

**UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE REZISTENȚA MATERIALELOR**

Ing. ADRIANA ȘTEFĂNESCU

**STUDII ASUPRA DURATEI DE VIAȚĂ
A ELEMENTELOR DE REZISTENȚĂ, CU APLICAȚII
ÎN DOMENIUL MANIPULĂRII CĂRBUNELUI**

TEZĂ DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALA
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

6-4 (57
369 B

**Conducător științific
Prof.dr.Eur.ing. TIBERIU BABEU**

2002

CUPRINS

CAP.1. INTRODUCERE	5
1.1. STRUCTURAREA LUCRĂRII	5
1.2. CONSIDERAȚII PRIVIND STABILIREA DURATEI DE VIAȚĂ A UTILAJELOR GRELE	6
CAP. 2. CONSIDERAȚII PRIVIND EVALUAREA DURATEI DE VIAȚĂ LA ÎNCĂRCĂRI CU SARCINI UNIAXIALE VARIABLE ÎN TIMP	11
2.1. DEFINIREA GENERALĂ A FUNCȚIEI DEGRADĂRII	11
2.2. EVALUAREA BAZATĂ PE TENSIUNE	12
2.3. EVALUAREA BAZATĂ PE DEFORMAȚIE	14
2.4. EVALUAREA BAZATĂ PE ENERGIE	16
2.4.1 EVALUAREA ENERGIEI DE HISTEREZIS	17
2.4.2. STUDII ASUPRA ENERGIEI DE DEFORMARE PLASTICĂ	18
2.4.3 CALCULUL ENERGIEI DE DEFORMAREE TOTALĂ	21
2.5. CUMULAREA DEGRADĂRILOR	24
2.5.1. CONCEPTUL GENERAL ASUPRA CUMULĂRII DEGRADĂRII LA SOLICITĂRI VARIABLE	24
2.5.2 APLICAREA CONCEPTULUI DEGRADĂRII LA SPECTRE DE SOLICITARE CU MAI MULTE NIVELE	26
2.5.3 SPECIFICAREA FUNCȚIEI DE DEGRADARE	29
2.5.4. DETERMINAREA CURBEI DE DEGRADARE CRITICĂ	34
2.5.5 OBSERVAȚII ASUPRA VARIABLEI DE CONTROL A DEGRADĂRII, ψ	35
2.6. OBOSEALA DEPENDENTĂ DE TEMPERATURĂ ȘI MEDIU	36
2.6.1 INFLUENȚA FORMEI CICLULUI DE SOLICITARE	37
2.6.2 METODE DE STABILIRE A DURATEI DE VIAȚĂ	38
2.7 DEFINIREA MECANISMULUI DEGRADĂRII CA FUNCȚIE DEPENDENTĂ DE TIMP	41
2.8 INFLUENȚA MEDIULUI ASUPRA INIȚIERII FISURII ȘI ASUPRA DURATEI DE VIAȚĂ LA OBOSEALĂ	46
2.8.1. CORELAREA INFLUENȚEI MEDIULUI CU ENERGIA DE DEFORMARE PLASTICĂ	48

2.9. INFLUENȚA TENSIUNII MEDII ȘI CURGERII CICLICE ASUPRA DURATEI DE VIAȚĂ LA OBOSEALĂ	50
2.9.1. DEFINIREA UNUI CRITERIU DE OBOSEALĂ CARE IA ÎN CONSIDERARE INFLUENȚA TENSIUNII MEDII ȘI A CURGERII CICLICE ȘI CURGERII CICLICE	51
CAP. 3. – CONSIDERAȚII GENERALE PRIVIND EXCAVATOARELE PORT CUPE. METODE DE EXCAVARE	54
3.1 SCURT ISTORIC	54
3.2. DEFINIREA MASELOR COMPONENTELOR EXCAVATOARELOR	59
3.3. PRINCIPII GENERALE DE FUNCȚIONARE A EXCAVATOARELOR CU ROTOR PORT CUPE	60
3.3.1. EXCAVATOR CU ROTOR PORT CUPE CU BRAȚ EXTENSIBIL	62
3.3.2. EXCAVATOR CU ROTOR PORT CUPE FĂRĂ BRAȚ TELESCOPIC	64
3.3.3. METODE DE EXCAVARE A BLOCURILOR DE MATERIAL DIN BANC	65
3.3.4. CAPACITATEA DE EXCAVARE	69
CAP. 4 – TIPURI CONSTRUCTIVE DE ROTOR PORT CUPE. PRINCIPII CARE STAU LA BAZA PROIECTĂRII ROTORULUI PORT CUPE	70
4.1. ROTORUL CU CUPE TIP CELULĂ	70
4.2. ROTORUL CU CUPE SEMICELULAR	71
4.3. ROTORUL PORT CUPE ACELULAR	72
4.4. ELEMENTE DE BAZĂ PRIVIND PROIECTAREA ROTORULUI PORT CUPE	73
CAP. 5. CONSIDERAȚII ASUPRA ÎNDEPĂRTĂRII MATERIALULUI DIN BANC	83
5.1 POZIȚIA ROTORULUI RAPORTATĂ LA BANCUL DE MATERIAL	83
5.2 FORMA CUPELOR	84
5.3 VITEZA DE TĂIERE A CUPEI	86
5.4. MODALITĂȚI DE DETERMINARE A FORȚEI TĂIETOARE DISPONIBILĂ LA ROTORUL PORT CUPE ȘI A REZISTENȚEI LA TĂIERE A MATERIALULUI EXCAVAT	88
5.5. CAPACITATEA DE EXCAVARE A UNUI ROTOR PORT CUPE	96

CAP.6.CONTRIBUȚII ASUPRA ANALIZEI STĂRII DE TENSIUNE DIN CORPUL ROTORULUI PORT CUPE UNICELULAR CU MEMBRANE SUBȚIRI	98
6.1.CONSIDERAȚII GENERALE	98
6.2.MODELAREA GEOMETRICĂ	99
6.3. DEFINIREA SARCINILOR LUATE ÎN CONSIDERARE LA ANALIZA STĂRII DE TENSIUNE	103
6.4. INTERPRETAREA REZULTATELOR OBȚINUTE ÎN URMA ANALIZEI STATICE	112
6.5. VERIFICAREA LA OBOSEALĂ PENTRU ROTORUL PORT CUPE AL EXCAVATORULUI ERC 1400	132
CAP.7. PROPUNEREA UNEI NOI VARIANTE CONSTRUCTIVE A ROTORULUI PORT CUPE	138
7.1. ANALIZA STATICĂ	138
7.2. VERIFICAREA LA OBOSEALĂ A ROTORULUI PORT CUPE ÎN NOUA VARIANTĂ CONSTRUCTIVĂ PROPUȘĂ	150
CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	155
ANEXA 1	160
ANEXA 2	163
ANEXA 3	165
ANEXA 4	167
ANEXA 5	171
ANEXA 6	177
ANEXA 7	179
ANEXA 8	188
ANEXA 9	192
ANEXA 10	199
BIBLIOGRAFIE	207

CAP. 1. INTRODUCERE

1.1. STRUCTURAREA LUCRĂRII

În momentele inițiale când lucrarea de față de abia se năștea am pornit de la o temă mult mai generală și anume studiul duratei de viață la utilajele miniere. Însă pe parcursul a câtorva ani de studiu atenția mea s-a concentrat, dirijată bineînțeles de coordonatorii mei, spre utilajele miniere ce funcționează în minele de suprafață. Studiile teoretice reflectate în examene și referate au cuprins informații culese din o serie de lucrări ce aparțin unor personalități în domeniul obosealii și stabilirii duratei de viață, informații ce au format fundația acestei lucrări. Astfel că primele capitole (1 și 2) cuprind date referitoare la modalitățile în care fenomenul de oboseală poate fi abordat, posibilitățile de cumulare a degradărilor și diverse criterii de cumulare, obținerea curbei de cumulare a degradărilor, o serie de factori ce influențează fenomenul de oboseală.

Din cadrul varietății largi de utilaje miniere ce sunt utilizate la minele de suprafață, am ales excavatorul cu rotor port cupe ERC 1400, el constituind utilajul de bază în carierele de lignit de la noi din țară. Capitolul 3 cuprinde o prezentare pe larg a excavatoarelor în general, a istoricului lor, a proiectării lor, a principiilor generale de funcționare. Strâns legat de acesta este și capitolul 4 care prezintă variantele de îndepărtare a materialului din banc, precum și parametrii cum sunt rezistența la tăiere a materialului de excavat și implicit și forța de tăiere disponibilă la rotorul port cupe.

Dat fiind faptul că multe dintre ele au durată de utilizare normată depășită, este necesară expertizarea lor periodică, depistarea a o serie de fisuri ce pot conduce la deteriorarea diferitelor piese, subansamble sau ansamble ale excavatoarelor. Unul din elementele principale ce intră în contact direct cu materialul din banc, este rotorul port cupe. Acesta constituie în capitolul 5 elementul supus analizei statice, ce va sta în continuare în capitolul 6 la baza calculului de oboseală. Cu ajutorul programului **COSMOS** am putut realiza o modelare geometrică corespunzătoare a rotorului și prin introducerea încărcărilor s-a putut realiza o analiză statică exactă și clară. Pe baza rezultatelor obținute în urma acestei analize, în capitolul 6 am realizat calculul de oboseală în scopul determinării duratei de viață a acestui rotor prin obținerea unui factor de cumulare al degradărilor la oboseală.

În capitolul 7 am realizat un studiu similar static și de oboseală, dar pentru un rotor a cărui construcție a fost îmbunătățită prin introducerea unui element de rezistență inelar suplimentar, ce are o secțiune similară cu litera λ , de aceea în continuare l-am denumit "inelul lambda". În final s-a realizat o comparație între cele două variante constructive prezentându-se avantajele elementului suplimentar introdus.

Anexele 1, 2, 3, 4, 5 cuprind rezultate obținute pentru prima variantă constructivă a rotorului, iar anexele 6, 7, 8 sunt reprezentative pentru cea de-a doua variantă constructivă a acestuia. Anexa 9 cuprinde rezultatele obținute în urma calculului de oboseală a rotorului fără element lambda, iar anexa 10 cuprinde rezultatele obținute în urma studiului de oboseală a rotorului cu inel lambda.

În final capitolul final de concluzii este evaluată întreaga muncă depusă la această lucrare de doctorat. Contribuțiile autorului sunt deasemenea prezentate.

1.2. CONSIDERAȚII PRIVIND STABILIREA DURATEI DE VIAȚĂ A UTILAJELOR GRELE

Ruperea prin oboseală a metalelor datorată încărcărilor repetate a fost urmărită de mai mult de o sută de ani. În general, acest fenomen a atras atenția, corespunzător dezvoltării tehnologiei, fiind urmărit pentru o serie de elemente componente ale mașinilor. Siguranța cerută sau/și reabilitatea structurilor moderne inginerești au arătat de asemenea un interes special pentru acest subiect. Încă din 1871 pornind de la munca lui Wöhler asupra limitei de oboseală, domeniul oboselii a fost subdivizat într-un număr de teme specifice cum sunt:

- oboseala la cicluri înalte și joase,
- acumulări de degradări,
- oboseala elementelor crestate,
- inițierea, propagarea și oprirea fisurilor prin oboseală.

Fiecare din aceste domenii au fost dezvoltate pe baza rezultatelor experimentale.

Majoritatea investigațiilor în procesul de oboseală au urmărit aspectul fenomenologic al ruperii prin oboseală, de exemplu estimarea duratei de viață totale a componentelor sub condiții de încărcare specifice. În acest tip de abordare nu se face nici o distincție între fazele de inițiere și propagare a fisurii. Astfel, cercetări laborioase au fost desfășurate în definirea unui parametru empiric corespunzător al degradării, ψ , pentru a obține cea mai bună corelație între parametru degradărilor și durata de viață la rupere (număr de cicluri N_f , sau inversiuni $2N_f$). De exemplu, mărimi ca tensiune, deformație, densitatea energiei de deformație, sau unele funcții ale acestora, au fost utilizate ca parametri ai degradării. Cuvântul “rupere” în acest context este folosit într-un sens generic, de exemplu ar putea cuprinde o variație a duratei de viață sau durata de viață până la inițierea fisurii. Este ideală separarea criteriilor cerute pentru faza de inițiere și propagare a fisurilor. Cu toate acestea, demarcația între fazele de inițiere și propagare a fisurilor nu este ușor de definit. În schimbul obținerii unei fisuri de o lungime dată, de exemplu de ordinul milimetrilor, se ia pentru a reprezenta durata de viață prin oboseală, cea a unei epruvete netede.

Această alegere a unei fisuri de ordinul milimetrilor este legată de abilitatea de a detecta fisuri prin tehnici nedestructive. Mărimea fisurii este de asemenea importantă în sensul în care mecanicile ruperii continue pot fi aplicate la faza propagării fisurii dincolo de “durata de viață intenționată”. Fisurile scurte de ordinul mărimii grăunților, se comportă într-un mod diferit și creșterea lor nu poate fi apreciată cu ajutorul parametrilor nominali ai mecanicii ruperii. Microstructura (orientarea grăunților adiacenți), marginile grăunților și alte bariere microstructurale au o influență puternică asupra creșterii fisurilor scurte. Astfel o fisură trebuie să fie destul de lungă (mai mult decât câțiva grăunți) înaintea aplicării teoriilor continue. Cu toate acestea, o definiție precisă a limitelor fisurii înainte de cea definită mai sus nu este necesară deoarece “curba duratei de viață” (parametrul degradării funcție de numărul de cicluri la rupere) are forme similare pentru diferite macro-fisuri inițiate. Din punct de vedere ingineresc, demarcația între durata de viață pentru inițierea unei macro-fisuri dominante și propagarea ulterioară a fisurii, este atunci când faza ultimă este stabilă.

De la întrebuințarea uneltelor primitive de piatră, bronz și fier, până la aplicarea primelor mașini, minerii au depus o muncă imensă pentru extragerea substanțelor minerale utile. Până la mijlocul secolului trecut se întrebuințau unelte primitive cum sunt ciocanul și dalta,

procedee de tăiere cu ajutorul focului și apei, etc. Începutul utilizării primelor mașini miniere se situează în perioada revoluției industriale.

Mașinile miniere sunt destinate dislocării substanțelor minerale utile sau a rocilor sterile, încărcării și transportării lor, susținerii spațiului de lucru, rambleierii și săpării lucrărilor miniere. Ele se împart în trei grupe principale – fig.1.1.

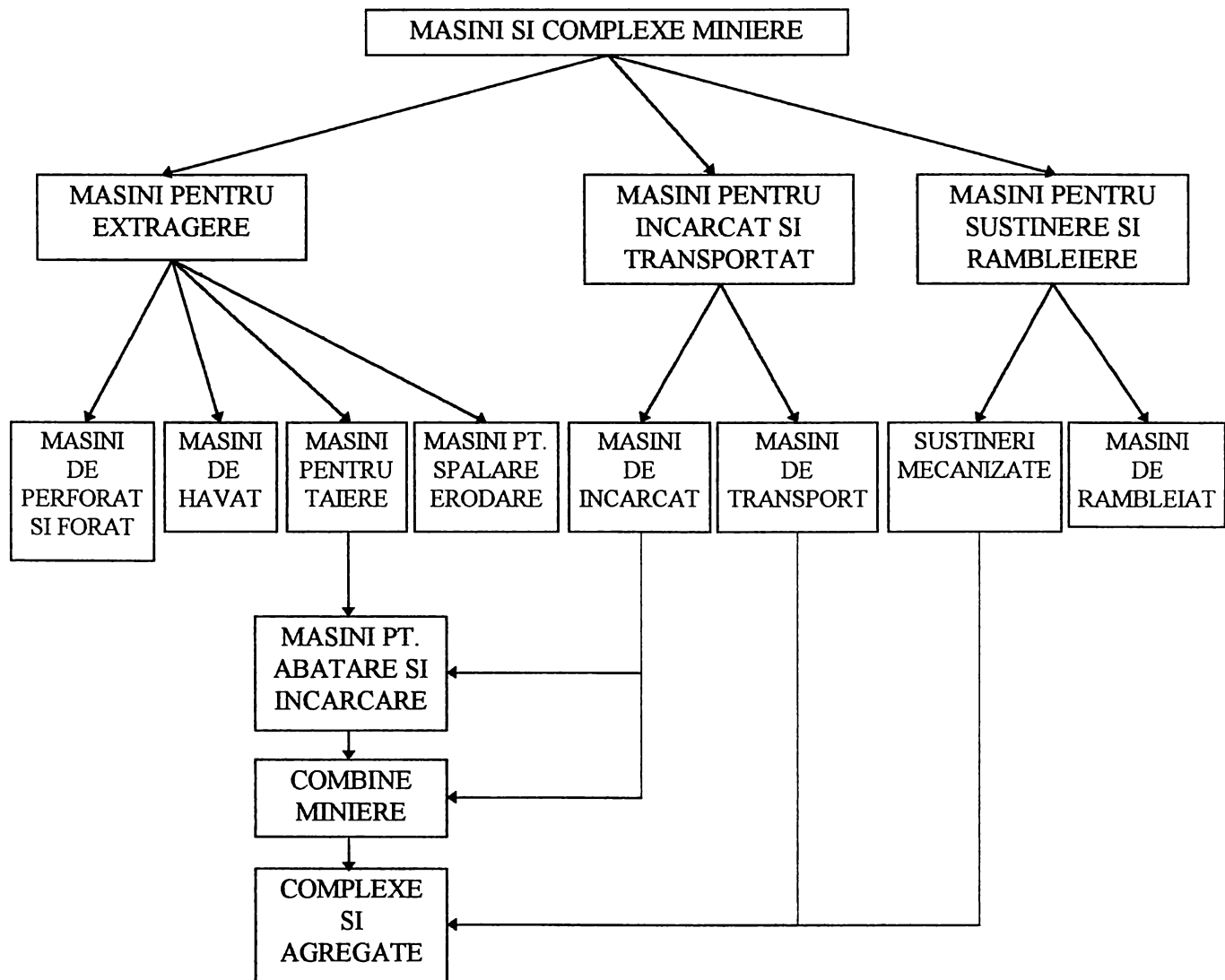


fig.1.1.

Utilajele miniere sunt proiectate pentru o durată de viață limitată, însă prezența unor factori de reducere a acesteia cum ar fi:

- exploatarea nerațională- regimuri dure, blocarea unor limitatoare de sarcină sau moment;
 - nerespectarea perioadelor de revizii sau reparații capitale;
 - personal operator ce nu respectă întotdeauna funcționarea în regim de lucru normal al utilajelor;
 - suprasarcini;
 - vibrații ne controlate;
 - degradarea elementelor componente ale structurilor de rezistență etc.,
- conduc la reducerea perioadei de funcționare.

Alături de acești factori legați mai ales de condițiile de exploatare există și o serie de factori legați de mediu, specifici lucrului în subteran și în cariere. În proiectarea mașinilor și

complexelor miniere se ține cont și de acești factori, impunând principalelor ansambluri, o serie de cerințe speciale:

- **spațiul restrâns** - necesitatea limitării severe a gabaritului mașinilor miniere, realizarea unor forme comode cu scopul ridicării manevrabilității și îmbunătățirii transportului ansamblurilor lor;
- **umiditatea atmosferei miniere și agresivitatea apelor de mină** - conduce la accelerarea coroziunii ce reduce durata de viață a mașinilor miniere, impunându-se utilizarea unor materiale anticorozive sau se utilizează un proces de acoperire specială (zincare, lăcuire, acoperire cu materiale plastice, etc.) a elementelor de rezistență a mașinilor miniere;
- **gradul înalt de prăfuire al atmosferei miniere** - conduce la scăderea durabilității pieselor în mișcare (roți dințate, rulmenți, etc) și obligă pe lângă constatarea formării prafului, protejarea sigură a elementelor mașinilor miniere față de pătrunderea prafului și a murdăriei;
- **abrazivitatea ridicată și tăria minereurilor și a unor roci sterile** - conduce la uzura rapidă a elementelor de rezistență a mașinilor miniere, ceea ce necesită executarea lor din materiale deosebit de rezistente la uzură și impun găsirea unor scheme speciale de lucru pentru organele de execuție ale mașinilor și prevederea unor posibilități de schimbare rapidă a detaliilor elementelor constructive supuse unei uzuri rapide;
- **condiții grele de lucru și cu schimbări bruște** - pot duce la suprasarcini mari și la înțepenirea organelor de lucru datorită incluziunilor sterile tari ceea ce impune necesitatea proiectării organelor de mașini cu coeficienți de siguranță acoperitori și înzestrarea acționării mașinilor cu mijloace speciale de protecție.

Mentținerea în funcționare a utilajelor miniere impune o urmărire sistematică a ieșirilor accidentale din funcționare și analiza cauzelor care le-au provocat. Echipamentele folosite sunt de diferite tipuri și vechimi ce depășesc de multe ori 30 de ani, fapt ce impune o preocupare permanentă pentru asigurarea funcționării în siguranță și la capacitatea maximă a acestor utilaje.

Analizându-se acest lucru la nivel național, circa o cincime din numărul total de utilaje destinate excavării și vehiculării cărbunelui au durata de funcționare depășită iar în ce privește utilajele destinate manipulării cărbunelui în termocentrale, aproximativ o treime au durata de exploatare expirată.

Aceasta impune elaborarea unei metodologii de expertizare prin care să se analizeze starea de degradare a elementelor, structurilor utilajelor și evaluarea gradului de siguranță în exploatare în vederea stabilirii posibilităților de folosire a acestor echipamente peste durata de funcționare normată.

Astfel dacă se analizează performanțele excavatoarelor ERC 1400 s-a constatat că au apărut o serie de avarii la reductorul roții cu cupe, la subansamblele mecanismului de rotire suprastructurală. Principalele cauze generatoare de defecțiuni întâlnite în această situație au fost:

- folosirea unor materiale necorespunzătoare;
- tratament termic necorespunzător;
- suduri necorespunzătoare;
- sistem de lăgăruire și lubrifiere insuficient;
- danturi necorespunzătoare;
- planeități necorespunzătoare;

- soluții de concepție inadecvate.

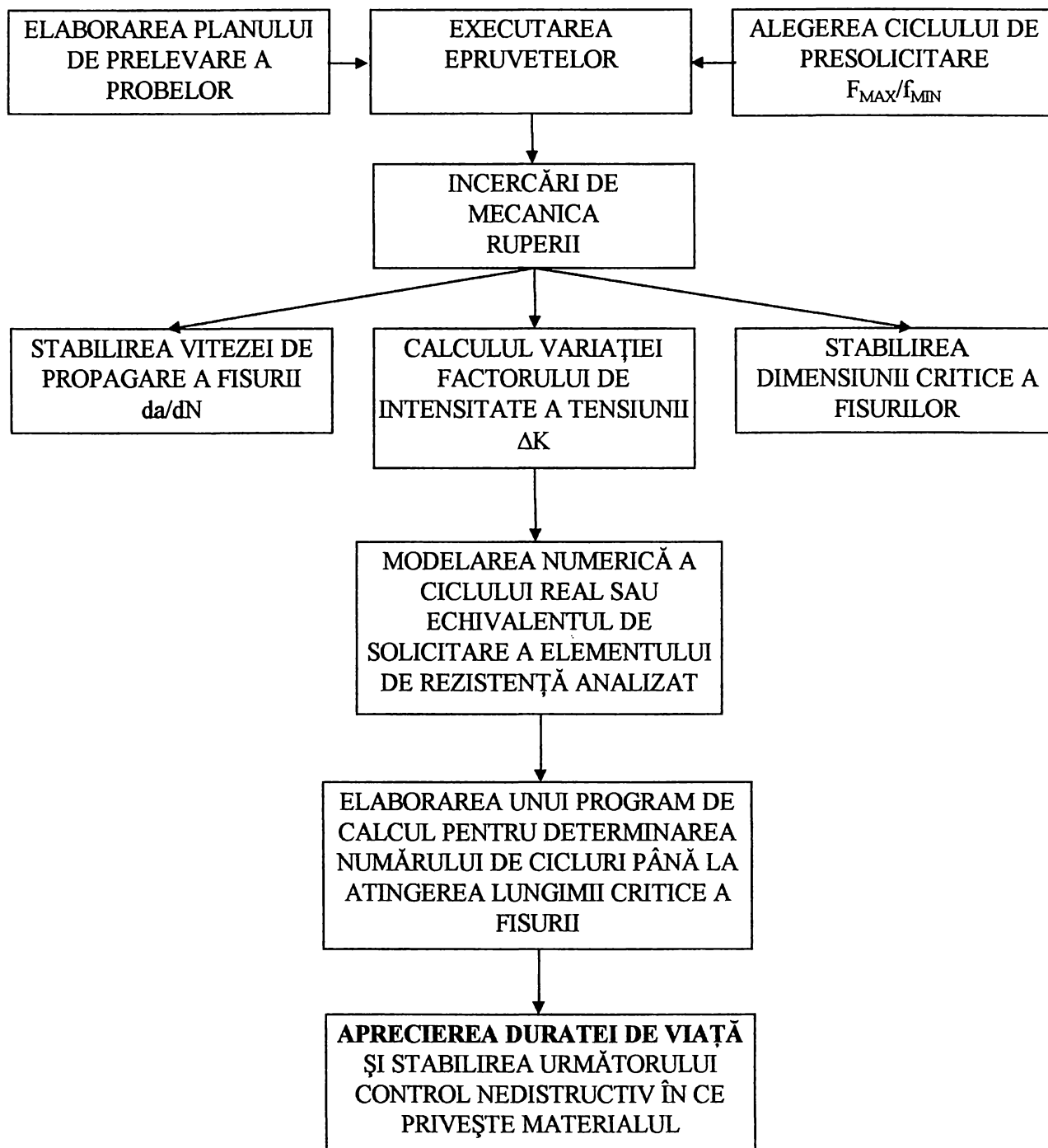


fig.1.2.

Costul ridicat al utilajelor miniere face necesară expertizarea și reabilitarea în vederea prelungirii duratei de viață a acestora.

Pornind de la degradările care pot să apară după o perioadă lungă de funcționare cum ar fi:

- uzura suprafețelor active,
- deformații remanente,
- jocuri într-o serie de îmbinări,
- degradări prin oboseală,
- coroziuni datorită mediului ambiant, etc.,

utilajul trebuie să fie supus unei minuțioase analize experimentale.

