interiorul brațului.

Observația metalografică relevă o structură de normalizare într-un oțel slab aliat ce a fost forjat.

Ca urmare, arborele cotit s-a rupt la oboseală datorită faptului că fibrajul a fost tăiat prin uzinarea ce a urmat după forjare.



Atac: Nital 2%, 200x

Fig. 5.11. Structură de normalizare din oțelul slab aliat, forjat.

VI. Arbore cotit cu rupțura de oboseală în fus maneton (fig. 5.12)



Fig. 5.12. Aspectul rupțurii la oboseală în fusul arborelui.

Arborele s-a rupt pe porțiunea cilindrică și se remarcă aspectul ruperii prin oboseală în timp, datorită solicitărilor la torsiune.

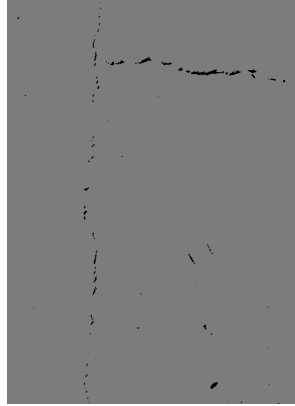
Ruperea momentană este în jur de 10% din secțiune în formă de scoică. Se mai observă inițierea fisurii incipiente care a progresat cu două ramificații ușor deviate de la tăietură. De asemenea, se remarcă și ruperea perpendiculară pe fus datorită solicitărilor combinate (torsiune și încovoiere).

Pe suprafața fusului în zona ruperii s-au prelevat probe observându-se modul de propagare a microfisurilor și structura materialului.

Figurile 5.13, 5.14, 5.15, redau acest aspect. Se remarcă fisuri drepte longitudinale cu ramificații sub unghi de 90° (fig. 5.13) cât și incluziuni nemetalice pe zone de slabă rezistență, prezentate în figura 5.14.

Structura este de îmbunătățire, corespunzătoare calității și tratamentului termic aplicat (pe suprafață în zona fisurilor, fig. 5.15).

Controlul macroscopic – amprenta de sulf în secțiune transversală și longitudinală pe proba detașată în apropierea rupturii fusului, prezintă segregății punctiforme uniform distribuite.



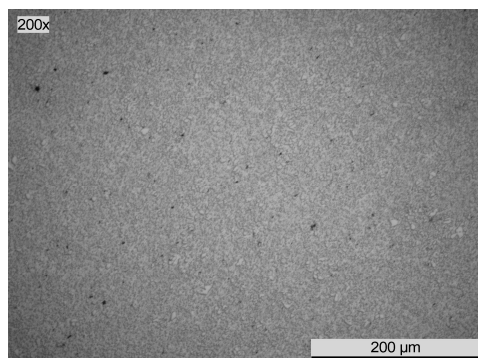
200x

Fig. 5.13. Fisuri drepte longitudinale, cu ramificații sub unghi de 90° .



200x

Fig. 5.14. Incluziuni nemetalice pe zone de slabă rezistență.



Atac Nital 2%, 200x

Fig. 5.15. Structură de îmbunătățire a suprafeței fusului în zona fisurilor.

Din interpretarea determinărilor de laborator a rezultat că ruperea în exploatare s-a produs în timp, prin oboseală, datorită solicitărilor de torsiune și încovoiere, combinate cu alți factori complexi. Amorsele de rupere au fost plasate fie pe suprafața fusului, sau la mică adâncime sub crustă.

Tabelul 5.1.

Tabelul final al rezultatelor obținute

Cazurile analizate	I	II	III	IV	V	VI
Compoziția chimică	%	%	%	%	%	%
Carbon	0,42	0,50	0,50	0,39	0,38	0,35
Siliciu	0,35	0,25	0,26	0,29	0,32	0,29
Mangan	1,08	0,90	0,64	1,04	0,59	0,46
Fosfor	0,018	0,047	0,028	0,039	0,030	0,018
Sulf	0,029	0,020	0,020	0,025	0,010	0,003
Crom	-	-	0,60	-	1,24	1,44
Nichel	-	-	-	-	-	1,53
Molibden	-	-	-	-	-	0,19
Duritatea Brinell	146	201	238	149	230	285
Structura metalografică	Oțel forjat și recopt	Oțel forjat și normalizat	Oțel forjat și normalizat	Oțel forjat și recopt	Oțel forjat și normalizat	Oțel forjat și îmbunătățit
Tratament superficial		călire	călire			
Locul rupturii	maneton	fus	braț și fus	braț	braț	fus

Arborii cotiți analizați au fost din oțel: în cazurile I, II și IV oțel carbon, în cazurile III și V din oțel cu slab conținut de crom, iar în cazul VI din oțel aliat cu Cr – Ni – Mo.

Compozițiile chimice pot fi considerate satisfăcătoare din punctul de vedere al rezistenței la oboseală, deși astăzi se utilizează oțeluri aliate cu crom – nichel – molibden și cu un conținut scăzut de fosfor (0,025%).

Tratamentele termice, recoacerea sau normalizarea sunt cele indicate pentru obținerea unui material nu prea dur, rezistent la oboseală, în afara cazului V, unde tratamentul termic a fost realizat cu o răcire prea lentă.

Duritatea materialului este în general scăzută, fiind foarte indicată pentru fusuri și brațe.

În cazurile II și III, fusurile au suferit o călire superficială fără a afecta zona de legătură cu umărul și deci neavând nici o influență asupra rezistenței la oboseală.

Arborele cotit din cazul VI, realizat din oțel aliat cu Cr - Ni - Mo, se recomandă în prezent după rezultatele obținute în practică ca fiind oțelul cu durabilitatea și rezistența la oboseală cea mai ridicată în exploatare.

În toate cazurile analizate, forjarea și uzinarea ulterioară au fost defectuoase.

Din toate cele expuse, se poate trage concluzia că în cazurile de rupere cercetate, factorul preponderent a fost o proastă forjare efectuată fără a ține seama de uzinajul ulterior. În zonele unde continuitatea fibrajului a fost distrusă prin uzinare, s-a creat posibilitatea apariției rupturii progresive, care, împreună cu alți factori, a dus la ruperea arborilor cotiți.

5.3. Cercetări pe un arbore cotit cu fibraj continuu a motorului Diesel 2100 CP, executat de fostele uzine „Progresul” Brăila

Cercetările au debutat cu efectuarea tuturor încercărilor calitative prevăzute în prescripțiile de admitere în fabricație, și anume:

- analiza chimică;
- determinarea caracteristicilor mecanice;
- verificarea macrostructurii;
- verificarea microstructurii și a gradului de micropuritate;
- examen ultrasonic.

S-a constatat că compoziția chimică corespunde.

Caracteristicile mecanice prescrise comparativ cu cele realizate sunt trecute în tabelul 5.2, în care informativ au fost trecute și valorile obținute pe un arbore din import.

Tabelul 5.2. Caracteristicile calitative ale arborelui cercetat

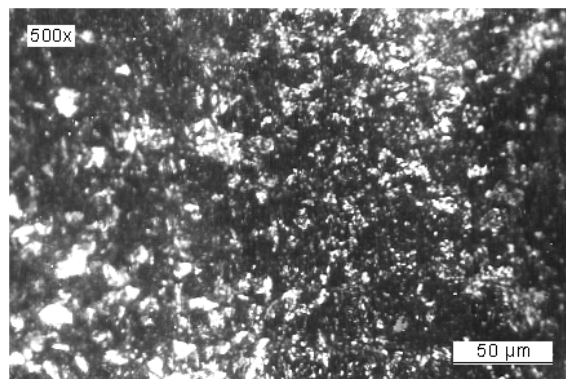
Caracteristica calitativă	Prescris	Realizat	Import
Limita de curgere	min. 600 N/mm ²	720 N/mm ²	780 N/mm ²
Rezistența la rupere	800 -1000 N/mm ²	880 N/mm ²	900 N/mm ²
Alungirea	min. 13%	18%	16,5%
Gâtuirea	min. 55%	64%	64%
Reziliența	min. 60 N·m/mm ²	185 - 127 N·m/mm ²	74 - 96 N·m/mm ²
Rezistența la oboseală	min. 360 N/mm ²	-	-
Duritatea Brinell	2400 - 3000 N/mm ²	2880 N/mm ²	-

S-a constatat de asemenea că caracteristicile mecanice corespund.

Cercetarea macrostructurii a cuprins amprenta de sulf, care a inclus incluziunile sulfurice - fosfidice fine, uniform repartizate. Amprenta nu prezintă segregări și corespunde.

De asemenea, atacul cu soluții de acizi nu a pus în evidență fulgi sau alte defecte - deci corespunde.

Cercetarea microstructurii și a gradului de puritate a arătat că microstructura este formată dintr-o sorbită fină, după cum se observă în figura 5.16, deci corespunde.



Atac: Nital 2%, 500x

Fig. 5.16. Microstructura rezultată – sorbită de revenire

În privința micropurității, aceasta s-a determinat în paralel atât pe arborile de import din Elveția (I), cât și pe cel indigen (II), obținându-se rezultatele din tabelul 5.3.

Tabelul 5.3. Micropuritatea arborelui cercetat

Tip incluziune nemetalică	I	II
sulfuri	0	1
silicați	2	2
oxizi	4 - 5	3

Rezultatul acestei probe, atât în cazul arborelui cu fibraj continuu, cât și în cazul celui din Elveția este mediocru. Dat fiind faptul că micropuritatea are un caracter facultativ, ea constituind o probă suplimentară atunci când valorile caracteristicilor mecanice sunt la limita inferioară, sau ușor sub aceasta, micropuritatea arborelui presat se consideră a fi satisfăcătoare.

În privința fibrajului (fig. 5.17) pe considerentul că tehnologia de presare se bazează pe o execuție individuală a fiecărui cot în parte cu aceleași scule, prin urmare în ce privește orientarea fibrajului o diferență de la un cot la altul nu există. Fibrajul realizat este arătat în amprente cu tuș din figura 5.17,a,b.

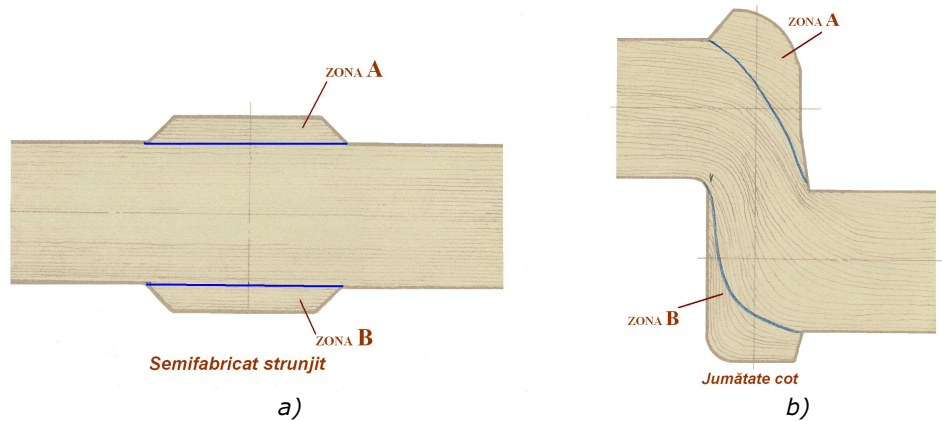


Fig. 5.17(a și b). Fibrajul arborelui presat, în cazul semifabricatului strunjit.

Se observă că orientarea fibrajului nu este continuă, acesta fiind oarecum tăiat la marginea exterioară și interioară a fălcilor maneton (fig. 5.17,b).

Apariția fibrajului tăiat în fălcile maneton se datorează operației de strunjire aplicată semifabricatului.

Pentru remedierea acestui neajuns, considerăm oportună aplicarea variantei tehnologice propuse de noi și ilustrată în figura 5.18, adică presarea gâturilor semifabricatului în loc de obținerea prin strunjire a acestora.

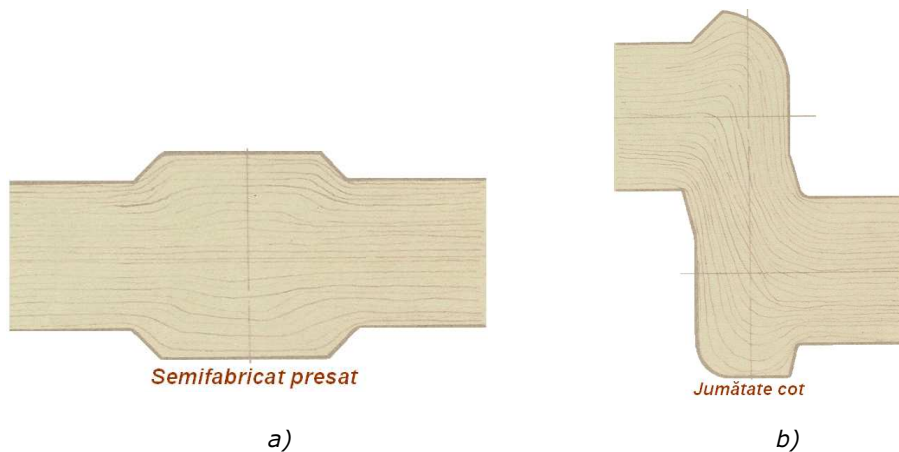


Fig. 5.18 (a și b). Fibrajul arborelui presat, în cazul semifabricatului presat la cald.

Ca rezultat final în privința continuității fibrajului pe flancurile manetonelor se va obține fibrajul din figura 5.18 (a și b).

5.4. Concluzii

Experimentările efectuate cu arborii cercetați ne lămuresc unele probleme asupra comportării lor la solicitări de torsiune și încovoiere. Importanța cea mai mare s-a dat de la început defectelor longitudinale superficiale existente. Pe lângă acestea s-au mai lămurit și alte probleme legate de solicitarea alternantă permanent suportată de arborii cotiți și care este locul de amorsare a rupturilor de oboseală.

Au fost încercați arborii cotiți fără defecte și alții cu defecte foarte pronunțate, astfel s-au putut studia influența defectelor asupra solicitării admisibile și poziția locului rupturii.

După terminarea încercărilor, în unele cazuri au putut fi studiate defecte interesante la microscop, pentru a putea stabili modul lor de propagare.

Din arborii cercetați, au fost luate probele pentru încercări la tracțiune și reziliență. Aceste probe au fost luate din extremitățile arborilor (primul și ultimul braț).

Scopul a fost de a culege date asupra dispersărilor de valori tehnologice ale materialelor și de a putea studia influența locului probei asupra valorilor de reziliență ale arborelui cotit.

Au fost luate de asemenea micrografii comparative pentru a studia influența microstructurii asupra comportării arborilor cotiți la solicitările din exploatare.

Defectele arborilor încercați au fost în majoritatea cazurilor defecte longitudinale. Numai într-un singur caz a existat într-o racordare un defect transversal. S-a constatat că aproape în toate cazurile, rupturile de oboseală au pornit din racordările fusurilor. Forma rupturilor era foarte variată. Au existat cazuri unde s-au rupt numai fusurile, erau cazuri unde la ruptură au participat racordările și brațele de manivelă în măsură mai mică sau mai mare.

La încercările de încovoiere (3 încercări), rupturile de oboseală au atins numai brațele manivelor. A reieșit că arborii cotiți studiați au avut brațele ca punctele cele mai slabe. La încercările de încovoiere, rezistența la oboseală a fost de 6...12% din rezistența la tracțiune.

Rezultatele expuse dau un aspect general asupra comportării arborilor cotiți mari, forjați liber.

Toți arborii cotiți cercetați au fost din oțel, în două cazuri din oțel cu un slab conținut de crom, iar într-un caz din oțel aliat cu Cr - Ni - Mo.

Compozițiile chimice ale acestora pot fi considerate satisfăcătoare din punctul de vedere al rezistenței la oboseală, deși în prezent se utilizează oțeluri preponderent aliate cu crom - nichel - molibden și conținut scăzut de fosfor (0,025%).

Tratamentele termice, recoacerea sau normalizarea sunt cele mai indicate pentru obținerea unui material nu prea dur, dar rezistent la oboseală.

Duritatea materialului a fost în general scăzută, fiind foarte indicată pentru fusuri și brațe.

De asemenea, din toate cazurile experimentate și analizate, rezultă concluzia că factorul preponderent care a cauzat ruperea a fost determinat de o defectuoasă forjare, efectuată fără a ține seama de uzinajul ulterior.

În zonele unde continuitatea fibrajului a fost deranjată prin uzinare, s-a creat posibilitatea ruperii progresive care împreună cu alți diferiți factori a dus la ruperea arborilor cotiți. Pentru remedierea acestui neajuns, s-a considerat oportună aplicarea variantei tehnologice propuse de autor, care constă din presarea găturilor semifabricatului în loc de obținerea prin strunjire a acestora.

6. Cercetarea solicitărilor din arborii cotiți de dimensiuni mari

6.1. Cercetarea prin metode tensometrice

Arborii analizați în prezenta lucrare au fost declasați din cauza defectelor lor exterioare, după ce au funcționat ireproșabil ani îndelungați. După declasarea arborilor, aceștia au fost supuși la încercări de solicitări mari ($\pm 70 \text{ N/mm}^2$) și la durate mari (cicluri de solicitare 117×10^6) până la ruperea lor.

Pe doi din cei zece arbori cotiți, disponibili pentru cercetare și care se aflau în stare bună, fără să prezinte defecte, s-au efectuat cercetările cu privire la solicitarea acestora în exploatare, utilizând metode tensometrice.

În acest scop, la aceste cercetări s-au utilizat timbre tensometrice marca Hottinger LY11-30/120, produse de firma HBM Hottinger Baldwin Messtechnik. Montarea timbrilor tensometrice s-a realizat în punți, amplasate în locurile unde s-a putut presupune că la lungimea mărcii (30 mm), tensiunea și alungirea erau constante.

Asemenea locuri au constituit zona centrală a fusurilor manetoanelor și palierelor.

În cazul solicitării la torsiune au fost lipite câte două timbre tensometrice înclinate la 45° față de axa longitudinală a fusului.

Pentru încercările la torsiune vibrațională a fost ales în special primul fus palier al arborelui care de obicei este în diametru mai mare decât fusul de bielă, în consecință după toate prevederile o ruptură de oboseală pe aceste fusuri nu a putut să survină. Pe aceste fusuri însă se produce o lungire mai mică din cauza modului de rezistență mai mare. În consecință, pe puncte de măsurare vor apare indicațiuni mici. În schimb, acest sistem are avantajul că tensiunile sunt într-o măsură foarte redusă influențate de brațe.

În figura 6.1 este prezentat modul de amplasare a timbrilor tensometrice pe arborele cercetat, iar în figura 6.2 se prezintă poza standului pentru încercări experimentale [47].



Fig. 6.1. Poziția fixării timbrilor tensometrice pe manivela arborelui.



Fig. 6.2. Stand pentru încercări experimentale prin metode tensometrice.

În mod regulat s-au lipit perechi de timbre tensometrice și pe fusuri de biele.

La încercările la vibrații de încovoiere au fost montate timbre tensometrice pe fusuri și paliere. Timbrele tensometrice așezate pe un fus au fost orientate după coturile arborilor cotiți. S-au mai montat ocazional timbre și pe brațele de manivelă. Acestea din urmă nu au avut decât caracter informativ.

Figura 6.3 arată o diagramă pentru încercare la torsiune, iar figurile 6.4 și 6.5 reprezintă diagramele pentru mărci tensometrice lipite pe fusurile paliere și bielă la un arbore cercetat.

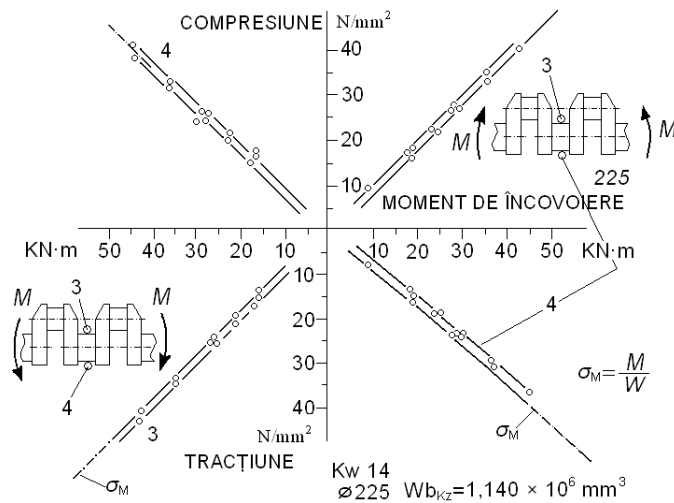


Fig. 6.4. Tensiuni de încovoiere pe fusuri paliere, determinate cu timbre tensometrice nr.3 și 4

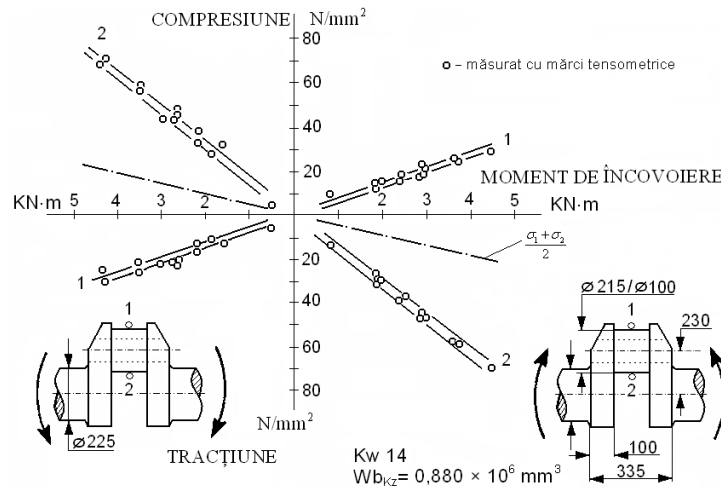


Fig. 6.5. Solicitări la încovoiere pe fusuri de bielă, determinate cu timbre tensometricenr.1 și 2.