În cadrul acestor cercetări de laborator, studiile de mecanica ruperii urmăresc în principal evoluția defectelor de tipul fisurilor. Aplicarea metodei degradărilor tolerate, permite urmărirea unei structuri pe baza evoluției în timp a parametrilor din mecanica ruperii și compararea acestora cu valorile critice obținute pe material (fig.1.2). Pe baza rezultatelor obținute se poate evalua nivelul de degradare a unui element ce intră în componența unui utilaj minier. Acest nivel de degradare, în ipoteza inexistenței fisurilor, se determină aplicând una din teoriile de cumulare a degradărilor, iar în cazul existenței fisurilor se aplică ecuațiile ce corelează variația factorului de intensitate a tensiunii ΔK cu viteza de propagare a acesteia da/dN (fig.1.3)

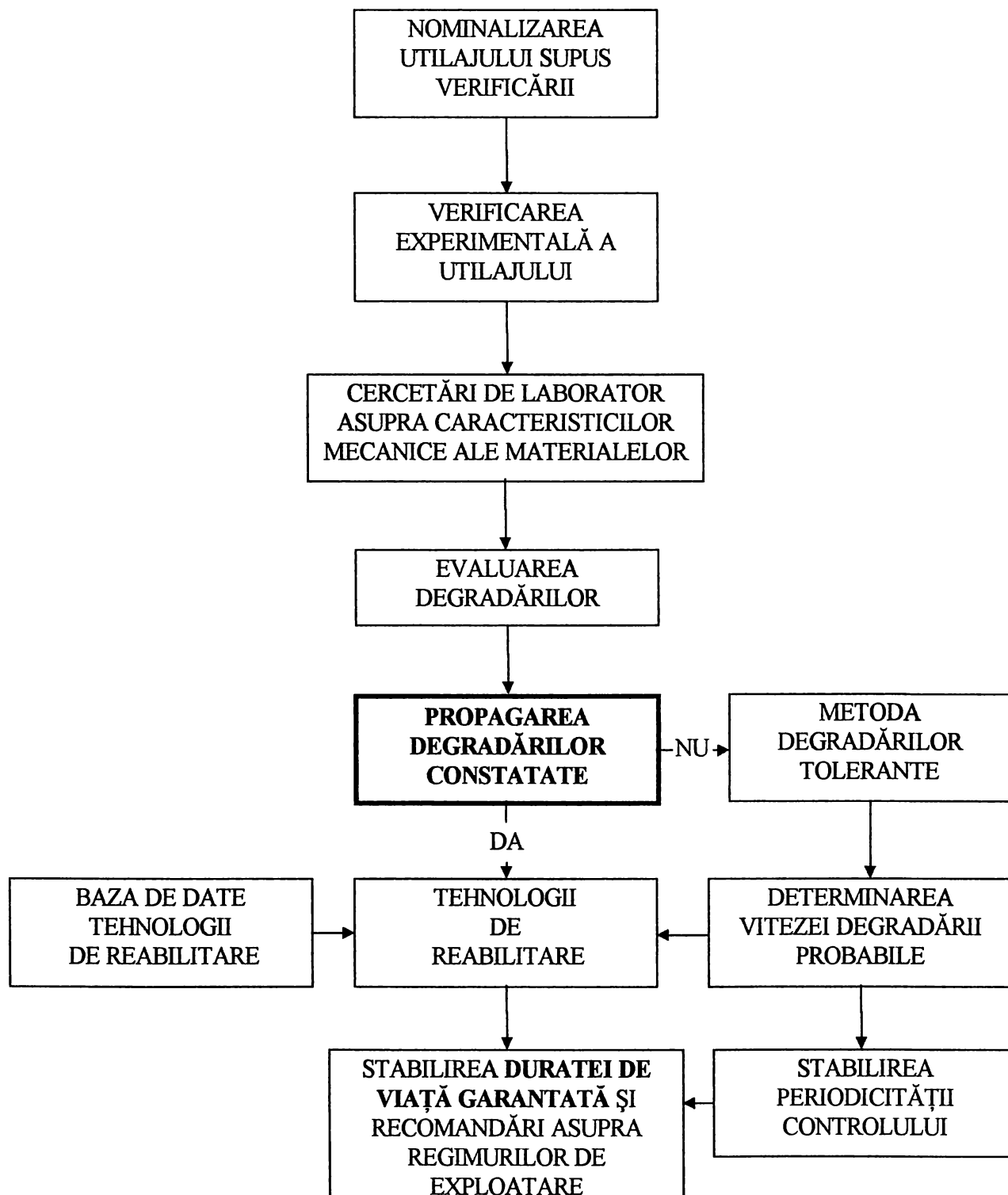


fig.1.3

CAP. 2. CONSIDERAȚII PRIVIND EVALUAREA DURATEI DE VIAȚĂ LA ÎNCĂRCĂRI CU SARCINI UNIAXIALE VARIABLE ÎN TIMP

2.1. DEFINIREA GENERALĂ A FUNCȚIEI DEGRADĂRII

În cazul reprezentării cu ajutorul unui parametru al degradării, durata inițierii unei microfisuri, ce este în general limitată de criteriul ruperii prin oboseală, poate fi scrisă sub următoarea formă:

$$\psi = q(t) \quad (2.1)$$

unde ψ este parametrul degradării și t este durata totală de viață în termeni de cicluri N_f sau inversiuni $2N_f$ la rupere. Relația (2.1) este o funcție descrescătoare de t . Dacă materialul prezintă o limită de oboseală (enduranță), atunci pentru $t \rightarrow \infty$, $q(t) \rightarrow \psi_0$, astfel o posibilă formă a lui $q(t)$ este:

$$q(t) \sim k(t)^\alpha + \psi_0 \quad (2.2)$$

cu $\alpha < 0$ și $k > 0$, având dimensiunea lui ψ ce va fi specificată mai târziu. Stabilind $t = 2N_f$, relația (3.1) poate fi scrisă ca:

$$\psi = k(2N_f)^\alpha + \psi_0 \quad (2.3)$$

Relația de mai sus este prezentată printr-o linie plină în fig.2.1 la o scară dublu-logaritmică, cu o ușoară tranziție la regiunea de intersecție a segmentelor rectilinii ale curbei. Punctul de intersecție a segmentelor liniarizate determină durata de viață limită teoretică, $2N_L$ (fig.2.1). Pentru acele cazuri unde limita (rezistența) de oboseală nu există, de exemplu oțeluri de înaltă duritate sau aliajele de aluminiu, se stabilește $\psi_0 = 0$ în (2.3) pentru a obține:

$$\psi = k(2N_f)^\alpha \quad (2.4)$$

Relația (2.4) de mai sus, reprezentată printr-o linie întreruptă în fig.2.1, este aplicabilă pentru durate de viață foarte lungi, $2N_f > 10^6$. Segmentele rectilinii ale curbei, pot fi folosite în acele situații unde există un genunchi ascuțit în regiunea de tranziție. Coeficientul k , cu dimensiunea lui ψ și exponentul α a relației (2.3) sunt evaluați de cea mai bună tehnică, corespunzătoare cu datele experimentale. În trecut, metodele experimentale erau singurele metode folosite pentru obținerea duratei de viață la oboseală $2N_f$ sau N_f , a unei epruvete netede pentru oricare amplitudine de tensiune sau deformație. Aceste curbe intrinseci (S-N), în general nu transmit procesul de degradare complet ce are loc în material. În concepția S-N, interlegătura dintre tensiune și deformație (dependența de drum) și procesul de degradare la oboseală este de obicei scăpat din vedere. La nivel microscopic, deformația inelastică ciclică este legată de mișcarea dislocațiilor. Ideea legării duratei de viață la oboseală de fenomenul plastic sau de energia totală de deformație în timpul unui ciclu de încărcare a fost propusă ca o alternativă apropiată.

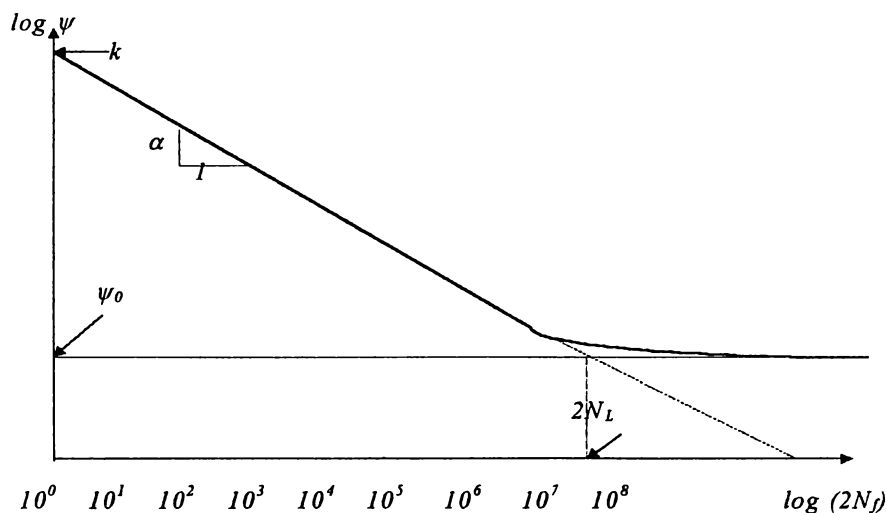


fig.2.1

2.2. EVALUAREA BAZATĂ PE TENSIUNE

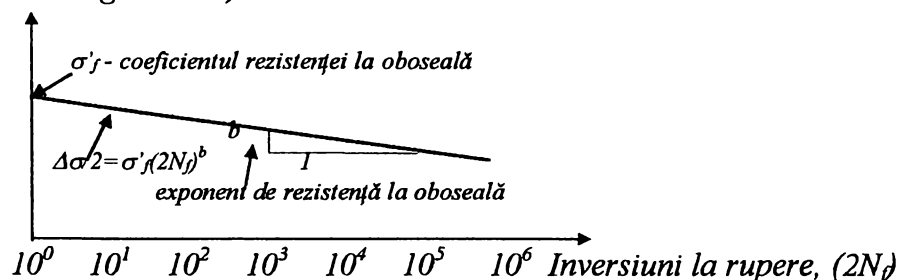
Primul studiu sistematic al oboselii metalelor folosind aproximarea bazată pe tensiune, a fost făcut de Wöhler. Până la cercetările lui Wöhler din 1871, studiile de oboseală au fost prezentate sub forma curbelor S-N, unde S reprezintă amplitudinea tensiunii și N este numărul de cicluri la rupere, pe o scară semilogaritmică sau dublu logaritmică.

Dacă amplitudinea tensiunii reale σ_a este utilizată ca parametru al degradării în schimbul tensiunii S, reprezentarea grafică a $\log(\Delta\sigma/2)$ în funcție de $\log(2N_f)$ este dată de relația:

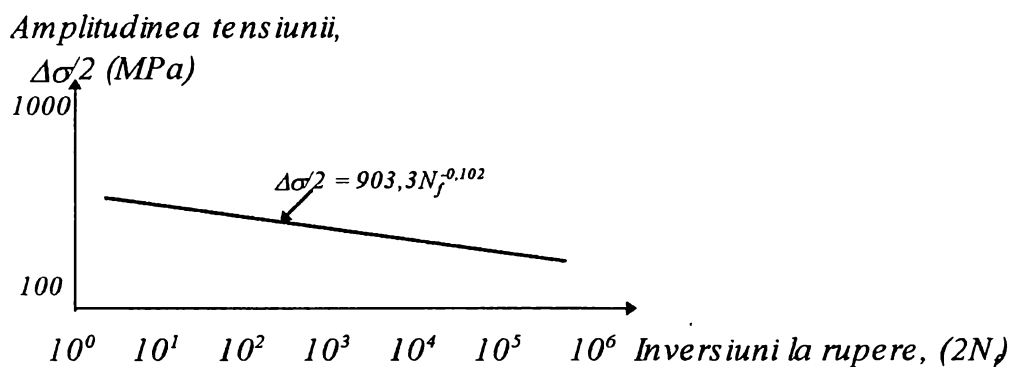
$$\sigma_a = \Delta\sigma / 2 = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (2.5)$$

unde σ'_f și b sunt coeficientul de rezistență la oboseală și exponentul rezistenței la oboseală. O relație similară (în termeni de N_f) a fost propus de Basquin în 1910. Relația (2.5) este reprezentată printr-o linie dreaptă pe o scară log-log, ca și în fig.2.2(a). Coeficienții, așa numiți ai lui Basquin, σ'_f și b sunt evaluați printr-o tehnică potrivită din datele experimentale. Coeficientul σ'_f este luat la $2N_f = 1$ și exponentul b este panta dreptei. Fig.2.2(b) arată comportarea: amplitudinea tensiunii - durata de viață la oboseală pentru oțelul carbon slab aliat ASTM A-516Gr.70.

*Amplitudinea tensiunii reale, $\Delta\sigma/2$
(scară logaritmică)*



(a)



(b) fig.2.2 Amplitudinea tensiunii funcție de numărul de inversiuni la rupere. (a) reprezentare schematică și ecuația corespunzătoare; (b) date experimentale pentru oțelul ASTM A-516 Gr.70

Coeficientul de rezistență la oboseală σ'_f poate fi estimat la $\sigma'_f \approx \sigma_f$ sau pentru oțeluri de duritate de aproximativ 500 HB la $\sigma'_f \approx S_u + 350$ MPa. Exponentul rezistenței la oboseală variază de la -0,05 la -0,15 și pentru multe metale are o valoare medie de -0,085. Morrow a arătat printr-un argument energetic că b este legat de exponentul de durificare prin deformare ciclică, după cum urmează:

$$b = \frac{-n'}{1+5n'} \quad (2.6)$$

Prezența unei limite de oboseală pentru oțeluri poate fi pusă în evidență prin introducerea limitei de rezistență la oboseală σ_{curgere} . Pentru multe metale limita de oboseală variază între $1/3-1/2S_u$, depinzând de numărul de inversiuni. În absența unor date concludente, $\sigma_{\text{curgere}} \cong 1/3S_u$ la 10^8 inversiuni și $\sigma_{\text{curgere}} \cong 1/2S_u$ la 2×10^6 inversiuni, pot fi folosite ca valori aproximative pentru multe metale.

Efectul tensiunii medii poate fi reprezentat în relația (2.5) după cum urmează:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = (\sigma'_f - \sigma_m)(2N_f)^b \quad (2.7)$$

unde σ_m este tensiunea medie. Efectul tensiunii medii la tracțiune este echivalent cu o reducere a coeficientului de rezistență la oboseală și o tensiune medie de compresiune are un efect invers. Ecuația (2.7) poate deasemenea fi folosită pentru a prevedea efectul tensiunilor reziduale asupra duratei de viață la oboseală cu condiția ca să nu apară relaxare în timpul vieții. O cercetare alternativă a fost propusă de Smith, Watson și Topper. Ei au arătat că datele experimentale cu o tensiune medie cad într-o bandă de dispersie, dacă parametrul degradării este exprimat ca $(1/2 \sigma_{\text{max}} \Delta \epsilon E)^{1/2}$.

Trebuie observat că aproximarea bazată pe tensiune este cel mai mult aplicată în cazul regimurilor de oboseală la cicluri înalte unde deformațiile sunt în esență elastice. Se observă de asemenea că în situația oboselii la cicluri joase, tensiunea folosită ca mărime de intrare sau stabilită din curbele S-N, este o tensiune elastică "echivalentă", nu cea adevărată. Procesul de degradare prin oboseală este controlat de deformația plastică la amândouă scări micro și macroscopice.

2.3. EVALUAREA BAZATĂ PE DEFORMAȚIE

Abordările bazate pe deformație folosesc în esență tendințele observate la abordarea bazată pe tensiune, de exemplu se utilizează o relație liniară log-log între amplitudinea deformației elastice sau plastice și durata de viață la oboseală. Deoarece componenta elastică a deformației în starea uniaxială de tensiune este $\Delta\varepsilon^e/2 = \Delta\sigma/2E$, se poate împărți (2.5) la E pentru a se obține:

$$\frac{\Delta\varepsilon^e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad (2.8)$$

În cazul obosealii la cicluri înalte (unde variația deformației plastice este $\Delta\varepsilon \approx 0$) amândouă relații (2.5) și (2.8), sunt echivalente. Pentru oboseala la cicluri joase $\Delta\varepsilon^p > \Delta\varepsilon^e$ și în 1954 Coffin și Manson au stabilit independent unul de celălalt că dependența amplitudinii deformației plastice în funcție de durata de viață poate fi liniarizată la o scară log-log. Ecuația Coffin -Manson poate fi scrisă în următoarea formă, adoptându-se notația lui Morrow:

$$\frac{\Delta\varepsilon^p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.9)$$

unde ε'_f este coeficientul ductilității la oboseală ce corespunde deformației plastice la o inversiune ($2N_f = 1$) și c este exponentul ductilității la oboseală. Ecuația (2.9) este ilustrată schematic în fig.2.3.

*Amplitudinea deformației plastice, $\Delta\varepsilon/2$
(scară logaritmică)*

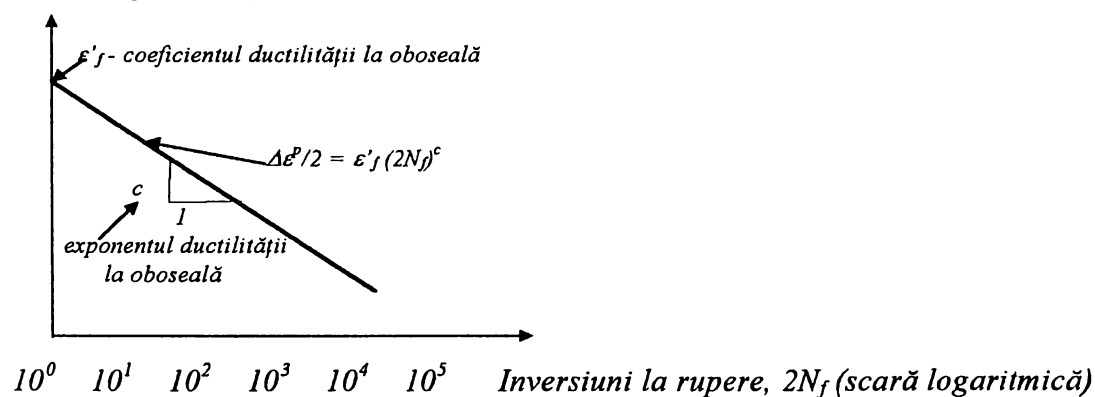


fig.2.3 Reprezentare schematică a amplitudinii deformației plastice funcție de inversiuni la rupere și ecuația corespunzătoare

Adunând componentele elastice și plastice a amplitudinii deformației, (2.8) respectiv (2.9), se obține relația rezistenței la oboseală în termenii amplitudinii deformației ciclice totale:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon^e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon^p}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.10)$$

Au fost făcute încercări pentru a lega coeficientul ductilității la oboseală ε'_f cu ε_f . În unele studii s-a observat variația de la 0,35 ε_f la aproximativ ε_f . Astfel nu se recomandă $\varepsilon'_f = \varepsilon_f$. Exponentul ductilității la oboseală c variază de la -0,4 la -0,8 cu o valoare medie de aproximativ -0,6 pentru majoritatea metalelor. O relație similară cu (2.6) a fost propusă pe baza considerațiilor energetice ale lui Morrow între c și n' :

$$c = -\frac{1}{1 + 5n'} \quad (2.11)$$

Efectul deformației medii în cazul obosealii la cicluri joase, poate fi luat în considerare modificându-se relația Coffin - Manson, după cum urmează:

$$\frac{\Delta\varepsilon^p}{2} = (\varepsilon'_f - \varepsilon_m)(2N_f)^c \quad (2.12a)$$

unde ε_m este deformația medie. Relația de mai sus poate fi rescrisă ca:

$$\frac{\Delta\varepsilon^p}{2} + \varepsilon_m(2N_f)^c = \varepsilon'_f(2N_f)^c \quad (2.12b)$$

Considerând că ε_m este de ordinul amplitudinii deformației plastice și stabilind $c = -0,6$, termenul al doilea al relației (2.12b) este mic în comparație cu $\Delta\varepsilon^p/2$ și poate fi neglijat pentru $2N_f > 4000$ ($(2N_f)^c = (4000)^{-0,6} = 0,007$). În cazul în care deformația medie este de ordinul coeficientului ductilității la oboseală, ε'_f , predeformația cerută ar iniția fisura și astfel durata de viață la oboseală s-ar reduce. Se poate concluziona că, pentru deformații medii moderate, de exemplu $\varepsilon_m/\Delta\varepsilon^p \leq 1$, durata de viață la oboseală nu va fi afectată apreciabil de introducerea predeformării. Rezultatele testului deformării inverse complete ((2.9) sau (2.10)) pot fi folosite pentru corelarea cu datele experimentale.

Aprecierea bazată pe deformația plastică a fost esențial introdusă pentru oboseala la cicluri termice joase. Progrese în acest domeniu accelerate de facilitățile testului lupingului închis, au devenit disponibile pe scară largă, mai mult în anii 60. Aprecierea bazată total pe deformație a devenit foarte populară și este în general aplicabilă la rezistența la oboseală a elementelor crestate. În regiunile puternic tensionate lângă o crestătură, deformația plastică este controlată de matricea elastică înconjurătoare; astfel un test total la deformație controlată este o reprezentare corectă a condițiilor experimentale a regiunilor de material deformat dincolo de limita elastică.

2.4 EVALUARE BAZATĂ PE ENERGIE

La nivel microscopic, natura ireversibilă a deformației plastice cauzate de fiecare ciclu de încărcare este asociată cu disiparea de energie de deformație. Energia de deformație disipată pe ciclu (sau o porțiune a lui) poate fi considerată ca un contribuitor principal la procesul de degradare prin oboseală ce are loc în fiecare ciclu.

Relevanța energiei de histerezis la fenomenul de oboseală a fost recunoscut mai repede de 1910 de Bairstow care a descris calitativ rolul energiei de histerezis în procesul de oboseală. Energia plastică pe ciclu ΔW^P (aria dintre curbele de histerezis) are avantajul de a fi aproape constant în timpul vieții, sub condiții controlate de deformare. Enomoto a concluzionat că ruperea prin oboseală se produce atunci când energia absorbită în fiecare ciclu, atinge o valoare critică. Martin a considerat că numai energia asociată cu durificarea de deformație degradează în sensul oboselii.

Criteriile bazate pe energie pot fi clasificate în două categorii depinzând de care din ipotezele următoare sunt utilizate:

- Energia totală absorbită la rupere (rezistența la oboseală) este constantă și este independentă de numărul de cicluri la rupere.
- Energia totală absorbită la rupere depinde de numărul de inversiuni (cicluri) la rupere.

Halford a compilat peste 1200 de teste individuale pe metale în care energia la rupere a fost măsurată sau calculată din datele disponibile. El apoi a concluzionat că energia totală la rupere crește cu durata de viață și o pantă de 1/3 este văzută pentru a potrivi tendința centrală a tuturor punctelor experimentale. În continuare analiza va fi limitată la studiile în care rezistența la oboseală crește cu creșterea duratei de viață.

Bazele termodinamice a metodei energetice pot fi sumarizate după cum urmează. Când un element de material este încărcat de un agent extern, o parte din energia furnizată este disipată în căldură, dQ și partea rămasă este depozitată în material. Energia stocată este compusă în general din două părți, o parte recuperabilă (elastică), $dW_{recuperabilă}$ și o parte irecuperabilă, $dW_{irecuperabilă}$, ce cauzează deformația plastică și degradarea:

$$dW_{irecuperabilă} = dW_{furnizată} - (dQ + dW_{recuperabilă}) \quad (2.13a)$$

sau

$$dW_{irecuperabilă} = dW_{inelastic} + dW_{degradare} \quad (2.13b)$$

Datorită dificultăților de măsurare în special a pierderilor de căldură, $-dQ$, este în general recunoscut că:

$$dW_{degradare} \approx dW_{irecuperabilă} \quad (2.13c)$$

curbele de histerezis sunt luate pentru a reprezenta partea de energie irecuperabilă. În alternativă, energia asociată cu degradarea poate fi legată de energia furnizată

$$dW_{degradare} \approx dW_{furnizată} \quad (2.13d)$$

2.4.1 EVALUAREA ENERGIEI DE HISTEREZIS

În timpul ciclului de încărcare, energia este disipată datorită deformației plastice. Energia de deformație plastică, ΔW^p absorbită într-un ciclu este aria dintre curbele de histerezis (aria 0ABC0 în fig.2.4) și pentru un material Masing este dată de relația:

$$\Delta W^p = \frac{1-n'}{1+n'} \Delta\sigma \Delta\varepsilon^p \quad (2.14a)$$

unde $\Delta\varepsilon^p$ este variația deformației plastice, $\Delta\sigma$ este variația de tensiune și n' este exponentul de durificare prin oboseală. Pentru un material diferit de cel Masing, relația (2.14a) nu este corectă.

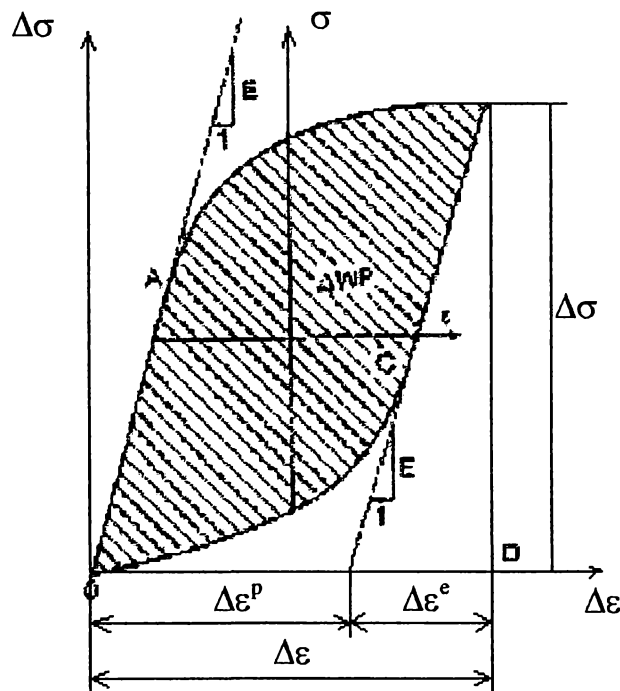


fig.2.4 Curba de histerezis ciclic stabilă pentru un material Masing și nomenclatura corespunzătoare

Fig.2.5 arată o curbă de histerezis (ABCA) pentru limita proporțională minimă, $\Delta\sigma/2 \cong \sigma_0$ și alta (0ABCDF0) cu o limită proporțională mai mare. Ecuația curbei “conducătoare”, unde originea A corespunde cu vârful cel mai de jos al limitei proporționale minime, curba de histerezis este dată de relația:

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2\left(\frac{\Delta\sigma}{2K}\right)^{1/n} \quad (2.14b)$$

634 63717
369 B

Curba de histerezis ABCDFA (fig.2.5) corespunzătoare comportamentului Masing se obține translătând ramura mai de jos DF0, cu o cantitate egală cu creșterea limitei tensiunii proporționale, $\delta\sigma_0$. Energia de deformare plastică a curbei ABCDFA va fi:

$$\Delta W_M^p = \frac{1-n^*}{1+n^*} \Delta\sigma^* \Delta\varepsilon^p = \frac{1-n^*}{1+n^*} (\Delta\sigma - \delta\sigma_0) \Delta\varepsilon^p \quad (2.15)$$

unde n^* este exponentul de durificare prin deformare a curbei conducătoare. Aria hașurată 0AF0 în fig.2.5 reprezintă creșterea în energia de deformație plastică pe ciclu corespunzătoare comportamentului ne - Masing. Se poate realiza o evaluare în următoarea manieră:

- pentru un sistem de coordonate cu originea în D, energia de deformare plastică pentru încărcarea de la D la A este dată de relația:

$$W_1^p = \int_0^{\Delta\varepsilon^p} \sigma^* d\varepsilon^p \quad (2.16)$$

- dacă sistemul de coordonate este translătat la punctul F, energia de deformare plastică pentru încărcarea de la F la 0 este de asemenea dată de (2.16);
- pentru încărcarea DF0 se utilizează relația:

$$W_2^p = \int_0^{\Delta\varepsilon^p} \sigma^* d\varepsilon^p + \delta\sigma_0 \Delta\varepsilon^p \quad (2.17)$$

Astfel, aria 0AF0 (hașurată în fig.2.5) este egală cu:

$$(0AF0)_{arie} = W_2^p - W_1^p = \delta\sigma_0 \Delta\varepsilon^p \quad (2.18)$$

Energia de deformare plastică a curbei de histerezis 0ABCDF0 este dată de:

$$\Delta W^p = \frac{1-n^*}{1+n^*} (\Delta\sigma - \delta\sigma_0) \Delta\varepsilon^p + \delta\sigma_0 \Delta\varepsilon^p \quad (2.19)$$

Ecuția (2.19) poate fi scrisă și în următoarea formă:

$$\Delta W^p = \frac{1-n^*}{1+n^*} \Delta\sigma \Delta\varepsilon^p + \frac{2n^*}{1+n^*} \delta\sigma_0 \Delta\varepsilon^p \quad (2.20)$$

Creșterea limitei tensiunii proporționale $\delta\sigma_0$, care descrie durificarea sau înmuierea ciclică, poate fi ușor obținută atunci când ecuația curbei de bază este cunoscută. Parametrul $\delta\sigma_0$ (fig.2.5) este dat de :

$$\delta\sigma_0 = \Delta\sigma - \Delta\sigma^* = \Delta\sigma - 2K^* \left(\frac{\Delta\varepsilon^p}{2} \right)^{n^*} \quad (2.21)$$

O serie de 10 oțeluri de fază duală (cu microstructură feritico-martensitică) conținând aproximativ 1,2% Mn și 0,65% Si (la greutate) și un conținut variabil de carbon, au fost investigate de Mediratta, Ramaswamy și Rama Rao. Ei au descoperit că toate oțelurile cu fază duală prezintă un comportament al materialului diferit de cel ale lui Masing. Energia de deformare medie măsurată per ciclu, ΔW^P , a fost comparată printr-un număr de metode propuse și ei au concluzionat că numai "ecuația descoperită de Lefebvre și Ellyin pentru materialele ce nu respectă ipotezele lui Masing utilizează valori de energii comparabile cu cele măsurate".

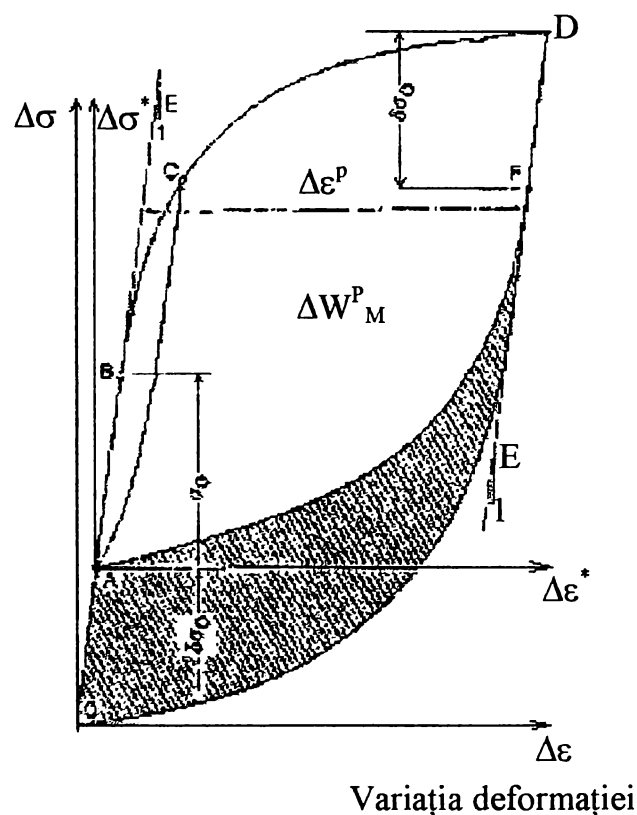


fig.2.5 Descrierea curbei de histerezis pentru un material care nu urmează ipotezele lui Masing și nomenclatura corespunzătoare

Ecuțiile (2.20) și (2.21) constituie o relație generală pentru calcularea energiei de deformare plastică (aria curbelor de histerezis) sub condiții de tensiune uniaxială. De observat că în descrierea materialului lui Masing, limita elastică, σ_0 a curbelor de histerezis stabile pentru variații diferite de deformații, rămâne constantă și astfel $\delta\sigma_0 = 0$. Pentru materialele Masing relația standard (2.14) folosită pentru a se calcula energia de histerezis se poate obține din (2.20) considerând $\delta\sigma_0 = 0$ și $n^* = n'$.

2.4.2. STUDII ASUPRA ENERGIEI DE DEFORMARE PLASTICĂ

O parte majoră a energiei de histerezis (2.20) este disipată în căldură și vibrații și numai partea rămasă cauzează degradări sub formă de alunecări de-a lungul planelor cristalografice și deplasări de dislocații. În orice caz, pe măsură ce variația deformației $\Delta\varepsilon$ descrește, variația deformației plastice $\Delta\varepsilon^p$ și densitatea de energie de deformare plastică corespunzătoare ΔW^p , scad. Prin urmare, devine mai dificil de măsurat deformația plastică cantitativă la valori mici ale lui $\Delta\varepsilon$. Semnificația deformației plastice în oboseala la cicluri înalte a fost investigată de Lukáš și Klesnil. Ei au fost capabili de a arăta aplicabilitatea aproximării bazate pe deformație în cazul oboselei la cicluri înalte. Într-un mod similar, curba de histerezis stabilă poate fi folosită ca un parametru de degradare potrivit pentru a formula un criteriu de oboseală corespunzător pentru întreaga variație a duratei de viață prin oboseală.

Energia de histerezis, ΔW^p poate fi substituită în (2.3) astfel încât criteriul ruperii prin oboseală devine:

$$\Delta W^p = K_p (2N_f)^{\alpha_p} + \Delta W_0^p \quad (2.22)$$

unde $K_p > 0$, $\alpha_p < 0$ și p se referă la deformarea plastică. Când $2N_f \rightarrow \infty$, $\Delta W^p \rightarrow \Delta W_0^p$, prin urmare ΔW_0^p din relație (2.22) este energia de histerezis la limita de oboseală a materialului. Celelalte două constante de material, K_p și α_p pot fi determinate din datele experimentale. Pentru multe materiale energia de histerezis la limita de oboseală, ΔW_0^p , este foarte mică și pentru durate de viață mai mari de $2N_f < 5 \times 10^5$ se poate omite.

Pentru a prezice durata de viață la oboseală din (2.22), trebuie determinate în general trei constante. Neglijând ΔW_0^p , relația (2.22) apare reprezentată grafic $\log \Delta W^p$ funcție de $\log(2N_f)$, sub forma unei linii drepte și α_p este panta dreptei și $\log K_p$ este intersecția $2N_f = 1$ cu axa verticală.

Așa cum s-a menționat mai devreme, pentru durate de viață apropiate de limita de oboseală a materialului, ΔW^p corespunzător, are o valoare foarte mică și este prin urmare foarte dificil de măsurat precis. Pentru a preîntâmpina aceasta, este mai avantajoasă utilizarea în studiile de oboseală a sumei energiilor de deformație plastică și elastică.

2.4.3 CALCULUL ENERGIEI DE DEFORMAȚIE TOTALĂ

În subcapitolul anterior s-a subliniat faptul că în cazul regimurilor de oboseală la cicluri înalte, pe măsură ce $\Delta\varepsilon$ scade, $\Delta\varepsilon^p \rightarrow \Delta\varepsilon^p_{\text{limita de oboseală}}$ și energia de deformare plastică ciclică corespunzătoare scade, $\Delta W^p \rightarrow \Delta W^p_0$. Valoarea lui ΔW^p_0 pentru multe metale este în domeniul $10^{-4} - 5 \times 10^{-2} \text{ MJm}^{-3}$, cu o medie de $\sim 1,5 \times 10^{-2} \text{ MJm}^{-3}$. Este clar că în acest caz, energia de deformare elastică poate fi utilizată ca un parametru înlocuitor potrivit în analizele de oboseală; prin urmare, folosind bazele termodinamice (2.13d) în loc de (2.13c).

Ellyin și Kujawski au folosit variația energiei de deformare pe inversiune, ΔW , care include amândouă energii de deformare plastică și elastică, pentru a unifica oboseala la cicluri înalte și joase. Expresia pentru calculul variației energiei de deformare plastică, pentru aria 0ABD0 în fig.2.4, poate fi scrisă sub forma:

$$\Delta W = \frac{1}{2} \Delta W^p + \frac{1}{2} \Delta \sigma \Delta \varepsilon \quad (2.23)$$

unde ΔW^p este energia de histerezis dată de (2.20). Înlocuind ΔW în (2.3), criteriul ruperii prin oboseală în termeni de variație de energie de deformare totală, devine:

$$\Delta W_0 = k(2N_f)^\alpha + \Delta W_0 \quad (2.24)$$

unde $k > 0$ și $\alpha < 0$. Când $2N_f \rightarrow \infty$, $\Delta W \rightarrow \Delta W_0$:

$$\Delta W_0 = \left(\Delta W_0^p + \frac{\Delta \sigma^2}{2E} \right) \Big|_{\text{lim ita de oboseala}} \approx \frac{\Delta \sigma^2}{2E} \Big|_{\text{lim ita de oboseala}} \quad (2.25)$$

Constanta ΔW_0 din relația (2.24) este aproximativ egală cu variația energiei elastice la limita de oboseală a materialului. Celelalte două constante de material k și α se pot determina experimental.

Golos și Ellyin au introdus o altă versiune a energiei de deformare totale, ΔW^t . În această aproximare, se utilizează suma energiei de histerezis, alcătuită din ΔW^p și o energie elastică asociată cu tensiunea de întindere:

$$\Delta W^t = \Delta W^p + \Delta W^{e+} \quad (2.26)$$

Pentru o încărcare ciclică cu $\sigma_{\min} \leq 0$, densitatea de energie de deformare elastică de întindere per ciclu, ΔW^{e+} (fig.2.6), este determinată de relația:

$$\Delta W^{e+} = \frac{1}{2E} \left(\frac{\Delta \sigma}{2} + \sigma_m \right)^2 = \frac{\sigma_{\max}^2}{2E} \quad (2.27)$$

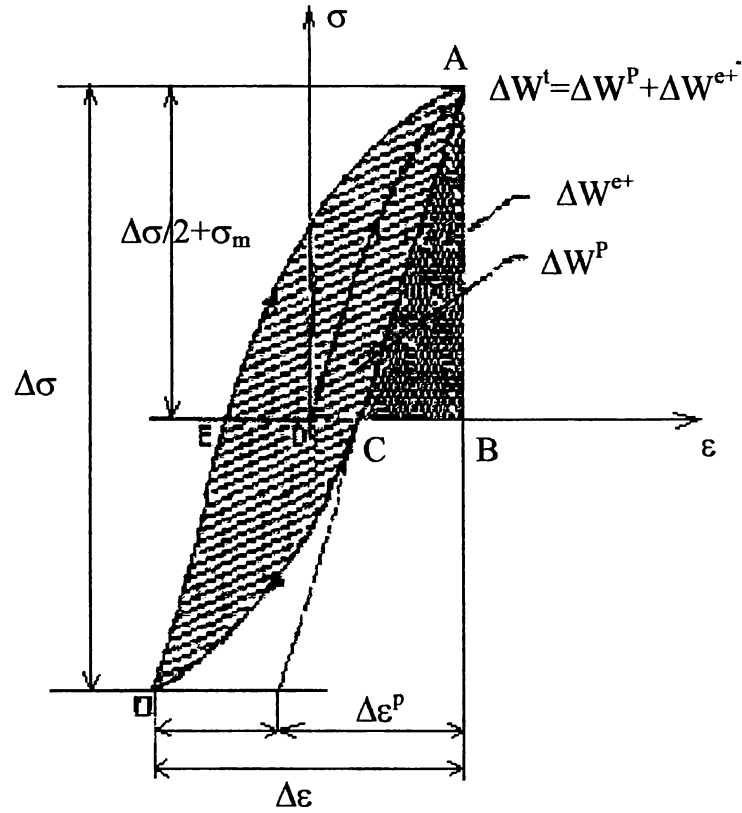


fig.2.6 Curbele de histerezis și definirea energiei de deformare elastică pozitivă

Înlocuind din (2.20) în (2.27) densitatea de energie de deformare “totală” per ciclu, ΔW^t , pentru $\sigma_{\min} \leq 0$, este dată de:

$$\Delta W^t = \frac{1-n^*}{1+n^*} \Delta\sigma \Delta\varepsilon^p + \frac{2n^*}{1+n^*} \delta\sigma_0 \Delta\varepsilon^p + \frac{\sigma_{\max}^2}{2E} \quad (2.28)$$

Introducând ΔW^t în (2.3) se obține:

$$\Delta W^t = k_t (2N_f)^{\alpha_t} + \Delta W_0^t \quad (2.29)$$

unde $k_t > 0$ și $\alpha_t < 0$. Când $2N_f \rightarrow \infty$, $\Delta W^t \rightarrow \Delta W_{\lim}^{e+} \approx \Delta W_0^t$:

$$\Delta W_0^t \approx \left(\frac{\sigma_{\max}^2}{2E} \right) \quad \text{pentru } \sigma_{\min} \leq 0 \quad (2.30)$$

lim ita de oboseala

Constanta ΔW_0^t este energia elastică de întindere la limita de oboseală a materialului. Celelalte două constante de material, k_t și α_t , pot fi determinate corespunzător din datele experimentale. Legătura dintre ΔW_0 dat de relația (2.25) și ΔW_0^t dat de relația (2.30) pentru o încărcare complet inversată este $\Delta W_0 \approx 4\Delta W_0^t$. Exponentul α nu este sensibil la alegerea

măsurării energiei de deformație, (2.20), (2.23) și (2.26). Aceasta este partea degradată a energiei de deformație, ΔW^p , $\Delta W - \Delta W_0$, sau $\Delta W^t - \Delta W_0^t$, care împărțită la $(2N_f)^\alpha$ este o constantă egală cu energia interceptată la $2N_f = 1$. Această constantă proporțională depinde astfel de alegerea parametrului degradării:

$$\frac{\Delta W^p}{k_p} = \frac{\Delta W - \Delta W_0}{k} = \frac{\Delta W^t - \Delta W_0^t}{k_t} = (2N_f)^\alpha \quad (2.31)$$

Ecuția (2.31) indică faptul că partea degradării adimensională a energiei reprezentată în funcție de numărul de inversiuni la rupere este o linie dreaptă **unică** la o scară dublu logaritmică indiferent de forma de energie folosită.

Efectul tensiunii medii inclus în relația (2.28) este restrictiv la acele situații în care încărcarea ciclică este controlată de deformație sau tensiunea medie raportată la amplitudinea tensiunii, este mică ($\sigma_m/\sigma_a < 0,1$) într-un mod de tensiune controlată. În regimul de oboseală la cicluri joase atunci când încărcarea ciclică este aplicată sub un mod de încărcare controlat, poate rezulta o deformație de fluaj considerabilă. În acest ultim caz se cere o apreciere diferită (subcapitolul 2.9).

2.5. CUMULAREA DEGRADĂRILOR

Cumularea degradărilor, poate fi formulată printr-o apreciere fenomenologică. În acest caz se definește întâi o variabilă de degradare care controlează în mod esențial procesul de oboseală.

2.5.1. CONCEPTUL GENERAL ASUPRA CUMULĂRII DEGRADĂRII LA SOLICITĂRI VARIABLE

Se consideră un material care este predegradat cu starea lui de degradare notată cu D . Această stare de degradare poate fi atinsă la medii variate, de oboseală, fluaj, etc. (pentru un material neatins $D=0$). Materialul predegradat este apoi subiectul la unele forme de încărcare alternativă pentru care este menținut constant un parametru de control al degradării, ψ . Parametru de control al degradării poate fi, de exemplu, variația tensiunii, deformației sau energia per ciclu de încărcare. Se știe că fenomenul degradării prin oboseală este un proces neliniar. În general el cuprinde dezvoltarea benzilor de alunecare persistente, inițierea microfisurilor și propagarea lor până a ruperea (bruscă) finală.

Creșterea degradării, dD , este o funcție a stării actuale a degradării, D , a procesului de oboseală. Ea este definită de parametru de control al degradării ψ , de starea anterioară a predegradării, h , de creșterea numărului de cicluri, dn și de unele proprietăți de material, p (de exemplu: ϵ'_f , σ'_f , σ'_y , σ_{curgere} , etc.). Se consideră că în timpul procesului de încărcare, temperatura și mediul nu sunt alterate. În acest caz, forma generală a procesului de degradare poate fi exprimată ca:

$$dD = F(D, \psi, h, dn, p) \quad (2.32a)$$

unde D , ψ , h și dn sunt variabile și p este un parametru. Variabila h , poate fi luată ca număr de cicluri, n , care trebuie aplicate materialului neatins pentru a produce aceeași mărime a degradării, D . Bineînțeles, aceasta poate fi realizată prin același proces de degradare prin oboseală definit de ψ .

Prin urmare, (2.32a) se poate scrie ca:

$$dD = F(D, \psi, n, dn, p) \quad (2.32b)$$

Se presupune că creșterea relativă a degradării dD/D este o funcție liniară a creșterii relative a numărului de cicluri, dn/n :

$$\frac{dD}{D} = f(\psi; p) \frac{dn}{n} \quad (2.33)$$

Observând că procesul de degradare este ireversibil, urmează $f(\psi; p) \geq 0$ pentru oricare ψ și $p = \text{constant}$. Degradarea la orice fază este dată de:

$$\int \frac{dD}{D} = \int f(\psi; p) \frac{dn}{n} \quad (2.34)$$

și în timp ce $f(\psi; p) = \text{constant}$ când $\psi = \text{constant}$ (se consideră proprietățile macromecanice p neafectate de procesul de degradare), din (2.34) se obține:

$$\ln D = f(\psi; p) \ln n + C \quad (2.35)$$

unde C este o constantă de integrare. Considerând că pentru $n = N_f$, $D = D_f$, atunci:

$$C = \ln D_f - f(\psi; p) \ln N_f \quad (2.36)$$

Înlocuind relația (2.36) în (2.35) și rearanjând, se obține:

$$\frac{D}{D_f} = \left[\frac{n}{N_f} \right]^{f(\psi; p)} \quad (2.37)$$

unde raportul $d = D/D_f$ este degradarea adimensională, cu $d = 0$ pentru materialele neatinse și $d = 1$ la rupere. Mărimea degradării D poate fi luată arbitrar, dar trebuie satisfăcute următoarele condiții:

- $D = 0$ pentru materiale neatinse;
- $D = D_f = \text{constant}$ la rupere pentru orice proces de oboseală.

Dacă pentru $\psi_1 > \psi_2$ rata degradării, d , este mai mare în faza de început a vieții, atunci ψ_2 este mai puțin sever decât ψ_1 . Prin urmare, din (2.37) este evident că $f(\psi; p)$ nu este o funcție crescătoare de ψ :

$$f(\psi_1; p) \leq f(\psi_2; p) \text{ dacă } \psi_1 > \psi_2 \quad (2.38)$$

Bazat pe analizele de mai sus, curbele degradării pentru diferiți ψ sunt prezentate schematic în fig.2.7, din care poate fi dedus conceptul de acumulare al degradării. De exemplu, dacă n_1 cicluri sunt aplicate la nivelul ψ_1 , unde N_{f1} este numărul de cicluri la rupere, atunci nivelul acumulat de degradare va fi reprezentat prin punctul A. Schimbând cu un nivel de încărcare secund reprezentat de ψ_2 cu durată de viață medie la rupere N_{f2} , punctul A se mută la A' la același nivel de degradare, $d_A = d_{A'}$, și ciclarea poate produce pentru n_2 cicluri acumulări de degradare de la $d = d_A$ la $d = 1$ la rupere. Prin urmare cunoscând curbele de degradare pentru diferite valori ale lui ψ , este ușor de calculat, n_2/N_{f2} odată ce n_1/N_{f1} este specificat, și N_{f1} și N_{f2} sunt cunoscuți. Aici $i = 1, 2, \dots$ se referă la secvența nivelului aplicat a lui V , de exemplu 1 este primul și 2 este al doilea nivel, etc. În timp ce $d_A = d_{A'}$, se obține:

$$\left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{f(\psi_1; p)} = \left(1 - \frac{n_2}{N_{f2}} \right)^{f(\psi_2; p)} \quad (2.39)$$

prin urmare, n_2/N_{f2} poate fi calculat din (2.39) după cum urmează:

$$\frac{n_2}{N_{f2}} = 1 - \left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{f(\psi_1;p)/f(\psi_2;p)} \quad (2.40)$$

Din (2.40) se poate observa că dacă $f(\psi_1;p) = f(\psi_2;p)$ regula liniară de degradare $\sum_{i=1}^2 n_i / N_{fi} = 1$ se va obține pentru orice încărcare în două nivele. Prin urmare, ordinea încărcării devine neimportantă în timpul procesului de degradare dacă $f(\psi_i;p) = \text{constant}$ pentru orice ψ_i . În acest caz toate liniile de degradare (2.37) sunt reduse la o singură curbă de degradare în reprezentarea degradării nominalizate (d) în funcție de durata de viață n/N_f (fig.2.7). Forma singurei curbe de degradare depinde numai de valoarea $f(\psi;p) = \text{constant}$. Când $f(\psi;p) = 1$ pentru toate valorile lui ψ , linia degradărilor este o linie dreaptă (prezentată printr-o linie întreruptă în fig.2.7).

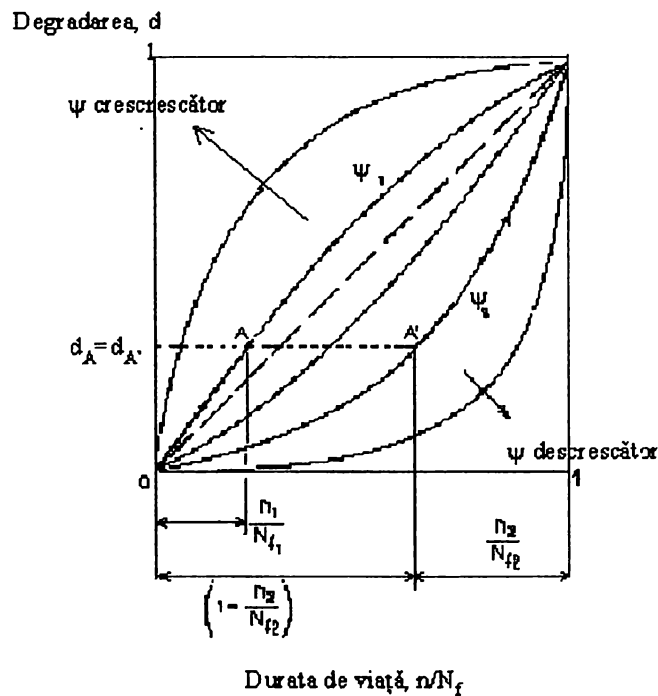


fig.2.7 Schematizarea curbelor de degradare nominalizate

2.5.2 APLICAREA CONCEPTULUI DEGRADĂRII LA SPECTRE DE SOLICITARE CU MAI MULTE NIVELE

Metoda descrisă în subcapitolul anterior poate fi ușor generalizată la blocuri de încărcare în mai multe trepte. Extinderea la încărcarea la mai multe trepte va fi demonstrată printr-o încărcare ciclică la trei nivele așa cum este arătat în fig.2.8. La început fie blocul de încărcare aplicat pentru n_1 cicluri cu parametrul de degradare ψ_1 unde N_{f1} este numărul de cicluri la rupere la ψ_1 . În continuare, cel de-al doilea bloc de încărcare este aplicat pentru n_2 cicluri având N_{f2} numărul de cicluri la rupere la ψ_2 . Cel de-al treilea bloc cu un parametru de control al degradării ψ_3 , este aplicat până când are loc ruperea. Se urmărește determinarea numărului de cicluri n_3 asociat cu nivelul trei de încărcare la rupere. Se consideră primele două blocuri

de încărcare 1 și 2. Urmărind procedura subliniată în subcapitolul 2.5.1, trebuie întâi determinat numărul echivalent de cicluri n_2^* aplicat la nivelul ψ_2 ce va cauza aceeași cantitate de degradare ca la primul nivel de încărcare cu ψ_1 , $d_A = d_{A'}$ în fig.2.8. Folosind relația (2.37) se poate scrie:

$$\left(\frac{n_1}{N_{f1}}\right)^{f(\psi_1;p)} = \left(\frac{n_2^*}{N_{f2}}\right)^{f(\psi_2;p)} \quad (2.41)$$

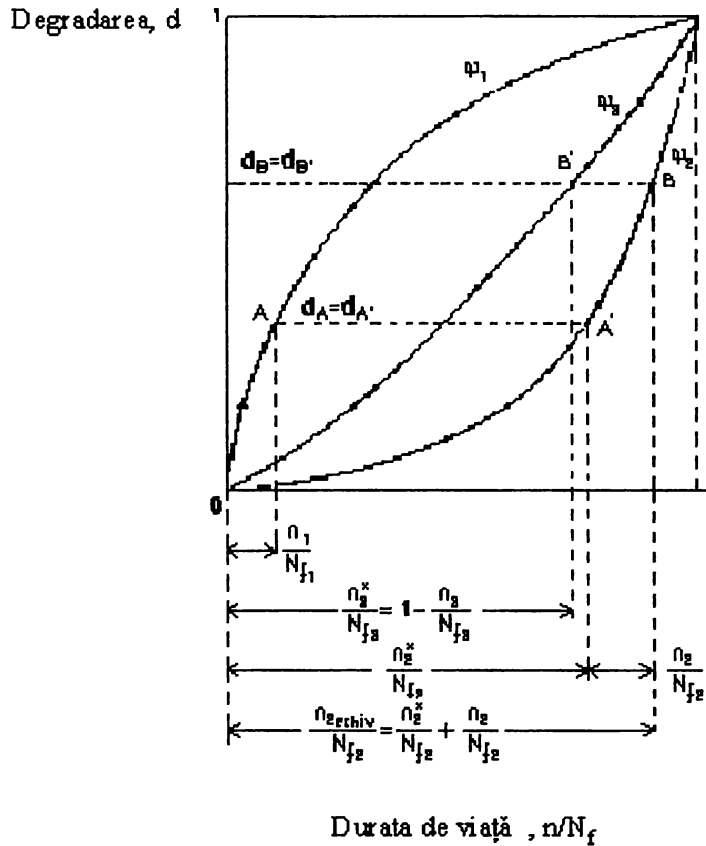


fig.2.8 Schematizarea acumulării degradărilor pentru încărcarea pe trei nivele

Din (2.41) se obține:

$$\frac{n_2^*}{N_{f2}} = \left(\frac{n_1}{N_{f1}}\right)^{f(\psi_1;p)/f(\psi_2;p)} \quad (2.42)$$

Numărul total de cicluri echivalente, $n_{2echiv.}$ la sfârșitul nivelului al doilea de încărcare este apoi dat de:

$$\frac{n_{2echiv.}}{N_{f2}} = \frac{n_2^*}{N_{f2}} + \frac{n_2}{N_{f2}} \quad (2.43)$$

Degradarea D_B (fig.2.8) la sfârșitul celui de-al doilea bloc de încărcare este:

$$d_B = \left[\frac{n_{2echiv.}}{N_{f2}} \right]^{f(\psi_2;p)} \quad (2.44)$$

Se poate acum trata numărul echivalent de cicluri (n_{2eq} la ψ_2 și n_3 la ψ_3) ca o încărcare în două faze:

$$\left[\frac{n_{2eq}}{N_{f2}} \right]^{f(\psi_2;p)/f(\psi_3;p)} + \frac{n_3}{N_{f3}} = 1 \quad (2.45)$$

Înlocuind relațiile (2.42) și (2.43) în (2.45) se obține următorul criteriu pentru încărcarea în două etape:

$$\left[\left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{f(\psi_1;p)/f(\psi_2;p)} + \frac{n_2}{N_{f2}} \right]^{f(\psi_2;p)/f(\psi_3;p)} + \frac{n_3}{N_{f3}} = 1 \quad (2.46)$$

În cazul unei încărcări în i etape, analizele subliniate mai devreme pot fi urmate într-o manieră pas cu pas până când degradarea acumulată în total egalează unitatea. În general, pentru i etape de încărcare, avem:

$$\left\{ \left[\left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{f(\psi_1;p)/f(\psi_2;p)} + \frac{n_2}{N_{f2}} \right]^{f(\psi_2;p)/f(\psi_3;p)} + \dots + \frac{n_{i-1}}{N_{fi-1}} \right\}^{f(\psi_{i-1};p)/f(\psi_i;p)} + \frac{n_i}{N_{fi}} = 1 \quad (2.47)$$

Trebuie remarcat faptul că în cazul în care condițiile de testare, de exemplu temperatură și mediu, se modifică în timpul procesului de oboseală, acest lucru trebuie luat în calcul prin introducerea unei variabile adiționale corespunzătoare în funcția degradării f . Modificarea parametrului de material, p , ce se poate produce ca rezultat al ciclării obosealii, de exemplu modificări în limita de oboseală, este în general un proces gradual (continuu). Fiecare modificare poate fi divizată într-un număr de etape ce coincide cu sfârșitul fiecărui bloc de încărcare.

De observat că, funcția $f(\psi;p)$ nu este o funcție crescătoare de ψ , pentru $\psi_1 > \psi_2$, $f(\psi_1;p) < (\text{sau } \leq) f(\psi_2;p)$. Prin urmare, relația (2.47) stabilește faptul că degradarea este acumulată într-un ritm mai rapid în etapa anterioară de încărcare ciclică cu ψ_1 , decât aceia cu ψ_2 . Pe de altă parte, "producția" de degradări este mai rapidă la o fază mai târzie a testării cu ψ_2 decât aceia cu ψ_1 . Procesul de oboseală cu ψ_1 poate fi legat de oboseala la cicluri joase în care fisurile prin oboseală se inițiază mai devreme pe timpul vieții. Testarea cu ψ_2 poate fi legată de oboseala la cicluri înalte unde inițierea fisurii ocupă majoritatea duratei totale de viață și propagarea rapidă a fisurilor are loc la sfârșitul duratei de viață. Observații similare au fost făcute de Hunter și Fricke, deasupra "saturației de alunecare" cantitatea de degradări crește rapid, pe când dincolo de această etapă, rata de creștere a degradărilor este mult mai lentă. Cu referire la fig.2.7, această observație este asociată cu funcția $f(\psi;p)$, fiind limitată între 0 și 1.

Conceptul descris al acumulării degradărilor prin oboseală, stabilește faptul că degradarea relativă, d , mai degrabă decât mărimea absolută a degradării, D , ține seama de efectele secvențiale dintr-o testare prin încărcare la multi nivele. Degradarea relativă, d , ține cont de degradarea ce are loc la niveluri atomice, micro și macroscopice.

2.5.3 SPECIFICAREA FUNCȚIEI DE DEGRADARE

Pasul esențial în specificarea conceptului de acumulare a degradărilor prin oboseală definit mai devreme este identificarea funcției $f(\psi;p)$. În general, o formă particulară a funcției de degradare poate fi dedusă din datele experimentale sau poate fi făcută o presupunere. De exemplu, funcția de degradare cea mai simplă $f(\psi;p)=1$ a fost propusă de Palmgren și Miner, care dau o lege de acumulare a degradărilor liniară:

$$\sum \frac{n_i}{N_{fi}} = 1 \quad (2.48)$$

unde i reprezintă numărul de nivele de încărcare.

Așa cum s-a discutat mai devreme, regula de acumulare a degradărilor poate fi deasemenea obținută din relația (2.47) când funcția $f(\psi;p) = \text{constant}$, ce rezultă sub forma unei singure curbe în reprezentarea grafică d funcție de n/N_{fi} (fig.2.7).

O teorie a dependenței de tensiune a fost propusă de Marco și Starkey. Procesul de degradare prin oboseală a fost descris de o lege de forma:

$$D = \left(\frac{n}{N_f} \right)^{x_\sigma} \quad (2.49)$$

unde exponentul x_σ este o cantitate variabilă a cărei mărime este dependentă de condițiile de tensiune aplicată. Comparând relațiile (2.37) și (2.49) se poate observa că $f(\psi;p) = x_\sigma$. Valorile lui x_σ pot fi determinate din teste de oboseală în doi pași unde legea cumulării degradărilor este sub forma:

$$\left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{x_{\sigma 1}/x_{\sigma 2}} + \frac{n_2}{N_{f2}} = 1 \quad (2.50)$$

În fig.2.9 Bennett prezintă rezultatele testelor de oboseală pe două epruvete ciclitate la două nivele succesive. Linia PA este curba semilogaritmică S-N a unui material virgin. Epruvetele sunt pretensionate la ± 372 MPa pentru 33% din durata medie de viață, iar apoi testate la alte nivele de tensiune până la rupere. Astfel rezultă curba S-N PB cu o pantă mare și apoi PA curba materialului virgin. În cazul în care 90% din durata de viață s-a aplicat același nivel de

Se presupune că o epruvetă este pretensionată pentru n_1 cicluri la nivelul de tensiune σ_1 pentru care ruperea se va produce la N_1 . O linie care unește punctul (n_1, N_1) și limita de oboseală, reprezintă o linie a isodegradării (fig.2.10). Panta $\tan \phi$ a acestei linii este o măsură a degradării D_1 . Raportul $\tan \phi / \tan \phi_f$ este degradarea normalizată d unde:

- $d = 0$ pentru materialul virgin;
- $d = 1$ reprezintă ruperea prin oboseală, curba S-N a materialului.