6.2. Aprecierea vârfurilor de solicitări care amorsează ruptura

Din măsurătorile tensometrice efectuate pe doi dintre arborii cotiți analizați, a rezultat că vârfurile de solicitări care se formează la racordări sunt de cca. 3 ori mai mari decât solicitările din brațele manivelor. Din aceasta reiese următorul tabel al solicitărilor.

Tabelul 6.1. Solicitări determinate pe cale tensometrică

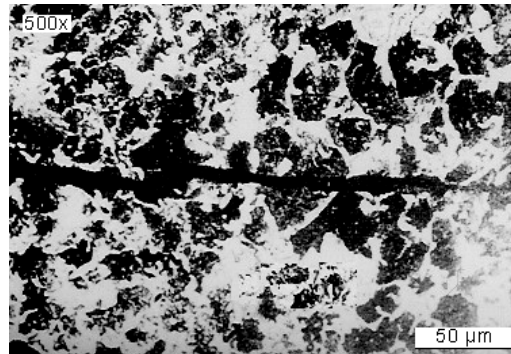
Nr. crt. Arbore cotit	Solicitări la vibrații de încovoiere		Rezistența la tracțiune N/mm ²	Rezistența la oboseală prin încovoiere rotativă epruveta 8 mm N/mm ²
	Nominal N/mm ²	Vârfuri N/mm ²		
1	± 60	± 180	cca. 640	± 180 (± 170)
2	± 70	± 210	cca. 600	± 200 (± 180)

Rezistența la oboseală prin încovoiere indicată în ultima coloană rezultă din încercările la oboseală prin încovoiere rotativă a epruvetelor mici de 8 mm diametru, luate din brațele manivelei. Cifrele din paranteză se referă la epruvete luate din material în direcția transversală.

Solicitățile de vârf care sunt decisive pentru ruptura la oboseală din arborii cotiți 1 și 2 sunt în mod practic egale cu rezistențele la oboseală stabilite prin încovoiere rotativă la epruvete de 8 mm luate din probe longitudinale.

Solicitările stabilite prin încercări vibraționale la încovoiere de $\pm 60 \dots \pm 70$ N/mm² la arborii cotiți 1 și 2 nu sunt mici după aceste principii.

Totuși la defecte foarte pronunțate, cum este cazul arborelui 1, au apărut pe lângă acestea și defectul praf de rugină provenit din frecarea interioară (sângerare). Pentru a studia felul acestor defecte s-au efectuat cercetări metalografice din care a rezultat că defectul a constat dintr-o ruptură interscristalină care a pătruns în braț cca.13 mm în adâncime (fig. 6.6).



Atac: Nital 2%, 500x

Fig. 6.6. Micrografia defectului rupturii interscristaline, care a amorsat ruperea la oboseală.

6.3. Cercetări pentru caracterizarea materialelor arborilor încercați

Pentru a putea face comparație între caracteristicile tehnologice a materialelor și rezultatele probelor cu vibrații, s-au luat probe pentru epruvete din primele și ultimele brațe ale arborilor cotiți. Scopul prelevării acestor probe au fost încercările la tracțiune, reziliență, oboseala prin încovoiere și oboseala prin torsiune. Probele au fost luate în direcție longitudinală și transversală.

6.3.1. Luarea probelor

Primul și ultimul braț, după terminarea încercărilor au fost tăiate de pe arbore și împărțiți în bucăți prin planuri paralele și perpendiculare, așa cum arată figura 6.7.

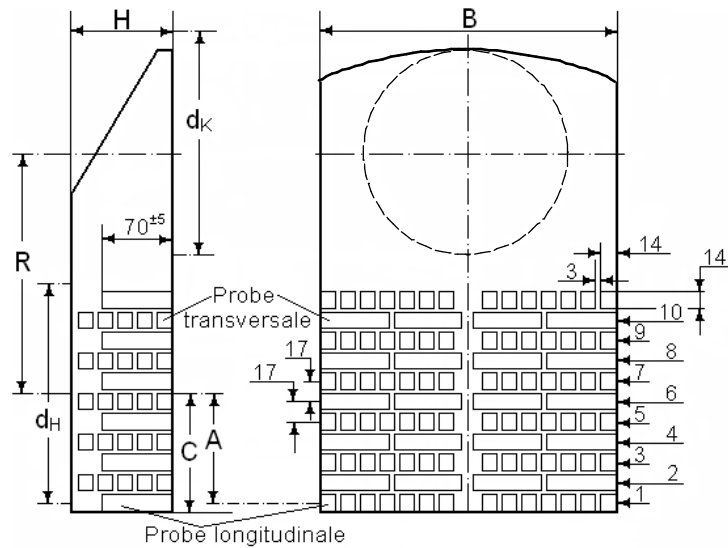


Fig. 6.7. Schema de luare a probelor longitudinale și transversale din brațul arborelui.

Figura 6.8 arată dimensiunile epruvetelor.

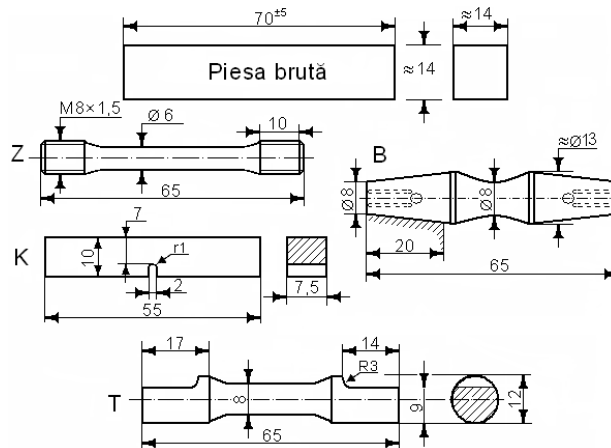
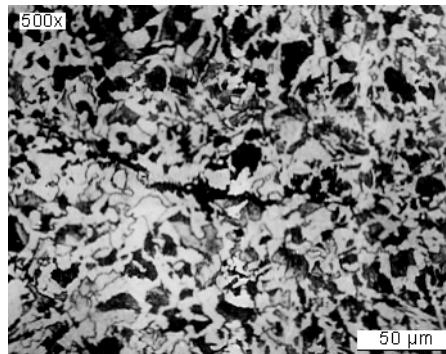


Fig. 6.8. Formele epruvetelor folosite:
 Z - epruvetă de tracțiune; K - epruvetă de reziliență; B - epruvetă pentru oboseală la încovoiere; T - epruvetă pentru oboseală la torsiune.

6.3.2. Încercări la tracțiune

Din cauza probelor axiale, a căror lungime era limitată de grosimea brațelor, diametrul epruvetelor a fost stabilit la 6 mm. Această grosime redusă trebuie luată în considerare la examinarea tabelelor 6.2 și 6.3. La epruvetele de diametru mic, granulația și incluziunile au o influență relativă mai mare. La diametrul mic, numărul probelor greșite este mare.

Mai trebuie considerat și faptul că prin introducerea cuplului alternant prin brațe s-au produs zdruncinături care au modificat structura materialului. Acest lucru este deosebit de important la zonele unde forța se transmite de la braț la fus, deoarece acolo se formează solicitări care au dus la apariția crăpăturilor intercrystaline, după cum se observă din figura 6.9.



Atac: Nital 2%, 500x

Fig. 6.9. Desprinderi intercrystaline în structura unor epruvete ca urmare a zdruncinăturilor.

Suprafețele de ruptură a acestor bucăți de probă nu au permis nici la examinarea macroscopică și nici la examinarea microscopică să se stabilească în mod sigur cauza rupturii. Numai la o examinare cu microscop electronic, la mărirea de 20000:1 s-au putut recunoaște liniile caracteristice unei rupturi de oboseală.

Pentru un rezultat cuprinzător, din datele multiple ale tabelelor întocmite, s-au calculat valori medii care au fost centralizate în tabelul 6.3. Aceste valori au fost comparate cu valorile obținute pe epruvetele prelevate din vârfurile forjate a capetelor arborilor.

Tabelul 6.2. Caracteristici și date experimentale ale arborilor cotiți încercați la vibrații de încovoiere (dimensiunile în mm)

Nr. Arbore cotit	Fusuri		Brațe		Lungimi		Nr. manivelor	Coeficient de formă a_k	Compoziția chimică			Rp0,2	Rm	A5	Încercări la vibrații			Poziția rupturii și observații
	d_k	d_H	B	H	totale	încercate			C %	Si %	Mn %	N/mm ²		%	σ_b N/mm ²	N 10 ⁶	N _{total} 10 ⁶	
1	150	150	195	73	2790	1225	4	2,0	0,44	0,30	0,79	411	693	24,3	20	24,46		Crăpături în manivela 3
	80														30	20,73	45,19	
			R = 175												40	21,22	66,41	
			$\rho = 10$												50	30,24	96,65	
															60	17,65	114,3	
														2,56	116,8		Ruptura manivelei la braț 4	
2	150	150	220	74	3718	1520	6							10 - 65	178			
	75							1,94	0,35	0,30	0,72	345	602	26,2	7	4,2	182,2	

Simboluri:

d_k – diametru fus bielă,
 d_H – diametru fus palier,
 B – lățimea brațului,

H – grosimea brațului,
 σ_b – solicitări încercări,
 N – numărul ciclurilor,

ρ – rază racordări,
 a_k – după Petersen,
 Rp0,2 , Rm , A5 – valori de rezistența materialelor.

Tabelul 6.3. Rezultatele probelor tehnologice. Valori mijlocii obținute din probele longitudinale și transversale.

Nr. Arbore cotit	Locul și poziția epruvetelor	Numărul epruvetelor	Din aceste probe au fost greșite	Limita de curgere Rp0,2 N/mm ²	Rezistența la tracțiune Rm N/mm ²	Alungire A5 %	Alungire A5 0,I	Gâtuire Z %	Reziliență KCU J/cm ²	Observații
1	Fus longitudinal	A		441	693	24,3		47,0		Încercare la vibrații de încovoiere
	Braț 1 longitudinal	4		358	693	23,3	15,6	46,0	45	
	Braț 1 transversal	4	2	349	630	19,3	(6,3)	(17,7)	25	
	Braț 6 longitudinal	4		364	707	21,9	13,7	40,7	50	
	Braț 6 transversal	4	1	364	688	11,8	9,8	19,8	22	
2	Fus longitudinal	A		345	602	26,2		60,0	80	Încercare la vibrații de încovoiere
	Braț 1 longitudinal	10		338	637	27,0	14,7	63,3	84	
	Braț 1 transversal	10		316	582	18,4	9,4	43,4	85	
	Braț 6 longitudinal	10		321	610	28,3	18,1	63,5	110	
	Braț 6 transversal	10		303	587	23,4	11,6	46,2	41	

Valorile din paranteze reprezintă valori medii care au fost mult influențate de probele greșite.
A – reprezintă valori provenite din uzină, constatate la recepție.

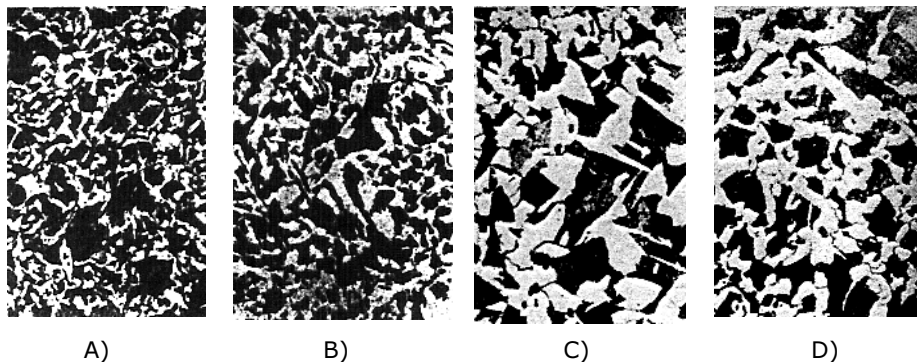
6.3.3. Încercări pentru stabilirea rezistenței la oboseală de vibrații prin încovoiere și torsiune

Pentru încovoiere, aceasta a fost stabilită ca rezistența la oboseală prin încovoiere rotativă cu probele B din figura 6.8, prin metoda Wöhler. Ca utilaj s-a întrebuițat un aparat B.A.M. multiplu, unde epruvetele mult reduse în diametru, au fost supuse la momente de încovoiere.

Pentru torsiune, aceste încercări au utilizat epruvetele însemnate cu T în figura 6.8, utilizând pentru efectuarea încercărilor un aparat cu sistem de vibrații de rezonanță, similar cu cel utilizat pentru arbori în general.

La cei doi arbori analizați, s-au luat probe pentru micrografiile studiate din primele și ultimele brațe. Astfel, s-au găsit microstructuri favorabile și defavorabile, cum este cea din figura 6.10, aparținând arborelui 2.

În general, arborele cotit care a dat rezultate bune la încercări de vibrații, a prezentat și microstructuri bune. Așa de exemplu, figura 6.10, arată o microstructură defavorabilă de la arborele cotit 2.



Atac: Nital 2%, 500x

Fig. 6.10. Probe metalografice din brațul de manivelă a arborelui cotit 2:
 1. la curbura brațului interior: 2. la curbura brațului exterior:
 A - proba longitudinală; C - proba longitudinală;
 B - proba transversală. D - proba transversală.

Cu toate acestea, limitele superioare de solicitări obținute la diferiți arbori cu ocazia încercărilor la oboseală s-au produs la solicitări de $\pm 60 \text{ N/mm}^2$ și peste. Iar rezultatele cele mai bune obținute (la încercări de durată) s-au plasat cu cca. 25% peste rezultatele medii.

6.4. Concluzii

Cercetarea solicitărilor din arborii cotiți prin metode tensometrice a evidențiat valoarea tensiunilor de încovoiere pe fusuri și brațe de manivelă.

De asemenea, au fost determinate valoric, vârfurile de solicitări care constituie amorse de declanșare a rupturilor de oboseală, efectuându-se totodată și o cercetare metalografică a structurilor în zona rupturilor respective. S-a stabilit că vârfurile de solicitări care se formează la racordări sunt de cca. 3 ori mai mari decât solicitările din brațele manivelor.

7. MODELAREA SOLICITĂRILOR ÎN ARBORII COTIȚI PRIN METODA ELEMENTELOR FINITE

Apariția calculatoarelor electronice în prima jumătate a secolului trecut a condus la apariția metodelor numerice de calcul ca o confirmare a propoziției lui Pitagora „*lucrurile sunt numere*”.

Utilizarea metodelor matriceale în calculul structurilor a fost prezentată pentru prima oară în lucrarea „*Solution of Problems of Elasticity by the Frame-Work Method*” de către Alexander Hrennicoff (inginer structurist canadian de origine rusă) în anul 1941. La scurt timp, în anul 1942, matematicianul american de origine germană - Richard Courant prezintă metodele sale de formulare variațională având la bază lucrarea traducerea în limba engleză din anul 1934 a cărții „*Differential and Integral calculus*”. Abordările celor doi pionieri ai calcului numeric deși diferite, utilizează un concept comun: discretizarea unui domeniu continuu într-un set de subdomenii discrete numite *elemente*.

În anul 1954, John Argyris – matematician grec – introduce procedurile de calcul bazate pe metoda deplasărilor și a rigidităților pentru calculul structurilor complexe utilizate în aviație (Universitatea din Stuttgart).

Anul 1960 este anul în care Ray W. Clough – structurist american impune sintagma „*finite element*”.

În următoarea perioadă până la începutul anilor 1990, metoda elementelor finite începe să fie utilizată și în alte domenii cum ar fi mecanica fluidelor, studiul fenomenelor electromagnetice etc.

Metoda elementelor finite nu a fost singura metoda numerică dezvoltată de ingineri.

O altă metodă numerică utilizată a fost și este metoda diferențelor finite, în care ecuațiile diferențiale ce descriu fenomenul, sunt înlocuite cu ecuații algebrice cu diferențe finite. Soluția problemei se obține într-un număr finit de puncte ale unei rețele rectangulare, printr-o aproximare de natură matematică.

Începând cu anul 1990, metoda elementelor finite se impune ca unaltă standard în proiectarea inginerească.

Metoda elementelor finite (MEF) este departe de a fi perfectă, dar este cea mai bună dintre metodele disponibile în prezent pentru o mare varietate de tipuri de calcule, în toate domeniile activităților inginerești. Metoda și programele bazate pe ea, au devenit componente fundamentale ale sistemelor de proiectare asistată de calculator (CAD) și sunt indispensabile în toate situațiile în care se cere competitivitate unei activități inginerești [94].

Rezolvarea ecuațiilor ce definesc modelul matematic al sistemului real studiat se face pe subdomeniile domeniului studiat – *elementele finite* legate între ele în puncte numite *noduri*. Astfel, prima etapă într-un studiu cu elemente finite este aproximarea prin discretizare a domeniului studiat [12].

7.1. Arborele cotit considerat

Arborele cotit al motorului diesel studiat este de mari dimensiuni și are următoarele caracteristici [11]:

- lungime: 3025 mm;
- masă: 1012 kg
- material: 34MoCrNi16;
- număr fusuri paliere: 7;
- număr coturi/manetoane: 6;
- lungimea unui cot: 410 mm.

7.2. Modelul geometric și modelul cu elemente finite al arborelui cotit

Din punctul de vedere al rezistenței materialelor (și al metodelor numerice), corpurile pot fi clasificate în [63]:

- bare – corpurile la care o dimensiune este predominantă în raport cu celelalte două;
- plăci – corpurile la care două dimensiuni (lungimea și lățimea) sunt predominante în raport cu cea de-a treia (grosimea);
- corpuri masive – la care toate dimensiunile au același ordin de mărime.

Din punct de vedere al clasificării de mai sus, arborele cotit este realizat din corpuri masive.

Deoarece studiile efectuate sunt statice, am decis modelarea unui singur cot al arborelui cotit [5]. Realizarea modelului geometric, al modelului cu elemente finite și calculele au fost efectuate cu ajutorul programului Ansys 10.0.

Ca unități de măsură au fost considerate [mm] pentru dimensiunile geometrice și [N] sau [N·mm] și [N/mm²] pentru sarcini, astfel ca deformațiile modelului să rezulte în [mm] și tensiunile în [N/mm²] [8].

S-a ales în Ansys tipul de analiză *structural*, elementul finit ales pentru a discretiza cotul fiind *SOLID*. Din punct de vedere al caracteristicilor de material au fost introduse următoarele date: modulul de elasticitate longitudinal $E = 208000 \text{ N/mm}^2$, coeficientul lui Poisson $\nu = 0,3$ și densitatea $\rho = 7,85 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$.

Deși cotul arborelui cotit admite două plane de simetrie verticale (longitudinal și transversal) s-a optat pentru modelarea integrală a acestuia.

Sistemul de coordonate al modelului a fost sistemul cartezian și a fost ales astfel (fig. 7.1):

- originea sistemului de coordonate s-a ales în centrul fusului maneton;
- axa O_x a fost aleasă în plan orizontal în lungul cotului – axa longitudinală a cotului;
- axa O_y a fost aleasă perpendicular pe axa O_x , în plan orizontal, către exteriorul arborelui – axa transversală a cotului;
- axa O_z a fost aleasă perpendiculară pe axele O_x și O_y , către în sus – axa verticală a cotului.

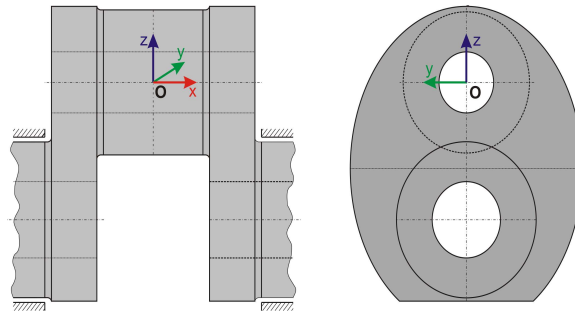


Fig. 7.1. Sistemul de coordonate atașat modelului

7.2.1. Modelul geometric al unui cot al arborelui cotit

Modelul geometric al cotului a fost realizat după desenele de execuție a arborelui cotit. S-a realizat un sfert din modelul cotului care a fost reflectat după planul transversal vertical și longitudinal vertical. Au fost modelate orificiile de ungere, razele de racordare și teșiturile (fig. 7.3). În vederea sistematizării calcului și a modului de prezentare a rezultatelor, au fost create în Ansys componente în funcție de principalele elemente constitutive ale cotului (fig. 7.2):

- BRAT_1 – componentul braț din stânga figurii;
- BRAT_2 – componentul braț din dreapta figurii;
- MANETON – componentul maneton;
- PALIER_1 – componentul fus palier din stânga figurii;
- PALIER_2 – componentul fus palier din dreapta figurii.