După aplicarea a n_1 cicluri la σ_1 epruveta este în continuare ciclată la nivelul σ_2 până se produce ruperea. Este necesară determinarea numărului de cicluri n_2 la nivelul σ_2 . Mișcându-ne de la punctul 1 la punctul 2 pe curba isodegradării $D_1 = D_2$ se poate ușor găsi numărul de cicluri echivalent n_{21} la σ_2 pentru care $D_2 = D_1$ și $n_2 = N_2 - n_{21}$ (fig.2.10). Prin urmare, scăzând numărul de cicluri rămase din durata totală de viață pentru un nivel de tensiune particular, se poate calcula numărul de cicluri necesar pentru a atinge o stare particulară a punctelor degradării-isodegradării. Se poate observa că punctele isodegradării la diferite nivele de tensiune, tind să cadă pe linii drepte ce converg la limita de oboseală “aparentă” pe curba S-N a materialului virgin. Fig.2.9 arată că, curbele S-N rămase pot fi transformate într-un set de curbe de isodegradare trecând prin limita de oboseală aparentă (redușă).

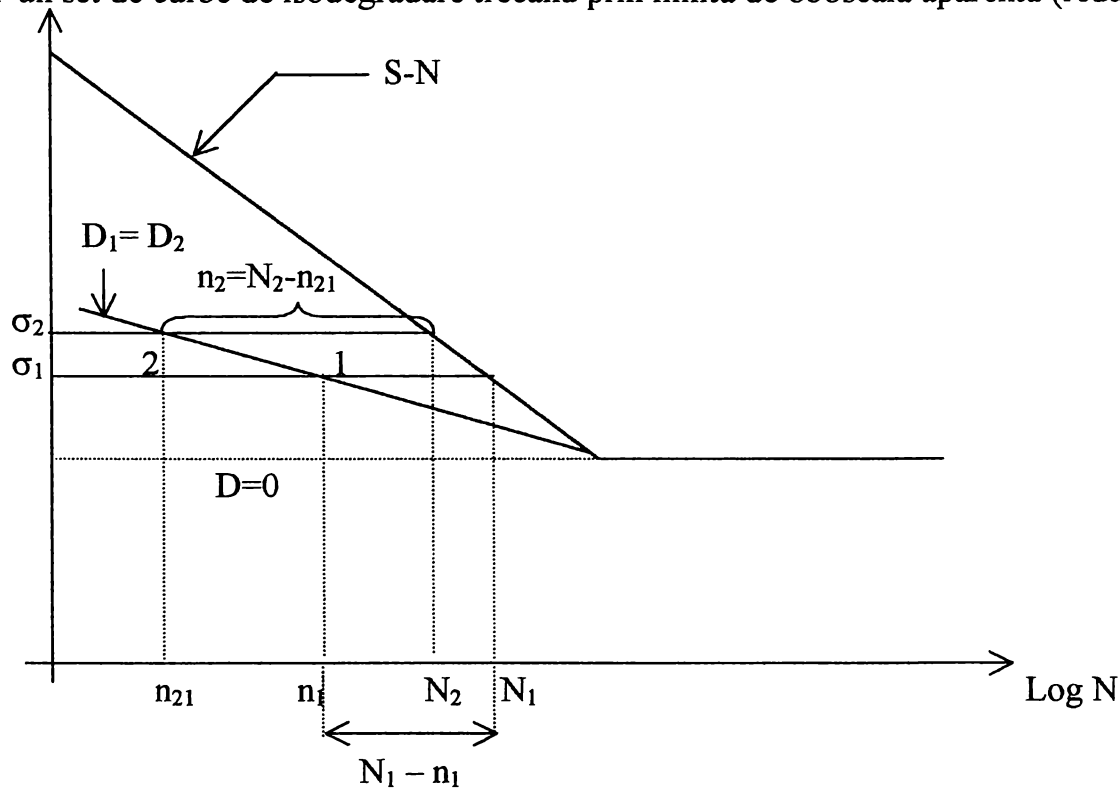


fig.2.10 Schematizarea curbelor de isodegradare

În fig.2.9 și fig.2.10 este evident faptul că, curbele de isodegradare nu converg către limita de oboseală a materialului virgin. Acest tip de curbe de isodegradare cu o limită de oboseală aparentă variând, au fost utilizate recent de Kujawski și Ellyin pentru a evalua acumularea de degradare rezultată din aplicarea secvențelor de tensiune (sau deformație) ciclică de amplitudine variată. Variabila de degradare a fost bazată pe energia de deformație plastică ($\psi = \Delta W^p$ unde ΔW^p este energia de histerezis pe ciclu) ca o funcție a duratei de viață ciclice, sub forma:

$$\Delta W^p = k_p (N_f)^{\alpha_p} \quad (2.51)$$

unde k_p este valoarea energiei la care linia dreaptă cu panta α_p a curbei duratei de viață intersectează axa energiei. Acest concept include amândouă etape de inițiere și propagare a fisurilor și este bazată pe următoarele:

- Pentru faza de inițiere a fisurilor, materialul are o limită de oboseală definită de energia de deformare plastică ΔW_e^p sau $\Delta \epsilon_e^p \Delta \sigma_e$ și durata de viață N_e .
- Pentru faza de propagare a fisurilor, materialul are o limită de oboseală “aparentă” (redușă) definită de W_e^{p*} sau $\Delta \epsilon_e^{p*} \Delta \sigma_e^*$ și durata de viață N_e^* unde N_e^* este luată din extrapolarea curbei originale $\log \Delta W^p$ funcție de N_f la limita de oboseală aparentă ΔW_e^{p*} . Variația tensiunii aparente $\Delta \sigma_e^*$ se poate obține din studiile mecanicii ruperii, iar $\Delta \epsilon_e^{p*}$ din relația tensiune-deformație ciclică, odată ce $\Delta \sigma_e^*$ este cunoscut. Alternativ, limita de oboseală aparentă în termeni de W_e^{p*} poate fi obținută dintr-un test în două etape, considerând curba ΔW^p funcție de N_f cunoscută.
- Curba duratei de viață și curbele de isodegradare se presupune a fi linii drepte la o reprezentare grafică a ΔW^p funcție de N_f și ele toate converg către limita de oboseală, N_e pentru faza de inițiere a fisurii și către N_e^* pentru faza de propagare a fisurii.
- Tranziția între fazele de inițiere și propagare a fisurii poate fi exprimată în termeni de curbă de degradare critică.

Avantajul utilizării energiei de deformare plastică în comparație cu tensiunea ca variabile a degradării prin oboseală, ψ este aceea că ΔW^p - aria dintre curbele de histerezis - este aproape constantă în timpul vieții sub acțiunea unor teste cu deformare controlată. Mai mult, interlegătura între deformare și tensiune (dependența de drum a degradării prin oboseală) poate fi luată în considerare în cercetările energetice. Deasemenea, o reprezentare grafică sub forma unei drepte, ΔW^p funcție de N_f (sau $2 N_f$) reflectă mai aproape tendința datelor experimentale în cazul oboselii la cicluri joase și înalte. Există unele limitări a implementării lui ΔW^p , și anume inpalpabilitatea ei cu referire la presiunea hidrostatică și dificultatea măsurării ei aproape de limita de oboseală, ce a fost discutată în subcapitolul 2.4.3. Se observă că la limita de oboseală $\Delta \epsilon^p \rightarrow \Delta \epsilon_e^p$, unde $\Delta \epsilon_e^p$ este pentru multe metale de ordinul 10^{-5} la 5×10^{-4} .

Pentru a preîntâmpina limitarea de mai sus, așa cum s-a subliniat și mai devreme, au fost făcute încercări pentru a folosi amândouă, variația energiei de deformare totală, $\Delta W = \Delta W^p + \Delta W^e$, sau densitatea de energie de deformare totală, $\Delta W^t = \Delta W^p + \Delta W^{e+}$, pentru a corela duratele de viață la oboseală. Toate cercetările bazate pe curbele de isodegradare dau legea de cumulare a degradării sub forma relațiilor (2.40) și (2.47) pentru teste la două sau mai multe nivele.

Forma funcției de degradare $f(\psi;p)$ depinde alegerea lui ψ și p și deasemenea pe reprezentarea curbei duratei de viață într-un sistem de coordonate semi-log sau log-log. Forme variate a lui $f(\psi;p)$ deduse din investigațiile prezentate mai devreme, sunt prezentate în tab.2.1.

Trebuie observat că legea degradării liniare duble (DLDR) propusă de Manson poate în principiu fi obținută printr-o aproximare corespunzătoare a curbelor de degradare (fig.2.7)

prin două segmente drepte și folosind legea de degradare liniară pentru fiecare segment separat. Oricum această liniarizare nu este unică.

Tabelul 2.1

Reprezentarea duratei de viață totale (curbe S-N)	Variabila de degradare controlată ψ	Parametrul de material p	Funcția de degradare $f(\psi;p)$	Autori
$\sigma_a - \log N_f$	σ_a	σ_e	$\frac{1}{(\sigma_a - \sigma_e)}$	Subramanyan, 1976
$\log \sigma_a - \log N_f$	σ_a	σ_e	$\frac{1}{\log(\sigma_a / \sigma_e)}$	Hashin și Rotem, 1978
$\sigma_a - \log N_f$	σ_a	σ_e^*	$\frac{1}{(\sigma_a - \sigma_e^*)}$	Srivatsavan și Subramanyan, 1978
$\log \Delta W^p - \log N_f$	ΔW^p	ΔW_e^{p*}	$\frac{1}{\log(\Delta W^p / \Delta W_e^{p*})}$	Kujawski și Ellyin, 1984
$\log \Delta W^t - \log N_f$	ΔW^t	ΔW_e^+ (sau $\Delta W_e^{+'}$)	$\frac{1}{\log(\Delta W^t / \Delta W_e^+)}$ sau $\frac{1}{\log(\Delta W^t / \Delta W_e^{+'})}$	Golos și Ellyin, 1987, 1988
Nespecificat			$(N_f)^{0,4}$	Manson și Halford, 1981

unde:

σ_a - amplitudinea tensiunii;

σ_e - amplitudinea tensiunii la limita de oboseală a materialului virgin;

σ_e^* - amplitudinea tensiunii la limita de oboseală "aparentă"

ΔW^p - energia de histerezis (aria dintre curbele de histerezis);

ΔW_e^{p*} - energia de histerezis la limita de oboseală "aparentă";

ΔW^t - densitatea de energie de deformare totală; $\Delta W^p + \sigma_{\max}^2 / 2E$ (pentru $\sigma_{\min} \leq 0$);

ΔW_e^+ - partea de tensiune a energiei de deformare elastică la limita de oboseală folosită în faza de inițiere a fisurii;

$\Delta W_e^{+'}$ - constantă $< \Delta W_e^+$ - o limită de oboseală echivalentă pentru faza de propagare a fisurii.

2.5.4. DETERMINAREA CURBEI DE DEGRADARE CRITICĂ

În formularea cumulării de degradare în termeni de energie de deformare ciclică, a fost făcută o distincție între fazele de inițiere și propagare a fisurii. În subcapitolul 2.5.3 s-a indicat faptul că tranziția între etapele de inițiere și propagare a fisurii poate fi exprimată în termeni de curbă de degradare critică. O astfel de curbă reprezintă în mod esențial demarcația între stările de nedegradare și degradare macroscopică când ciclarea se realizează la un nivel de energie de deformație dat (sau alt parametru de degradare). Cu alte cuvinte, fisurile, dacă sunt inițiate ca rezultat al încărcării ciclice, nu au atins o mărime la care sunt afectate proprietățile macromecanice și ciclice.

Pentru a stabili o curbă de degradare critică, se procedează în felul următor:

- O epruvetă este ciclată la o densitate de energie de deformație totală predeterminată, ΔW_i^t (sau oricare alt parametru de degradare), pentru n_i cicluri.
- Nivelul de energie de deformație este apoi redus la acela al limitei de oboseală a materialului $\Delta W_{\text{curgere}} < \Delta W_t$ și se ciclează în continuare așa cum este prezentat în fig.2.11.
- Dacă epruveta nu se rupe, după 10^6 la 10^7 cicluri, nivelul inițial de ciclare cumulativă nu va produce o fisură care s-ar putea propaga la limita de oboseală. Acest lucru este posibil datorită faptului că fisurile lungi și scurte se vor propaga la nivele de tensiune sub limitele de oboseală ale materialului.
- Se continuă procesul supunând o epruvetă similară la același nivel de energie, ΔW_i^t , dar crește numărul inițial de cicluri de la n_i la n_j unde $n_j > n_i$ și urmează aceiași procedură de testare în doi pași.
- Când o epruvetă este ciclată dincolo de curba de degradare critică se va rupe după o ciclare la $\Delta W_{\text{curgere}}$ într-un anumit timp, $N_f < 10^6$ sau 10^7 .

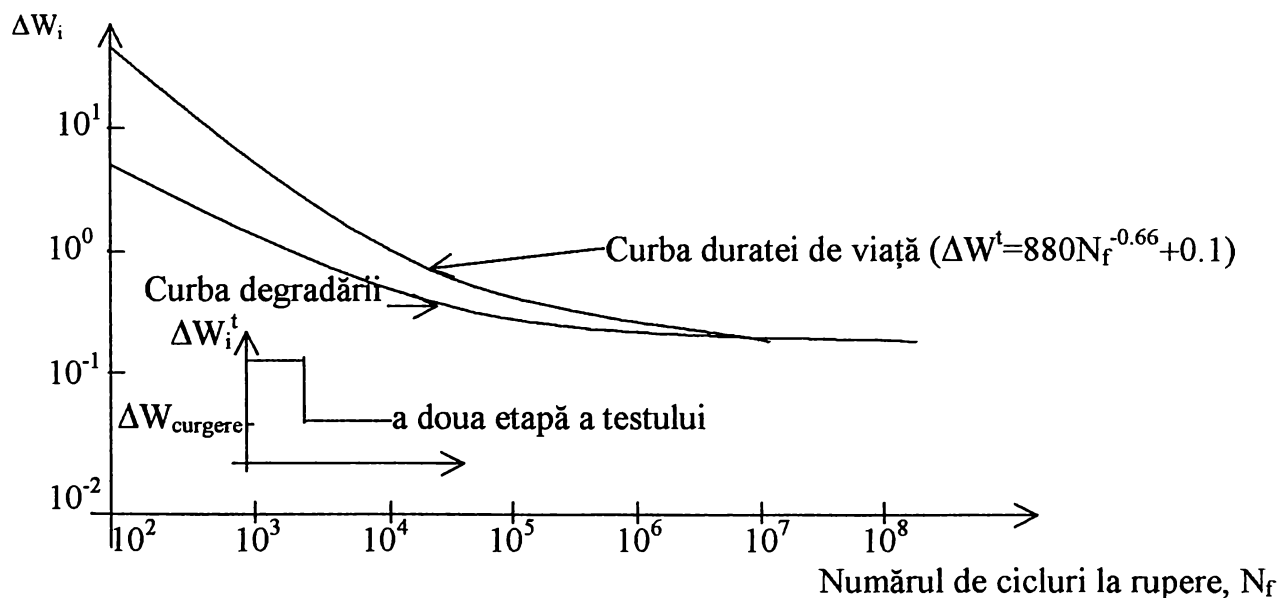


fig.2.11 Determinarea curbei de degradare critice și legătura ei cu curba duratei de viață

Fig.2.11 prezintă curba de degradare critică obținută în acest mod. În această figură cercurile pline corespund epruvetelor care s-au rupt în timpul ciclării la nivelul $\Delta W_{\text{curgere}}^t$ la mai puțin de 2×10^6 cicluri.

Toate testele amintite aici au condus la o rată de deformare medie $\epsilon = 5 \times 10^{-3} \text{ s}^{-1}$, și supuse la încărcarea sinusoidală cu controlul deformației complet inverse. Se poate observa faptul că la un regim de deformare înalt (oboseală la cicluri joase) în jur de 10-15% din durata de viață totală este cheltuită în faza de inițiere a fisuri critice, întrucât în regimul de deformare joasă (cicluri înalte) faza de inițiere a fisurii critice ocupă o parte majoră din durata totală de viață. De observat faptul că o relație sub forma (2.29) poate de asemenea descrie curba de degradare critică, cu toate că, constantele de material k_t și α_t vor fi diferite pentru două curbe ce reprezintă curbele de degradare critică și de durata de viață.

2.5.5 OBSERVAȚII ASUPRA VARIABILEI DE CONTROL A DEGRADĂRII, ψ

Una din cercetările curente de rupere prin oboseală este identificarea variabilei de degradare potrivite, ψ , ce poate fi utilizată pentru a descrie procesul de degradare prin oboseală. Aceasta va unifica consecvent oboseala la cicluri joase și înalte potrivit cu teoria mecanicii ruperii neliniare. Odată ce această variabilă ψ este descrisă adecvat, efectul secvenței de încărcare poate fi determinat într-o manieră prezentată în acest lucrare. Pe baza observațiilor experimentale, studiul energetic pare a fi cel mai promițător. Plasticitatea este responsabilă de disiparea energiei de deformare. Prin urmare, orice cale de încărcare la oboseală (ciclare în termeni de tensiune), trebuie a fi considerată în spațiul tensiunii cu respectarea componentelor de tensiune hidrostatische. Când tensiunile hidrostatische sunt pozitive, degradarea este acumulată la o rată mai mare corespunzător cu contribuția ei la deschiderea (defectelor) fisurilor cu creșterea energiei de intrare, întrucât pentru tensiunile hidrostatische de compresiune, defectul (fisura) tinde să se închidă cu energia aplicată și rata de degradare va fi mai mică.

Se consideră o cale de încărcare ABCDA așa cum este prezentat în fig.2.12, în spațiul de tensiune principal. Punctele A și C reprezintă intersecția căii de încărcare cu planul Π . Planul Π este un plan normal la axa presiunii hidrostatische cu o unitate normală n : $(1/\sqrt{3}, 1/\sqrt{3}, 1/\sqrt{3})$ trecând prin originea axelor principale. Punctele de intersecție A și C împart calea în două segmente ABC și CDA pentru care presiunea hidrostatică este pozitivă respectiv negativă. Prin urmare, bazată pe argumentele de mai sus a naturii deschiderii și închiderii defectelor (fisurilor), pentru aceiași creștere a energiei de intrare, rata de degradare va fi mai mare pentru calea ABC decât pentru CDA. Astfel orice parametru de degradare ψ ar trebuie să reflecte această dependență de presiunea hidrostatică. Când calea tensiunii este deasupra planului Π , degradarea este mai mare decât pentru situația sub plan, pentru aceeași cantitate de energie.

Bazat pe argumentul de mai sus, este ușor de înțeles de ce încărcarea biaxială complet reversibilă este mai degradantă decât cea uniaxială, care la rândul ei este mai degradantă decât forfecarea pură, pentru aceiași cantitate de energie de intrare pe jumătate de ciclu. Efectul tensiunii medii și efectul neglijabil al deformației medii în oboseala la cicluri joase în cazul stării de tensiune uniaxiale, poate fi explicat pe baza efectului tensiunii hidrostatice menționat mai sus. În cazul deformației plastice medii (la oboseala la cicluri joase), tensiunea medie se relaxează și componenta de tensiune hidrostatică este redusă față de planul Π .

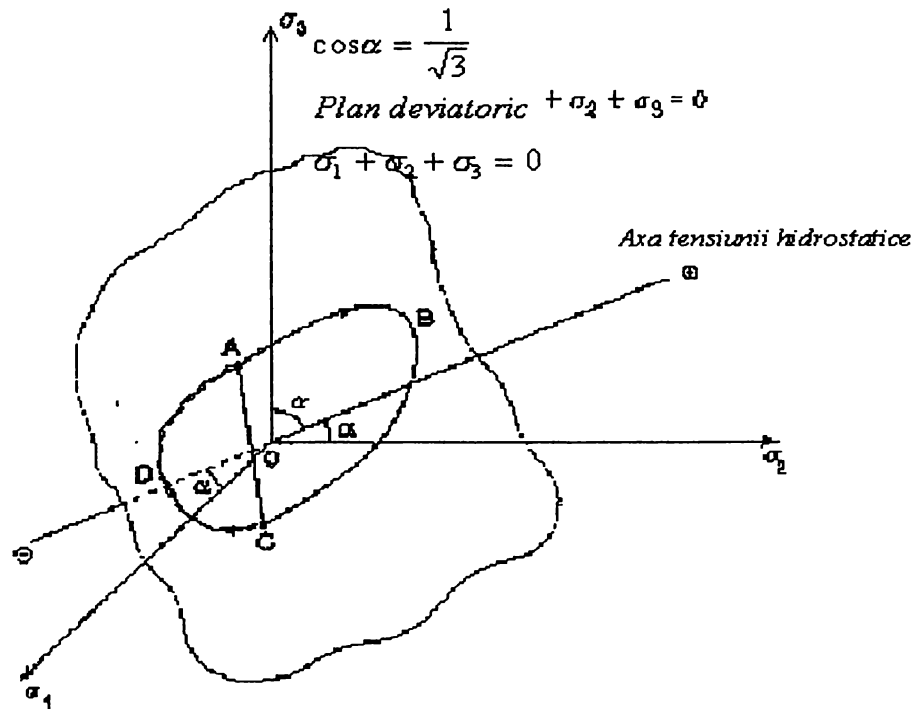


fig.2.12 Calea de încărcare ciclică în spațiul de tensiune principal în legătură cu tensiunea hidrostatică

2.6. OBOSEALA DEPENDENTĂ DE TEMPERATURĂ ȘI MEDIU

Rezistența la oboseală a metalelor este în general afectată de creșterea temperaturii și sunt observate vieți mai scurte în comparație cu oboseala independentă de timp unde influența timpului și rata de încărcare sunt neglijabile. Interesul în ultimii ani în domeniul rezistenței la oboseală la temperaturi înalte se naște în general din dezvoltarea motoarelor eficiente pentru aplicațiile aerospațiale, componentelor reactoarelor nucleare - în special acelea pentru regeneratoare rapide - și turbinelor cu aburi în uzinele de putere.

Aliajele au fost dezvoltate la început pentru a da rezistență la fluaj înalt sub încărcare statică la temperaturi înalte. Testele de început pentru studiul rezistenței la oboseală la aliaje la temperaturi înalte s-au realizate în aer. S-a descoperit că aliajele care au o rezistență bună la deformația de fluaj prezintă în general o rezistență la oboseală acceptabilă peste o temperatură limită dată. De exemplu, oțelurile feritice aliate cu molibden, vanadium sau crom sunt mai potrivite pentru o folosire la temperaturi sub 600°C în timp ce oțelurile austenitice cu un conținut mare în crom prezintă performanțe mai bune peste 600°C.

Testarea în aer la temperaturi înalte introduce un efect de mediul adițional (oxidarea) suprapus peste acelea ale fluajului și oboselii. Prin urmare, pentru a elimina acest efect de mediu, testele de oboseală se petrec în vid înalt. Fig.2.13 arată că pentru **undele** simetrice continue, dependența de rată este observată când testarea se realizează în aer, în timp ce influența ratei deformațiilor este aproape absentă într-un vid puternic (0,1μPa). Este o evidență experimentală clară ce arată aceeași tendință. Prin urmare, un mediu de vid înalt ($\leq 0,1 \mu\text{Pa}$) este un mediu în care se poate investiga interacțiunea fluaj-oboseală. Într-un astfel de mediu orice manifestare a dependenței de timp va fi corespunzătoare cu fluajul.

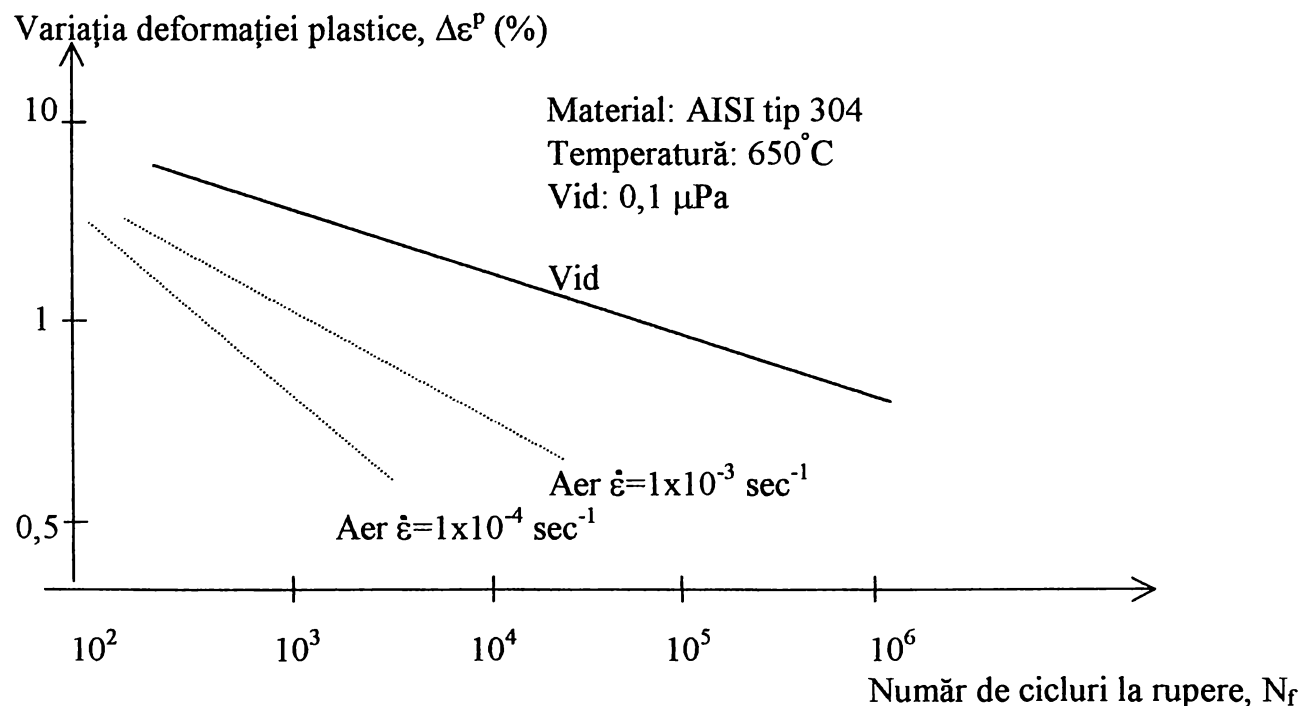


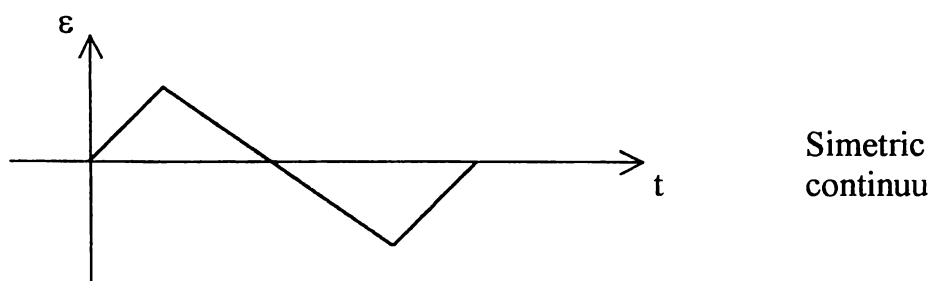
fig.2.13 Teste simetrice continue ale oțelului inoxidabil AISI tip 304 conduse în vid și aer pentru două rate de deformare diferite

Pentru a determina efectul temperaturii în comportamentul la oboseală, testele sunt conduse folosind o varietate de forme a ciclurilor de solicitare. Unele ondulații tipice sunt prezentate în fig.2.14. Efectele ciclării frecvenței de testare nu sunt semnificative pentru mediu de vid înalt pentru forme de ondulare simetrice. (Frecvența măsurată în Hz (cicluri pe secundă) nu este o măsură bună pentru oboseala dependentă de timp, rata deformației (s^{-1}) este o măsurare mai bună). Se așteaptă ca orice diferență în durata de viață între ciclurile simetrice și asimetrice, să fie cauzate de comportamentul la fluaj al materialului. Există o cantitate mare de date experimentale ce indică faptul că o reducere a duratei de viață la oboseală se produce când **timpul total** petrecut sub tensiune de întindere depășește pe cel sub tensiune de compresiune.

2.6.1. INFLUENȚA FORMEI CICLULUI DE SOLICITARE

În continuare se urmărește efectul formei ciclurilor asupra duratei de viață, excluzând timpul ca fiind efectul de mediu, testele realizându-se sub vid înalt. Efectul ratei deformației poate fi investigat prin compararea testelor realizate sub forme de alternanțe echilibrate (simetrice) și neechilibrate (începuturi neegale și rate de deformație inverse) la aceeași temperatură. Rezultatele experimentale indică faptul că durata de viață la oboseală este redusă în ciclurile lente-rapide și este afectată într-un grad mai puțin important în cicluri rapide-lente în comparație cu ciclurile simetrice. Un interes special se acordă faptului că în cazul formelor de ondulații lente-rapide, suprafața fisurată este intergranulară și degradarea de cavitate este observată în interiorul materialului. În cazul unei rate egale sau forme de ondulații rapide-lente, calea ruperii este în general transgranulară.

Pentru a investiga efectul duratei de menținere, testele sunt în general realizate cu durate de menținere impuse la amândouă vârfuri: de întindere și compresiune pentru fiecare ciclu (fig.2.14). O reducere a duratei de viață la oboseală este observată pentru situațiile de menținere sub solicitări de întindere, suprafața fisurată este intergranulară. O revenire este observată atunci când un vârf de deformație la compresiune este suprapus peste un experiment de menținere a întinderii. Coffin a afirmat că în medii de vid înalt degradarea de fluaj manifestată prin creșterea cavității, apare numai când timpul petrecut sub tensiune de întindere (lent-rapid sau menținere tensionată) depășește acela petrecut sub tensiune de compresiune.



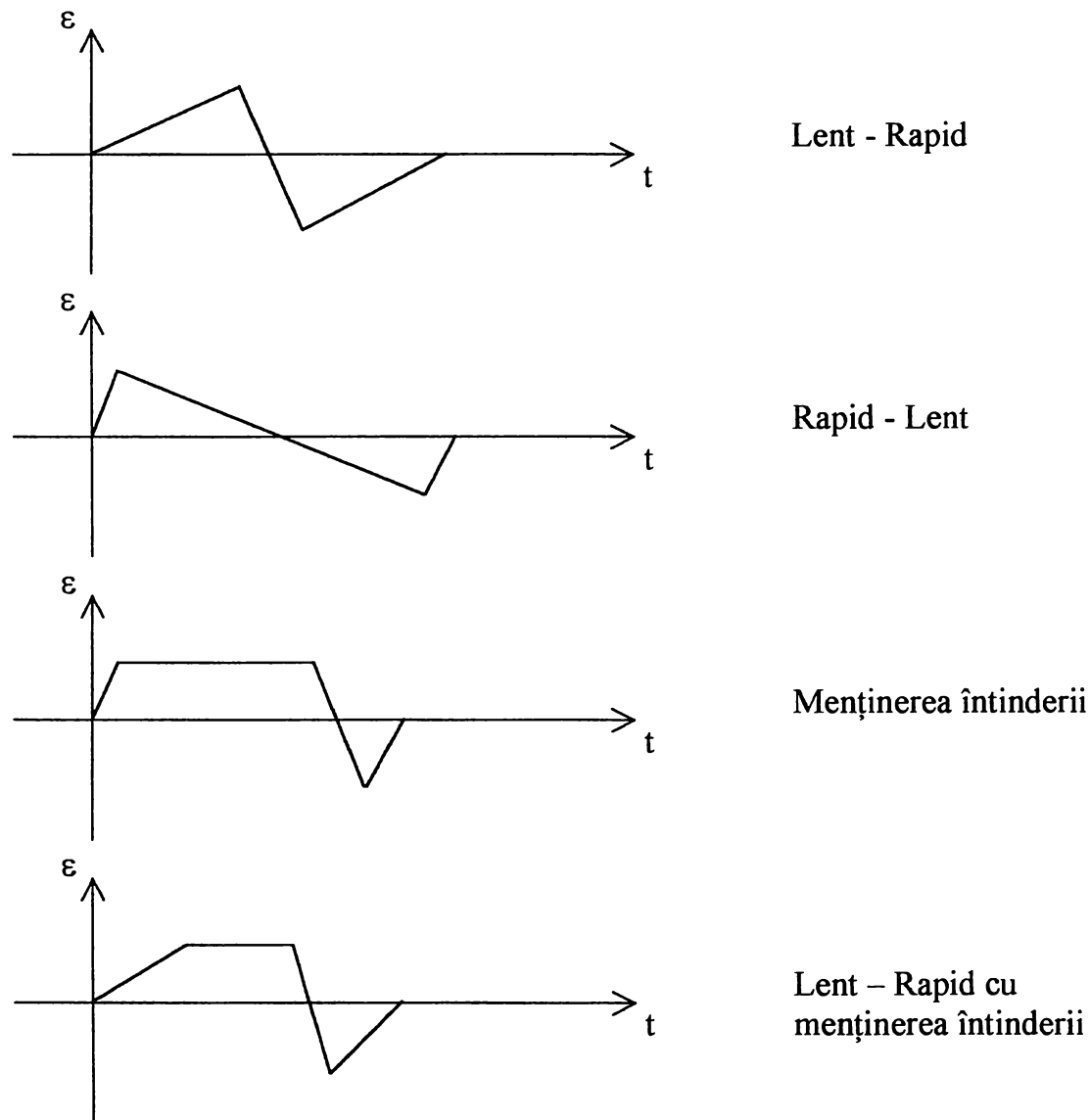


fig.2.14 Forme de ondulații de deformare variate la care testele sunt realizate pentru a aprecia interacțiunea fluj-oboseală

2.6.2 METODE DE STABILIRE A DURATEI DE VIAȚĂ

Metodele de precizie a duratei de viață pentru oboseala la temperaturi înalte pot fi grupate în următoarele categorii principale și anume:

- totalizarea liniară de timp și ciclu;
- ruperea prin oboseală la frecvență modificată;
- distribuția variației deformației;
- parametrul de degradare continuu.

Regula totalizării liniare de timp și ciclul conduce la o estimare conservativă a duratei de viață și a fost folosită pe scară largă deoarece este procedura care este sprijinită de ASME Boiler și Codul Rezervorului de Presiune.

Cercetarea ruperii prin oboseală la frecvență modificată și mai recent extensii numite metode de separare a frecvenței, au fost larg dezvoltate de Coffin și asociații săi. În varianta anterioară, criteriul de oboseală prin frecvență modificată, a fost presupus faptul că durata ciclului, dar nu forma undulației, afectează durata de viață la fluaj-oboeseală. Așa cum s-a discutat în subcapitolul 2.6.1, forma undei are un efect semnificativ asupra duratei de viață la oboseală la temperaturi înalte și prin urmare în varianta nouă a metodei frecvența a fost înlocuită de frecvența de încărcare la întindere.

Metoda de distribuție a variației deformației a fost dezvoltată de Manson și asociații săi pe baza datelor experimentale pentru a stabili o legătură dintre viteza de deformare – durata de viață. Patru seturi de experimente ciclice de durată de viață au fost necesare pentru a studia criteriul fluaj-oboeseală. Variația deformației plastice este distribuită în plasticitatea complet inversă $\Delta\epsilon_{pp}$, fluaj complet invers $\Delta\epsilon_{cc}$, plasticitatea de întindere amestecată inversată de fluajul de compresiune, $\Delta\epsilon_{pc}$, sau fluajul de întindere inversată de plasticitatea de compresiune, $\Delta\epsilon_{cp}$. O curbă de histererezis dată este ruptă în componentele variației deformației pp, cc și pc sau cp, și folosind o regulă de degradare liniară aproximativă, prezicerea duratei de viață este realizată pe baza duratei existenței componentelor de variație a deformației constituite. Această metodă stabilește două limite de saturație, o limită de sus la rate de deformare mari, pp, și o limită de jos la frecvențe joase.

Metode mai recente s-au bazat pe definirea unei funcții pentru a lua în evidență degradarea materialului. Munca lui Kachanov a avut o influență majoră în tratarea degradării de fluaj. Cercetarea degradării continue la procesul degradării de fluaj-oboeseală a fost reluată și de Murakami. Tabelul 2.2 totalizează unele criterii de rupere prin fluaj-oboeseală.

Tabelul 2.2

SURSA	CRITERIUL FLUAJ-OBOSEALĂ	OBSERVAȚII
Totalizarea liniară a timpului și ciclului, Robinson, Taira	$\frac{n}{N_f} + \int \frac{dt}{t_R} = 1$	N_f – durata de viață la oboseală fără fluaj t_R – durată de rupere prin fluaj
Separarea frecvenței Coffin	$N_f = \left(\frac{C_2}{\Delta\epsilon^{in}} \right)^{1/\beta} \left(\frac{\nu_t}{2} \right)^{1-k} \left(\frac{\nu_c}{\nu_t} \right)^c$ $frecvența \frac{1}{\nu} = \frac{1}{\nu_t} + \frac{1}{\nu_c}$	ν_t și ν_c sunt frecvențele de întindere și compresiune, C_2, β, k și c sunt constante de material
Separarea variației deformației Manson	$\frac{1}{N_f} = \frac{F_{pp}}{N_{pp}} + \frac{F_{cc}}{N_{cc}} + \frac{F_{cp}}{N_{cp}} \left(\text{sau} \frac{F_{pc}}{N_{pc}} \right)$ $N_{ij} = c_{ij} (\Delta\epsilon^{in})^{\alpha_{ij}}, F_{ij} = \frac{\Delta\epsilon_{ij}}{\Delta\epsilon^{in}}$ $\Delta\epsilon^{in} = \sum \Delta\epsilon_{ij} (i, j = p, c)$	P și C se referă la plastic sau fluaj. Prima literă într-un mod mixt se referă la partea de întindere a unui ciclu și a doua la partea de compresiune.

Continuare tabel 2.2

<p>Rata degradării Majumdar și Maiya</p>	$N_f = \frac{\left[-1 + \left(1 + 2D_c / D_t \right)^{1/2} \right]}{D_c}$ <p>unde</p> $D_c = \int_{\text{ciclu}} \left\{ \begin{matrix} A_g \\ -A_g \end{matrix} \right\} \dot{\epsilon}^{in} ^m \dot{\epsilon}^{in} ^{k_c} dt$ $D_t = \int_{\text{ciclu}} \left\{ \begin{matrix} C_t \\ C_c \end{matrix} \right\} \epsilon^{in} ^m \dot{\epsilon}^{in} ^k dt$	<p>A_g și C_t sunt folosite pentru tensiunea de întindere și – A_g și C_c pentru tensiunea de compresiune.</p> <p>$\dot{\epsilon}^{in}$ este rata de deformare inelastică. A_g, C_t, C_c, m, k_c și k sunt parametrii de material.</p>
<p>Rata degradării Lemaitre și Plumtree</p>	$\frac{dD}{dN} = \frac{dD_f}{dN} + \frac{dD_c}{dN}$ $\frac{dD_f}{dN} = \left\{ \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\text{mediu}}}{B(\sigma_{\text{mediu}})(1-D)} \right\}^\beta (1-D)^{-P}$ $\frac{dD_c}{dN} = \left\{ \frac{ \sigma }{A^\pm(1-D)} \right\}^\nu (1-D)^{-q}$	<p>σ_{\max} și σ_{mediu} sunt tensiunea medie și maximă în timpul unui ciclu. Alți parametrii provin din experimente.</p>
<p>Creșterea duratei de viață Saitoh și Krempl</p>	$D_f + D_c = 1$ <p>unde</p> $\dot{D}_f = H(\dot{\epsilon}^{in}) \dot{\epsilon}^{in} ^{n_f} \left \frac{\sigma}{\sigma_f} \right ^{m_f}$ $\dot{D}_c = \text{sgn}(\sigma) \dot{\epsilon}^{in} ^{n_c} \left \frac{\sigma}{\sigma_c} \right ^{m_c}$	$H(\dot{\epsilon}^{in}) = \begin{cases} 1, & \dot{\epsilon}^{in} \geq 0 \\ 0, & \dot{\epsilon}^{in} < 0 \end{cases}$ $\text{sgn}(\sigma) = \begin{cases} 1, & \sigma \geq 0 \\ -1, & \sigma < 0 \end{cases}$ <p>n_f, m_f, σ_f, n_c, m_c și σ_c sunt constante de material</p>
<p>Rata degradării Asada</p>	$N_f (C_1 D_1^{n_1} + C_2 D_D^{n_2}) = 1$ <p>unde</p> $D_1 = \int_{\text{ciclu}} \sigma_e d\epsilon^p$ $D_D = \int_{\text{ciclu}} \sigma_e dt$	<p>σ_e este supratensiunea și C_1, n_1, C_2 și n_2 sunt parametrii de material</p>

2.7. DEFINIREA MECANISMULUI DEGRADĂRII CA FUNCȚIE DEPENDENTĂ DE TIMP

Într-o situație ce implică ciclarea mecanică și/sau termică (fluaj-oboseală) se presupune că degradarea este alcătuită din două funcții:

1. componenta de degradare independentă de viteza de deformare (oboseală) ϕ_i ;
2. componenta de degradare dependentă de viteza de deformare (fluaj) ϕ_d :

$$D = D(\phi_i, \phi_d) \quad (2.52)$$

Viteza de acumulare a degradărilor pe ciclu se definește astfel:

$$\frac{dD}{dN} = \frac{\partial D}{\partial \phi_i} \frac{d\phi_i}{dN} + \frac{\partial D}{\partial \phi_d} \frac{d\phi_d}{dN} \quad (2.53)$$

În subcapitolul anterior s-a arătat că funcția de control a degradărilor în cazul 1. este:

$$\frac{d\phi_i}{dN} \approx \Delta W_i \quad (2.54)$$

unde ΔW_i se referă la partea de degradare a energiei de deformație (2.31). În cazul încărcării la nivel înalt de deformație oboseală-fluaj unde $\Delta W^p \gg \Delta W^{e+}$, ΔW_i poate fi interpretat ca aria dintre curbele de histerezis pentru ciclarea simetrică rapidă-rapidă cu deformație controlată. Prin urmare, din (2.31) se obține:

$$\left(\frac{\Delta W_i}{k_i} \right) = (2N_{fi})^\alpha \quad (2.55a)$$

sau

$$\frac{1}{N_{fi}} = \left(\frac{\Delta W_i}{k_i} \right)^{1/\alpha} \quad (2.55b)$$

Se adoptă notația:

$$2f_i = 2N_{f0} \quad \text{și} \quad -1/\alpha = \alpha' \quad (2.56)$$

Ecuția (2.55b) poate fi scrisă ca:

$$\frac{1}{2N_{f0}} = \left(\frac{\Delta W_i}{k_i} \right)^{\alpha'} \quad \alpha' > 0 \quad (2.57)$$

În cazul oboselii dependente de viteza de deformare, mecanismul rupei implică:

- a) formarea de nucleu a cavităților;
b) creșterea cavităților.

Rice a investigat creșterea a unui singur gol pe o fațetă de graniță a grăuntelui cavitat. În acest model, cavitățile sunt presupuse a fi uniform distribuite pe fațetă cu o spațiere medie de $2b$ și o rază a (fig.2.15a). Difuzia de-a lungul suprafeței golului este presupusă a fi rapid comparată cu cea de-a lungul graniței grăuntelui astfel că, este menținută o calotă sferică de cvasi echilibru cu un unghi de deschidere ψ (o valoare tipică a lui ψ este în jur de 70°).

Tensiunea uniaxială aplicată de la distanță este indicată de σ_∞ , ce cauzează o viteză de deformare de izolată de $\dot{\epsilon}_\infty$. Viteza medie de deschidere a fațetei grăuntelui (fig.2.15) este dată de:

$$\dot{\delta} = \lambda d \left(1 - \frac{\sigma}{\sigma_\infty} \right) \dot{\epsilon}_\infty \quad (2.58)$$

unde λ este un factor adimensional și d este diametrul fațetei grăuntelui. Tensiunea σ în relația (2.58) este tensiunea pe suprafețele cavității. De observat că dacă $\sigma = \sigma_\infty$, apoi nu ar fi o creștere a cavității. Rata de creștere a cavității este prin urmare controlată de diferența dintre tensiunea aplicată σ_∞ și tensiunea locală ce constrânge (fixează) cavitata, σ , ($\sigma_\infty - \sigma$). Prin urmare, relația (2.58) poate fi scrisă după cum urmează:

$$\dot{\delta} = k_{fixare} \dot{\epsilon}_\infty \quad (2.59)$$

Viteza de lucru realizată pentru a deschide o fațetă cavitată este proporțională cu $(\sigma_\infty - \sigma) \dot{\delta}$:

$$\dot{W} \approx (\sigma_\infty - \sigma) \dot{\delta} \quad (2.60)$$

În cazul componentei dependentă de viteza de deformare se poate scrie relația:

$$\Delta W_d \approx \int_{ciclu} \sigma \dot{\epsilon} dt - \int_{ciclu} \sigma_{ref} \dot{\epsilon} dt \quad (2.61)$$

unde σ_{ref} este tensiunea asociată cu un regim simetric continuu cu o viteză înaltă de deformare unde nu este observată o dependență de viteză (fig.2.14), și σ este tensiunea aplicată izolat (la distanță) într-un regim lent de deformare - rată. Pentru a ilustra cele de mai sus, în continuare se compară două teste de deformare controlată. Primul este o încărcare simetrică continuă la o viteză înaltă de deformare, $\dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}_{ref}$ aici denumit rapid-rapid și reprezentat de simbolul FF. Cel de-al doilea test este realizat cu o viteză de deformare mai lentă $\dot{\epsilon} < \dot{\epsilon}_{ref}$ la întindere și $\dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}_{ref}$ la compresiune (încărcare inversă) și va fi denumit test lent-rapid (SF). Tensiunea și deformarea izolate funcție de timp (ϵ_∞ funcție de t , σ_∞ funcție de t) sunt reprezentate grafic în fig.2.16. Pentru un material ce nu prezintă un efect de viteză, cele două seturi de curbe vor coincide. Astfel, orice diferență între ele este corespunzătoare

cu dependența de viteză a materialului, iar partea dependentă de viteză a energiei este dată de relația (2.61).

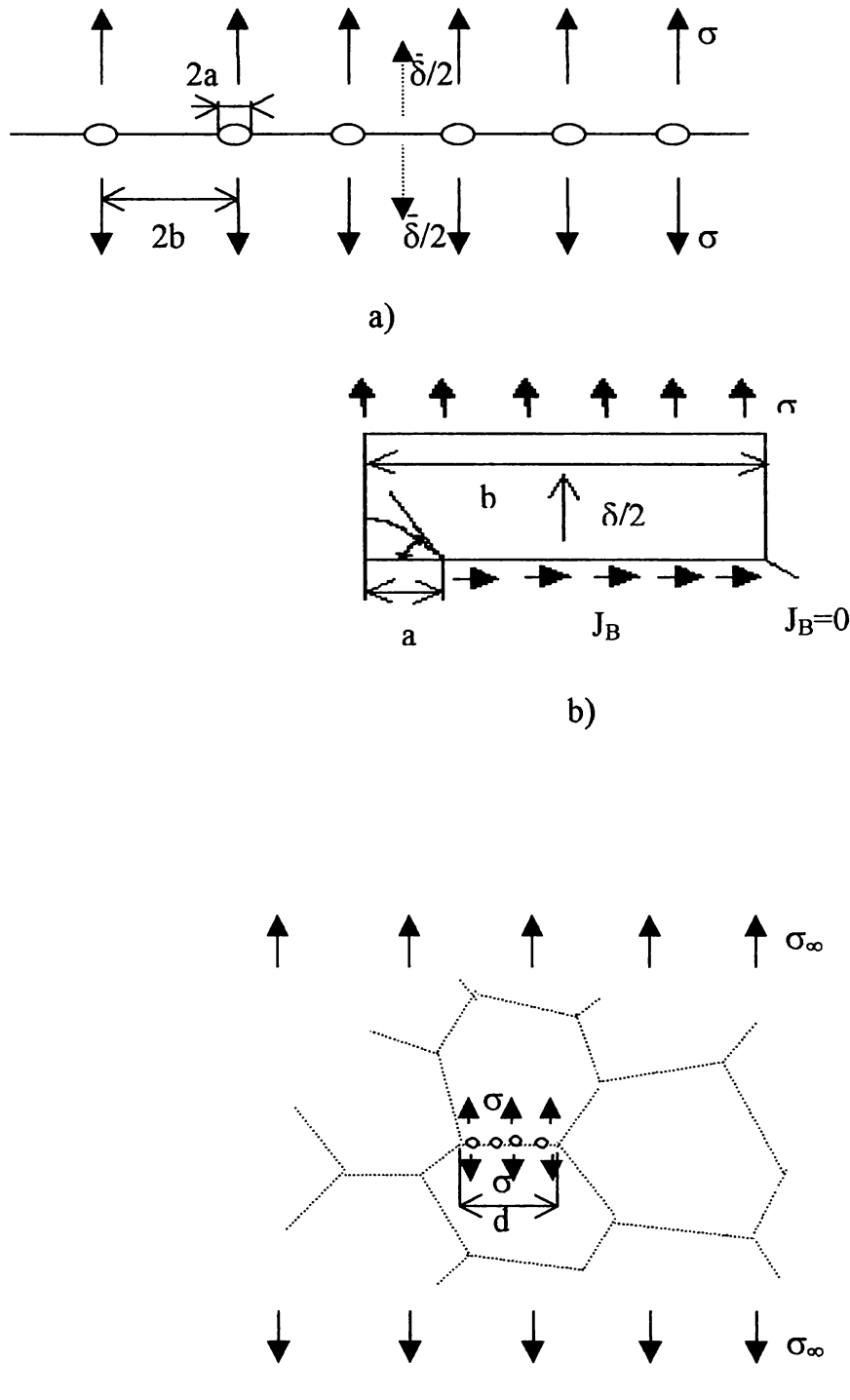


fig.2.15 Modelul lui Rice a unei limite de grăunte cavitat. (a) limita grăuntelui cavitat supus la o tensiune σ și se deschide la o rată $\dot{\delta}$; (b) geometrie asimetrică folosită pentru a modela cavitatea și difuzia de la suprafața cavității la limita grăuntelui, J_B este fluxul de difuzie la granița grăuntelui ce dispare la raze exterioare limitei grăuntelui; (c) granița grăuntelui cavitat într-un policristal.

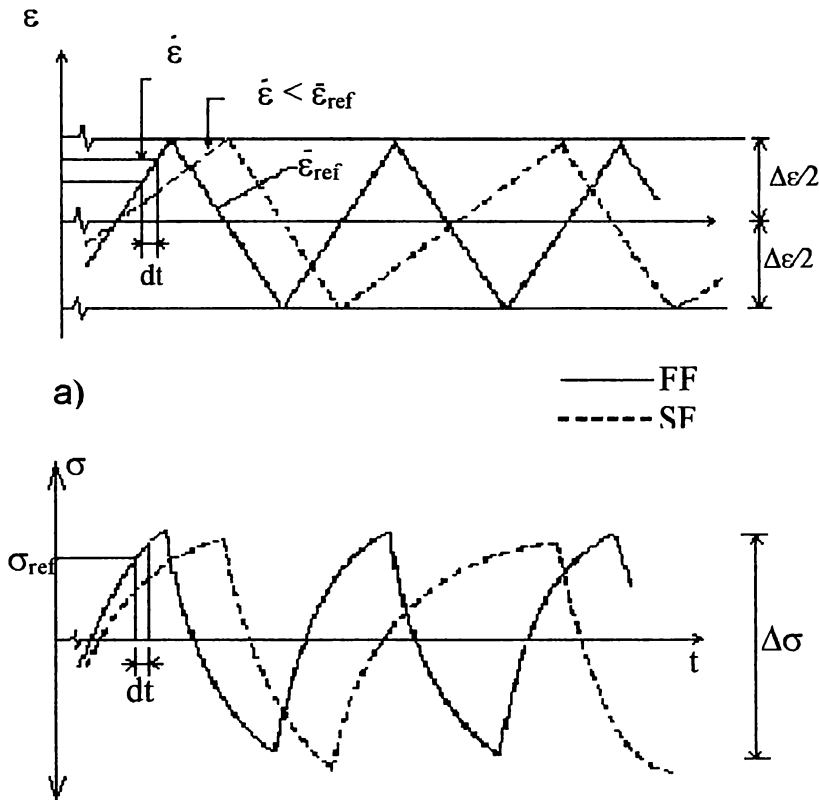


fig.2.16 (a) Un program de teste rapid-rapid simetrice continue cu deformația controlată și un test lent-rapid continuu asimetric. (b) Schematizarea răspunsului de tensiune

Când se compară energiile curbelor de histerezis, scala timpului este eliminată și avem partea integrată a fiecărei energii din relația (2.61). Prin urmare, pentru a obține energia corespunzătoare cu efectul vitezei de deformație, trebuie realizată o transformare a coordonatelor considerând și pentru încărcarea inversă aceeași viteză de deformație $\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}_{ref}$. În această manieră, poate fi determinată aria corespunzătoare efectului vitezei. Fig.2.17 arată două curbe de histerezis, una FF cu $\dot{\varepsilon} = 1 \times 10^{-3} s^{-1}$ și cealaltă SF ($10^{-4}/10^{-3}$)s⁻¹, suprapuse una peste alta. Creșterea cavitații se produce în timpul părții pozitive de tensiune (întindere), partea de degradare a energiei de deformație dependentă de viteză este dată de relația:

$$\Delta W_d^+ = \int (\sigma - \sigma_{ref}) H(\sigma - \sigma_{ref}) d\varepsilon \quad (2.62)$$

unde $H(\sigma - \sigma_{ref})$ este funcția Heaviside, egală cu unitatea când $\sigma - \sigma_{ref} \geq 0$, altfel zero.

Întorcându-ne la relația (2.53), se obține:

$$\frac{d\phi_d}{dN} \approx \Delta W_d^+ \quad (2.63)$$

și într-o manieră similară pentru partea dependentă de viteză, se poate scrie:

$$\left(\frac{\Delta W_d^+}{k_d}\right) = (2N_{fd})^\beta \quad \beta < 0 \quad (2.64a)$$

sau

$$\frac{1}{2N_{fd}} = \left(\frac{\Delta W_d^+}{k_d}\right)^{\beta'} \quad \beta' = \frac{-1}{\beta} > 0 \quad (2.64b)$$

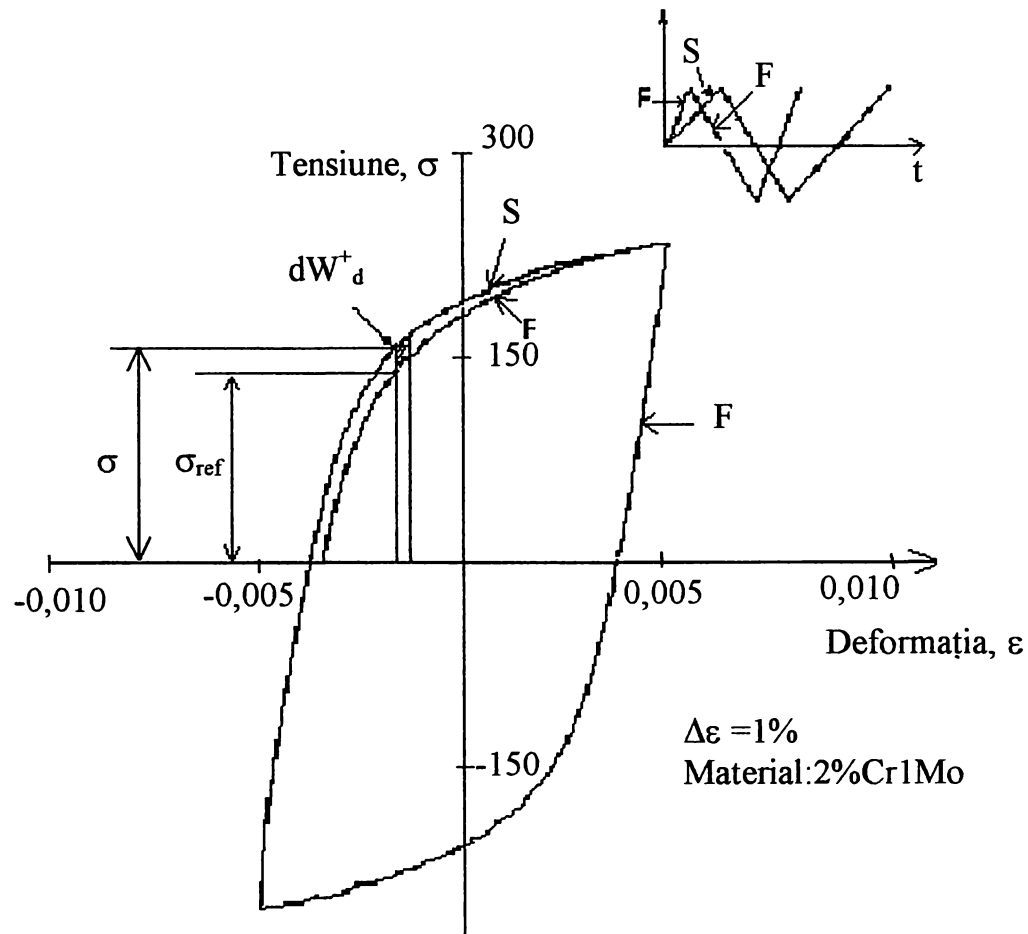


fig.2.17 Potrivirea ramurilor de descărcare a două teste rapid-rapid și lent-rapid pentru a se obține efectul dependenței de viteză de deformare

Înlocuind relațiile (2.63), (2.64b), (2.54) și (2.57) în (2.53) se obține:

$$A(\Delta W_i)^{\alpha'} + B(\Delta W_d^+)^{\beta'} = \frac{1}{2N_f} \quad (2.65a)$$

sau

$$\frac{1}{N_{f0}} + \frac{1}{N_{fd}} = \frac{1}{N_f} \quad (2.65b)$$

În derivatele (2.65), s-a presupus:

$$\frac{\partial D}{\partial \phi_i} = C_i \quad \text{si} \quad \frac{\partial D}{\partial \phi_d} = C_d \quad (2.66)$$

unde C_i și C_d sunt constante. Prima condiție pentru partea independentă de viteză a fost verificată experimental (subcapitolul 2.4). Cea de-a doua condiție va fi confirmată prin corelarea cu experimentele.

La acest nivel este important de văzut faptul că legătura obținută pentru oboseala dependentă de timp (2.65) satisface cele două cazuri limită și anume condițiile de “oboseală pură” (independentă de viteză) și de fluaj (dependent de viteză). În cazul răspunsului independent de viteză, $\sigma = \sigma_{ref}$ pentru orice $\dot{\epsilon}$, $\Delta W_d^+ = 0$ se obține:

$$A(\Delta W_i)^{\alpha'} = \frac{1}{2N_f} \quad (2.67a)$$

sau

$$\frac{\Delta W_i}{k} = (2N_f)^\alpha \quad (2.67b)$$

care este relația (2.31) cu $\alpha = -1/\alpha'$ și $k = (A)^{1/\alpha'}$.

În cazul “fluajului pur”, $\sigma = \text{constant}$, $\sigma_{ref} = 0$, prin urmare $\Delta W_i = 0$ și din relația (2.61) se observă faptul că energia cerută pentru ruperea prin fluaj depinde de nivelul de tensiune aplicat și de rata de deformare $\dot{\epsilon}$. Se poate astfel concluziona că, criteriul de rupere prin oboseală (fluaj-oboseală) dependent de timp (2.65) posedă parametrii de degradare corespunzători rezultatelor obținute din observații la nivele macro și micro.