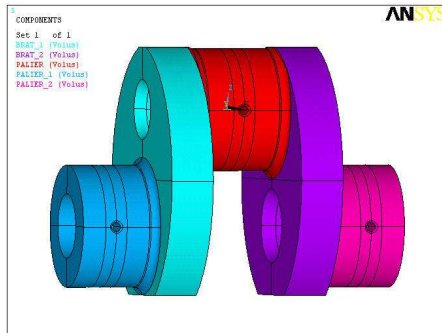


Fig. 7.2. Componentele modelului geometric a cotului

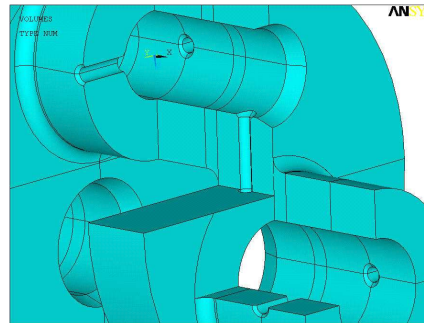


Fig. 7.3. Secțiune prin elementele cu orificii de ungere

7.2.2. Modelul cu elemente finite al unui cot al arborelui cotit

Deoarece modelul geometric al cotului este realizat cu volume (în Ansys corpurile masive se numesc volume), discretizarea modelului geometric trebuie să fie efectuată cu elemente finite de tip *SOLID*. În biblioteca cu elemente finite a programului există următoarele elemente finite de tip *SOLID*:

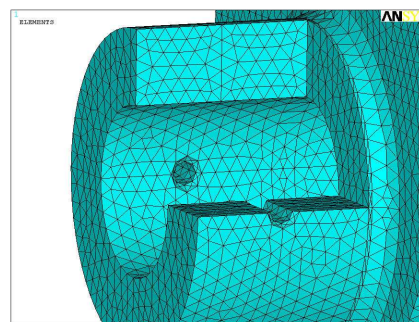
- *SOLID45* – element finit cu opt noduri pentru discretizarea modelelor geometrice tridimensionale. Dacă geometria modelului nu permite un elemente cu opt noduri, acesta poate avea șase noduri (prismă) sau patru noduri (tetraedru). Indiferent de numărul nodurilor, acest tip de element finit are trei grade de libertate pe nod – translații după axele sistemului de coordonate;

- *SOLID95* – element finit cu 20 noduri pentru discretizarea modelelor geometrice tridimensionale. Este elementul finit de ordin superior elementului *SOLID45* având în plus față de acesta noduri la mijlocul laturilor. Dacă geometria modelului nu permite un elemente cu 20 noduri, acesta poate avea 15 noduri (prismă), 13 noduri (piramidă) sau 10 noduri (tetraedru). Indiferent de numărul nodurilor, acest tip de element finit are trei grade de libertate pe nod – translații după axele sistemului de coordonate.

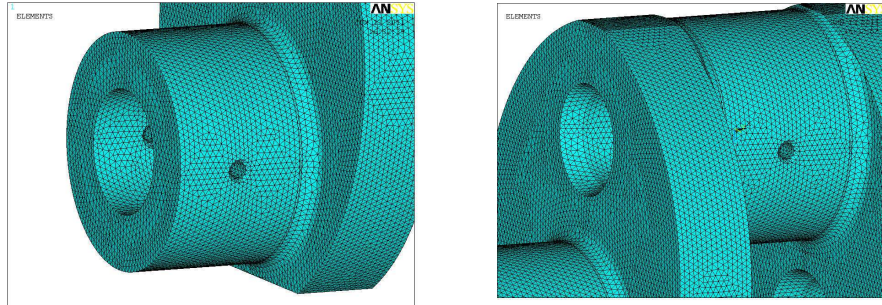
Mărimea medie impusă a elementelor a fost de 5 și 10 mm. După discretizarea cu elementul finit *SOLID 45*, au rezultat 238377 noduri și 1306572 elemente pentru o mărime impusă a elementelor de 5 mm respectiv 35450 noduri și 176976 elemente pentru o mărime impusă a elementelor de 10 mm. Ca urmare a discretizării cu elementul *SOLID 95*, au rezultat 259292 noduri și 176220 elemente. În figura 7.4 este prezentat unul din modelele cu elemente finite utilizat în calcul.



a) Discretizarea modelului, mărime impusă 10 mm



b) Detaliu discretizare în zona orificiului de ungere, mărime impusă 10 mm



c) Detaliu discretizare în zona fusului palier, mărime impusă 5 mm

d) Detaliu discretizare în zona fusului maneton, mărime impusă 5 mm

Fig. 7.4. Discretizarea modelului geometric al cotului numai cu tetraedre

7.3. Cazuri de încărcare și rezultate obținute

Scopul studiului cu elemente finite a fost pe de o parte de a verifica calculul analitic efectuat în capitolul anterior și de extinde posibilitățile de calcul pe elemente geometrice ale cotului unde calculul analitic era dificil de efectuat sau în care rezultatele puteau avea erori (zonele de racordare de exemplu).

După cum am prezentat și în capitolul anterior, sarcinile care solicită arborele cotit sunt complexe. Componentele direcționale ale forței din lungul bielei, componenta radială sau torsională apar ca urmare a forței gazelor și a forțelor de inerție a pieselor aflate în mișcare și variază periodic în funcție de unghiul arborelui cotit [67]. În aceste condiții, apare ca necesară utilizarea unui model numeric echivalent modelului analitic studiat.

Din punct de vedere al modelului cu elemente finite, trebuie menționat că datorită faptului că elementele finite utilizate la discretizarea cotului sunt de tip *SOLID*, nu se pot aplica pe acestea în mod direct, momente de torsiune. Indirect, posibilitățile de aplicare a momentelor de torsiune sunt multiple: prin modelarea unei suprafețe discretizată cu elemente de tip *SHELL* cu șase grade de libertate, conectată de fusul palier și pe care se poate aplica moment de torsiune, prin crearea unui braț pe care se aplica o forță tangențială în care se încastrează unul din fusurile palier etc. Forțele axiale sau tangențiale s-au aplicat ca presiuni uniforme distribuite pe maneton.

7.3.1. Determinarea stării de tensiune și deformații din fusurile palier

Pentru acest caz de încărcare, cotul se consideră încastrat la capătul fusului PALIER_2 iar momentul de torsiune se aplică la capătul fusului PALIER_1 (fig. 7.5). Deoarece coturile arborelui cotit sunt identice, încărcările aplicate sunt identice cu acelea de la paragraful 4.2.

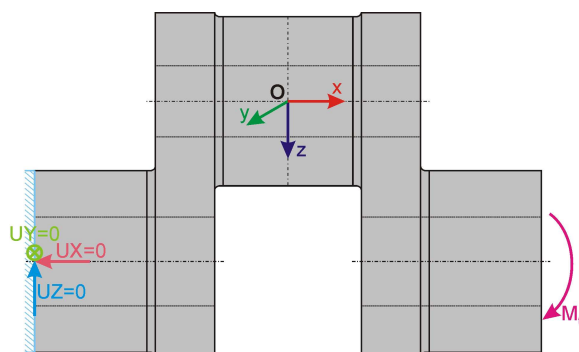


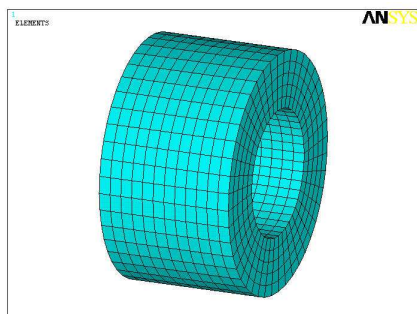
Fig. 7.5. Modul de solicitare al cotului la torsiune

7.3.1.1. Determinarea tensiunii în fusul palier fără orificii de ungere

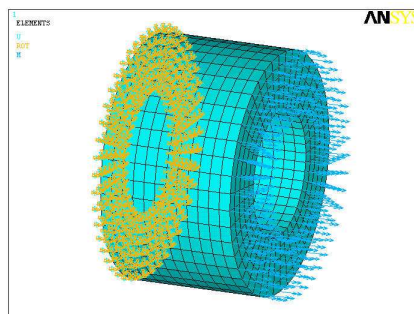
Calculul analitic efectuat la paragraful 4.2. nu a ținut seama de orificiile de ungere și a considerat fusul palier un arbore încastrat la un capăt dinspre braț și pe care se aplică momentul de torsiune corespunzător fiecărui cot. Modelarea numai a fusului palier și calculul tensiunilor prin metoda elementelor finite nu ridică probleme deosebite. Prima discretizare a fusului palier fără orificii de ungere, s-a realizat cu o mărime impusă a elementelor de 10 mm. Ca urmare a discretizării volumelor, au rezultat 3432 noduri și 3432. Aria pe care se aplică momentul de torsiune, a fost discretizată cu elemente finite de tip *SHELL 63* cu patru noduri. Am ales grosimea acestuia de 0,001 mm.

Fusurile palier I și II

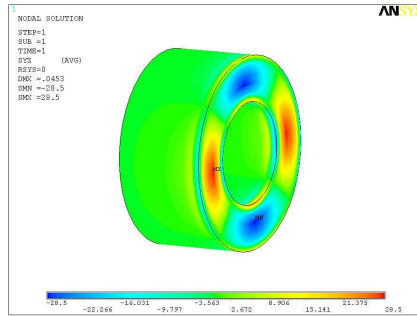
În figura 7.5 sunt prezentate rezultatele obținute. La capătul dinspre braț, fusul palier a fost încastrat (blocaje după toate axele de coordonate) iar la celălalt capăt, a fost aplicat pe aria creată special, momentul după axa Ox :



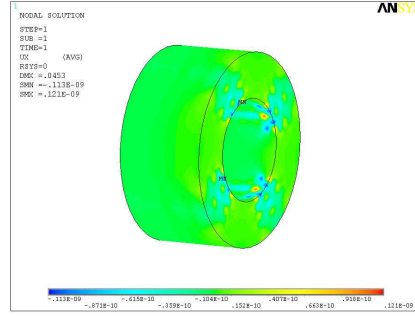
a) Discretizarea modelului, mărime impusă 10 mm



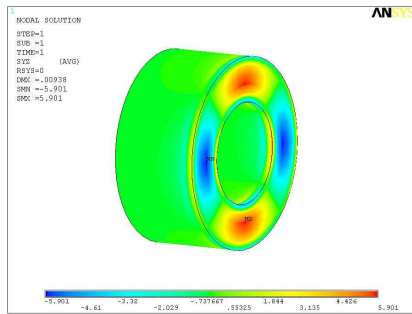
b) Modul de aplicare al momentului de torsiune și reacțiunilor



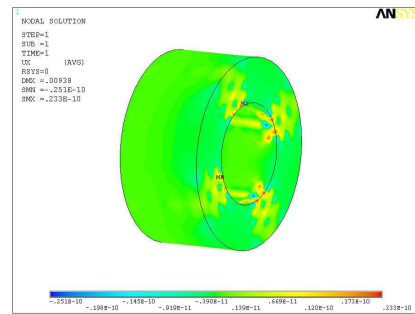
c) Tensiunea τ_{yz} pentru $M_{x \max}$



d) Deformația după axa Ox pentru $M_{x \max}$



e) Tensiunea τ_{yz} pentru $M_{x \min}$



f) Deformația după axa Ox pentru $M_{x \min}$

Fig. 7.6. Fusurile palier I și II, mărime medie impusă a elementelor de 10 mm, discretizare cu hexaedre

$$M_{x \max} = \frac{M_{max}}{n} = \frac{36605,7 \cdot 10^3}{264} = 138657,9545 \cong 138657,95 \text{ N} \cdot \text{mm} / \text{nod} \quad [7.1]$$

în care $n = 264$ reprezintă numărul de noduri pe care se aplică momentul de torsiune, și

$$M_{x \min} = \frac{M_{max}}{n} = \frac{-7579,7 \cdot 10^3}{264} = -28710,9848 \cong -28710,98 \text{ N} \cdot \text{mm} / \text{nod} \quad [7.2]$$

În tabelul 7.1 este prezentată o sinteză a rezultatelor obținute pe cale analitică și pe cale numerică, pentru modelul cu elemente finite discretizat cu hexaedre, mărime impusă 10 mm.

Tabelul 7.1. Tensiunile în fusurile palier I și II, cazul fără orificii de ungere

Metoda de calcul	Tensiunea τ_{max} [N/mm ²]	Diferența d_{max} [%]	Tensiunea τ_{min} [N/mm ²]	Diferența d_{min} [%]
Analitică	29,98	4,94	-6,21	4,99
Elemente finite	28,5		-5,90	

Definim diferența dintre cele două metode de calcul ca:

$$d = \frac{R_a - R_n}{R_a} \cdot 100 \text{ [%]} \quad [7.3]$$

în care R_a reprezintă rezultatul obținut pe cale analitică și R_n este rezultatul obținut prin metoda elementelor finite.

Dacă se impune ca mărime a elementelor 5 mm, se poate observa că diferența între rezultatele analitice și cele obținute prin metoda elementelor finite este mai mare ca în cazul anterior (fig. 7.7); în plus crește timpul de calcul (trebuie avut în vedere că, a fost prezentat calculul pe o variantă simplificată a modelului). Se poate concluziona că, pentru fusul palier, cu mărimea impusă de 10 mm a elementelor se obțin rezultate mai apropiate de cele analitice.

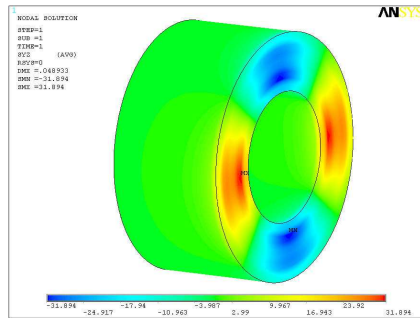
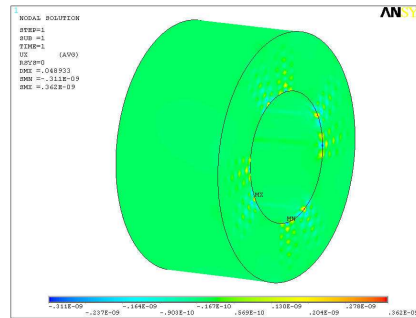
a) Tensiunea τ_{yz} pentru $M_{x \min}$ b) Deformația după axa Ox pentru $M_{x \min}$

Fig. 7.7. Fusurile palier I și II, mărime medie impusă a elementelor de 5 mm, discretizare cu hexaedre

S-a efectuat calculul doar pentru fusurile palier I și II, deoarece calculul fiind unul liniar, diferența în procente dintre rezultatele obținute prin metoda analitică și cea a elementelor finite, se va păstra.

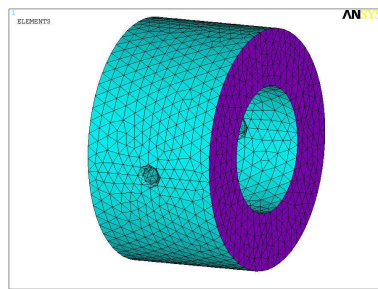
Metoda propusă, prin crearea unei suprafețe de grosime foarte mică, în scopul aplicării momentului de torsiune dorit, se poate utiliza cu succes pentru volumele discretizate cu elemente finite de tip *SOLID*.

7.3.1.2. Determinarea tensiunii în fusul palier cu orificii de ungere

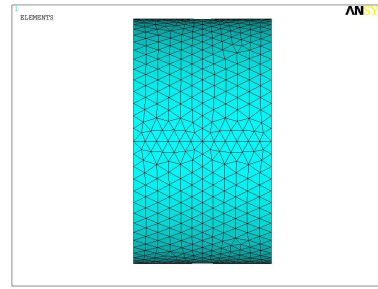
În paragraful anterior, a fost prezentat cazul unui fus palier care nu are orificii de ungere. Scopul aceluia calcul a fost de a observa diferențele între calculul analitic și acela efectuat prin metoda elementelor finite. Calculul prezentat în continuare este doar pentru fusurile palier I și II.

Datorită orificiilor de ungere, modelul se poate discretiza în două moduri:

- a) automat – se va discretiza numai cu tetraedre (fig. 7.8);
- b) combinat – se va discretiza manual și automat cu hexaedre și tetraedre după o împărțire prealabilă a fusului palier în volume pentru hexaedre și volume pentru tetraedre (fig. 7.9).

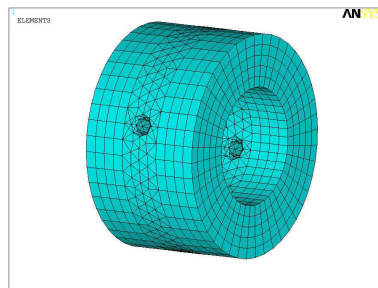


a) Discretizarea automată a modelului

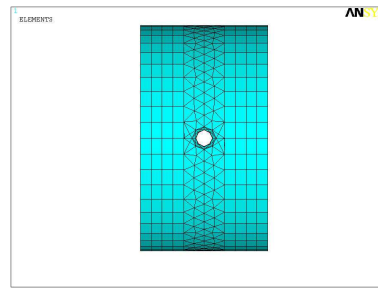


b) Vedere de sus a modelului discretizat

Fig. 7.8. Fusurile palier I și II, mărime medie impusă a elementelor de 10 mm, discretizare cu tetraedre



a) Discretizarea combinată a modelului

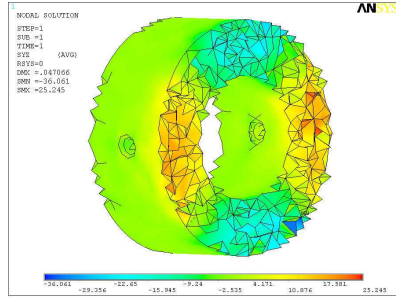


b) Vedere laterală a modelului discretizat

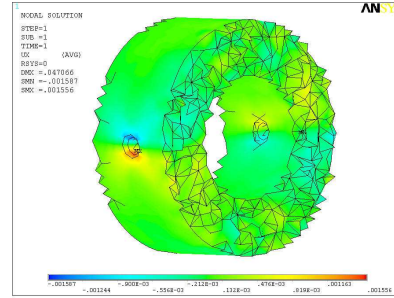
Fig. 7.9. Fusurile palier I și II, mărime medie impusă a elementelor de 10 mm, discretizare cu tetraedre și hexaedre

Discretizarea automată a fusului palier

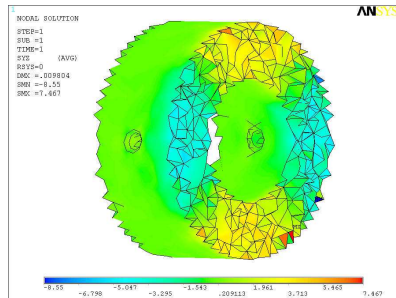
Rezultatele obținute pentru acest model sunt prezentate grafic în figura 7.10.



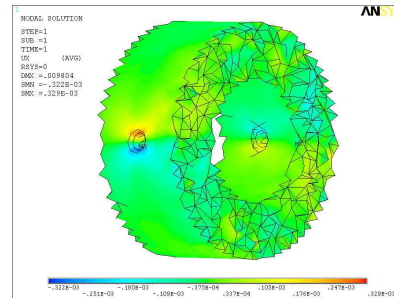
a) Tensiunea τ_{yz} pentru $M_{x \max}$



b) Deformația după axa Ox pentru $M_{x \max}$



c) Tensiunea τ_{yz} pentru $M_{x \min}$



d) Deformația după axa Ox pentru $M_{x \min}$

Fig. 7.10. Fusurile palier I și II, mărime medie impusă a elementelor de 10 mm, discretizare cu tetraedre

În tabelul 7.2 este prezentată o sinteză a rezultatelor obținute pe cale analitică și prin metoda elementelor finite, pentru modelul cu elemente finite discretizat cu tetraedre, mărime impusă 10 mm.

Tabelul 7.2. Tensiunile în fusurile palier I și II, cazul cu orificii de ungere, discretizare cu tetraedre

Metoda de calcul	Tensiunea τ_{max} [N/mm ²]	Diferența d_{max} [%]	Tensiunea τ_{min} [N/mm ²]	Diferența d_{min} [%]
Analitică	29,98	15,78	-6,21	-37,68
Elemente finite	25,25		-8,55	

Din tabelul anterior se poate observa că diferența între rezultatele calculate analitic și cel al elementelor finite crește semnificativ, deoarece la discretizarea cu tetraedre sunt elemente care sunt distorsionate și ca urmare apar erori de calcul.

Discretizarea combinată a fusului palier

Rezultatele obținute pentru acest model sunt prezentate în figura 7.11.

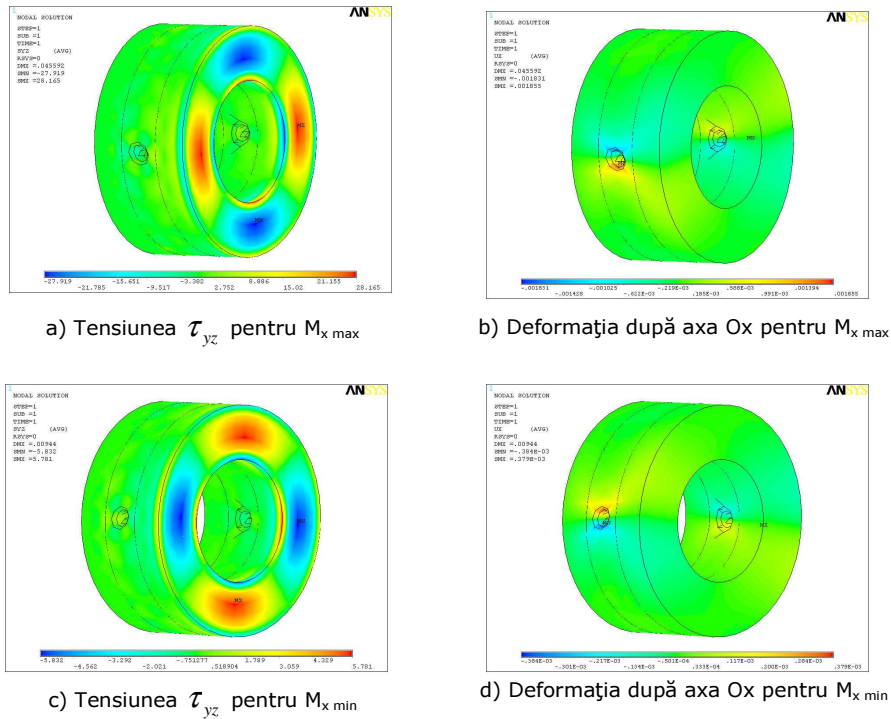


Fig. 7.11. Fusurile palier I și II, mărime medie impusă a elementelor de 10 mm, discretizare cu tetraedre și hexaedre

În tabelul 7.3 este prezentată o sinteză a rezultatelor obținute pe cale analitică și cu metoda elementelor finite, pentru modelul cu elemente finite discretizat cu tetraedre și hexaedre, mărime impusă 10 mm.

Tabelul 7.3. Tensiunile în fusurile palier I și II, cazul cu orificii de ungere, discretizare cu tetraedre și hexaedre

Metoda de calcul	Tensiunea τ_{max} [N/mm ²]	Diferența d_{max} [%]	Tensiunea τ_{min} [N/mm ²]	Diferența d_{min} [%]
Analitică	29,98	6,04	-6,21	6,12
Elemente finite	28,17		-5,83	

Din tabelul anterior se poate observa că diferența între rezultatele calculate analitic și prin metoda elementelor finite este mai mare decât în cazul modelului discretizat numai cu hexaedre (modelul fără orificii de ungere), dar aceeași diferență este mai mică decât cazul discretizării numai cu tetraedre.

7.3.1.3. Determinarea stării de tensiune și deformații în fusurile palier considerate componente ale cotului

Model discretizat numai cu tetraedre

Modelul cotului, discretizat cu elemente finite tetraedrice cu mărime medie impusă de 10 mm a fost încastrat la unul din capete și solicitat la torsiune la celălalt capăt (fig. 7.12,a).

Acest model a avut:

- 35450 noduri și 176976 elemente *SOLID*;
- 284 noduri și 476 elemente *SHELL*.

Momentul de torsiune a fost aplicat pe nodurile corespunzătoare elementelor *SHELL*.

Primul caz de încărcare a fost considerat momentul de torsiune maxim ce încarcă fusurile I și II adică $M_{\max} = 36605,7 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$. În figura 7.12 sunt prezentate rezultatele obținute.

Se poate observa că, tensiunea tangențială în zona centrală a fusului palier are valoarea 28,781 N/mm² (fig. 7.12,b). Tensiunea tangențială maximă se obține pe zona de racordare a fusului maneton cu brațul, în partea superioară a racordării (fig. 7.12,d) și are valoarea 189,021 N/mm².

Al II-lea caz de încărcare a fost considerat momentul de torsiune minim ce încarcă fusurile I și II adică $M_{\min} = -7579,7 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$. Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 7.13. Tensiunea tangențială are valoarea -6,128 N/mm² (fig. 7.13,a) în zona centrală a fusului maneton. Tensiunea tangențială minimă are valoarea -39,139 N/mm² și se obține la îmbinarea palier – braț, pe racordare.

O comparație a rezultatelor obținute prin metode analitice și numerice este prezentată în tabelul 7.4.

Tabelul 7.4. Tensiunile în fusurile palier I și II, considerate componente ale cotului

Metoda de calcul	Tensiunea $\tau_{\max} [N/mm^2]$	Diferența $d_{\max} [\%]$	Tensiunea $\tau_{\min} [N/mm^2]$	Diferența $d_{\min} [\%]$
Analitică	29,98	4,24	-6,21	1,29
Elemente finite	28,71		-6,13	

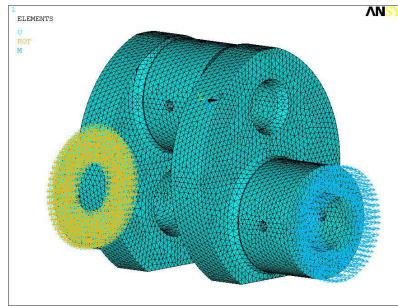
Din tabelul anterior, se poate observa că diferențele obținute pe cale analitică și cele prin elemente finite sunt mai mici de 5 %.

Al III-lea caz de încărcare a fost considerat momentul de torsiune maxim ce încarcă fusul palier V. Acesta are valoarea $M_{\max} = 45332,6 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$. Este valoarea cea mai mare a momentelor de torsiune ce încarcă fusurile palier. Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 7.14.

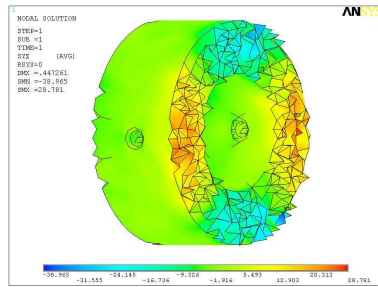
Tensiunea tangențială are valoarea 36,59 N/mm² (fig. 7.14,a) în zona centrală a fusului maneton. Tensiunea tangențială maximă are valoarea 234,085 N/mm² și se obține la îmbinarea palier – braț, pe racordare.

Al IV-lea caz de încărcare a fost considerat momentul de torsiune minim ce încarcă fusul palier V. Acesta are valoarea $M_{\min} = -12895,5 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$.

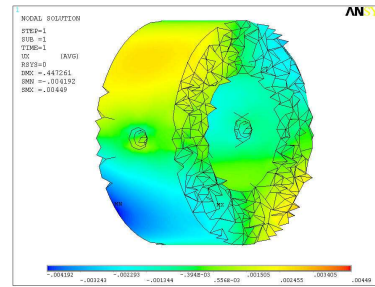
Este valoarea cea mai mare a momentelor de torsiune ce încarcă fusurile palier. Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 7.15. Tensiunea tangențială are valoarea $-10,43 \text{ N/mm}^2$ (fig. 7.15,a) în zona centrală a fusului maneton. Tensiunea tangențială maximă are valoarea $-66,59 \text{ N/mm}^2$ și se obține la îmbinarea palier – braț, pe racordare.



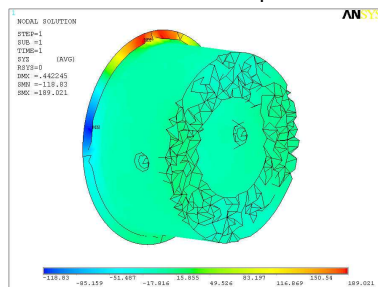
a) Modelul discretizat al cotului, solicitat la torsiune



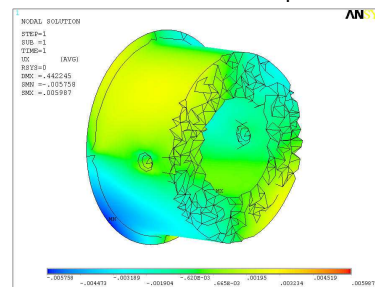
b) Tensiunea τ_{yz} în zona centrală centrală a fusului palier



c) Deformația după axa Ox în zona centrală a fusului palier



d) Tensiunea τ_{yz} maximă în fus



e) Deformația maximă după axa Ox

Fig. 7.12. Solicitarea cotului cu momentul de torsiune $M_{\max} = 36605,7 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$

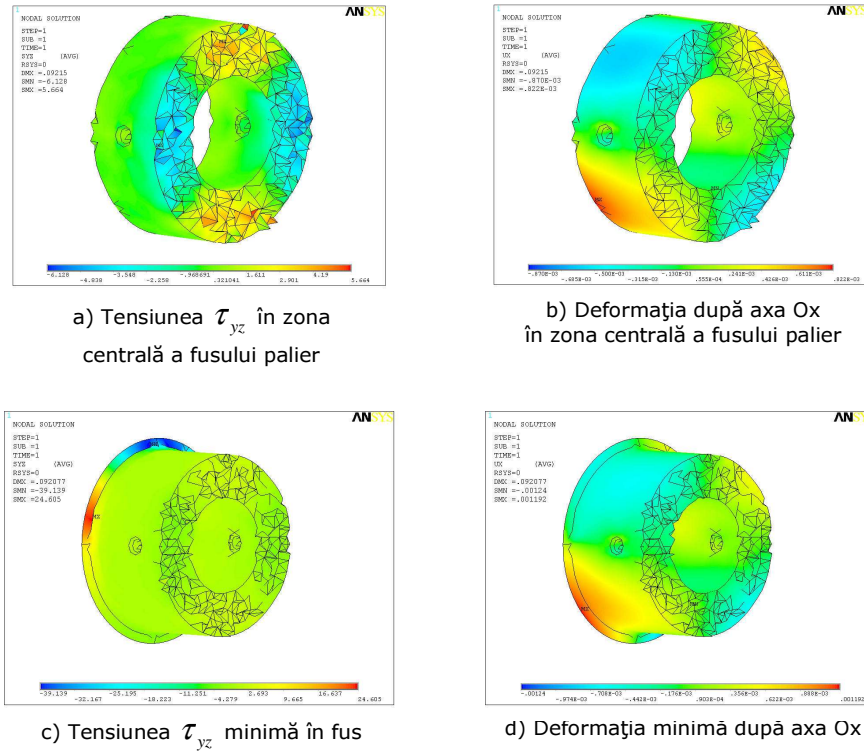


Fig. 7.13. Solicitarea cotului cu momentul de torsiune $M_{min} = - 7579,7 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$

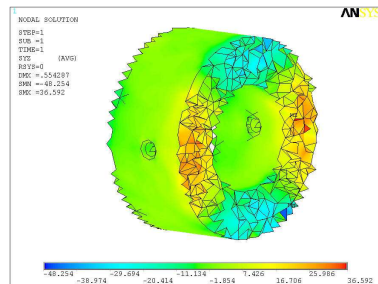
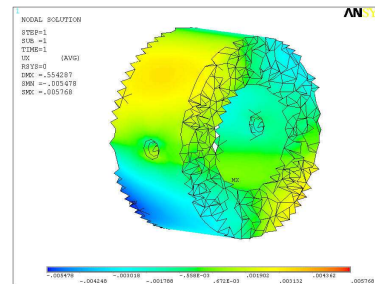
O comparație a rezultatelor obținute prin metode analitice și cu elemente finite este prezentată în tabelul 7.5.

Tabelul 7.5. Tensiunile în fusul palier V, considerat component al cotului

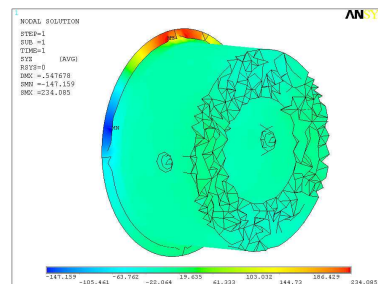
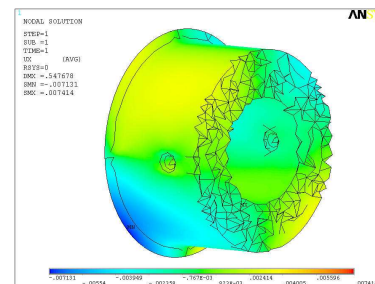
Metoda de calcul	Tensiunea $\tau_{max} [N/mm^2]$	Diferența $d_{max} [\%]$	Tensiunea $\tau_{min} [N/mm^2]$	Diferența $d_{min} [\%]$
Analitică	37,12	1,43	-10,56	1,23
Elemente finite	36,59		-10,43	

Din tabelul anterior, se poate observa că diferențele obținute pe cale analitică și cu elemente finite sunt mai mici de 5%.

În imaginile prezentate, gradientul tensiunilor pe zona centrală a fusurilor a fost realizat prin deselectarea elementelor aflate la extremitățile fusurilor, deoarece pe acestea apar singularități în cazul ariei pe care se aplică momentul de torsiune și pentru a putea compara rezultatele obținute analitic cu cele obținute prin elemente finite, în cazul zonei de racordare dintre fusurile palier și brațe.

a) Tensiunea τ_{yz} în zona centrală a fusului palier

b) Deformația după axa Ox în zona centrală a fusului palier

c) Tensiunea τ_{yz} maximă în fus

d) Deformația maximă după axa Ox

Fig. 7.14. Solicitarea cotului cu momentul de torsiune $M_{\max} = 45332,6 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Din analiza rezultatelor obținute se poate observa că, ipotezele prezentate în capitoul anterior conform cărora importanți concentratori de tensiune apar la îmbinarea fusurilor cu brațele se confirmă.

Din punctul de vedere a rezultatelor prezentate, trebuie menționat că, în scopul prezentării corecte a rezultatelor, o atenție deosebită trebuie acordată elementelor finite care sunt selectate pentru a prezenta corect rezultatele (tensiuni și deformații) astfel încât să nu fie adăugate și efecte locale cum ar fi aplicarea încărcărilor sau reacțiunilor. Din acest punct de vedere, un model geometric discretizat combinat cu elemente hexaedrice și tetraedrice, prezintă avantajul unui control total asupra elementelor finite pe care sunt prezentate rezultatele.

Se poate observa că în zona orificiilor de ungere, tensiunile nu au valori semnificative, astfel că deși acestea sunt concentratori de tensiune, efectul creat este mai mic decât concentratorul produs de racordare.

Deformațiile calculate au valori mici; aceste valori mici sunt explicabile prin faptul că fusurile manetoane sunt elemente structurale cu o rigiditate mare. Rigiditatea mare a fusurilor manetoane este caracteristică arborilor tubulari scurți solicitați la torsiune sau încovoiere. Deoarece nu s-a făcut o evaluare sau o calculare analitică a acestor deformații, putem presupune că valorile prezentate sunt corecte deoarece diferența dintre tensiunile calculate prin cele două metode este mică.

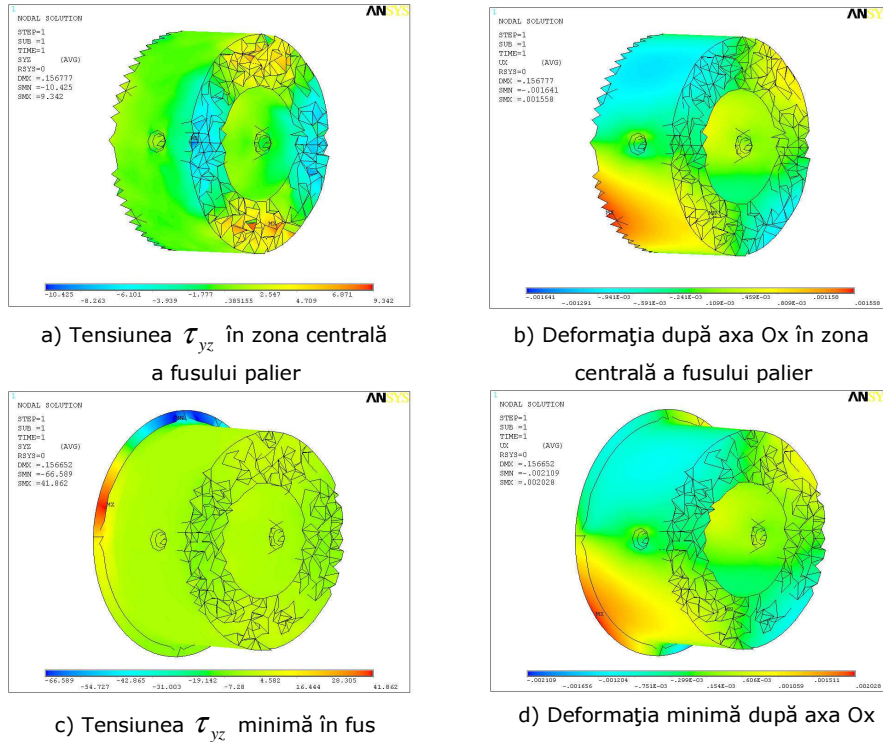


Fig. 7.15. Solicitarea cotului cu momentul de torsiune $M_{\min} = -12895,5 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$

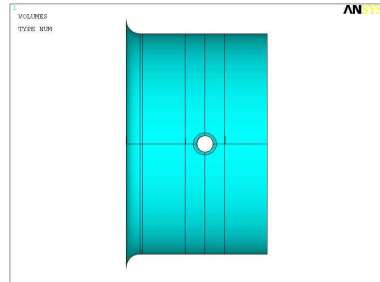
Model discretizat cu tetraedre și hexaedre

Componentul PALIER_1 a fost divizat cu două plane verticale situate de o parte și de alta a orificiului de ungere (fig. 7.16,a). S-a divizat numai acest fus palier deoarece rezultatele sunt prezentate numai pe acesta. Ca urmare a divizării, fusul palier a fost discretizat combinat cu hexaedre și tetraedre (fig. 7.16,b). După discretizare, modelul a avut:

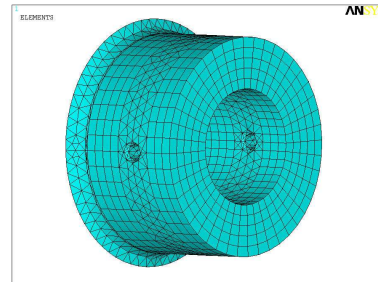
- 39387 noduri și 165176 elemente *SOLID*;
- 264 noduri și 220 elemente *SHELL*.

S-au considerat numai două cazuri de încărcare – acelea cu momentele de torsiune aplicate pe fusul palier V și care corespund solicitării maxime a fusurilor din punct de vedere a momentelor de torsiune. Rezultatele obținute pentru solicitarea cu momentul de torsiune $M_{\max} = 45332,6 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ sunt prezentate în figura 7.16. Tensiunea tangențială are valoarea $36,76 \text{ N/mm}^2$ (fig. 7.16,c) în zona centrală a fusului maneton. Tensiunea tangențială maximă are valoarea $235,83 \text{ N/mm}^2$ și se obține la îmbinarea palier – braț, pe racordare.

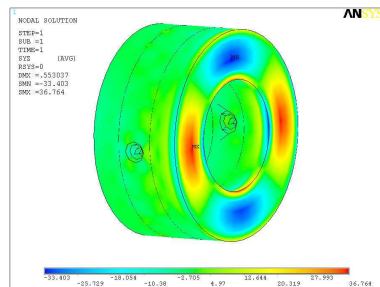
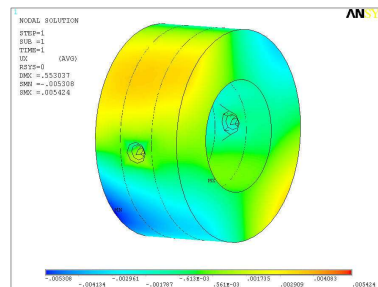
Rezultatele obținute pentru solicitarea cu momentul de torsiune $M_{\min} = -12895,5 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ sunt prezentate în figura 7.17. Tensiunea tangențială are valoarea $-10,46 \text{ N/mm}^2$ (fig. 7.17,a) în zona centrală a fusului maneton. Tensiunea tangențială maximă are valoarea $-43,99 \text{ N/mm}^2$ și se obține la îmbinarea palier – braț, pe racordare.



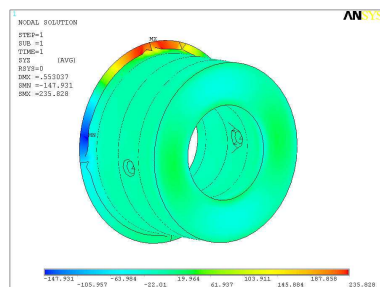
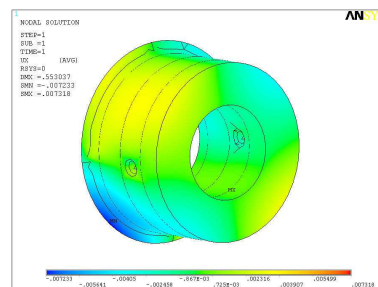
a) Divizarea fusului palier



b) Discretizarea combinată a fusului

c) Tensiunea τ_{yz} în fus

d) Deformația după axa Ox

e) Tensiunea τ_{yz} maximă în fus

f) Deformația maximă după axa Ox

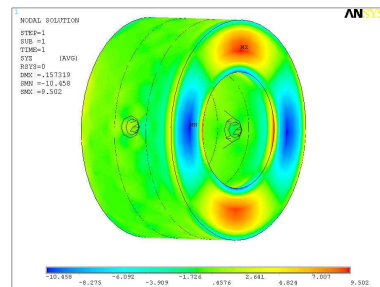
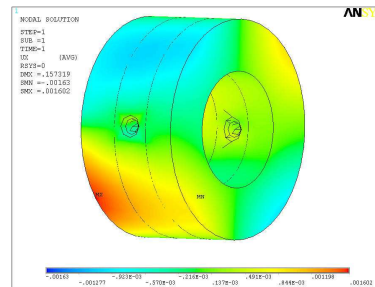
Fig. 7.16. Solicitarea cotului cu momentul de torsiune $M_{\max} = 45332,6 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$

O comparație a rezultatelor obținute prin metode analitice și cu elemente finite este prezentată în tabelul nr. 7.6.