2.8. INFLUENȚA MEDIULUI ASUPRA INIȚIERII FISURII ȘI ASUPRA DURATEI DE VIAȚĂ LA OBOSEALĂ

S-a menționat anterior faptul că ruperea prin oboseală este un proces în mai multe etape ce implică o acumulare de deformare plastică, conducând la inițiere de fisuri și o creștere a fisurilor. Demarcația între faza de inițiere a fisurii și aceea a propagării a fost în general bazată pe o lungime de fisură definită arbitrar, variând de la diametrul grăuntelui până la 1 mm. Procesul fundamental la scară microscopică este formarea de dislocații, inițial la suprafață sau straturi sub suprafață, și mai târziu în fața fisurilor inițiate. La nivel microscopic aceasta este manifestată de o deformare plastică măsurabilă, ireversibilă. Dacă un mediu este să aibă un efect asupra duratei de viață la oboseală, trebuie să influențeze atât suprafața cât și straturile de sub suprafață a unei epruvete nefisurate, sau materialul din fața fisurii, prin interacție chimică și fizică.

Fig.2.18 arată faptul că în timpul părții de întindere a ciclului, suprafața de alunecare proaspătă interacționează chimic cu mediul, de exemplu: absoarbe O_2 din aerul de laborator. În partea de compresiune a ciclului, alunecare inversă devine dificilă în comparație cu vacuumul sau atmosfera inertă. Oxigenul molecular dizolvat în interiorul unui cristal (sau alți

agenți chimici ce produc fragilitate) reduce reversibilitatea alunecării, cauzând inițierea mai devreme a fisurii.

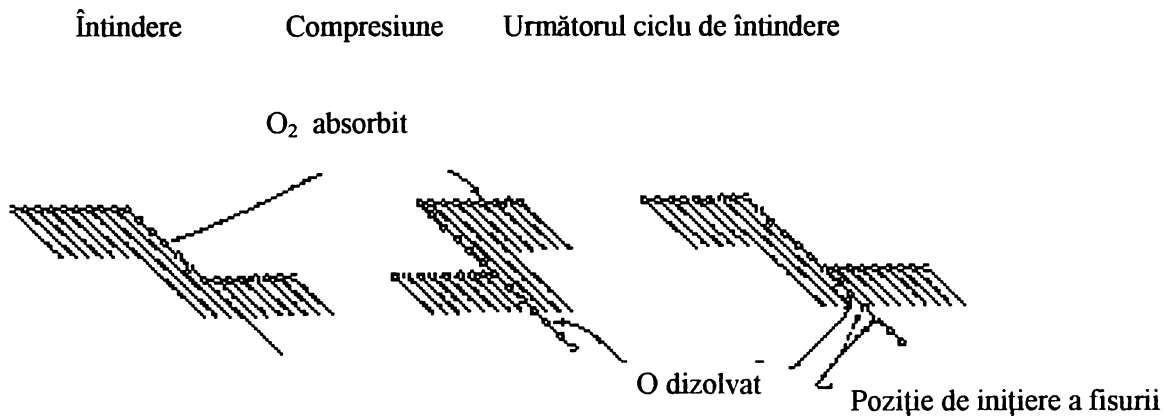


fig.2.18 Mecanismul de creștere a fisurii nivelul I asistat de mediu

Se știe că, în cazul curbelor de tensiune – deformație, acestea sunt foarte ușor afectate atunci când testele se desfășoară în vid sau mediu de aer. Acumularea de degradări la suprafață sau la nivelele de sub suprafață, precum și viteza de acumulare a degradărilor, depind de mediu.

S-au realizat numeroase studii pentru a examina efectul mediului asupra creșterii fisurilor prin oboseală. Similar, s-au realizat variate teste în diferite condiții de mediu, în particular la temperaturi înalte, urmărindu-se influența acestora asupra duratei totale de viață a epruvetelor netede. În aceste investigații, s-a realizat în general o comparație între comportamentul la oboseală în vid și în aer, însă nu a putut fi obținută cu precizie o valoare a duratei de viață. Rezultatele la oboseală S-N pentru teste conduse în mediu de aer sunt comparate cu cele în medii de apă. În ciuda unei cantități mari de date colectate, efectul de mediu nu a putut fi clar definit.

A fost arătat în subcapitolul 2.5.4 (fig.2.12) faptul că durata de viață la oboseală a unei epruvete netede este în principal controlată de inițierea și propagarea fisurilor mici. De exemplu, perioada pentru a iniția o fisură scurtă poate ocupa de la 20 la 80% din durata de viață totală a unei epruvete netede, depinzând de mărimea variației deformației aplicate. Teste realizate în cazul unui oțel ferito-perlitic, în aer și în vid, au arătat că inițierea fisurilor scurte și viteza lor de creștere, da/dN sunt accelerate în aer comparativ cu vid. Acest lucru ilustrează rolul important jucat de filmul subțire de oxid în amândouă faze de inițiere respectiv de propagare a fisurii.

Studii similare de stabilire a duratei de viață la oboseală s-au făcut pe cristalele de cupru testate în vid înalt și aer. Wang și Mughrabi au concluzionat faptul că motivul pentru durate de viață mai lungi în vid este în principal corespunzător cu viteza redusă de creștere a fisurii în faza I și în regiunea de tranziție de la faza I la faza II. Trebuie observat că în policristale, limitele grăuntelui încetinesc ratele de creștere și rezultatele calitative de la monocristale nu pot fi direct comparate cu acele ale policristalelor. Prezența oxigenului scade ductilitatea și conduce la durate de viață mai scurte.

Rezultatele obținute într-un mediu de vid de 0,1mPa, pot fi considerate ca date ce reprezintă degradarea prin oboseală “pură”. Degradarea de fluaj este neglijabilă când sunt aplicate viteze egale în cazul ciclurilor jumătate întindere jumătate compresiune. În cazul unui mediu de aer, degradarea de oboseală este reprezentată de două componente: una corespunzătoare oboselii “pure” și alta reprezentând contribuția mediului. Componenta de mediu se așteaptă să depindă de timpul disponibil pentru reacția de mediu. Acest lucru sugerează faptul că efectul de mediu trebuie să fie mic la durate de viață foarte scurte și va crește odată cu creșterea duratei de viață. O altă concluzie este și aceea că panta curbelor pentru inițierea fisurii și durata totală de viață la oboseală, în aer este mai abruptă decât în vid.

2.8.1. CORELAREA INFLUENȚEI MEDIULUI CU ENERGIA DE DEFORMARE PLASTICĂ

S-a indicat mai devreme că mediul afectează deformația plastică și ca rezultat degradarea poate fi legată de energia de deformație plastică de intrare. Amândouă, inițierea fisurii și duratele de viață la oboseală sunt corelate cu energia de deformație plastică, ΔW^P , (fig.2.19 fig.2.20). Se consideră ecuații de forma:

$$\Delta W^P = k_p N^{\alpha_p} \quad (2.68)$$

Valoarea lui k_p este independentă de mediu, în timp ce panta α_p depinde de mediu. Valorile numerice ale lui k_p și α_p pentru inițierea fisurii și duratele de viață la oboseală apar în fig.2.19 și fig.2.20. În fig.2.20, ținând cont de mediile de vid și aer, sunt deasemenea prezentate și rezultatele pentru un mediu de pur oxigen. Trebuie observat că prezența oxigenului, mai degrabă concentrația lui, este foarte importantă.

Datele corespunzătoare duratei de viață la oboseală au fost deasemenea corelate cu energia de deformație totală:

$$\Delta W^t = k_t (N_f)^{\alpha_t} + C \quad (2.69)$$

Din fig.2.21 se poate observa din nou faptul că, k_t este independent de mediu în timp ce α_t și C sunt amândouă influențate de mediu.

La temperaturi înalte multe metale prezintă dependență de viteza de deformație și există unele evidențe experimentale, care sugerează faptul că, coeficienții în relația (2.69) ar avea următoarea formă funcțională:

$$\alpha = \alpha(En, T), \quad k = k(T) \quad \text{și} \quad C = C(En, T) \quad (2.70)$$

unde “En” reprezintă un mediu specific și T se referă la temperatură.

Pe scurt, inițierea fisurilor și duratele de viață la oboseală se corelează destul de bine cu energiile de deformare totale (fig.2.19 - 2.21). S-a descoperit că influența mediului înconjurător este reflectată în constantele de material α și C a relațiilor (2.68) și (2.69), dar nu în k .

S-a menționat mai devreme că efectul de mediu este un proces dependent de timp. Rezultatele prezentate aici au fost obținute la o rată de deformare fixată și pentru o încărcare ciclică simetrică. Pentru a formula un criteriu de rupere prin oboseală asistată de mediu, se poate proceda într-o manieră similară cu cea descrisă în subcapitolul 2.7. O parte energetică dependentă de timp, similară cu relația (2.61), trebuie să reprezinte efectul de mediu.

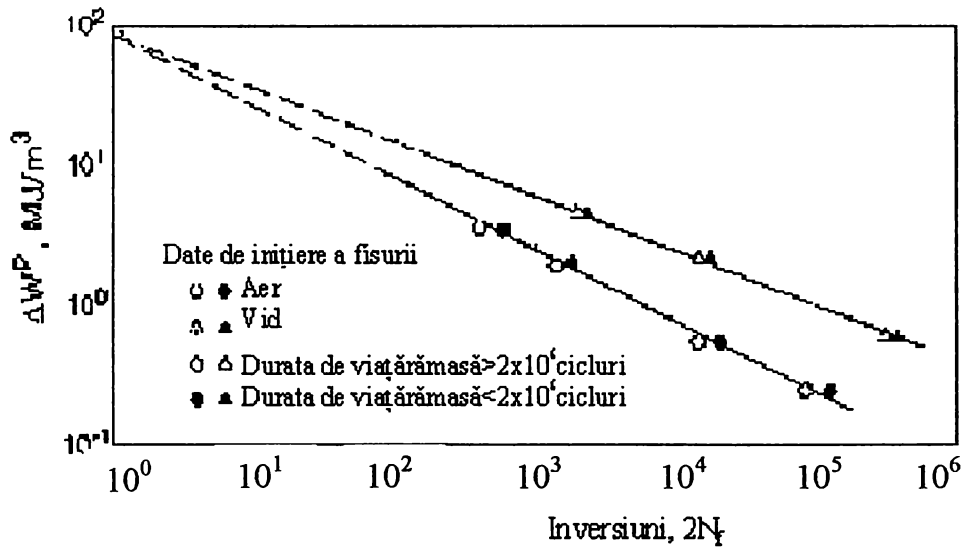


fig.2.19 Energia de deformare plastică pe ciclu în funcție de numărul de inversiuni până la inițierea fisurii

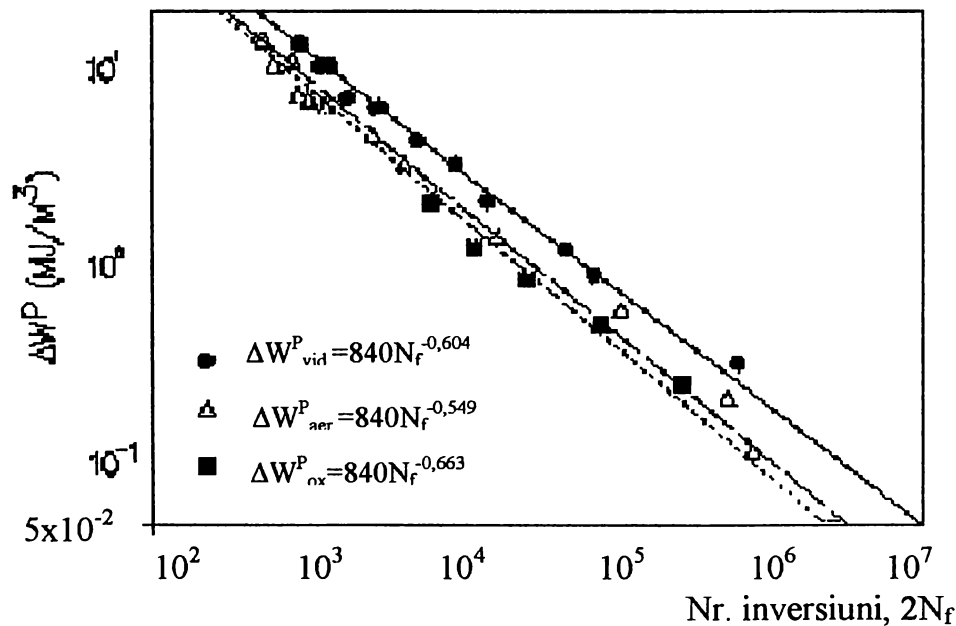


fig.2.20 Energia de deformare plastică pe ciclu în funcție de numărul de cicluri până la ruperea prin oboseală în trei medii: vid, aer și pur oxigen

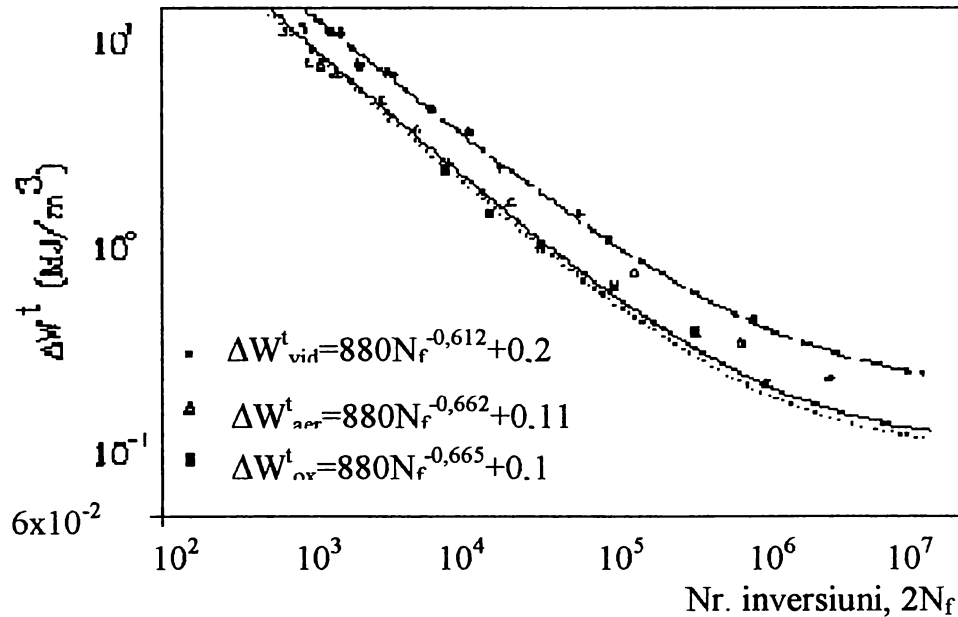


fig.2.21 Energia de deformație totală pe ciclu în funcție de numărul de cicluri până la ruperea prin oboseală în trei medii: vid, aer și pur oxigen

2.9. INFLUENȚA TENSIUNII MEDII ȘI CURGERII LA SOLICITĂRI CICLICE ASUPRA DURATEI DE VIAȚĂ LA OBOSEALĂ

Pentru a investiga efectul tensiunii medii și curgerii ciclice sunt utilizate două tipuri de teste, în general:

- ciclizarea la deformație controlată cu o deformație medie constantă;
- ciclizarea la tensiune controlată cu o tensiune medie constantă.

Dacă răspunsul masei de material este elastic, așa cum este în general în regimurile la cicluri înalte, atunci cele două tipuri de teste sunt echivalente și pot fi amândouă utilizate la studiul efectului tensiunii medii asupra duratei de viață la oboseală. Dacă răspunsul materialului este elasto-plastic, care este cazul regimurilor la cicluri joase, cele două tipuri de teste prezentate mai sus ar produce rezultate diferite. În cazul de deformație controlată, deformația plastică produce o relaxare a tensiunii medii la începutul duratei de viață, așa cum s-a prezentat în subcapitolul 2.3. Prin urmare, durata de viață la oboseală la cicluri joase nu va fi afectată apreciabil de introducerea unei deformații medii în comparație cu testele la cicluri complet inverse (fig.2.7).

Din contră, în cazul tensiunii controlate, deformația plastică determină curgerea. Acumulări de deformații sub formă de curgere ciclică, induc o degradare adițională ce se prezintă printr-o scurtare a duratei de viață la oboseală în comparație cu testele la tensiune medie unele cu o deformație sub forma curgerii ciclice, neglijabilă. Astfel, urmează faptul că în cazul condiției de tensiune controlată, amândouă efecte ale tensiunii medii și deformației sub formă de curgere ciclică, trebuie incluse într-o teorie de degradare la oboseală. Comportamentul la

curgere a materialelor este un fenomen complex și depinde de un număr de factori, de exemplu mărimea tensiunii medii și amplitudinea tensiunii, frecvența (rata) încărcării, caracteristicile microstructurale, etc. Stabilirea deformației sub formă de curgere ciclică constituie o provocare pentru mulți cercetători. Probabil acesta este motivul pentru care multe din criteriile de rupere prin oboseală ce tratează efectul tensiunii medii nu conțin un parametru care este direct legat de această curgere. Cele mai recente cercetări ce urmăresc efectele tensiunii medii au fost în principal bazate pe modificarea curbei S-N. Acest tip de cercetări a fost tratat și comparat cu datele experimentale de Kujawski și Ellyin.

Mecanismul prin care degradările se acumulează corespunzător cu tensiunea medie este diferit de cel al curgerii ciclice. Pentru a măsura fiecare componentă, trebuie realizate proceduri în care efectul curgerii ciclice poate fi decuplat de cel al tensiunii medii. Astfel de teste au fost deja realizate în laboratoare. Toate testele s-au realizat sub condiții de control de tensiune și tensiune maximă, excepție făcând un singur test ce s-a realizat peste tensiunea de curgere ciclică a materialului. Raportul tensiunii medii la amplitudinea tensiunii, σ_m/σ_a a fost pozitiv, variând între 0,5 și 3.

2.9.1. DEFINIREA UNUI CRITERIU DE OBOSEALĂ CARE IA ÎN CONSIDERARE INFLUENȚA TENSIUNII MEDII ȘI CURGEREA CICLICĂ

ΔW^{e+} în relația (2.27) ce include valoarea tensiunii medii, în general ar supraestima efectul tensiunii medii, dacă mărimea tensiunii medii este mare. Un studiu al efectului tensiunii medii la condiții limită indică faptul că severitatea lui ΔW^e depinde de mărimea relativă a tensiunii medii de întindere la tensiunea alternantă, σ_m/σ_a . Parametrul de degradare la oboseală (2.29) pentru o încărcare complet inversă, poate fi scris sub forma:

$$\psi = \Delta W^p + \Delta W_a^e = k_t (2N_f)^\alpha + C \quad (2.71)$$

unde k_t , α și C sunt constante de material obținute din testele de oboseală complet inverse, și energia elastică ΔW_a^e se obține din relația (2.27) considerând $\sigma_m = 0$:

$$\Delta W_a^e = \frac{\sigma_a^2}{2E} \quad (2.72)$$

O generalizare a relației (2.27) pentru a include o tensiune medie normalizată, poate fi scrisă sub forma:

$$\psi_m = \Delta W^p + f\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_a}\right) \Delta W_a^e = k_t (2N_f)^\alpha + C \quad (2.73)$$

unde

$$f\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_a}\right) = 1 + \eta \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_a}\right) \quad (2.74)$$

Se observă că pentru $\sigma_m = 0$ relația (2.73) devine identică cu (2.27). Aproape de limita de oboseală (regiunea de limită), $\Delta W^p \ll \Delta W_a^e$, $(2N_f)^\alpha \rightarrow 0$ și relația (2.73) se reduce la:

$$\sigma_a = \sqrt{f} = (\sigma_a)_{-1} \quad (2.75)$$

unde f este dat de relația (2.74) și $(\sigma_a)_{-1}$ este limita de oboseală pentru testele complet inverse ($R=-1$). Considerând $\eta=1$ în relația (2.74), relația (2.75) se reduce la parametrul SWT. Coeficientul $1 \geq \eta \geq 0$, ce caracterizează sensibilitatea materialului la tensiunea medie, este evaluată pentru un cuplu de teste cu tensiunea medie lângă regimul de limită unde nu există o curgere ciclică apreciabilă.

Pentru acele condiții în care ΔW^p din relația (2.73) nu este neglijabil, se poate determina în primul rând valoarea sa din relațiile (2.14) și (2.20). Pentru un oțel ferito-perlitic coeficienții din relația (2.73) au fost determinați (fig.2.15), unde $k_t = 1395 \text{ MJm}^{-3}$, $\alpha = -0,665$ și $C = 0,1 \text{ MJm}^{-3}$. În urma testelor, η din relația (2.74) s-a găsit egal cu 0,665. Prin urmare, în fig.2.22 este determinat ψ_m în funcție de $2N_f$, împreună cu datele experimentale. Se poate vedea că pentru testele fără o curgere ciclică apreciabilă (simbolurile deschise), datele sunt foarte apropiate de curba dată de relația (2.73). Pentru testele cu o curgere ciclică apreciabilă (simbolurile pline) punctele cad sub curbă. Cu aceiași tensiune medie aplicată și amplitudine de tensiune, durata de viață la oboseală poate scădea considerabil, depinzând de cantitatea de deformare sub formă de curgere ciclică în timpul încărcării ciclice. Funcția de tensiune medie, $f(\sigma_m/\sigma_a)$ care este legată de raportul σ_m/σ_a (2.74), nu are o legătură directă cu curgerea ciclică și astfel nu poate ține cont de efectul curgerii ciclice.

Este prin urmare clar faptul că este necesar un parametru adițional pentru a descrie corespunzător efectul curgerii ciclice asupra duratei de viață la oboseală. Urmărind studiul de oboseală dependentă de timp (subcapitolul 2.7), se poate spune că degradarea într-un material este formată din două funcții și anume:

- o componentă de degradare la oboseală ciclică, ϕ_f ;
- o componentă de degradare prin curgere ciclică, ϕ_r :

$$D = D(\phi_f, \phi_r) \quad (2.76)$$

Rata de acumulare a degradărilor pe ciclu este astfel:

$$\frac{dD}{dN} = \frac{\partial D}{\partial \phi_f} \frac{d\phi_f}{dN} + \frac{\partial D}{\partial \phi_r} \frac{d\phi_r}{dN} \quad (2.77)$$

Rata $d\phi_f/dN$ poate fi legată de parametrul de degradare ($\psi_m - C$), definit de relația (2.73):

$$\frac{d\phi_f}{dN} \approx (\psi_m - C) = k_t (2N_{ff})^\alpha \quad (2.78)$$

unde $2N_{ff}$ reprezintă numărul de inversiuni la rupere în absența curgerii ciclice.

Pentru a ține cont de efectul curgerii ciclice, următorul parametru sub formă de viteză (pe ciclu) este definit de:

$$\psi_r = \sigma_{\max} \dot{\epsilon}_{\text{mediu}}^r \quad (2.79)$$

unde $\dot{\epsilon}_{\text{mediu}}^r$ este curgerea ciclică per ciclu și σ_{\max} este valoarea tensiunii maxime în timpul unui ciclu. Într-o manieră similară cu relația (2.73) se poate scrie:

$$\psi_r = \sigma_{\max} \dot{\epsilon}_{\text{mediu}}^r = k_r (2N_{fr})^{\beta_r} + C_r \quad (2.80)$$

unde $2N_{fr}$ poate fi reprezentat ca durata de viață la *curgere ciclică pură* și k_r , β_r și C sunt constante de material legate de efectul curgerii ciclice. Constanta C este o valoare limită a lui ψ_r , efectul curgerii ciclice poate fi neglijat dacă $\psi_r \leq C_r$. Viteza $d\phi_r/dN$ este astfel legată de parametrul $(\psi_r - C_r)$:

$$\frac{d\phi_r}{dN} \approx (\psi_r - C_r) \quad (2.81)$$

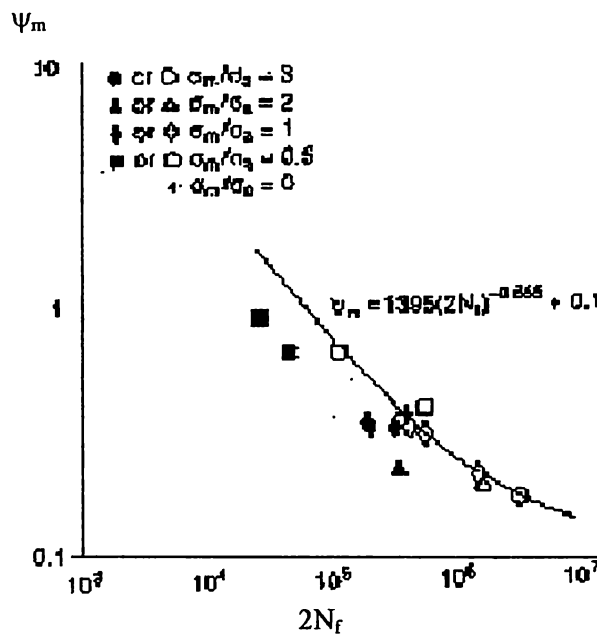


fig.2.23 Parametrul de degradare cu funcția de tensiune medie reprezentată în funcție de numărul de inversiuni la rupere, relația (2.73), comparată cu datele experimentale

Considerând că $\partial D/\partial \phi_f$ și $\partial D/\partial \phi_r$ din relația (2.77) sunt constante (subcapitolul 3.7), se obține:

$$\frac{1}{N_{ff}} + \frac{1}{N_{fr}} = \frac{1}{N_f} \quad (2.82)$$

Din relația (2.78), se pot obține N_{ff} și apoi diferența $1/N_{fr} = 1/N_f - 1/N_{ff}$. Criteriul ruperii prin oboseală bazat pe energie subliniat în subcapitolul 2.4 este prin urmare extins pentru a include efectul tensiunii medii “pure” prin introducerea lui $f(\sigma_m/\sigma_a)$ în relația (2.73) și parametrul de degradare $\psi_r = \sigma_{\max} \dot{\epsilon}_{\text{mediu}}^r$ pentru a ține cont de efectul curgerii ciclice.

CAP.3. – CONSIDERAȚII GENERALE PRIVIND EXCAVATOARELE PORT CUPE. METODE DE EXCAVARE

Volumele excavate în cadrul minelor de suprafață au crescut continuu de-a lungul anilor și au condus la creșterea numărului și a eficienței mașinilor miniere. Dezvoltarea unui număr mare de mașini ce se pot deplasa a urmărit căi diferite, depinzând de cerințele impuse acestora.

În locurile în care materialul ce trebuie prelevat se află situat aproape de suprafață, s-au preferat mașinile pentru operații ciclice. Prin urmare, s-au dezvoltat o serie de dragline cu o capacitate a cupelor de peste 170m³ și o lungime a grinzii (elindei) de 100m, la fel de bine și excavatoare de putere mare cu capacități de peste 114m³.

Acolo unde straturile de minereu sunt situate adânc sub suprafață și sunt separate de rosturi, metodele de exploatare directă în bandă nu sunt economice. Pentru a extrage minereul, stratul superior trebuie transportat distanțe lungi și trebuie descărcat în zonele din afara spațiului de lucru, de către un transportor mobil pentru formarea haldelor de material în vrac. În Europa, unde aceste condiții există în proporții mari pentru o mare parte a minelor de cărbune de suprafață, s-au dezvoltat mașinile ce operează continuu așa cum sunt excavatoarele cu lanț port cupe și excavatoarele cu roată port cupe (ERP), devenind în ultimul timp tipurile preferate de mașini.

Câteva date principale comparative între o mașină construită în 1933 și o imensă ERP ce operează în zilele noastre, sunt prezentate în tabelul 3.1.

Tabelul 3.1

ANUL DE CONSTRUCȚIE	1933	1979
Diametrul RP (m)	5.0	21.6
Puterea de conducere a RP (kW)	74	3360
Puterea motoare totală instalată (kW)	300	16900
Sarcina de serviciu (t)	352	13265
Productivitate teoretică (m ³ /s)	0.21	5.28
Productivitate teoretică (m ³ /h)	756	19000

3.1. SCURT ISTORIC

Rotorul port cupe ca sculă de excavare a fost pentru prima dată prezentat, împreună cu alte scule de excavat, în desenele lui LEONARDO DA VINCI, publicate în literatura contemporană de specialitate. Prima aplicație practică a avut loc odată cu dragarea râului Weser în Germania. Rotorul avea un diametru de 12m și a fost realizat pe baza principiului morii de vânt. Creatorul ei a fost PELTIER, maestrul dragărilor. Mai târziu, în 1836, rotorul a reapărut în proiectele morii de nămol de la Lübeck.

Invenția și aplicația practică a motorului cu aburi a dat impulsuri noi dezvoltării mașinilor de mișcare a pământului, așa cum motorul cu aburi folosea frecvent energia mecanică pentru funcționarea mașinilor.

W.S. OTTIS a fost primul care a folosit excavatorul pe aburi înainte de 1834. Această mașină a fost realizată pentru construcția metroului Baltimore și Ohio.

În timpul construcției Canalului Suez între anii 1863 și 1868, au fost utilizate șapte excavatoare Couvreur și $6 \cdot 10^6$ m³ de pământ au fost dislocați.