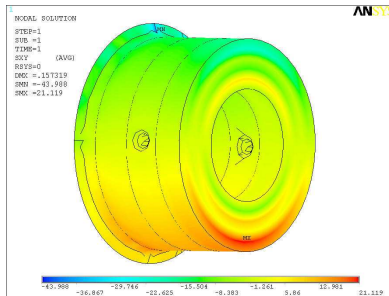
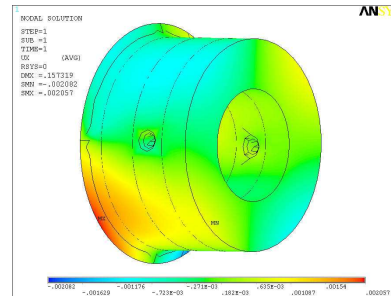
Tabelul 7.6. Tensiunile în fusurile palier I și II, considerate componente ale cotului

Metoda de calcul	Tensiunea τ_{max} [N/mm^2]	Diferența d_{max} [%]	Tensiunea τ_{min} [N/mm^2]	Diferența d_{min} [%]
Analitică	37,12	0,97	-10,56	0,95
Elemente finite	36,76		-10,46	

Din tabelul anterior, se poate observa că diferențele obținute pe cale analitică și cu elemente finite sunt mai mici de 5 % și că acestea sunt mai mici decât în cazul discretizării numai cu elemente tetraedrice.

a) Tensiunea τ_{yz} în fus

b) Deformația după axa Ox

c) Tensiunea τ_{yz} maximă în fus

d) Deformația maximă după axa Ox

Fig. 7.17. Solicitarea cotului cu momentul de torsiune $M_{min} = -12895,5 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$

7.3.2. Determinarea stării de tensiune și deformații din fusul maneton

Spre deosebire de fusurile palier care se verifică numai la torsiune, încărcările pe fusul maneton sunt mai complexe. Asupra fusurilor maneton acționează încărcările produse de forța K din bielă, ca urmare a destinderii gazelor arse peste care se suprapun încărcările din stânga secțiunii de calcul.

Dacă motorul este monocilindric, atunci încărcările la stânga secțiunii nu există și încărcările și momentele de încovoiere și torsiune produse de acestea sunt

ușor de calculat. În acest caz, forța radială soliciță cotul numai la încovoiere, în timp ce forța tangențială soliciță cotul la încovoiere și torsiune (fig. 7.18).

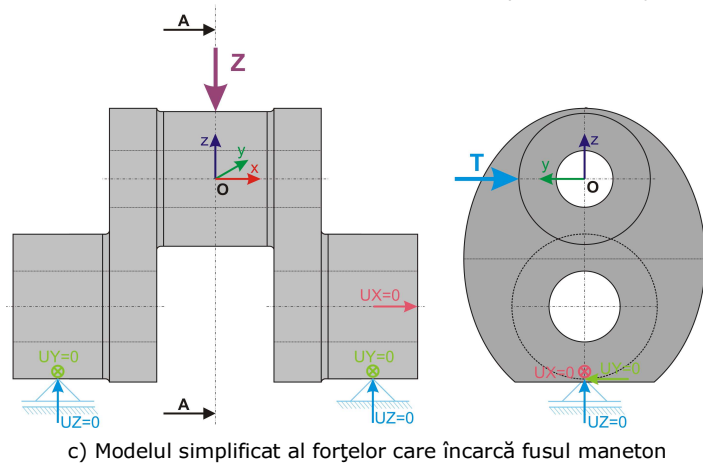
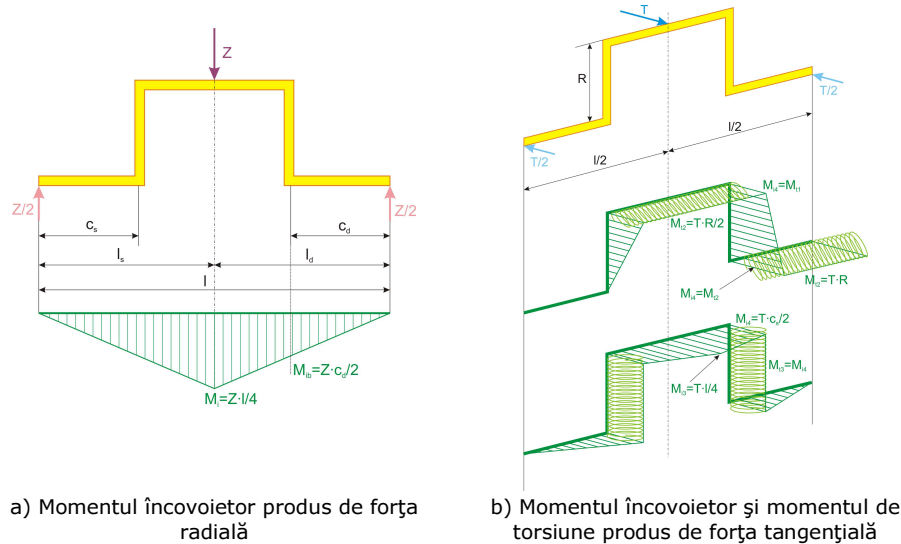


Fig. 7.18. Diagramele de eforturi ale unui cot a arborelui cotit

Dacă nu se ține seama de forțele de inerție ale brațelor și contragreutăților, diagrama momentului încovoiitor produs de forța radială T are diagrama din figura 7.18,a. Diagramele momentelor încovoiitoare și de torsiune produse de forța tangențială T sunt prezentate în figura 7.18,b. Modul de solicitare al fusului maneton este prezentat în figura 7.18,c.

În cazul motorului policilindric (cazul studiat în teză), la încărcările descrise mai sus se adaugă încărcările din stânga secțiunii de calcul. Schema de încărcare a

unui cot pentru a determina tensiunile din manetonul acestuia este prezentată în capitolul 4 – figura 4.1.

În general, simulările cu metoda elementelor finite se concentrează pe determinarea tensiunilor maxime și a zonelor în care acestea pot apărea. Deoarece arborele cotit este discretizat cu elemente finite Solid, în vederea comparării tensiunilor maxime și minime calculate la paragraful 4.3 prin metode analitice cu tensiunile maxime și minime calculate prin metode numerice, am aplicat forța radială și forța tangențială și nu momentul încovoietor respectiv momentul de torsiune generate de acestea.

Dacă nu se ține seama de forțele de inerție ale brațelor și contragreutăților, diagrama momentului încovoietor produs de forța radială Z are diagrama din figura 7.18,a. Diagramele momentelor încovoietoare și de torsiune produse de forța tangențială T sunt prezentate în figura 7.18,b. Modul de solicitare al fusului maneton este prezentat în figura 7.18,c. În paragraful 4.2 este prezentat modelul analitic de calcul al manetonului. Pentru determinarea tensiunilor din fusul maneton, s-au calculat atât tensiunile ce apar ca urmare a acțiunii eforturilor apărute datorită destinderii gazelor arse, cât și eforturile din stânga secțiunii de calcul ce acționează asupra manetonului.

Din diagramele de eforturi prezentate în figurile 7.18,a și 7.18,b se poate observa că, avem încovoiere pură în cazul aplicării forței radiale Z sau a forței Z_s din stânga secțiunii de calcul sau încovoiere și torsiune în cazul aplicării forței tangențiale T sau a forței tangențiale din stânga secțiunii de calcul T_s .

7.3.2.1. Fus maneton solicitat prin forțe maxime

Forțele care solicită fusul maneton, orientate după axa Oz sunt forța radială la stânga secțiunii Z_s , forța de inerție a brațului $F_{ib} = 6465,85 \text{ N}$ și forța de inerție a contragreutății $F_{cg} = -38879,52 \text{ N}$. Față de centrul secțiunii manetonului, aceste forțe creează momentul încovoietor M_s descris de expresia [4.47]. Acesta, reprezintă unul din componentele ce compun momentul din fusul palier într-o secțiune oarecare M_φ . Eforturile maxime aplicate pe fusul palier din stânga secțiunii (PALIER_1) – figura 7.19 creează momentul încovoietor $M_{z \max}$ (tabelul 4.2) în fusul maneton – la mijlocul acestuia. Valorii maxime a momentului $M_\varphi \max$ îi corespunde o valoare maximă a momentului $M_{z \max} = 52415,6 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ (tabelul 4.2) care se obține pentru unghiul $\varphi = 10^0$ rezultă $\cos \varphi = 0,9848 \approx 0,98$. Pe linia din tabel în care apare momentul $M_{z \max}$, valoarea forței $Z_s = 238166,8 \text{ N}$. Toate forțele aplicate pe model au fost înmulțite cu valoarea $\cos \varphi = 0,98$. Componentei $M_T = 13914,9 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ îi corespunde o valoare a forței tangențiale maxime $T_s = 67877,7 \text{ N}$ care se obține pentru unghiul $\varphi = 10^0$ rezultă $\sin \varphi = 0,1736 \approx 0,17$. Pe model, forța T_s se înmulțește cu valoarea $\sin \varphi = 0,17$.

Trebuie avut în vedere că elementele finite de tip Solid au sistemul de coordonate local orientat după sistemul de coordonate global. În aceste condiții, având în vedere cele de mai sus, forțele se pot aplica fie concentrat în punctele de aplicație fie distribuit pe nodurile corespunzătoare suprafețelor fusului PALIER_1 și BRAT_1. Deoarece se urmărește efectul acestor forțe asupra fusului palier și nu efectul local creat pe fusul maneton, pentru simplificarea modelului ele s-au aplicat în noduri ce au corespuns coordonatelor dorite. Astfel, s-a aplicat și verificat principiul lui Saint-Venant care consideră că „dacă se înlocuiesc forțele ce acționează asupra unui element de suprafață al unui corp elastic printr-un alt sistem de forțe

echivalent din punct de vedere static cu primul, noua distribuție a forțelor produce la locul de aplicare diferențe apreciable față de primul caz, dar rămâne fără efect – sau cu efect neglijabil – la distanțe mari de aplicare a forțelor. În cazul unei grinzii solicitată în cazul a) cu o forță concentrată F , iar în cazul b) cu o sarcină uniform distribuită p , echivalentă din punct de vedere static cu forța F ($F = p \cdot a$), efectul local al fiecăreia dintre aceste sarcini este diferit în cele două cazuri, însă la distanță suficient de mare de locul lor de aplicare, efectul este același (tensiuni și deformații) ” [41].

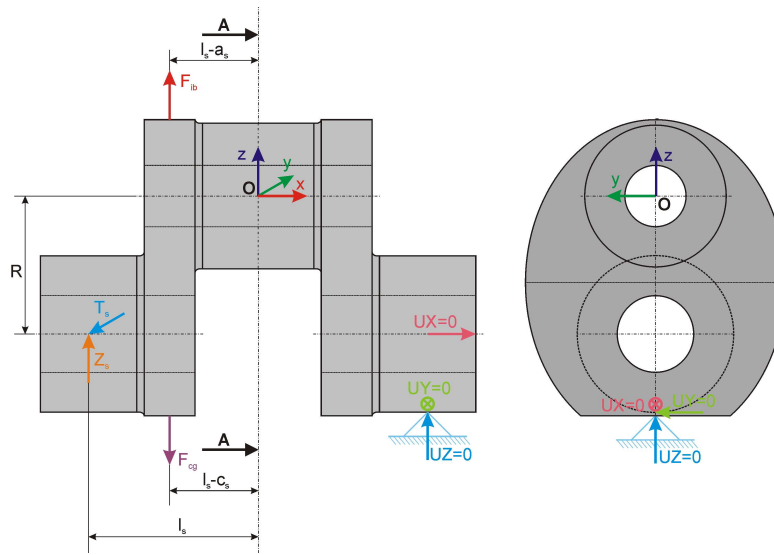
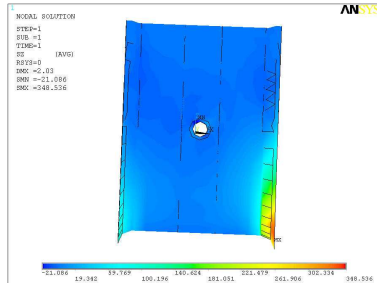
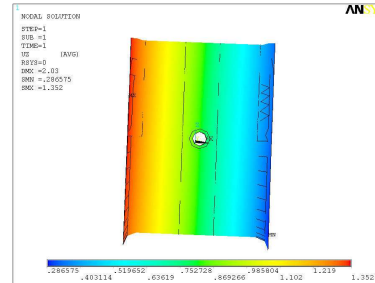


Fig. 7.19. Eforturile maxime ce acționează la stânga secțiunii fusului maneton

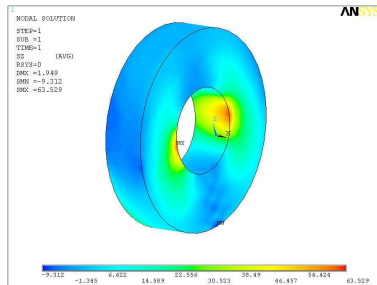
Rezultatele obținute sunt prezentate în figurile următoare. Tensiunea normală maximă are valoarea $348,536 \text{ N/mm}^2$ și apare la îmbinarea maneton – braț, la partea inferioară (fig. 7.20,a). Corespunzător acestei tensiuni, apare în fus o deformație maximă $1,352 \text{ mm}$ (fig. 7.20,b). Trebuie avut în vedere că această deformație „mare” apare deoarece la capătul din stânga, cotul nu este constrâns, ceea ce nu respectă întru totul realitatea. Tensiunea în maneton, în secțiunile anterioare celei care conține orificiul de ungere are valoarea $63,529 \text{ N/mm}^2$ (fig. 7.20,c). După secțiunea cu orificiul de ungere, tensiunea normală are valoarea $87,548 \text{ N/mm}^2$ (fig. 7.20,d). În secțiunea cu orificiul de ungere (la mijlocul manetonului), tensiunea normală are valoarea maximă $115,256 \text{ N/mm}^2$ și apare la interiorul orificiului de ungere (fig. 7.20,e). Dacă se elimină elementele cu valori maxime ale tensiunii normale, situate în jurul orificiului de ungere, tensiunea în secțiunea mediană a fusului maneton are valoarea $75,019 \text{ N/mm}^2$ (fig. 7.20,f).



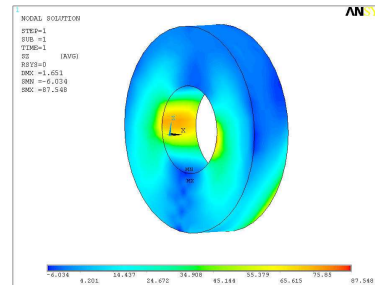
a) Tensiunea normală maximă în maneton



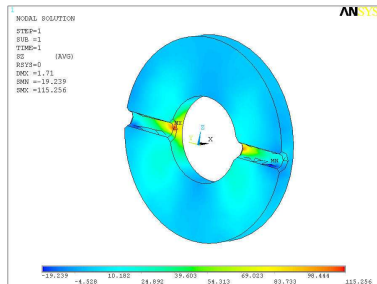
b) Deformația după axa Oz



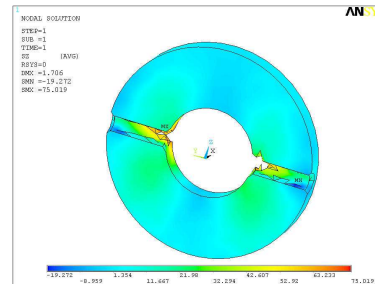
a) Tensiunea normală anterior secțiunii cu orificiile de ungere



d) Tensiunea normală după secțiunea cu orificiile de ungere



a) Tensiunea normală în secțiunea cu orificiile de ungere



f) Tensiunea normală în secțiunea cu orificiile de ungere, eliminare elemente cu tensiuni maxime

Fig. 7.20. Solicitarea manetonului cu componentele maxime ale momentului M_0

7.3.2.2. Fus maneton solicitat prin forțe minime

Eforturile minime aplicate pe fusul palier din stânga secțiunii (PALIER_1) – figura 7.21 creează momentul încovoietor minim $M_{Z_{\min}}$ (tabelul 4.2) în fusul maneton – la mijlocul acestuia. Valorii minime a momentului M_0 îi corespunde o valoare minimă a momentului $M_{Z_{\min}} = -18418,1 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ (tabelul 4.2) care se

obține pentru unghiul $\varphi = 360^0$ rezultă $\cos \varphi = 1$. Pe linia din tabel în care apare momentul M_z minim, valoarea forței $Z_s = -107360,9$ N. Componenta $M_T = 0$ deoarece $T_s = 0$.

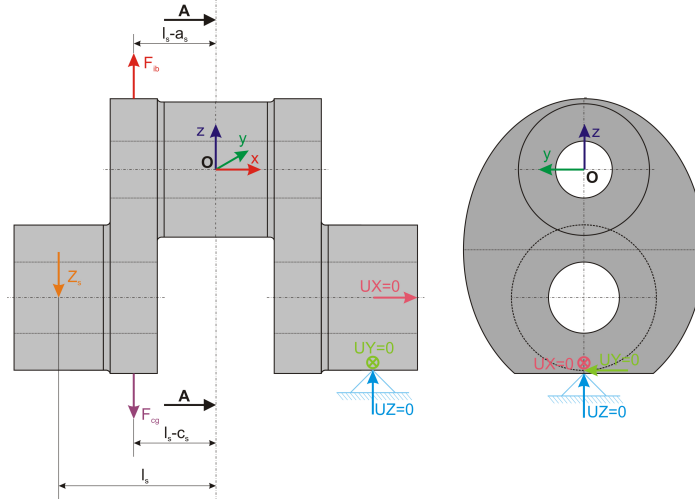
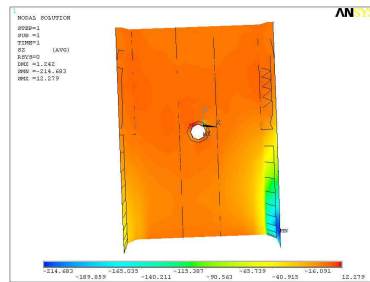


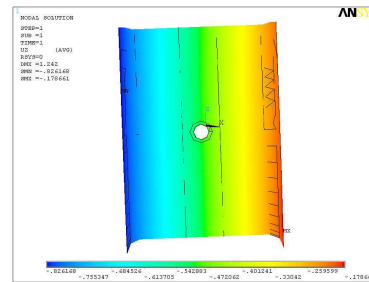
Fig. 7.21. Eforturile minime ce acționează la stânga secțiunii fusului maneton

Rezultatele obținute sunt prezentate în figurile următoare. Tensiunea normală maximă are valoarea $-214,683$ N/mm² și apare la îmbinarea maneton – braț, la partea inferioară (fig. 7.22,a). Corespunzător acestei tensiuni, apare în fus o deformație maximă $-0,179$ mm (fig. 7.22,b). Tensiunea în maneton, în secțiunile anterioare celei care conține orificiul de ungere are valoarea $-34,214$ N/mm² (fig. 7.22,c). După secțiunea cu orificiul de ungere, tensiunea normală are valoarea $-52,165$ N/mm (fig. 7.22,d). În secțiunea cu orificiul de ungere (la mijlocul manetonului), tensiunea normală are valoarea maximă $-65,948$ N/mm² și apare la exteriorul orificiului de ungere (fig. 7.22,e). Dacă se elimină elementele cu valori minime ale tensiunii normale, situate în jurul orificiului de ungere, tensiunea în secțiunea mediană a fusului maneton are valoarea $-28,418$ N/mm² (fig. 7.22,f).

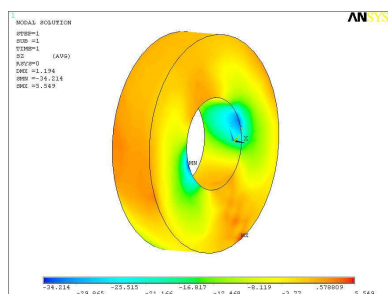
Diferența între valoarea maximă și minimă a tensiunii normale, determinată analitic și numeric se calculează cu ajutorul relației [7.3].



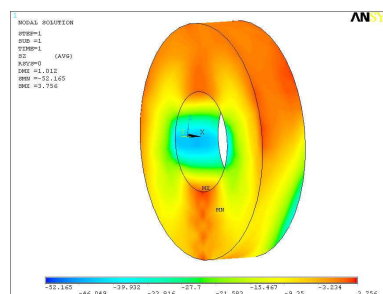
a) Tensiunea normală minimă în maneton



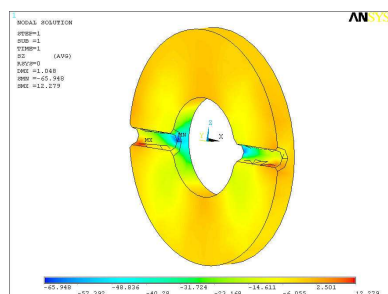
b) Deformația după axa Oz



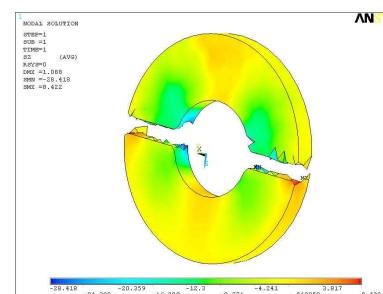
c) Tensiunea normală anterior secțiunii cu orificiile de ungere



d) Tensiunea normală după secțiunea cu orificiile de ungere



e) Tensiunea normală în secțiunea cu orificiile de ungere



f) Tensiunea normală în secțiunea cu orificiile de ungere, eliminare elemente cu tensiuni maxime

Fig. 7.22. Solicitarea manetonului cu componentele minime ale momentului M_{ϕ}

O comparație a rezultatelor obținute prin metode analitice și numerice este prezentată în tabelul 7.7.

Tabelul 7.7. Tensiunile normale în fusul maneton

Metoda de calcul	Tensiunea σ_{max} [N/mm^2]	Diferența d_{max} [%]	Tensiunea σ_{min} [N/mm^2]	Diferența d_{min} [%]
Analitică	76,39	1,79	-29,07	2,24
Elemente finite	75,019		-28,418	

Din rezultatele prezentate anterior, se poate observa convergența rezultatelor analitice și elementelor finite.

7.3.2.3. Fus maneton solicitat la torsiune prin efort maxim

Eforturile care solicită fusul maneton la torsiune, orientate după axa Ox sunt momentul de torsiune la stânga secțiunii M_s și forța tangențială la stânga secțiunii ce

generează un moment de torsiune $T_s \cdot R$. Față de centrul secțiunii manetonului, aceste forțe creează momentul de torsiune M_T descris de expresia [4.49]. Valoarea maximă a momentului de torsiune ce solicită fusul maneton este $M_T = 63635,45 \cdot 10^3$ N·mm (tabelul 4.2).

Eforturile se aplică pe fusul palier din stânga secțiunii (PALIER_1) – figura 7.23. Pentru aplicarea momentului de torsiune la stânga secțiunii $M_s = 45332,6 \cdot 10^3$ N·mm, se generează o suprafață groasă de 0,001 mm (264 noduri și 220 elemente finite SHELL) pe care se aplică momentul de torsiune, iar forța tangențială $T_s = 101682,4$ N se aplică punctual. La capătul din dreapta al componentului PALIER_2, cotul se încastrează.

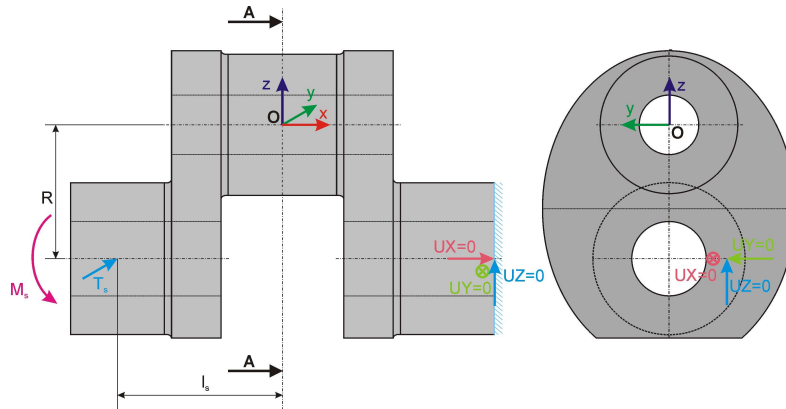
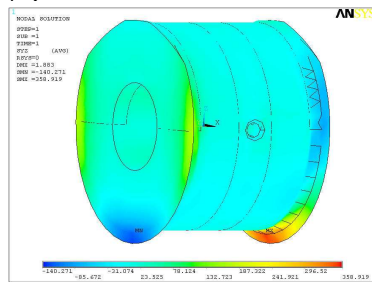


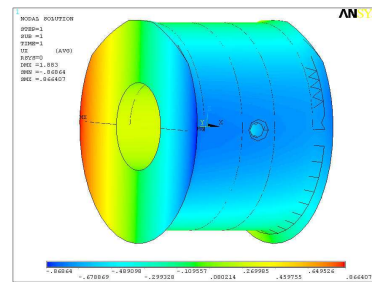
Fig. 7.23. Eforturile maxime ce solicită fusul maneton la torsiune

Rezultatele obținute sunt prezentate în figurile următoare. Tensiunea tangențială maximă are valoarea $358,919$ N/mm² și apare la îmbinarea maneton – braț (fig. 7.24,a). Deformația după axa Ox are valoarea $0,866$ mm (fig. 7.24,b).

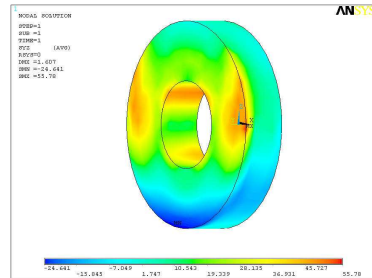
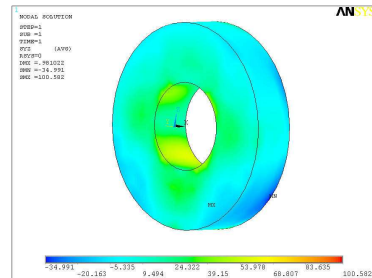
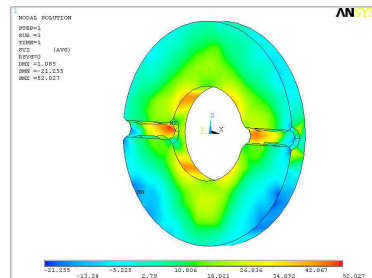
Tensiunea tangențială maximă în maneton, în secțiunea anterioară celei care conține orificiul de ungere are valoarea $55,78$ N/mm² (fig. 7.24,c). După secțiunea cu orificiul de ungere, tensiunea normală are valoarea $100,582$ N/mm (fig. 7.24,d).



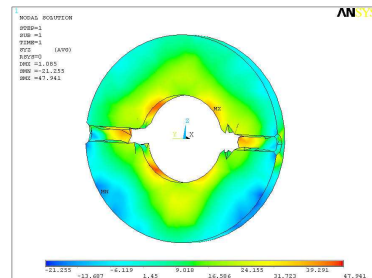
a) Tensiunea maximă τ_{yz} în maneton



b) Deformația după axa Ox

c) Tensiunea maximă τ_{yz} în maneton anterior secțiunii cu orificiile de ungered) Tensiunea maximă τ_{yz} în maneton după secțiunea cu orificiile de ungere

e) Tensiunea tangențială în secțiunea cu orificiile de ungere



f) Tensiunea tangențială în secțiunea cu orificiile de ungere, eliminare elemente cu tensiuni maxime

Fig. 7.24. Solicitarea manetonului cu momentul de torsiune M_t maxim

Tensiunea tangențială maximă în secțiunea care conține orificiile de ungere, are valoarea $52,027 \text{ N/mm}^2$ și apare la interiorul orificiilor de ungere (fig. 7.24,e). Dacă se elimină elementele finite cu valori maxime, în zona orificiilor de ungere, se obține tensiunea tangențială maximă $47,941 \text{ N/mm}^2$ (fig. 7.24,f).

7.3.2.4. Fus maneton solicitat la torsiune prin efort minim

Eforturile minime care solicită fusul maneton la torsiune, orientate după axa Ox sunt momentul de torsiune la stânga secțiunii M_S și forța tangențială la stânga secțiunii ce generează un moment de torsiune $T_S \cdot R$. Față de centrul secțiunii manetonului, aceste forțe creează momentul de torsiune M_t descris de expresia [4.49]. Valoarea maximă a momentului de torsiune ce solicită fusul maneton este $M_t = 63635,45 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ (tabelul 4.2). Valoarea minimă a momentului de torsiune ce solicită fusul maneton este $M_t = -11550,80 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ (tabelul 4.2).

Eforturile se aplică pe fusul palier din stânga secțiunii (PALIER_1) – figura 7.25.

Pentru aplicarea momentului de torsiune la stânga secțiunii $M_S = -12895,5 \cdot 10^3$ N-mm, se generează o suprafață groasă de 0,001 mm (264 noduri și 220 elemente finite SHELL) pe care se aplică momentul de torsiune, iar forța tangențială $T_S = 7470,4$ N se aplică punctual. La capătul din dreapta al componentului PALIER_2, cotul se încastrează.

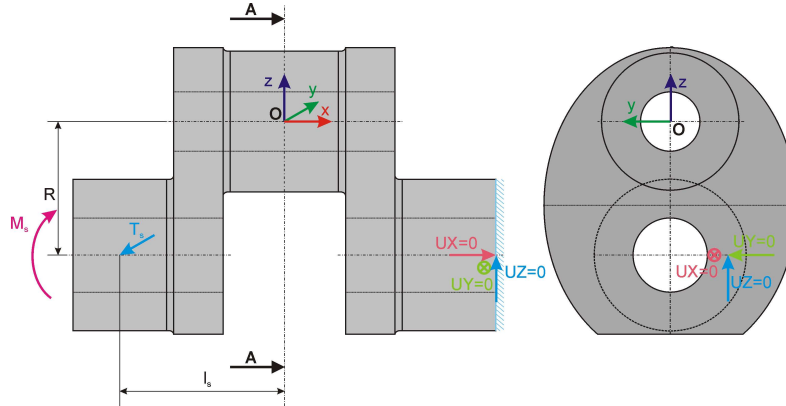
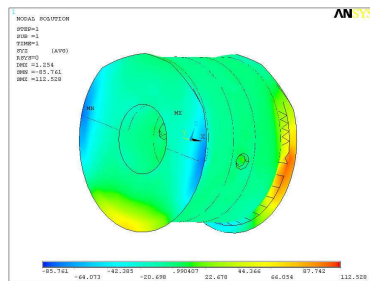


Fig. 7.25. Eforturile minime ce solicită fusul maneton la torsiune

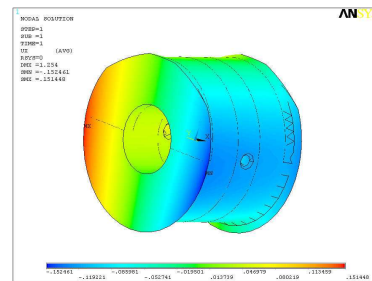
Rezultatele obținute sunt prezentate în figurile următoare. Tensiunea tangențială minim are valoarea $-85,761$ N/mm² și apare la îmbinarea maneton – braț (fig. 7.26,a). Deformația după axa Ox are valoarea 0,15 mm (fig. 7.26,b). Tensiunea tangențială minimă în maneton, în secțiunea anterioară celei care conține orificiul de ungere are valoarea $-23,19$ N/mm² (fig. 7.26,c). După secțiunea cu orificiul de ungere, tensiunea normală are valoarea $-11,2$ N/mm (fig. 7.26,d).

Tensiunea tangențială minimă în secțiunea care conține orificiile de ungere, are valoarea $-17,959$ N/mm² și apare la exteriorul orificiilor de ungere (fig. 7.26,e).

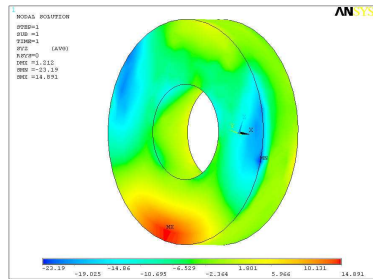
Dacă se elimină elementele finite cu valori maxime, în zona orificiilor de ungere, se obține tensiunea tangențială minimă $-9,65$ N/mm² (fig. 7.26,f).



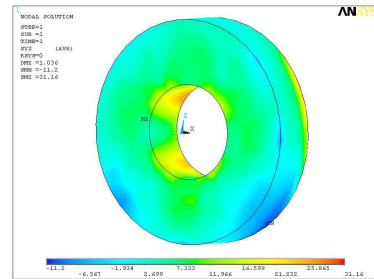
a) Tensiunea maximă τ_{yz} în maneton



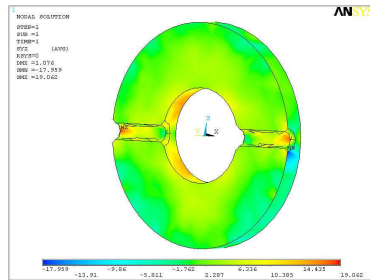
b) Deformația după axa Ox



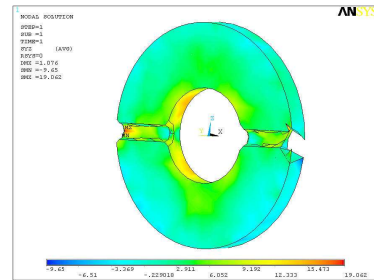
c) Tensiunea minimă τ_{yz} în maneton anterior secțiunii cu orificiile de ungere



d) Tensiunea minimă τ_{yz} în maneton după secțiunii cu orificiile de ungere



e) Tensiunea tangențială în secțiunea cu orificiile de ungere



f) Tensiunea tangențială în secțiunea cu orificiile de ungere, eliminare elemente cu tensiuni minime

Fig. 7.26. Solicitarea manetonului cu momentul de torsiune M_t minim

O comparație a rezultatelor obținute prin metode analitice și cea a elementelor finite este prezentată în tabelul 7.8.

Tabelul 7.8. Tensiunile tangențiale în fusul maneton

Metoda de calcul	Tensiunea τ_{max} [N/mm ²]	Diferența d_{max} [%]	Tensiunea τ_{min} [N/mm ²]	Diferența d_{min} [%]
Analitică	49,62	3,38	-9,01	-7,1
Elemente finite	47,94		-9,65	

Din tabelul anterior, se poate observa convergența rezultatelor analitice și elementelor finite.

7.3.3. Determinarea stării de tensiune și deformații din brațe

7.3.3.1. Braț solicitat prin forță axială și moment încovoietor

Brațul este solicitat la întindere de către forța axială $N = Z_b = M_t - F_{cg}$ – expresia [4.74] și la încovoiere de către momentul încovoietor $M_{bz \max}$ – relația [4.85]. Datorită acestor eforturi, în braț apar tensiuni normale.

Eforturi maxime

În figura 7.27 este prezentat modul de aplicare al forțelor maxime ce solicită brațul la întindere și încovoiere. Eforturile aplicate pe modelul cu elemente finite, conform modelului analitic, sunt $Z_{S \max} = 238166,78 \text{ N}$, $F_{cg} = -38879,52 \text{ N}$ și $Z_b \max = 277046,30 \text{ N}$. La capătul fusului PALIER_2, cotul a fost încastrat.

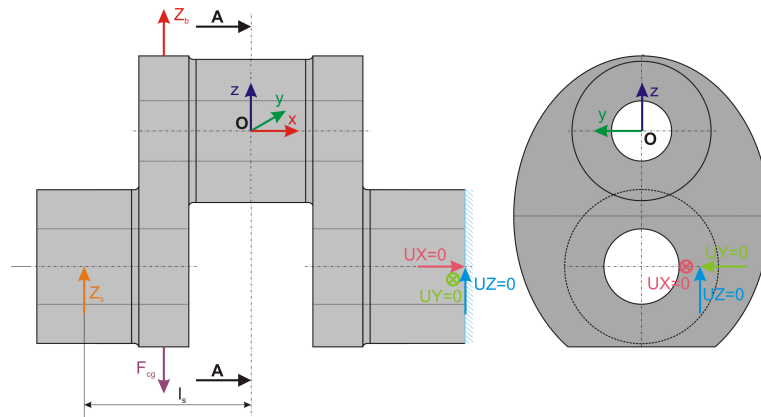


Fig. 7.27. Eforturile maxime ce solicită brațul la întindere și încovoiere

Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 7.28. Tensiunea maximă are valoarea $214,272 \text{ N/mm}^2$ (fig. 7.28,a). Deformația după axa Oz are valoarea $5,221 \text{ mm}$ (fig. 7.28,b). În figura 7.28, c, d, e și f sunt prezentate secțiuni prin volumele care formează brațul.

Se poate observa că, în zona canalelor de ungere, nu apar tensiuni semnificative, față de zonele învecinate, rezultă că acestea nu constituie concentratori de tensiune. Toate rezultatele prezentate în figura 7.27 sunt calculate pe componentul BRAT_1.

Gradientul tensiunilor prezentat în figura 7.28,c, d, e și f confirmă afirmația din capitolul anterior căreia secțiunea periculoasă se află la intersecția/trecerea dintre braț și fusul palier sau chiar fusul maneton. De menționat că, modelul geometric și modelul cu elemente finite respectă desenul de execuție al arborelui, privind racordările din zonele precizate mai sus.

Eforturi minime

În figura 7.29 este prezentat modul de aplicare al forțelor minime ce solicită brațul la întindere și încovoiere. Eforturile aplicate pe modelul cu elemente finite, conform modelului analitic, sunt $Z_{Smin} = -107360,89$ N, $F_{cg} = -38879,52$ N și $Z_{bmax} = -64481,37$ N. La capătul fusului PALIER_2, cotul a fost încastrat.

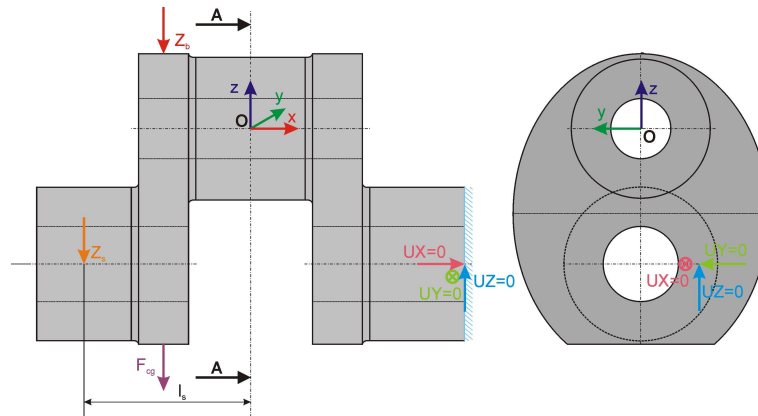


Fig. 7.29. Eforturile minime ce solicită brațul la întindere și încovoiere

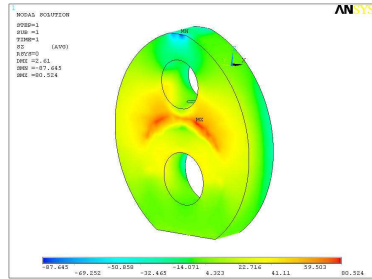
Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 7.30. Tensiunea minimă are valoarea $-87,645$ N/mm² (fig. 7.30,a). Deformația după axa Oz are valoarea $-2,065$ mm (fig. 7.30,b). În figura 7.30, c, d, e și f sunt prezentate secțiuni prin volumele care formează brațul. Se poate observa că, în zona canalelor de ungere, nu apar tensiuni semnificative, față de zonele învecinate, rezultă că acestea nu constituie concentratori de tensiune. Toate rezultatele prezentate în figura 7.30 sunt calculate pe componentul BRAT_1. Gradientul tensiunilor prezentat în figura 7.30,c, d, e și f confirmă afirmația din capitolul anterior căreia secțiunea periculoasă se află la intersecția/trecerea dintre braț și fusul palier sau chiar fusul maneton. De menționat că, modelul geometric și modelul cu elemente finite respectă desenul de execuție al arborelui, privind racordările din zonele precizate mai sus.

O comparație a rezultatelor obținute prin metode analitice și numerice este prezentată în tabelul 7.9.

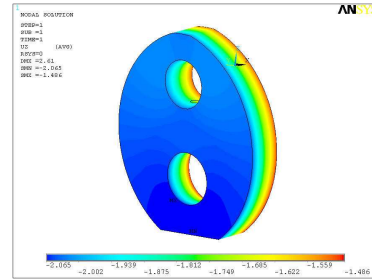
Tabelul 7.9. Tensiunile normale în braț				
Metoda de calcul	Diferența d_{max} [%]	Tensiunea σ_{min} [N/mm ²]	Diferența d_{min} [%]	Diferența d_{max} [%]
Analitică	207,13	-3,45	-90,82	3,50
Elemente finite	214,272		-87,645	

Din rezultatele prezentate mai sus, se poate observa convergența rezultatelor analitice și celor finite.

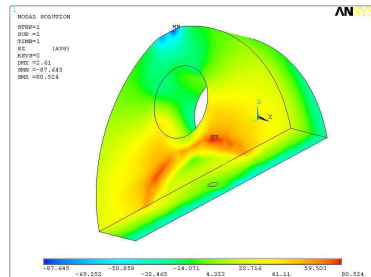
Aplicarea eforturilor pe braț ca forțe concentrate, conduce la apariția unor tensiuni locale mari și de aceea este recomandabil ca acestea să fie aplicate ca și componente pe noduri. Forța de pe fusul palier a fost aplicată concentrat deoarece nu influențează rezultatele calculate în braț.



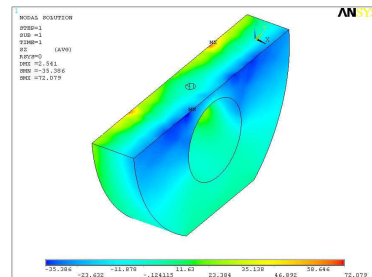
a) Tensiunea normală minimă



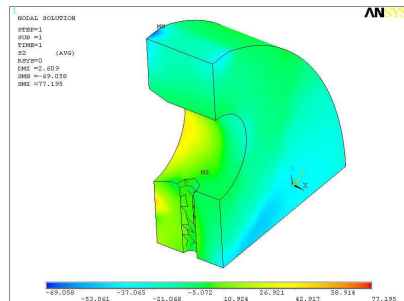
b) Deformația verticală minimă



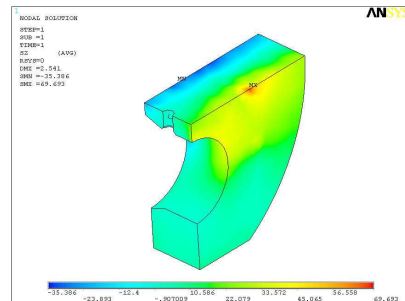
d) Gradientul tensiunilor normale pentru partea superioară, cu prezentare a secțiunii periculoase



d) Gradientul tensiunilor normale pentru partea inferioară cu prezentare a secțiunii periculoase



e) Secțiune prin braț la partea superioară cu prezentare orificiu de ungere



f) Secțiune prin braț la partea inferioară cu prezentare orificiu de ungere

Fig. 7.30. Solicitarea brațului cu eforturi de întindere și încovoiere minime

7.3.3.2. Braț solicitat prin moment de torsiune

Brațul este solicitat la torsiune de către momentul de torsiune $M_T = T_S \cdot a_S$; expresia [4.78]. Datorită acestui efort, în braț apar tensiuni tangențiale.

Efort maxim

În figura 7.31 este prezentat modul de aplicare al forței maxime ce solicită brațul la torsiune. Efortul aplicat pe modelul cu elemente finite, conform modelului analitic, este $T_{S \max} = 1016821,42/0,29$ N deoarece în calculul efectuat prin metode analitice, modulul de rezistență a fost înmulțit cu coeficientul de corecție $\chi_b = 0,29$.