Cel mai vechi patent european, patentul german DRP No. 192425 din 27 iulie 1906, garantat de S.J.LOZD și A.R.GROSSMITH, arată poziționarea rotorului în fața lanțului port cupe. Această idee nu a prezentat avantaje tehnice, un randament satisfăcător de excavare putea fi obținut de lanțul port cupe singur.

Patentul german DRP 272,118, garantat de GEORGE EUGENE AUGUSTE SCHWANDER din Montbeliard, Franța, 2 martie 1913, a învins dificultatea transferului de material de la rotorul port cupe (1) la banda transportoare, prin instalarea unui jgheab montat sub port cupe. Materialul putea aluneca peste jgheaburi la banda transportoare (2) - fig.3.1.

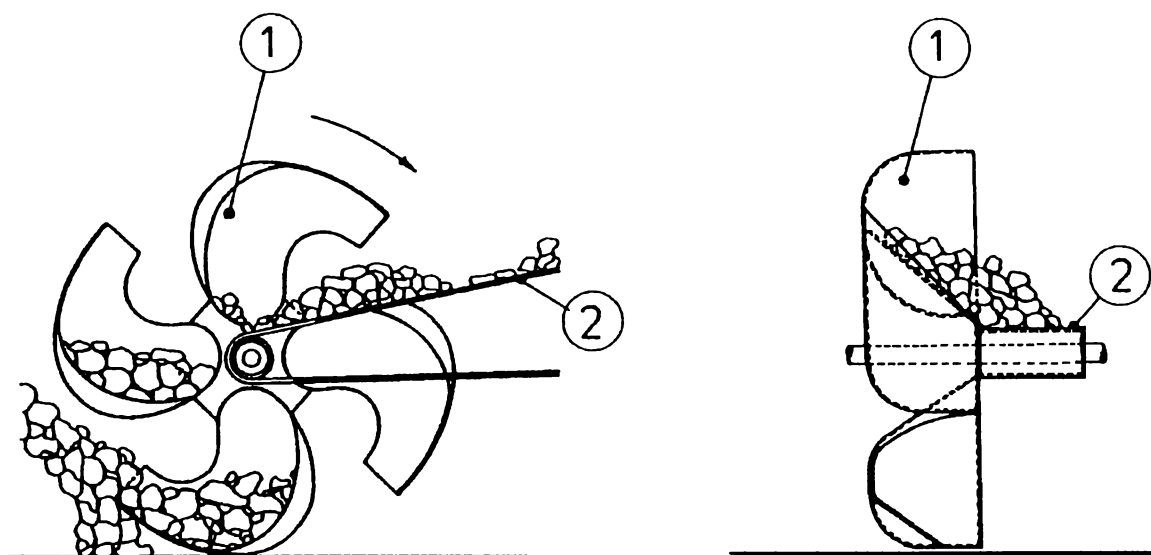


fig.3.1 Patentul german DRP 272,118, garantat de GEORGE EUGENE AUGUSTE SCHWANDER

Situația creată de primul război mondial a forțat Germania să-și folosească propriile rezerve de cărbune brun.

Primul ERP montat pe linie de cale ferată a fost construit de Maschinenbau-Antstalt Humboldt, Köln-Kalk, și a fost pus în funcțiune în 1916 la mina de cărbune brun Bergwity lângă Bitterfeld, Germania. A fost proiectat să excaveze straturile acoperitoare deasupra liniilor de cale ferată. Mașina a fost realizată pe baza proiectului excavatorului cu lanț port cupe.

Primul ERP pentru o mină de suprafață a fost construit în 1925. A fost proiectat în scopul îndepărtării straturilor intermediare de nisip dintre straturile de cărbune ale minei Luise. Mașina avea cupele de 0.075 m³ și o fleșă de descărcare cu un domeniu de pivotare limitat.

În momentul în care a fost solicitată o soluție pentru o problemă urgentă, inginerii mineri germani și specialiștii de la minele de cărbune brun, au devenit interesați de această nouă mașină. Excavarea straturilor de nisip dintre straturile de cărbune brun era absolut necesară. Cu mașinile utilizate până la acel moment, separarea nisipului de cărbune devenea inefficientă. Curând a devenit clar pentru experți, că excavatorul cu rotor port cupe ar fi singura mașină de excavare ce

ar putea realiza o separare a formațiilor, ce devenea vital pentru utilizarea în continuare a cărbunelui.

Deja în 1926 trei ERP-uri cu o sarcină de serviciu de 97t fiecare, au fost trimise la minele de diamant din Elizabeth Bay, Namibia, în scopul îndepărtării nisipului ce acoperă straturile purtătoare de diamant. Aceste mașini au fost mai târziu puse în lucru cu un succes considerabil în dunele conținând diamante din Africa de Sud-Vest.

În 1933, la mina de cărbune brun din Helmstedt, Germania, au fost puse în funcțiune o serie de 17 ERP. Aceste mașini aveau următoarele date principale:

Tabelul 3.2

Capacitatea teoretică	510 m ³ /h = 0,142 m ³ /s
Puterea totală instalată	116kW
Puterea nominală a motorului rotorului port cupe	37kW (500V)
Sarcina livrată	57t
Sarcina de serviciu	70t

Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft au inclus ERP-ul în programul lor de lucru la începutul anilor '30. În 1934, excavatorul cu rotor port cupe utilizat de această firmă, montat pe trei șenile dirijabile, a intrat în lucru la mina de suprafață din Bitterfeld, Germania. Această mașină avea o sarcină de lucru de 357t și o medie a presiunii pământului de 100kPa. Era prototipul excavatoarelor cu rotor port cupe pentru operații în minele de suprafață. Independența, mobilitatea mașinii era posibilă datorită șenilelor dirijabile. Acest lucru a făcut posibilă realizarea cursei de lucru chiar și în situațiile dificile. Mașina avea deja toate caracteristicile pentru un echipament potrivit pentru capacități de excavare ridicate și toate descoperirile următoare cu greu au alterat configurația principală a mașinii.

În 1937, a fost pus în operare la mina **Golpa** de la Electrowerke Berlin, un ERP montat pe șase șenile. Acesta a fost predecesorul mașinilor gigant ce au fost descoperite mai târziu.

În timpul celui de-al doilea război mondial, a fost proiectat un excavator gigant, creat în principal pentru mina **Sachsenburgfeld**, Germania. Terminarea acestei mașini a fost împiedicată de război. Figura 3.2 arată cum era montat arborele rotorului port cupe. Un dispozitiv de amortizare a impactului sub forma unui alimentator metalic este instalat deasupra benzii în zona de descărcare a rotorului port cupe, pentru a reduce impactul materialului descărcat.

Krupp Industrietechnik au livrat primul ERP în 1948.

După război, la sfârșitul anilor '40, excavatoarele cu rotor port cupe erau capabile să sape în mod continuu volume mari de material. Prin urmare devenise necesară descoperirea sistemelor de transport eficiente. Primul pas a fost utilizarea sistemului convențional de trenuri.

La începuturile anilor '50, multe din excavatoarele cu rotor port cupe aveau posibilitatea îndepărtării materialelor din părțile mocirloase, prin extinderea sau retragerea de la axul oscilant al suprastructurii, al rotorului port cupe (fig.3.3). Dezavantajul tehnic a acestui proiect era faptul că materialul ce venea de la banda fleșei rotorului port cupe, trebuia întors și ghidat înapoi la axul oscilant. Acest lucru nu numai că necesita o inversare a căii de transport dar de asemenea impunea un transfer între banda fleșei rotorului port cupe și banda inversă pentru care se necesita o înălțime proiectată mai mare. Când primul excavator gigant a fost proiectat, în perioada anilor '50, inginerii au căutat alternative pentru a simplifica căile transportoare. Acest lucru a fost

posibil prin montarea fleșei rotorului port cupe permanent pe cadrul turnului, astfel încât distanța dintre fleșa rotorului port cupe și axa oscilantă a suprastructurii devenea fixă.

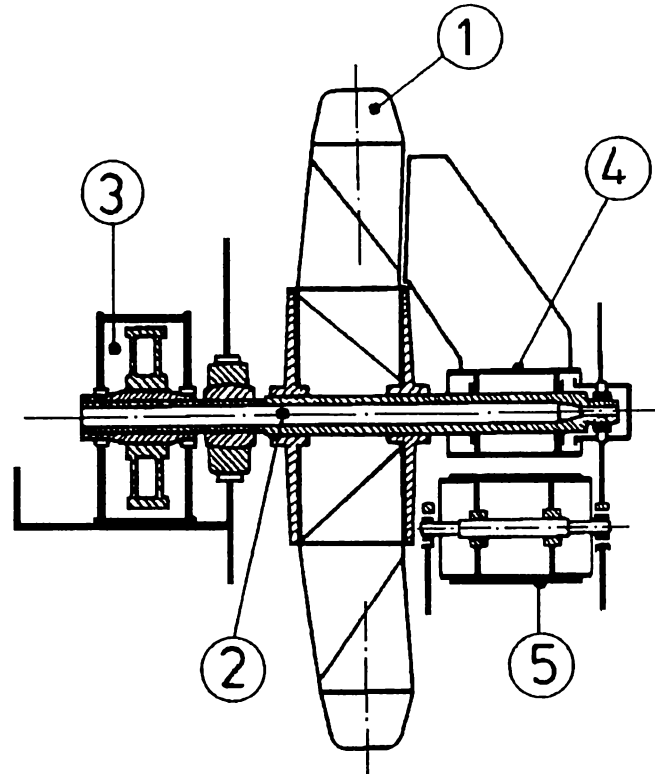


fig.3.2 Rotorul port cupe al unui excavator gigant utilizat in timpul celui de-al doilea război mondial la mina din Sachsenburgfeld, Germania

- 1- rotor port cupe
- 2- arborele rotorului port cupe
- 3- mecanismul de antrenare al rotorului
- 4- transmisie de colectare
- 5- banda transportoare in brațul rotorului port cupe

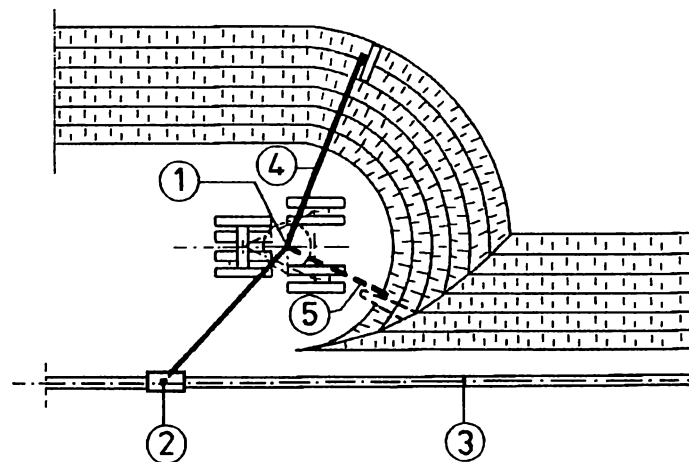


fig.3.3 Excavarea unui bloc folosind ERP cu braț telescopic

- 1- excavator cu rotor port cupe
- 2- vagonet
- 3- transportor de abataj
- 4- tăiere realizată sus, rotorul port cupe se ridică și se întinde
- 5- tăiere realizată jos, rotorul port cupe se lasă și se retrage

Până la mijlocul anilor '50, rotorul port cupe era proiectat cu un jgheab sub fiecare cupă. Aceasta era așa numita roată cu cupe tip celulă. Cu o astfel de roată, banda transportoare trebuie așezată sub centrul roții, fapt ce duce la condiții nefavorabile pentru îndepărtarea materialelor noroioase. Pentru a prevenii căderea materialului din celulă, după ce acesta este îndepărtat de cupe, el trebuie reținut în celulă de un perete vertical imediat lângă rotorul port cupe. Frecarea materialului de perete conduce la uzura acestuia. Pentru a evita acest lucru, celulele au fost șterse din proiect. Cupele erau închise de jgheaburi radiale ce permiteau descărcarea materialului numai în spațiul predeterminat, unde materialul putea aluneca peste un jgheab de transfer spre banda transportoare (vezi subcapitolul – Tipuri de rotoare port cupe). Acest proiect a fost pentru prima dată utilizat în SUA anilor '50. În situația unui rotor port cupe fără celule, banda transportoare poate fi montată mai sus în comparație cu centrul roții, o situație avantajoasă pentru excavarea pantelor. Jgheabul adiacent la cupe, așa numitul jgheab inelar, s-a realizat cât mai aproape posibil de cupe. Avantajul acestei variante constructive a fost foarte repede remarcat de producători și operatori astfel încât într-o perioadă foarte scurtă de timp rotorul port cupe cu celule a fost înlocuit de cel fără celule.

Spre sfârșitul anilor '50 și începutul anilor '60, tehnica sudării a avut o influență considerabilă asupra proiectării ERP-ilor. Sudarea oțelurilor de calitate înaltă era deja cunoscută din anii '30 când a fost utilizată la poduri. Acest lucru a făcut posibilă învățarea din greșelile făcute în aplicațiile anterioare în ceea ce privește tehnica sudării. În ciuda creșterii importanței utilizării sudării în ingineria structurilor, proiectanții de excavatoare au rămas într-un fel reticenți și au continuat utilizarea construcțiilor nituite. În prezent asamblările nituite în astfel de situații, au fost complet abandonate în favoarea sudării.

Descoperirea excavatorului cu rotor port cupe și aplicațiile sale la minele de suprafață, a făcut necesară stabilirea unui cod pentru recunoașterea ușoară a principalelor caracteristici ale mașinii. În Germania se aplică standardul DIN 22266. Conform acestui standard, excavatorul cu rotor port cupe este tipizat prin:

$$\text{Sch Rs } \frac{I_{\text{nom}}}{T} \times H \quad (3.1)$$

unde caracteristicile individuale sunt:

- Sch - excavatorul cu rotor port cupe
- R - montat pe șenile
- s - structură cu posibilitate de rotire
- I_{nom} - capacitatea nominală a cupei
- T - adâncimea de tăiere sub nivelul șenilelor
- H - înălțimea de tăiere deasupra nivelului șenilelor.

Proiectanții au descoperit de asemenea modelele standard pentru excavatoare cu rotor port cupe mai mici. Dimensiunile și capacitățile de excavare sunt fixe. Astfel de mașini standard au fost realizate de: **Krupp Industrietechnik GmbH - mașina C-700**, **Mannesmann Demag Baumaschinen - mașina HD-710**, **O&K Orenstein & Koppel - mașinile S630/SH630**. O comparație între aceste mașini este realizată în tabelul 3.3.

Datorită faptului că forma mașinilor este compactă, ele sunt denumite și mașini compacte. În comparație cu alte ERP-uri, costurile pentru livrare, transport și executare pentru excavatoarele compacte, sunt scăzute.

Descoperirea excavatoarelor cu rotor port cupe nu s-a realizat numai în Germania, ci și în Cehia și Slovacia, Rusia și S.U.A. Aceste descoperiri au fost foarte apropiate cu cele din Germania cu variații dictate de condițiile de operare.

Tabelul 3.3

	C-700	HD 710	S 630
Diametrul rotorului port cupe (m)	7.7	7.9	8.8
Capacitatea cupei (m³)	0.7	0.85	0.63
Numărul de cupe	10	12	12
Frecvența de descărcare (s⁻¹)	0.79	1.01	1.28
	1.06		
Capacitatea de excavare teoretică (m³/s)	0.55	0.858	0.806
	0.74		
Viteza de tăiere (m/s)	1.91	2.09	2.95
	2.56	2.09	2.95
Puterea de conducere a rotorului port cupe (kW)	300-400	400	360-700
Înălțimea de excavare h (m)	15	15	14
Adâncimea de tăiere t (m)	1.0	0.8	1.2
Lățimea benzilor transportoare (mm)	1400	1400	1400
Domeniul de oscilație operațional al rotorului (°)	210	210	210
Viteza benzii transportoare (m/s)	4.2	4.5	4.3
Număr de șenile	2	2	2
Viteza de deplasare (m/s)	0.167	0.167	0.133
Înclinația posibilă permisă pentru operare	1:20	1:20	1:20
Înclinația posibilă permisă pentru deplasare	1:10	1:10	1:10
Sarcina de serviciu (t)	390	380	440
Presiunea medie a pământului (kPa)	100	100	100
Voltajul motorului (V)	380	500	380
Puterea motorului instalată (kW)	970	1000	780-1320

Excavatoarele cu rotor port cupe pot fi utilizate economic în zonele unde trebuie excavate volume mari de material pentru proiecte de durată lungă. Ele sunt prin urmare, potrivite pentru lucrul în:

- minele de suprafață
- pentru proiecte de construcții mari
- pentru aplicații la halde.

3.2. DEFINIREA MASELOR COMPONENTELOR EXCAVATOARELOR

Masa totală a excavatorului cu rotor port cupe este dată de suma următoarelor mase reprezentate în tone:

- M_{cs} - masa tuturor componentelor structurale din oțel
- M_{mec} - masa tuturor componentelor mecanice cum sunt cutii de viteze, arbori, axuri, rulmenți
- M_{el} - masa tuturor componentelor electrice inclusiv cabluri
- M_b - masa tuturor benzilor
- M_{ulei} - masa tuturor garniturilor de ulei la cutia de viteze
- M_{con} - masa contragreutăților

- M_{inc} - masa tuturor încărcărilor utile în rotorul port cupe și pe benzile transportoare pentru încărcarea utilă medie cerută per unitate de timp
- M_{cr} - masa crustei creată pe rotorul port cupe și pe structură în urma excavării

De asemenea pentru ERP sunt utilizate în general următoarele definiții:

- **masa construcției** M_c = suma masei tuturor componentelor structurale M_{cs} și toate componentele mecanice ale excavatorului M_{mec} gata de lucru:

$$M_c = M_{cs} + M_{mec} \quad (3.2)$$

- **masa de serviciu** M_{serv} = suma tuturor componentelor individuale ale excavatorului gata pentru operare:

$$M_{serv} = M_c + M_{el} + M_b + M_{ulei} + M_{con} \quad (3.3)$$

- **masa de operare** (M_{oper}) = cuprinde suma dintre masa de serviciu, masa încărcărilor utile și masa crustei:

$$M_{oper} = M_{serv} + M_{inc} + M_{cr} \quad (3.4)$$

3.3. PRINCIPII GENERALE DE FUNCȚIONARE A EXCAVATOARELOR CU ROTOR PORT CUPE

Dacă o roată este echipată cu cupe de-a lungul circumferinței sale și este deplasată într-o zonă de excavare în timpul rotirii în jurul axei sale, se va realiza prelevarea în materialul de excavat. Dacă roata ar fi deplasată orizontal pe distanța t , va rezulta o tăietură în formă de seceră. Secera apare ca fiind formată din două cercuri separate de distanța t (fig.3.4).

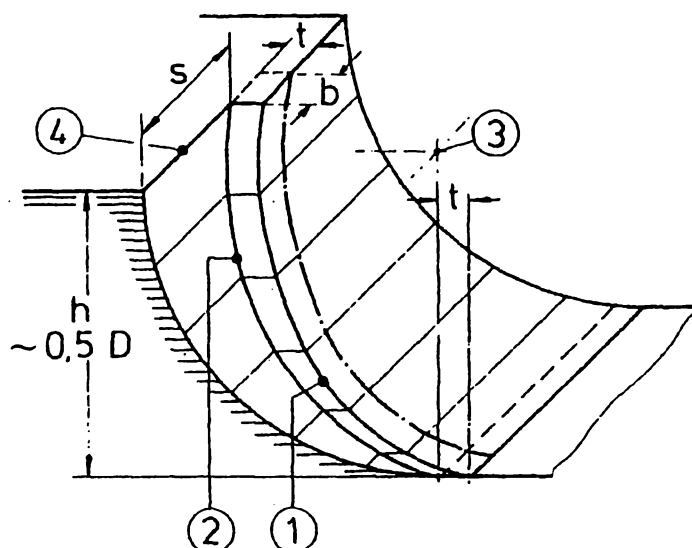


fig.3.4 Geometria unei tăieri în terasă cu un excavator cu rotor port cupe

t	- adâncimea excavare	1	- muchia tăierii precedente
h	- înălțimea de excavare	2	- muchia tăierii noi
s	- deplasare laterală	3	- centrul rotorului
D	- diametrul rotorului	4	- mișcare laterală
b	- lățimea de excavare		

Pentru a descrie excavatorul, se utilizează în continuare următoarele coordonate de referință:

- +z o axă normală la planul șenilelor – axa de rotire;
- +x o axă în direcția de avans minier paralelă cu nivelul șenilei;
- +y o axă normală la planul x-z.

Aceste axe formează un sistem în acord cu regula mâinii drepte (fig.3.5)

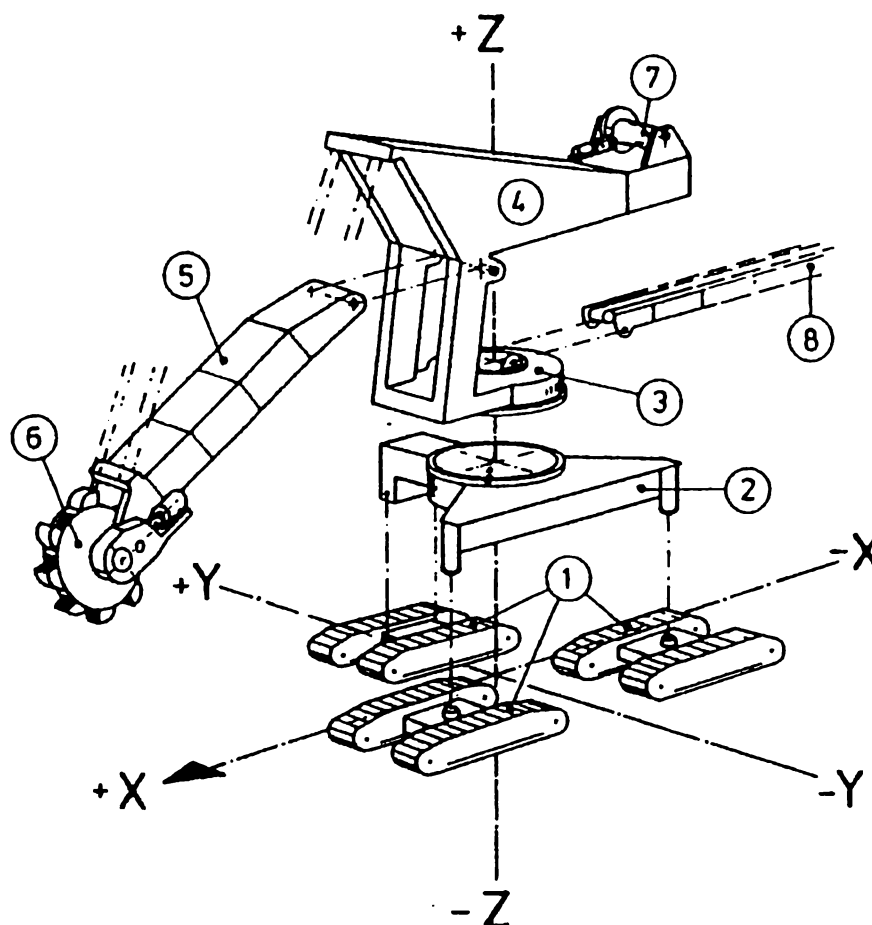


fig.3.5 Părțile componente ale unui excavator cu rotor port cupe

- 1- mecanismul de deplasare pe șenile;
- 2- infrastructura
- 3- masă turnantă
- 4- suprastructura rotitoare
- 5- brațul roții cu cupe
- 6- rotorul port cupe
- 7- trolitul de ridicare-coborâre a brațului roții port-cupe
- 8- brațul de descărcare

Toate ERPlle au în principiu componentele de mai sus, dar anumite caracteristici pot varia la fiecare mașină fapt ce este puternic dependent de condițiile externe ce influențează mașina.

Pentru a se asigura o excavare corespunzătoare într-un singur plan, mașina va trebui să avanseze cu t la fiecare prelevare. După modul în care se realizează acest lucru, ERP se împart în două grupuri:

1. Excavator cu rotor cu braț extensibil;
2. Excavator cu rotor port cupe fără braț telescopic

3.3.1. EXCAVATOR CU ROTOR PORT CUPE CU BRAȚ EXTENSIBIL

Pentru a se obține o modificare a lungimii brațului rotorului, utilajul este astfel proiectat cu o structură telescopică sau cu un element mobil în vârful structurii. Cu aranjamentul mobil a brațului pe care este fixat rotorul port cupe, poziția descărcării finale se modifică cu modificarea poziției rotorului. Materialul ce trebuie transportat de la rotor trebuie reîntors la un punct de transfer fixat. În acest scop, o bandă de întoarcere este montată sub banda de alunecare a brațului rotorului. Aceasta transportă materialul la axa de rotație, unde este descărcat în banda transportoare următoare.

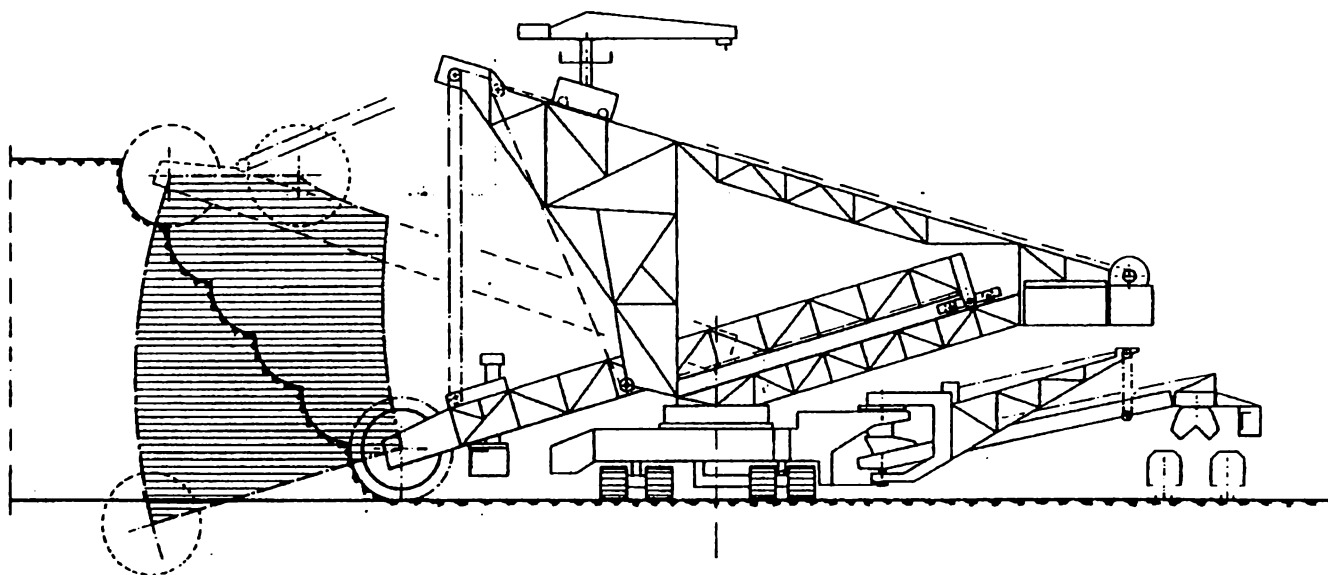


fig.3.6 Excavator cu rotor port cupe cu braț telescopic. Brațul rotorului este astfel montat astfel încât poate aluneca în interiorul suprastructurii pivotante

În timpul procesului de excavare, rotorul port cupe este deplasat spre materialul situat în creasta de pământ. Această mișcare este realizată prin rotirea rotorului port cupe în jurul unei axe permanente, mai precis axa de rotație a suprastructurii, axa z . Mișcarea de rotație se realizează între unghiul α_B la partea dinspre povârniș, și unghiul α_F la partea liberă. Aceste unghiuri includ linia de legătură de la muchia tăietoare a cupei la axa de rotație z , cu direcția de deplasare a mașinii, axa x . Atingându-se valoarea limită a acestui unghi, suprastructura este adusă într-o poziție de stagnare, iar rotorul port cupe este avansat pe o distanță t . Mișcarea de rotație este apoi începută în direcție opusă până ce este atins cel de-al doilea unghi limită a rotorului. Prelevarea materialului în timpul unei mișcări de rotație este reprezentată grafic prin două cercuri, unde raza celui de-al doilea cerc cuprinde și adâncimea de tăiere t peste primul cerc.

Aria secțiunii transversale este dependentă de adâncimea de tăiere t și înălțimea la care se realizează această tăiere, h :

$$A = h \cdot t \text{ (} m^2 \text{)} \quad (3.5)$$

Unghiul de rotire dinspre partea povârnișului se poate alege mai mare de $\alpha_B = 90^\circ$. Limita unghiului α_F este dată de partea dinspre povârniș de la tăierea anterioară. În funcție de geometria de tăiere, aceste unghiuri, la fel de bine ca și lungimea de tăiere se modifică la fiecare prelevare de material. Un excavator cu rotor port cupe și braț telescopic poate realiza un număr de tăieri fără a modifica poziția mașinii. În funcție de distanța de rabatare V (m), numărul de prelevări pentru o înălțime de ridicare constantă a rotorului, n se calculează cu relația:

$$n = V \cdot \cos \beta \cdot t^{-1} \quad (3.6)$$

unde β este unghiul de înclinație a șinelor de deplasare ale brațului rotorului față de orizontală.

După atingerea poziției finale de extindere a rotorului, acesta este retras și mașina se deplasează înainte pe aceeași distanță V în direcția axei x , iar apoi procesul de excavare este repetat în aceeași manieră. Atunci când un bloc de material trebuie excavat cerând tăieri la înălțimi variate de poziționare a rotorului, acesta este retras o distanță dată în timpul trecerii la tăierea următoare situată mai jos decât cea anterioară. Rezultatul este o pantă cu forme circulare la înălțimi individuale variate de tăiere.