Forța se aplică concentrat deoarece ce urmărește efectul acesteia în braț și ca urmare se poate aplica fără probleme principiul lui Saint-Venant. Pentru o reproducere corectă a torsiunii ce ia naștere în braț, acesta se încastrează pe ariile superioare (fig. 7.31)

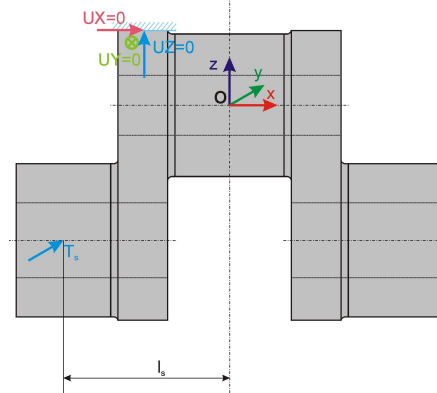


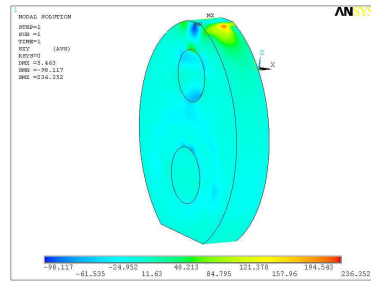
Fig. 7.31. Efortul maxim ce solicită brațul la torsiune

Ca urmare a solicitării brațului la torsiune cu forța $T_{S \max}$ în secțiunea brațului apar tensiuni tangențiale în planul xOy .

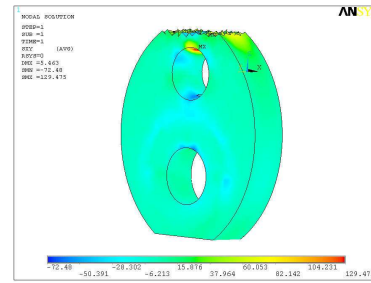
Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 7.32. Tensiunea tangențială maximă are valoarea $236,352$ N/mm² (fig. 7.32,a); valoarea mare a tensiunii pentru partea superioară a brațului este explicabilă, dacă avem în vedere că în acea zonă, brațul este încastrat. Pentru o prezentare realistă a tensiunilor, s-au deselectat elementele situate în jurul încăstrării, rezultatele calculate pe aceste elemente fiind singularități; se observă că în acest caz valoarea tensiunii tangențiale este $129,475$ N/mm² (fig. 7.32,b).

Toate rezultatele prezentate în figura 7.32 sunt calculate pe componentul BRAT_1. În figura 7.32,c este prezentat gradientul tensiunilor tangențiale pentru zona jumătatea superioară a brațului. Tensiunile maxime apar în acest caz în alezajul de la interiorul brațului. Pentru jumătatea superioară a brațului, se poate observa că valoarea tensiunilor tangențiale depășește tensiunea tangențială calculată prin metode analitice ceea ce este firesc deoarece tensiunea calculată prin metode analitice a fost calculată pentru secțiunea transversală maximă a brațului.

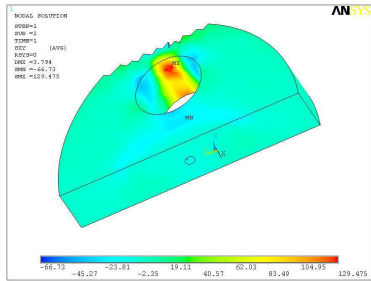
Tensiunea tangențială pentru secțiunea maximă a brațului este prezentată în figura 7.32,d și are valoarea 26,08 N/mm². Se poate observa că, în zona canalelor de ungere, nu apar tensiuni semnificative, față de zonele învecinate, rezultă că acestea nu constituie concentratori de tensiune (fig. 7.32,e și f).



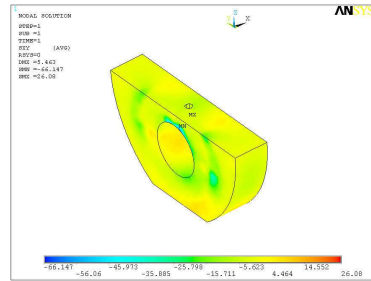
a) Tensiunea tangențială maximă



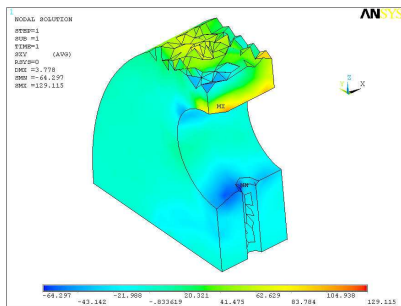
b) Tensiunea tangențială după eliminarea singularităților



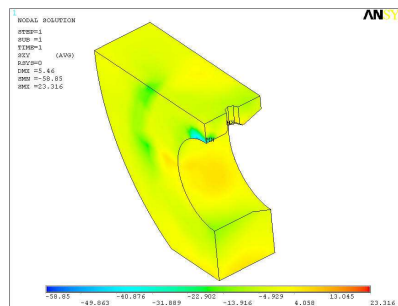
c) Gradientul tensiunilor tangențiale pentru partea superioară, cu prezentare a secțiunii mediane



d) Gradientul tensiunilor tangențiale pentru partea inferioară cu prezentare a secțiunii mediane



e) Secțiune prin braț la partea superioară cu prezentare orificiu de ungere



f) Secțiune prin braț la partea inferioară cu prezentare orificiu de ungere

Fig. 7.32. Solicitarea brațului cu efort de torsiune maxim

Efort minim

În figura 7.33 este prezentat modul de aplicare al forței minime ce solicită brațul la torsiune. Efortul aplicat pe modelul cu elemente finite, conform modelului analitic, este $T_{S \text{ min}} = -21054,8/0,29$ N deoarece în calculul efectuat prin metode analitice, modulul de rezistență a fost înmulțit cu coeficientul de corecție $\chi_b = 0,29$.

Forța se aplică concentrat deoarece ce urmărește efectul acesteia în braț și ca urmare se poate aplica fără probleme principiul lui Saint-Venant.

Pentru o reproducere corectă a torsiunii ce ia naștere în braț, acesta se încastrează pe ariile superioare (fig. 7.33).

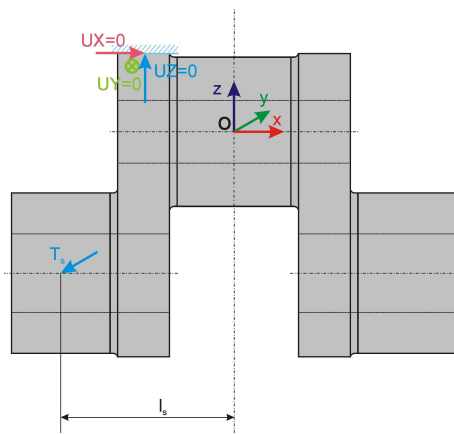
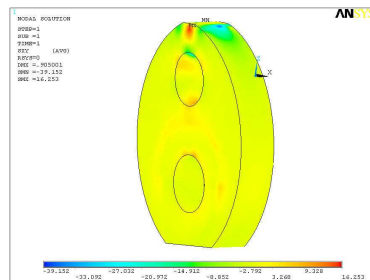
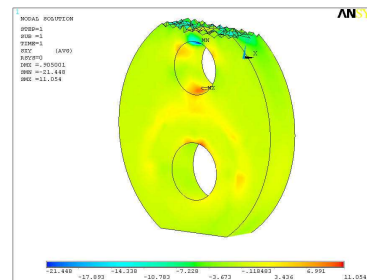


Fig. 7.33. Efortul minim ce solicită brațul la torsiune

Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 7.34.



a) Tensiunea tangențială minimă



b) Tensiunea tangențială după eliminarea singularităților

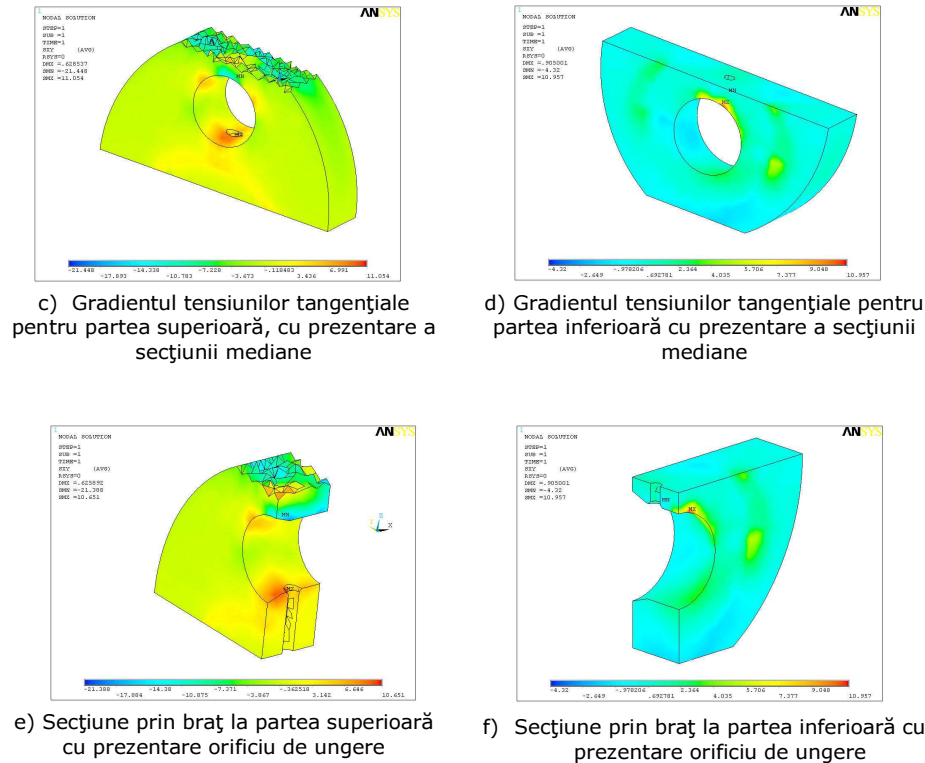


Fig. 7.34. Solicitarea brațului cu efort de torsiune minim

Tensiunea tangențială minimă are valoarea $-39,152 \text{ N/mm}^2$ (fig. 7.34,a); valoarea mare a tensiunii pentru partea superioară a brațului este explicabilă, dacă avem în vedere că în acea zonă, brațul este încastrat. Pentru o prezentare realistă a tensiunilor, s-au deselexat elementele situate în jurul încastrării, rezultatele calculate pe aceste elemente fiind singularități; se observă că în acest caz valoarea tensiunii tangențiale este $-21,448 \text{ N/mm}^2$ (fig. 7.34,b). Pentru jumătatea superioară a brațului, se poate observa că valoarea tensiunilor tangențiale este diferită de valoarea tensiunii tangențiale calculată prin metode analitice ceea ce este firesc deoarece tensiunea calculată prin metode analitice a fost calculată pentru secțiunea transversală maximă a brațului. Tensiunea tangențială pentru secțiunea maximă a brațului este prezentată în figura 7.34,d și are valoarea $-4,32 \text{ N/mm}^2$. Se poate observa că, în zona canalelor de ungere, nu apar tensiuni semnificative, față de zonele învecinate, rezultă că acestea nu constituie concentratori de tensiune (fig. 7.34,e și f).

O comparație a rezultatelor obținute prin metode analitice și numerice este prezentată în tabelul nr. 4.10.

Tabelul 7.10. Tensiunile tangențiale în braț

Metoda de calcul	Tensiunea $\tau_{max} [N/mm^2]$	Diferența $d_{max} [%]$	Tensiunea $\tau_{min} [N/mm^2]$	Diferența $d_{min} [%]$
Analitică	23,49	-11,03	-4,86	11,11
Elemente finite	26,08		-4,32	

Din rezultatele prezentate anterior, se poate observa convergența rezultatelor analitice și elementelor finite.

7.4. Concluzii

Scopul studiului cu elemente finite a fost de a verifica calculul analitic efectuat în capitole anterioare și de a extinde posibilitățile de calcul pe elemente geometrice constitutive ale arborelui cotit, mai ales în locurile unde calculul analitic era dificil de efectuat sau în care rezultatele puteau avea erori, cum ar fi spre exemplu zonele de racordare.

Simulările cu metoda elementelor finite s-au concentrat pe determinarea parametrilor de forță, a tensiunilor și deformațiilor maxime în zonele arborelui cotit în care acesta pot să apară.

Metoda propusă pentru crearea unor suprafețe de grosime foarte mică a fost utilizată cu succes pentru volumele discretizate cu elemente finite de tip SOLID.

Modelul numeric cu elemente finite este conceput și implementat de către autor.

Modelul furnizează date apropiate de cele obținute prin măsurători experimentale, permite eliminarea unor ipoteze simplificatoare și în consecință obținerea unor rezultate mai puțin eronate decât cele furnizate de modelul analitic.

8. Concluzii finale și contribuții personale

8.1. Concluzii finale

Dezvoltarea continuă a tehnicii, caracteristică acestui început de mileniu, face ca exigențele privind calitatea produselor metalurgice și a organelor de mașini procesate din acestea să fie tot mai severe.

În acest sens, găsirea de noi mijloace de procesare care să permită obținerea de produse industriale cu caracteristici mecanice superioare, la un preț scăzut, constituie obiective prioritare pentru industria de procesare a materialelor metalice.

Prezenta lucrare a avut ca scop să analizeze problema durabilității în exploatarea arborilor cotiți de dimensiuni mari, legat de tehnologia lor de execuție și continuitatea fibrajului.

Aceste organe de mașini, formate din coturi și fusuri care se rotesc în jurul axei lor longitudinale, transformă cu ajutorul bielelor sau a culiselor o mișcare rectilinie alternativă, întruna de rotație sau invers. Prin intermediul arborilor cotiți se transmite o putere altor organe de mașini cu care aceștia sunt asamblați, motiv pentru care sunt solicitați la presiuni și frecare pe suprafețele fusurilor, la solicitări de încovoiere, compresiune respectiv întindere, precum și la torsiune și vibrații care pot acționa simultan în diferitele lui secțiuni.

Arborele cotit fiind organul vital al agregatului în care funcționează, complexitatea acestor solicitări condiționează durabilitatea lui în exploatare, motiv pentru care calității și procesării materialelor de execuție și tendințelor noi în privința tehnologiilor de fabricație se acordă atenția cuvenită în prezenta cercetare.

Urmărind acest scop, s-a ajuns în urma cercetărilor la rezultate utile pentru practica industrială, care pot să contribuie la ușurarea muncii în unitățile de prelucrare la cald prin forjare în privința continuității fibrajului la arboreii cotiți de dimensiuni mari, de programare și control de calitate, precum și în cadrul unităților de elaborare a oțelurilor.

În prima parte a lucrării se menționează că cei mai mari arbori cotiți sunt utilizați pentru motoare cu autoaprindere marine de mare putere.

Un alt domeniu destul de răspândit de utilizare a arborilor cotiți este cel al mașinilor generatoare: pompe cu piston și compresoare cu piston. De asemenea, arboreii cotiți de tip greu se mai folosesc la presele cu manivelă din atelierele de forje.

Din analiza efectuată, principala concluzie care se desprinde este aceea că structura lingourilor destinate pentru forjarea arborilor cotiți de dimensiuni mari este determinată aproape în întregime de gradul de dezoxidare a oțelului turnat, iar diversele tipuri de oțeluri folosite, necesită tehnici de elaborare și dezoxidare diferite.

Se evidențiază efectele degazării sub vid a oțelului pentru lingouri mari de forjă, se analizează tehnologia turnării sub vid și factorii care influențează eficiența eliminării gazelor.

Siguranța în exploatarea arborilor cotiți de dimensiuni mari depinde în afară de calitatea materialului și de o dimensionare corectă în sensul alegerii formei optime stabilită pe cale experimentală, pentru care concentrările de tensiuni în zonele periclitate ale arborelui să fie minime, sau combaterea eficace a vibrațiilor de torsiune și încovoiere, pentru toate intervalele de turații la care este utilizată mașina.

La alegerea formelor optime trebuie să se țină seama și de procesul tehnologic de fabricație a arborilor cotiți, deoarece nu toate formele geometrice se pot obține atât prin turnare, cât și prin forjare.

Factorul geometric trebuie analizat în special la proiectarea arborilor cotiți de dimensiuni mari, mai ales arborii cotiți utilizați la motoarele navale, unde deformațiile pot să fie atât de mari încât să provoace rupturi la încovoiere.

În privința tehnologiei de fabricație se impune matrițarea în locul forjării libere, deoarece prin forjare structura fibroasă este oarecum întreruptă la brațele arborelui, slăbind și mai mult această parte atât de sensibilă. La forjarea cu structură fibroasă continuă, prin repetate refulări și întinderi se obține un grad ridicat de coroiaj, care se poate aplica fără risc, întrucât direcția solicitărilor corespunde cu direcția structurii fibroase și, ca urmare rezultă o rezistență mare la oboseală.

Prin acest procedeu se obține un arbore cotit cu o structură fibroasă bună chiar și în zona solicitărilor maxime și cu incluziunile intercrystaline situate în partea centrală, unde solicitările sunt minime.

Partea a doua a lucrării este consacrată cercetărilor experimentale cu privire la:

- influența structurii asupra calității și durabilității arborilor cotiți în exploatare;
- cercetarea solicitărilor din arborii cotiți de dimensiuni mari;
- modelarea solicitărilor în arborii cotiți prin metoda elementelor finite.

Arborii cotiți cercetați în prezenta lucrare în număr de 10 bucăți au fost puși la dispoziție de U.C.M. Reșița și unitățile de forjă cu care Reșița colaborează, experimentările fiind efectuate în condiții industriale la societatea amintită.

Experimentările efectuate lămuresc problema comportării arborilor cotiți la solicitările de exploatare, cu luarea în considerare a defectelor longitudinale existente. S-a clarificat de asemenea, structura materialului metalic în locurile de amorsare a rupturilor de oboseală, stabilindu-se cauzele și modul lor de propagare.

Pe baza microgafiilor comparative s-au studiat și stabilit influența microstructurii asupra comportării arborilor cotiți la solicitările complexe din exploatare.

Au fost cercetați arbori cotiți fără defecte, și alții cu defecte superficiale, ceea ce a permis studierea influenței defectelor asupra solicitării admisibile și poziției locului rupturii.

Defectele arborilor încercați au fost în majoritatea cazurilor defecte longitudinale, numai într-un singur caz a existat într-o racordare un defect transversal. S-a constatat că aproape în toate cazurile, rupturile de oboseală au pornit din racordările fusurilor și nu din defectele de suprafață semnalate. Au existat cazuri unde s-au rupt numai fusurile, sau cazuri unde la ruptură au participat racordările din brațele de manivelă în măsură mai mică sau mai mare.

La încercările de încovoiere, rupturile de oboseală au atins numai brațele manivelor, rezultând faptul că arborii cotiți studiați au avut brațele ca punctele cele mai slabe. La încercările de încovoiere, rezistența la oboseală a fost de 6...12% din rezistența la tracțiune.

Arborii cotiți cercetați au fost din oțel, în două cazuri din oțel cu slab conținut de crom, iar într-un singur caz din oțel aliat cu Cr - Ni - Mo.

Compozițiile chimice ale acestora pot fi considerate satisfăcătoare din punctul de vedere al rezistenței la oboseală, deși în prezent se utilizează preponderent oțeluri aliate cu crom - nichel - molibden și conținut scăzut de fosfor (sub 0,025%).

Tratamentele termice, recoacerea sau normalizarea sunt cele mai indicate pentru obținerea unui material nu prea dur dar rezistent la oboseală.

Duritatea materialului a fost în general scăzută, fiind foarte indicată pentru fusuri și brațe.

În toate cazurile analizate, a rezultat concluzia că factorul preponderent care a cauzat ruperea a fost determinat de o forjare defectuoasă, efectuată fără a ține seama de uzinajul ulterior. În zonele unde continuitatea fibrajului a fost deranjată prin uzinare, s-a creat posibilitatea ruperii progresive care împreună cu alți factori a dus la ruperea arborilor cotiți.

Pentru remedierea acestui neajuns, s-a considerat oportună aplicarea variantei tehnologice propuse de autor, care constă din presarea găturilor semifabricatului inițial, în loc de obținerea prin strunjire a acestuia.

Cercetarea solicitărilor din arborii cotiți prin metode tensometrice a evidențiat valoarea tensiunilor de încovoiere pe fusuri și brațe de manivelă. De asemenea, au fost determinate valoric vârfurile de solicitări care constituie amorse de declanșare a rupturilor de oboseală, efectuându-se și o cercetare metalografică a structurii în zona rupturilor respective. S-a stabilit că vârfurile de solicitări care se formează la racordări, sunt de cca. 3 ori mai mari decât solicitările din brațele manivelor.

Simulările cu metoda elementelor finite au avut ca scop extinderea posibilităților de calcul pe elemente geometrice constitutive ale arborelui cotit, mai ales în locurile unde calculul analitic era dificil de efectuat, sau în care rezultatele puteau avea erori, cum ar fi zonele de racordare.

Simulările cu metoda elementelor finite s-au concentrat pe determinarea parametrilor de forță, a tensiunilor și deformațiilor maxime în zonele arborelui cotit unde acestea pot să apară.

Metoda propusă pentru crearea unor suprafețe de grosime foarte mică a fost utilizată cu succes pentru volumele discretizate cu elemente finite de tip SOLID.

Modelul numeric cu elemente finite este conceput și implementat de către autor. Modelul furnizează date apropiate de cele obținute prin măsurători experimentale, permite eliminarea unor ipoteze simplificatoare și în consecință obținerea unor rezultate mai puțin eronate decât cele furnizate de modelul analitic.

8.2. Contribuții personale

În cadrul tezei de doctorat: „ Influența structurii arborilor cotiți de dimensiuni mari, asupra durabilității lor în exploatare”, contribuția personală a autorului constă în:

1. Realizarea unei sinteze, pe baza unui studiu cuprinzând un număr important de repere bibliografice și informații culese din rețeaua Internet, a problematicii modelării și simulării fenomenelor de solicitare în exploatare a arborilor cotiți de dimensiuni mari.

2. Expunerea clară și concisă a fundamentelor teoretice privitoare la fenomenele complexe de solicitare în exploatare a arborilor cotiți de dimensiuni mari.

3. Extragerea din literatura de specialitate a problemelor teoretice esențiale legate de metodele numerice utilizate în lucrare.

4. Îmbunătățiri aduse tehnologiei de fabricație a arborilor cotiți de dimensiuni mari prin asigurarea unei continuități a fibrajului și la brațele acestuia prin repetate refulări și întinderi, ceea ce are ca efect obținerea unui grad ridicat de coroaiaj și creșterea rezistenței la oboseală.

5. Cercetarea durabilității în exploatarea arborilor cotiți de dimensiuni mari funcție de factori tehnologici solicitanți și corelarea cu structura materialului aferentă locurilor de amorsare a rupturilor de oboseală. Stabilirea cauzelor și a modului de propagare a rupturilor.

6. Studierea și stabilirea pe baza micrografilor comparative a influenței microstructurii asupra comportării arborilor cotiți de dimensiuni mari la solicitările complexe din exploatare.

7. Stabilirea valorică prin cercetări tensometrice a vârfurilor de solicitări care constituie amorse de declanșare a rupturilor de oboseală la arborii cotiți, corelat cu structura materialului din zonele respective.

8. Conceperea și implementarea modelului numeric cu elemente finite pentru arbori cotiți. Modelul furnizează date apropiate de cele obținute prin măsurători experimentale, permite eliminarea unor ipoteze simplificatoare și în consecință obținerea unor rezultate mai puțin eronate decât cele furnizate de modelul analitic.

9. Extinderea prin metoda elementelor finite a posibilităților de calcul pe elemente geometrice constitutive ale arborelui cotit, mai ales în locurile unde calculul analitic este dificil de efectuat, sau în care rezultatele pot avea erori, după cum sunt zonele de racordare.

10. Simulările cu metoda elementelor finite s-au concentrat pe determinarea parametrilor de forță, a tensiunilor și deformațiilor maxime în zonele arborelui cotit de dimensiuni mari, unde acestea pot să apară. Metoda propusă de autor pentru crearea unor suprafețe de grosime foarte mică a fost utilizată cu succes pentru volumele discretizate cu elemente finite de tip SOLID.

BIBLIOGRAFIE

1. A. Popa, A. Somcuteanu, A. Rîpeanu, I. Trebonius., *Arbori cotiți*. Editura tehnică, București, 1960.
2. Atanasiu C., Dinu G., *Elemente de rezistența materialelor*, Editura Printech, ISBN 973-718-447-5, 978-973-718-447-4, București 2006.
3. A. Nanu, L. Coman., *Punct de vedere asupra teoriei deformației plastice cu fibraj continuu a arborilor cotiți.*, Cercetări metalurgice ,1970, p. 477... 486.
4. A. Nanu, L. Coman., *Metoda de calcul a forțelor de presare la forjarea cu fibraj continuu a arborilor cotiți mari.*, Buletin șt. și tehnic IPT,1970, p. 107...115, 251... 257.
5. Berbente C., Mitran S., Zancu S., *Metode numerice*, Editura Tehnică, ISBN 973-31-1135-X, București, 1998.
6. Bejan M., *Rezistența Materialelor*, vol. I, Editura AGIR,ISBN 973-8466 - 12-1, București, 2005.
7. Bejan M., *Rezistența Materialelor*, vol. II, Editura AGIR,ISBN 973-86710 -1-9, București, 2006.
8. Bejan M., *Unități de măsură*, Editura Echinox, ISBN 973-9114-50-9 Cluj Napoca,1996.
9. Berindean, *Dinamica motoarelor cu ardere internă*. Timișoara, Litografia învățământului ,1985.
10. Biezeno C., Grammel R., *Technische Dynamik, Band II*, Zweite Auflage, Berlin, Springer Verlag,1953.
11. Bonta D., *Locomotiva diesel electrică 060-DA-2100 CP*, Editura ASAB, ISBN 973-86010-0-2, București, 2003.
12. Buchanan G. R., *Finite element analysis*, The McGreaw Hill Companies Inc., ISBN 0-07-008714-8, Ryerson, Canada, 1995.
13. Bussien., *Automobiltechnisches Handbuch.*, Berlin B.I.,1695.
14. Buzdugan Gh., Fetcu L., Radeș M., *Vibrațiile sistemelor mecanice.*, București, Editura Academiei Republicii Socialiste România ,1975.
15. Buzdugan Gh., Mihăilescu E., Radeș M., *Măsurarea vibrațiilor.*,București, Editura Academiei Republicii Socialiste România,1979.

16. Calder N., *Marine Diesel Engine*, CRC-Press, ISBN 1566701309, 1997.
17. Cartiș I, - *Tratamente termice*, Facla, 1982.
18. Chapra S.C., Canale R.P., *Numerical methods for engineers*, 5rd ed. McGraw – Hill, ISBN 0-07-243193-8, New York, S.U.A., 2006.
19. Ciaclov D., *Mecanica ruperii materialelor.*, București, Editura Academiei Republicii Socialiste România,1977.
20. Ciliberto G., Macitta R., *Equilibrage d' un série des moteurs ferroviaires à régime de rotation élevé..* p.11 - 8. Int. Comb. Eng. Conf. Bucharest,1967.
21. Klimov V., *Încercarea motoarelor diesel de tracțiune feroviară*, Editura Transporturilor și telecomunicațiilor, București 1962.
22. *Crankshafts*. Vol. 28, Diesel and Gas Engine Catalog National Forge.
23. Crețu, A., Abrudan, C., Bal, N., Bejan, M., Hărdău, M., Istrate, M., Suciuc M., *Tensiuni ... Stresses ... Contraintes ...*, Editura MEDIAMIRA, ISBN 973-9358-89-6, Cluj Napoca, 2001.
24. Curtu I., Bit C., *Rezistența materialelor și teoria elasticității*, părțile I-IV, Editura Universității Transilvania din Brașov, 2000 ÷ 2005.
25. Daniel AMARIEI, Nadia POTOCEANU, Cristian FĂNICĂ; *Metodă de îmbunătățire a durității suprafețelor prin tratamente termice aplicate cu laser oțelurilor inox*; ISSN 2067 – 7138, An IX, vol. 16/2009, A IX-a Conferință multidisciplinară – cu participare internațională, SEBEȘ, 2009.
26. Dumitru I., Neguț N., *Elemente de elasticitate, plasticitate și rezistența materialelor*, Editura Politehnica Timișoara, ISBN 973-625-059-8, Timișoara, 2003.
27. E. Amedick., *Zur Formgebung und Beanspruchung von Grosskurbelwellen*, Stahl und Eisen (1967), S. 1189 .. 1198 .
28. F. Tychowski., *Forgeage de grads vilebrequins*. Journées Internationales de la Grosse Forge., Paris (1963) p. 217...224.
29. Faur N., *Elemente finite fundamentate*, Editura Politehnica Timișoara, ISBN 973-8247-98-5, Timișoara, 2002.
30. Faur N., *Mecanica Materialelor, Noțiuni Fundamentale Statică, Solicitări Simple*, Editura Politehnica, Timișoara, 2005.
31. Fănică C., Ioan Ilca, *Considerations on forging with continuous fibrous structure and the determination of large crankshafts fatigue strength*, Metalurgia Internațional, nr.6 – 2012, ISSN 1582 - 2214.
32. Fănică C., Ioan Ilca, Nadia Potoceanu, *Considerations on stress modelling in the crankshafts through finite element method*, Metalurgia Internațional, nr.6 – 2012, ISSN 1582 - 2214.

33. Fănică C., „*Simulare numerică tridimensională a tensiunilor și deformărilor remanente pentru procesul de călire prin curenți de inducție a arborilor cotiți*”, XIII-a Conferință Națională de Termotehnică cu participare internațională, Reșița, 2003, Revistă de specialitate a UEMR, ISSN 1453-7394.
34. Frunzăverde D., *Tratamente termice*,. Curs pentru studenți, Editura InterGraf, Reșița, 2001.
35. Frunzăverde D., *Metalografie practică*,. Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2007.
36. Gârbea D., *Analiză cu elemente finite*, Editura Tehnică, ISBN 973-31-0211-3, București, 1990.
37. Gere J. M., Goodno B. J., *Mechanics of materials*, 7th ed., Cengage Learning Services Ltd, ISBN 0-534-55397, Andover Marea Britanie, 2009.
38. Gere J. M., Timoshenko S. P., *Mechanics of materials*, 4th ed., PWS Pub Co, ISBN 978-0534-934293, Boston, S.U.A., 1997.
39. Geru N., *Metalurgie fizică*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
40. Gillich, R. G., *Dinamica Mașinilor. Modelarea sistemelor tehnice*, Editura AGIR, București, 2003.
41. H. Robra., *Forging crankshafts by the Schloemann method*. Metal Forming, Jan .1968, p. 11...14.
42. Hadăr A., Constantinescu I. N., Gheorghiu H., Cotet C. E., *Modelare și modele pentru calcule în ingineria mecanică*, Editura Printech, ISBN 978-973-178-759-8, București, 2007.
43. Hatch M. R., *Vibration Simulation using Matlab and Ansys*, CRC Press LLC, ISBN 1-58488-205-0, Boca Raton S.U.A., 2001.
44. Hoffman J. D., *Numerical Methods For Engineer And Scientists*, Marcel Dekker, ISBN 0-8247-0443-6, New York, S.U.A., 2001.
45. Huebner K. H., Dewhirst D. L., Smith D. E., Byrom T. G., *The finite element method for engineers*, 4th ed., John Wiley & Sons, ISBN 0-471-37078-9, New York, S.U.A., 2001.
46. Ianici S., *Organe de Mașini*, Editura “Eftimie Murgu” Reșița, 2002.
47. Ilca I., *Solution for heating the quality steel grade ingot for forging*, “Transactions of the Indian Institute of Metals”, ISSN 0019 – 493X, Calcuta, India, vol. 62, nr.5 iuly-sept. 2010, pag. 52-58.
48. Ilca I., *Optimization of the thermal treatment technologies for the cast hyper eutectoid steel rolls*, Metalurgia Internațional, nr.3, 2005, pag. 48.

49. Ilca I., *Cercetarea presiunii de contact utilizând scheme tensometrice fără amplificare*, Al III-lea Simpozion Național de tensometrie cu participare Internațională, Timișoara, 1983, pag.146.
50. Ilca I., *Cercetări cu privire la îmbunătățirea structurii lingourilor mari de forjă*, „Conferința științifică Națională aniversară 125 ani de învățământ Metalurgic Românesc”, 2000, București, pag.36.
51. Ilca I., *Contribuții privind îmbunătățirea lingourilor mari de forjă*, Conferința Națională de Metalurgie și Știința Materialelor, 20-21 sept. 2001, București, pag.106.
52. Ilca I., Hepuț T., *Cu privire la influența regimului de forjare asupra structurii și caracteristicilor calitative ale oțelurilor de calitate*, vol.I: Tehnologii și utilaje noi pentru prelucrări la cald, Univ. din Brașov, 27-28 sept., 1983, pag.15.
53. Kritzer ,R., *Zur Berechnung der Formzahlen von Kurbelwellen*. M.T.Z.,12, 1962.
54. L. Coman., *Forgeage des vilebrequins avec fibrage continu*, Comptes rendus de la conférence technologique à Prague, 1961.
55. L. Coman., *Contribuții la forjarea cu fibraj continuu a arborilor cotiți mari.*, Teză de doctorat, I.P.T.,1970.
56. L. Coman., *Determinarea experimentală a forței de presare necesară la forjarea cu fibraj continuu a arborilor cotiți mari.*, Buletinul ICPEHR nr.3, 1970, p. 28 - 29.
57. Lange G., *Systematische Beurteilung technischer Schadensfälle*, 5. Auflage, Deutsche Gesellschaft für Materialkunde, Wiley-VCH,2001.
58. Leikin, A.S., *Končentrĭja napriajenii v galteliah kolenciatih valov*. Vestnic Mašinostroenia, 5, 1960.
59. Leondes T. C., *Structural computational techniques and optimization, finite element analysis (FEA) techniques*, Gordon and Breach Science Publishers, ISBN 90-5699-643-6, Amsterdam, Olanda, 1998.
60. Lepi S. M., *Practical guide to finite elements, a solid mechanics approach*, Marcel Dekker Inc., ISBN 0-8247-0075-9, New York, S.U.A., 1998.
61. Macneal R. H., *Finite elements: their design and performance*, Marcel Dekker Inc., ISBN 0-8247-9162-2, New York, S.U.A., 1994.
62. Madenci E., Guven I., *The finite element method and application in engineering using Ansys*, Springer Science Business media LLC, ISBN 0 - 387-28289-0, New York, S.U.A., 2006.

63. Manea, C. și Năstase, M., *Cinematica și dinamica motoarelor de tracțiune*. București, Ed. A.M.T., 1967.
64. Marin C., Hadăr A., Popa I. F., Albu L., *Modelarea cu elemente finite a structurilor mecanice*, Editura Academiei Române, București, 2003.
65. Mănescu T. Ș., Jiga G., Zaharia N. L., Bîtea C. V., *Noțiuni fundamentale de rezistența materialelor și teoria elasticității*, Editura „Eftimie Murgu”, ISBN 978-973-1906-67-6, Reșița, 2010.
66. Mănescu T. Ș., Jiga G., Zaharia N. L., Bîtea C. V., *Noțiuni fundamentale de rezistența materialelor*, Editura „Eftimie Murgu” Orizonturi tehnice, ISBN 973-8286-79-4, Reșița, 2008.
67. Mihăilescu D., *Locomotive și trenuri electrice cu motoare de tracțiune asincrone*, Editura Didactică și Pedagogică, ISBN 973-30-5972, București, 1997.
68. Mitelea I., Budău V., *Studiul metalelor. Îndreptar tehnic*, Ed. Facla, Timișoara, 1987.
69. Mollenhauer K., Tschoeke H., *Handbook of diesel engine*, Springer-Verlag Heidelberg, ISBN 978-3-540-89082-9, Berlin, Germania, 2010.
70. N. Nishihara. *Forging of Large Crankshafts in Japan*. Kobe Steel Works Ltd. Kobe (Japan).
71. Năstăsescu V., *Analiza neliniară a structurilor mecanice prin metoda elementelor finite*, Editura Academiei Tehnice Militare, București, 2002.
72. Negurescu N., Pană C., Popa M. G., *Motoare termice cu ardere internă. Procese*, Editura Matrix Rom SRL, ISBN XXXX, București, 1995.
73. Nèmec, K.J., *Teoretische und Experimentelle Forschung der Visk.*, p. 11 - 13. Inst. Comb. Eng. Conf. Bucharest, 1967.
74. Pană C., Popa M. G., Negurescu N., *Motoare cu ardere internă, cinematică, dinamică, echilibraj*, Editura Matrix Rom, ISBN 973-9254-47-0, București, 1997.
75. Ponimariov, S.D., ș.a. *Calculul de rezistență în construcția de mașini*. Vol. 3 București, Editura tehnică, 1964.
76. Popa, B. ș.a., *Arbori cotiți*. București, Editura tehnică, 1964.
77. Popa M. G., Negurescu N., Pană C., *Motoare diesel. Procese*, Editura Matrix Rom SRL ISBN 973-685-621-6, București, 2003.
78. R. M. Spencer., *Forming Heavy Crankshafts*. Mechanical Engineering, June (1962), p. 52...55.

79. Radu N., *Rezistența Materialelor și Elemente de Teoria Elasticității*, vol. 1 și 2, Editura Universității „Transilvania” Brașov, ISBN 973-9474-37-3, Brașov, 2002.
80. Rakopoulos C. D., Giakoumis E. G., *Diesel Engine Transient Operation: Principles of Operation and Simulation Analysis*, Springer-Verlag Heidelberg, ISBN 978-1-84882-374-7, Berlin, Germania 2009.
81. Rădoi, C. și Deciu ,E. *Mecanica. Dinamica*. Bucuresti, Editura didactică și pedagogică,1974.
82. Rădoi, M., Deciu ,E., Voiculescu, D. *Elemente de vibrații mecanice*. București, Editura tehnică ,1973.
83. Rădulescu M., *Studiul metalelor*, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1982.
84. Rădulescu M. și colab., *Atlas metalografic*, Ed. Tehnică,București,1972.
85. Ripianu, A., Crăciun. I. *Osii, arbori drepți și arbori cotiți*. București, Editura tehnică ,1977.
86. Rusu O., Teodorescu M., Lașcu-Simion N., *Oboseala metalelor - Baze de calcul*, vol. 1, Editura Tehnică, București, 1992.
87. Rusu O., Teodorescu M., *Oboseala metalelor – Aplicații inginerești*, vol. 2, Editura Tehnică, București, 1992.
88. Tiberiu Ștefan MĂNESCU, Nicușor Laurențiu ZAHARIA, Cristian FĂNICĂ; *Simularea încercării de compresiune pe tampane la un vagon cisternă cu ajutorul metodelor numerice*, ISSN 2067 – 7138, An X, vol. 17/2010, A X-a Conferință multidisciplinară – cu participare internațională, SEBEȘ, 2010.
89. Tiberiu Ștefan MĂNESCU, Nicușor Laurențiu ZAHARIA, Tiberiu MĂNESCU jr., Cristian FĂNICĂ; *Experimental stress analysis at railway tank wagon, asymmetric results comparing*; 27th Danubia – Adria Symposium on Advances in Experimental Mechanics, September 22-25, 2010, Wroclaw University of Technology Wroclaw/Poland.
90. S. Ammareller, P. Grün., *Stähle für grössere Schmiedestücke Stahl und Eisen* 72 (1952), nr.12, S. 653 ... 662.
91. Schmidt, F. *Beanspruchung und Festigkeit von grösseren Kurbewellen*. M.T.Z., 2,1967.
92. Schrón, H., *Die dynamik der Verbrennungskraftmaschinen*. Wien, Springer Verlag, 1947.
93. Schumann H., *Metalographie*, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1991.

94. Stecikin, B.S. *Indicatorenaia diagrama*. Moskva, Acad. Naul SSSR, 1960.
95. Sorohan Ș., Constantinescu I.N., *Practica modelării și analizei cu elemente finite*, Editura Politehnica Press, București, 2003.
96. Stolarski T., Nakasone Y., Yoshimoto S., *Engineering With Ansys Software*, ISBN 0-7506-6875-X, Elsevier Butterworth – Heinemann, Oxford, Marea Britanie, 2006.
97. T. Rut., *Nouveau procédé de matriçage des vilebrequins*. Technique Polonaise nr.6 (1969), 1416.
98. Terskih, V. P., *Rasciot krutilnîh kolebanii silovîh ustanovok*. Tom.1...3. Moskva, Maşghiz, 1953.
99. Theocaris, P.S. ș.a. *Analiza experimentală a tensiunilor*. București. Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1979.
100. Timoshenko, S., *Théorie des vibrations*. Paris - Liège, Béranger, 1974.
101. Tuzu C., Moțoiu C., *Motoare diesel*, Editura tehnică, București 1971.
102. Jighiliu M., Popovici E., Mihăilescu N., *Locomotive diesel, Construcția, calculul și reparația*, vol. I și II Ministerul Transporturilor și Telecomunicațiilor - Centrul de Documentare și Publicații Tehnice, București 1971.
103. Vihert, M.M. ș.a., *Konstrukția i rasciot autotraktornîh dvigatelei* Moskva, Maşghiz, 1957.
104. Vihert, M.M. ș.a., *Konstrukția i rasciot autotraktornîh dvigatelei*. Moskva. Maşino stroenie, 1964.
105. Weaver W. Jr., Timoshenko S. P., Young D. H., *Vibration problems in engineering*, 5th ed., John Wiley & Sons, ISBN 0-471-63228-7, New York, S.U.A., 1990.
106. Wilson, W. Ker., *Practical solution of torsional vibration problems*. Vol.1, 2. New -York, John Wiley and Sons Inc., 1963.
107. Z. Muller., *Influența tehnologiei de prelucrare la cald și la rece asupra durabilității arborilor cotiți*. Metalurgia și Construcția de mașini, nr.3, 1958, p. 197...204.
108. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., *The Finite Element Method, Fifth Edition*, Butterworth - Heinemann, ISBN 978-0-7506-5049-6, Oxford, Marea Britanie, 2000.
109. ***LDH 1250 CP, *Îndrumător de exploatare*, Editura Asab, ISBN 973-7725-05-0, București, 2006.

110. ****LDE 2100 CP, Îndrumător de exploatare*, Editura Asab, ISBN 973-7725-07-7, București, 2006.
111. ****Mecanica teoretică*. Sub red. Vîlcovici, V., Bălan, Șt., Voinea, R., București, Editura tehnică, 1959.
112. ****Motoare diesel*, Sub red. Vanșeidt, V.A. București. Editura tehnică, 1959.
113. ****Șocuri și vibrații*. Vol.1...3. Red Harris, C.M., Crede, C. E. București. Editura tehnică, 1968 -1969.
114. <http://www.ucmr.ro/>
115. <http://www.wartsila.com/>
116. <http://www.deltahawkengines.com/>
117. www.engineershandbook.com