Volumul de material excavat per unitatea de timp Q_1 este o funcție de secțiunea transversală de tăiere și de viteza cu care rotorul se rotește pe panta ce trebuie excavată, aceasta fiind viteza de rotație a roții la centrul masei a tăieturii sub formă de seceră:

$$Q_1 = A \cdot v_s = h \cdot t \cdot v_s \quad (m^3 / s) \quad (3.7)$$

Volumul de material excavat pe unitatea de timp rezultat din relație este independent de alți parametri ai rotorului port cupe. Viteza de rotație este factorul ce poate influența în cea mai mare măsură capacitatea de excavare, în timp ce înălțimea și adâncimea de tăiere sunt menținute constante.

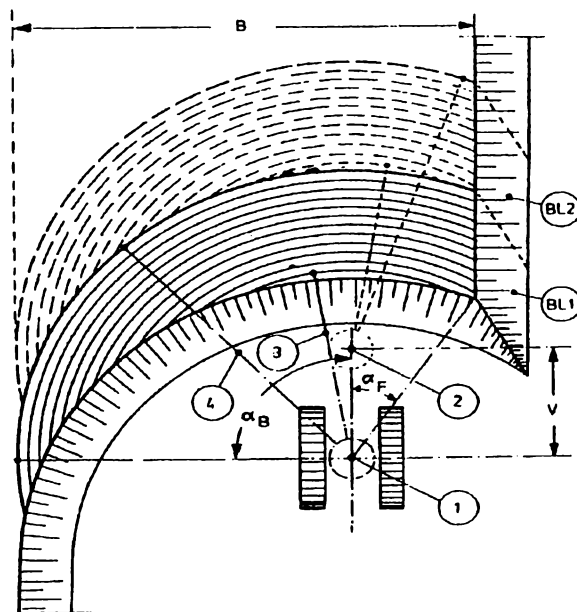


fig.3.7 Modul de tăiere a unui bloc de excavare folosindu-se un excavator cu rotor port cupe și braț extensibil

1- Poziția ERP la excavarea blocului 1

2- Poziția ERP la excavarea blocului 2

B- lățimea blocului

V- mărimea brațului telescopic al rotorului

3- Începerea excavării cu rotorul retras

4- Terminarea excavării cu rotorul extins

3.3.2. EXCAVATOR CU ROTOR PORT CUPE FĂRĂ BRAȚ TELESCOPIC

Distanța dintre rotorul port cupe și axa de rotație a structurii pivotante, pentru acest tip de excavator, nu poate fi modificată. Acest lucru înseamnă că fiecare deplasare orizontală a rotorului trebuie suportată de mecanismul de mișcare, prin urmare acesta trebuie utilizat mult mai frecvent decât în situația excavatorului cu rotor și braț telescopic.

O pantă înclinată cu un unghi ϕ este tăiată de rotorul înclinat la diferite unghiuri α_B la înălțimi de tăiere variate. În cazul pereților înalți, rotorul cu cupe taie segmente cilindrice din zid, când se rotește după unghiul α_B , secțiunea normală la planul de tăiere y-z fiind o elipsă.

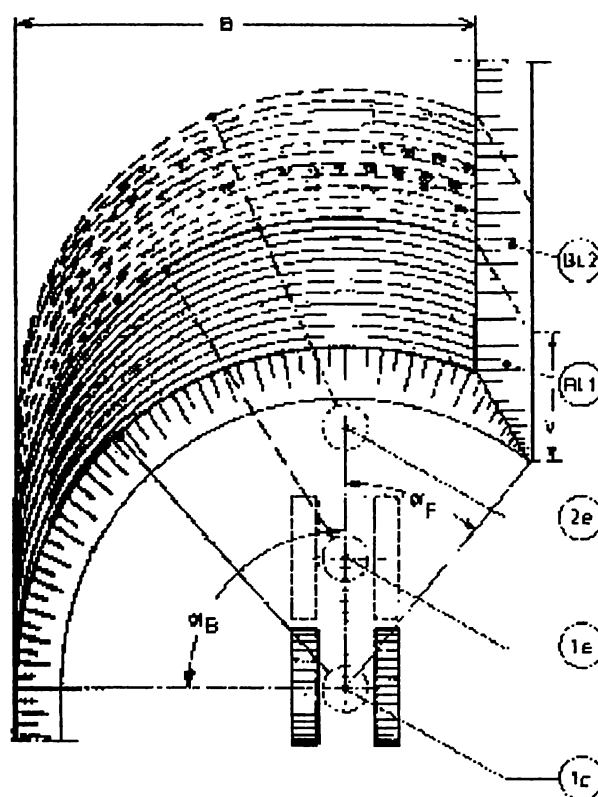


fig.3.8 –Modul de tăiere a unui bloc de excavare folosind un excavator cu rotor cu braț de lungime constantă

- 1.a Poziția excavatorului la începutul excavării blocului 1
- 1.e Poziția excavatorului la sfârșitul excavării blocului 1
- 2.e Poziția excavatorului la sfârșitul excavării blocului 2
- B – lățimea blocului

Un bloc de material cu volumul V_B este prelevat din banc pe baza condiției:

$$V_B = H \cdot B \cdot L \quad (m^3) \quad (3.8)$$

unde H – înălțimea blocului
B – lățimea blocului
L – lungimea blocului

După îndepărtarea unui bloc de material, excavatorul pătrunde într-un nou bloc și excavează în aceeași manieră ca și în cazul anterior. Pentru desfășurarea unui proces de excavare optim este necesar ca materialul ce se îndepărtează să fie transportat continuu în afara spațiului de lucru. Acest lucru presupune ca sistemul de transport al materialului să fie amplasat în spatele excavatorului.

3.3.3. METODE DE EXCAVARE A BLOCURILOR DE MATERIAL DIN BANC

Excavarea unui bloc de material se poate realiza prin următoarele metode: tăierea în terase, tăierea prin cădere și tăierea adâncă.

a. Tăierea în terase

O terasă este formată atunci când înaintarea rotorului port cupe este repetată de mai multe ori în direcție orizontală (x) între unghiurile limită α_F și α_B în timp ce înălțimea la care este poziționată roata rămâne neschimbată. Lățimea acestei terase este lățimea blocului. Lungimea terasei în situația tăierii celei mai înalte a rotorului este determinată de dimensiunile excavatorului (lungimea grinzii) și de înclinarea pantei din față. Excavatorul poate avansa orizontal până când șenilele ating baza feței de excavare. După ce atinge această poziție, rotorul port cupe se retrage pentru a preleva o nouă terasă la o elevație mai joasă. Înălțimea de tăiere h trebuie selectată cât mai sus posibil:

$$0.33D \leq h \leq 0.67D \quad (3.9)$$

unde D – diametrul roții

Zona de tăiere va avea o formă de șaibă, alcătuită din două cercuri aparținând prelevării vechi și noi, separate în plan orizontal de distanța t_0 rezultată din avansul excavatorului cu un unghi de rotație de 0° . Adâncimea de tăiere t la un unghi de rotație α de la direcția x poate fi aproximată pornind de la adâncimea cea mai mare a tăiere t_0 la un unghi de rotire de 0 , utilizându-se următoarea relație:

$$t_\alpha = t_0 \cos \alpha \quad (3.10)$$

Aria secțiunii sub formă de șaibă rezultată în urma tăierii la o adâncime de t_α și la o înălțime de h , se calculează cu relația:

$$A_a = t_\alpha \cdot h = t_0 \cdot h \cdot \cos \alpha \quad (3.11)$$

După obținerea unei șaibe complete a secțiunii materialului, mișcarea de rotație trebuie oprită, iar roata port cupe se deplasează orizontal pe o distanță t_0 în direcția x a căilor de rulare. Acest proces este repetat până la sfârșitul tăierii unei terase iar șenilele au atins baza pantei de material. În acest moment, excavatorul dă înapoi, folosind șenilele iar rotorul este lăsat mai jos și astfel începe prelevarea următoarei terase. În timpul acestui proces, fața de excavare trebuie tăiată la

unghiul cerut. Procedura se repetă până ce este realizată și tăierea cea mai de jos, iar rotorul a creat un traseu nou pentru șenile.

Capacitatea optimă de excavare în cazul operării în bloc se atinge atunci când înălțimea de ridicare și lățimea de excavare a blocului sunt obținute la maximum.

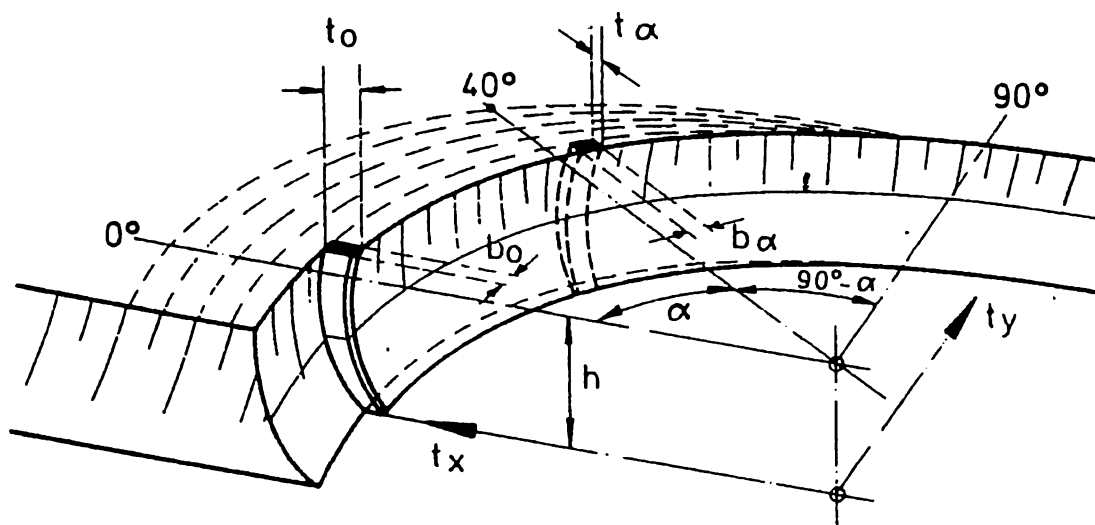


fig.3.9 Tăierea în terase. Reducerea adâncimii de tăiere cu creșterea unghiului de rotație

t_x - direcția de deplasare

α - unghiul de rotație

t_0 - adâncimea de tăiere la $\alpha=0^\circ$

t_α - adâncimea de tăiere la $\alpha=40^\circ$

h - înălțimea de tăiere

b_0 - lățimea de tăiere la $\alpha=0^\circ$

b - lățimea de tăiere la $\alpha=40^\circ$

b. Excavarea prin presare

În timpul acestui mod de operare, rotorul port cupe este lăsat în jos la adâncimea de tăiere cerută și retras în direcția x după încheierea fiecărei mișcări de rotație între α_B și α_F și astfel se creează o pantă sub un unghi cerut.

Pentru a excava un bloc prin tăiere prin presare, rotorul port cupe trebuie ridicat deasupra muchiei celei mai de sus a blocului și de acolo se poate începe tăierea. Acest lucru înseamnă că înălțimea atinsă va fi mai mică decât în cazul tăierii în terase cu aproximativ jumătate din diametrul rotorului. Prin urmare pentru a excava aceiași înălțime de bloc cu această metodă comparativ cu tăierea în terase, rotorul port cupe trebuie inițial deplasat înainte în plan orizontal în tăierea cea mai de sus și realizate câteva astfel de tăieri pentru a se obține secțiunea transversală necesară pentru tăierea prin presare. Când se adoptă această metodă trebuie acceptată o reducere a capacității de excavare.

Cercul de tăiere pentru tăierea nouă, atunci când este utilizată prelevarea materialului prin presare, se situează la distanța t sub prima tăiere. Această dimensiune rămâne constantă pe întreg domeniul de rotație. În acest caz, cu creșterea unghiului de pivotare în jurul lui x , se reduce dimensiunea șabei.

$$c_{\alpha} = c_0 \cos \alpha \quad (3.12)$$

Centrul de masă al secțiunii secerii la un unghi de pivotare $\alpha=0$, se află situat la o distanță de $0.25D$ de muchia din față a secțiunii și la aproximativ $0.4D$ sub centrul roții port cupe. Prin urmare, pentru a se obține o înclinare dată a pantei, rotorul port cupe se rotește la unghiuri și înălțimi variate. Înclinația pantelor laterale este din nou unghiul obținut între tangenta la secțiunea de tăiere și axa y .

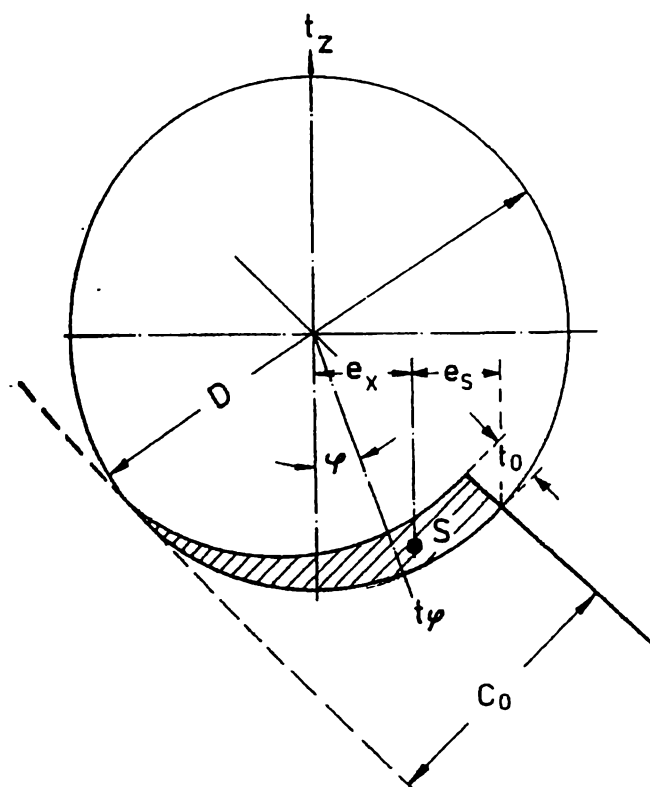


fig.3.9 Centrul de masă al secerii

D – diametru rotorului port cupe t – adâncimea de tăiere
 e_s – distanța de la centrul de masă al secerii de tăiere la muchia de tăiere
 C_0 – lungimea de tăiere la $\alpha = 0$ S – centrul de masă al secerii de tăiere

c. Tăierea adâncă

Tăierea adâncă cu ajutorul unui excavator cu rotor port cupe este definită ca fiind tăierea sub nivelul șinelor. Multe din excavatoare pot realiza numai o adâncime de tăiere limitată. Este prin urmare suficient ca mașina să poată tăia o rampă cu o înclinație de 1:20 utilizată în cele mai multe cazuri de operare în domeniul minier.

Mașinile cu brațe lungi de fixare a roții port cupe, pot excava la niveluri mai joase, astfel încât se pot preleva și straturi de material situate sub nivelul șinelor.

Excavarea adâncă se poate efectua în aceeași direcție de rotire a rotorului port cupe ca și în cazul tăierii înalte sau se poate inversa. Când se utilizează varianta de tăiere la adâncime în aceeași direcție de rotație a rotorului ca și în cazul tăierii la înălțime, seceră tăiată este inversată în primul caz față de cel de-al doilea. Cupa începe cu secțiunea transversală mai mare și coboară până jos. Umplerea cupei trebuie să fie încheiată în cel mai de jos punct al rotorului, iar materialul excavat

trebuie ținut în cupă din acest punct și transportat până la deschierea de descărcare. Acest lucru conduce la creșterea puterii necesare transportului materialului.

Dacă direcția de rotație a rotorului port cupe este inversată pentru tăierea în adâncime, motoarele de antrenare a rotorului trebuie să fie reversibile iar cupele trebuie întoarse cu 180°. Acest lucru presupune utilizarea unei metode speciale de atașare a cupelor la roată.

d. Excavarea selectivă

Separarea straturilor de material se poate realiza prin utilizarea metodei de excavare în terase unde terasele individuale pot fi aranjate să corespundă cu dimensiunile straturilor. Cea mai înaltă terasă nu trebuie însă, să fie mai mare decât situația în care muchia cea mai joasă a rotorului port cupe se află în poziția cea mai înaltă. Astfel se definește **înălțimea de excavare selectivă, H_{α}** , a excavatorului cu rotor port cupe:

$$H_{\alpha} = H_{\max} - 0.5D \quad (3.13)$$

unde D – diametrul rotorului port cupe

H_{\max} – înălțimea maximă de poziționare a centului rotorului

Separarea perfectă a straturilor de material nu este posibilă, în special noaptea, numai în măsura în care operatorul excavatorului poate vizualiza în bune condiții spațiul de lucru. Contaminarea straturilor de material este de așteptat.

Procedeele generale de exploatare minieră este prezentat mai jos:

- Excavatorul se deplasează la un nivel situat deasupra față de cel al transportorului de abataj și îndepărtează blocul normal de material – în situația excavării la înălțime.
- Excavatorul se deplasează pe o rampă până la nivelul transportorului de abataj și prelevează materialul dintre nivelul transportorului și nivelul tăierii la înălțime.
- Excavatorul se deplasează în jurul transportorului de abataj și atinge nivelul sub cel al transportorului în medie cu cel al rampei. Se excavează materialul sub nivelul transportorului de abataj.
- Dacă mașina este proiectată să excaveze sub nivelul șenilelor, atunci se realizează îndepărtarea materialului aflat sub planul său de deplasare.

Condițiile de minerit sunt cele care vor determina care alternativă va fi aplicată într-un caz particular de mină.

3.3.4. CAPACITATEA DE EXCAVARE

Volumul de material excavat pe unitatea de timp, Q_1 depinde de aria secțiunii transversale a seceri A_α (m^2) și de viteza cu care rotorul port cupe se rotește prin materialul ce urmează a fi îndepărtat, aceasta este viteza de rotație (pivotare) a rotorului în centrul masei tăieturii sub formă de seceră, v_s (m/s):

$$Q_1 = A_\alpha \cdot v_s \quad (m^3 / s) \quad (3.14)$$

Secțiunea transversală a seceri, A_α se schimbă cu unghiul de pivotare a rotorului port cupe pentru amândouă variante de tăiere în terase sau prin presare.

Tăierea în terase:

$$A_\alpha = h \cdot t_\alpha$$

$$t_\alpha = t_0 \cdot \cos \alpha \quad (3.15)$$

$$h = \text{const.}$$

$$Q_1 = h \cdot t_\alpha \cdot v_s = h \cdot t_0 \cdot \cos \alpha \cdot v_s$$

Tăierea prin presare:

$$A_\alpha = c_\alpha \cdot t$$

$$c_\alpha = c_0 \cdot \cos \alpha \quad (3.16)$$

$$t = \text{const.}$$

$$Q_1 = c_\alpha \cdot t \cdot v_s = c_0 \cos \alpha \cdot t \cdot v_s$$

În amândouă cazurile, capacitatea de excavare pe unitatea de timp scade cu cosinusul unghiului de pivotare α dacă viteza de pivotare a excavatorului este menținută constantă. Acest fapt conduce la o capacitate de excavare neregulată și de aceea viteza de rotație trebuie să crească cu creșterea unghiului de pivotare conform formulei:

$$v_{s,\alpha} = v_{s,0} \cdot \cos^{-1} \alpha \quad (3.17)$$

Viteza de pivotare poate fi mărită până la un unghi de pivotare de 70° unde $\cos \alpha = 0.342$. Peste acest unghi viteza nu mai poate compensa pierderea de capacitate. Viteza maximă de pivotare la excavatoarele cu rotor, este de 30 m/min sau 0.5 m/s, numai la excavatoarele cu o capacitate medie de excavare de 240.000 m^3/s se practică o viteză de pivotare de 45 m/min.

Volumul excavat pe unitatea de timp depinde numai de înălțimea excavării h , adâncimea de excavare t_0 și de viteza de rotație a rotorului port cupe v_s . El este independent de toți ceilalți parametri ai rotorului neputând fi influențat de aceștia.

Din relația de calcul a capacității de excavare pe unitatea de timp, este evident faptul că înălțimea de tăiere și diametrul rotorului port cupe trebuie adaptate la capacitatea de excavare. Capacități de excavare mari pe unitatea de timp necesită diametre ale rotorului mai mari. În mod normal capacitatea de excavare pe unitatea de timp trebuie obținută la o înălțime de excavare $h = 0.5D$ și viteză de rotație de $v_{s,0} = 0.133$ m/s. Pornind de la aceste date, rezultă:

$$Q_1 = 0.5D \cdot t_0 \cdot 0.133 \quad (3.18)$$

$$D \cdot t_0 = 15.03Q_1$$

Dacă adâncimea de tăiere se ia $t_0 = 0.1D$:

$$D = 12.2 \cdot \sqrt{Q_1} \quad (3.19)$$

CAP.4–TIPURI CONSTRUCTIVE DE ROTOR PORT CUPE. PRINCIPII CARE STAU LA BAZA PROIECTĂRII ROTORULUI PORT CUPE

Cele mai importante părți componente ale unui excavator cu rotor port cupe sunt componentele care excavează și transportă materialul. Acestea includ rotorul împreună cu elementele tăietoare atașate acestuia, transportoarele și punctele de transfer ale materialului.

Rotorul port cupe îndepărtează materialul din zona de excavare, iar productivitatea întregii mașini este dependentă de modul în care acesta este proiectat. Prin urmare trebuie acordată o atenție deosebită proiectării rotorului pentru o aplicație specifică, într-o mină dată.

Un rotor port cupe poate fi inclus în una din cele trei grupe diferite de rotoare:

- Rotoare celulare
- Rotoare semicelulare
- Rotoare acelulare

Aceste trei tipuri de rotoare diferă între ele prin maniera în care ele transferă materialul de la cupe la benzile transportoare următoare și în mod consecvent ele diferă în proiectarea corpului rotorului și a benzii rulante a acesteia. Toate celelalte componente sunt identice pentru toate tipurile de proiecte de rotoare.

4.1. ROTORUL CU CUPE TIP CELULĂ

Roțile cu cupe celulare se construiesc pentru scopuri speciale, acolo unde nu se necesită turații și debite mari. Construcția roții nu permite decât excavarea deasupra șenilei, roata fiind antrenată numai într-un singur sens de rotire, iar vitezele de tăiere nu depășesc 2 m/s.

Sub fiecare cupă există câte o celulă delimitată de peretele conic al roții și de doi pereți care formează între celule niște rigidizări radiale în formă de spițe ce leagă coroana de butucul roții (fig.4.1). Materialul este descărcat atunci când atinge deschiderea de transfer. Pentru o golire mai eficientă a materialului, pereții celulelor nu sunt dispuși radial ci tangent la un cerc imaginar concentric cu roata. Celulele sunt deschise pe partea dinspre banda de preluare și pentru a se împiedica scurgerea materialului înainte de locul de golire, porțiunea de rotor de la bază până la locul de golire este acoperită cu un perete de tablă fixat de brațul roții cu cupe. Datorită îngustării secțiunii celulelor în apropierea butucului, se produce o compactare a materialului excavat, care creează probleme la golire, în special dacă materialul este lipicios și aderent. În timp ce celula este extinsă cât mai aproape posibil de centrul rotorului, pentru a se obține o înclinație suficientă pentru ca materialul să alunece în banda transportoare, în fleșa rotorului, transportorul de obicei se situează sub axa de rotație a roții, fapt ce poate avea un efect nefavorabil asupra geometriei de tăiere a rotorului.

Capacitatea de excavare pe unitatea de timp este de 1.5 ori mai mare decât capacitatea cupei:

$$I_{nom} = 1.5I_1 \tag{4.1}$$

Roțile celulare au avantajul unei uzuri mai reduse și putere de antrenare specifică mică.

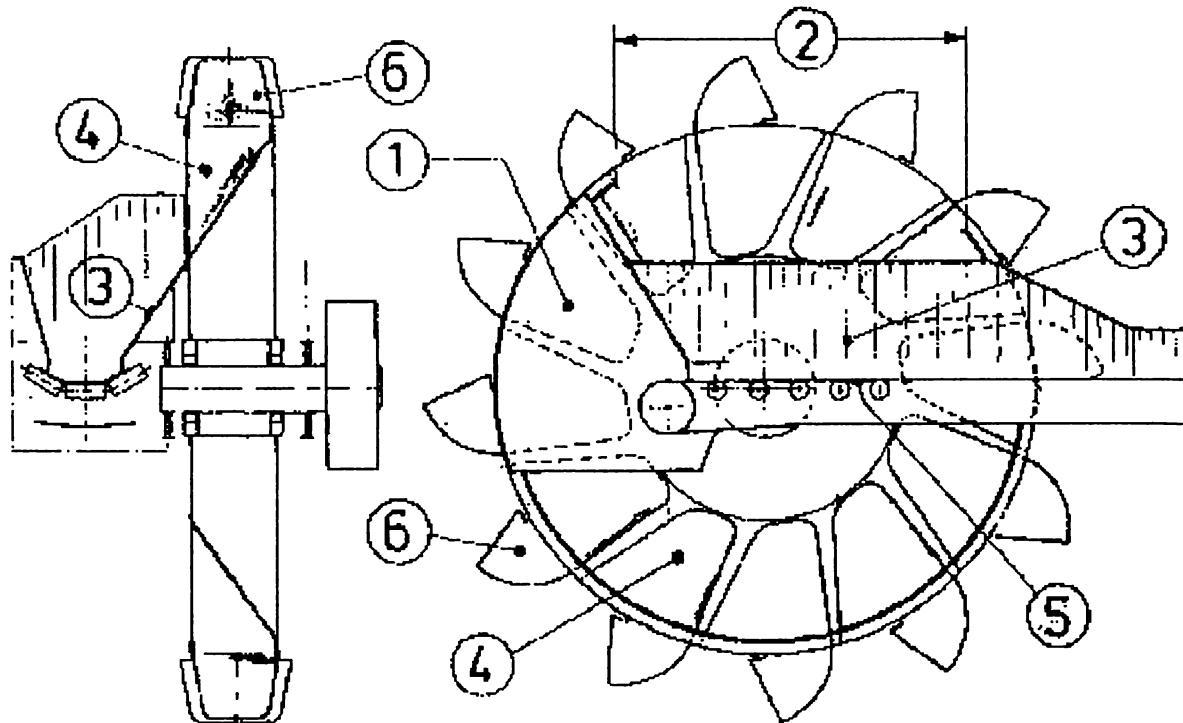


fig.4.1 Rotor celular

- 1- Perete pentru reținerea materialului
- 2- Deschiderea de descărcare a cupelor
- 3- Jgheab
- 4- Celule în rotorul port cupe
- 5- Banda fleșei rotorului
- 6- Cupă

4.2. ROTORUL CU CUPE SEMICELULAR

Pentru acest tip de rotor port cupe, sub cupe se află un spațiu împrejmuit de plane – așa numita jumătate de celulă (semicelulă). Volumul acestui spațiu poate fi ales arbitrar. El este închis în direcție radială de un jgheab permanent, așa numitul jgheab inel, deasupra deschiderii de descărcare. Jgheabul inel se continuă suficient în jurul interiorului rotorului, astfel încât materialul poate părăsi semicelula numai în regiunea deschiderii de descărcare și poate cădea în jgheabul de transfer ce traversează la transportorul fleșei roții. Înclinația acestui jgheab împreună cu dimensiunile radiale a semicelulei determină diametrul necesar al rotorului port cupe.

Capacitatea de excavare pe unitatea de timp este de 1.5 ori mai mare decât capacitatea cupei:

$$I_{nom} = 1.5I_1 \quad (4.2)$$

Aceste tipuri de rotoare prezintă avantajul celei mai mari umpleri a cupei și o golire foarte bună. Consumul de energie necesar ridicării materialului excavat până la punctul de golire

este redus, prezentând totodată un grad de uzură mai mic față de roțile aceluare (ce vor fi prezentate în continuare). Prezintă totuși dezavantajul roților celulare și anume acela că nu permite decât excavarea deasupra nivelului șenilei.

4.3. ROTORUL PORT CUPE ACELULAR

Roțile cu cupă aceluare sunt cele mai răspândite și cele mai cunoscute, excavatoarele din dotarea exploatărilor miniere din România fiind prevăzute toate cu rotor aceluare. Ele permit viteze mari de tăiere de 3-4 m/s și se folosesc atât la excavare peste nivelul cât și sub nivelul șenilei, prin inversarea cupelor și a sensului de rotație a rotorului. Datorită vitezei de tăiere mari și a umplerii mai bune a cupei, se pot realiza debite mult mai mari decât la roțile celulare. Prezintă însă dezavantajul unor uzuri mari, plăcile de uzură necesitând înlocuiri dese.

În cazul acestui tip de rotor, spațiul sub formă de scobitură sub cupe este guvernat doar de construcția corpului rotorului. El se închide radial cu ajutorul unui jgheab circular care permite numai descărcarea materialului din cupă la începutul gurii de descărcare. Apoi materialul cade într-un jgheab de transfer montat în rotor, ce-l ghidează afară din rotor și în transportor în fleșa rotorului port cupe.

Diametrul rotorului este în general mai mic pentru rotorul aceluare, iar înălțimea spațiului scorbură este mai mică decât în cazul rotorului semicelular. Benzile transportoare pot fi poziționate deasupra axei de rotație a rotorului, astfel că se obține o geometrie de tăiere mai bună în acest caz decât în cel al rotorului celular. Această a treia variantă este și cea preferențiată.

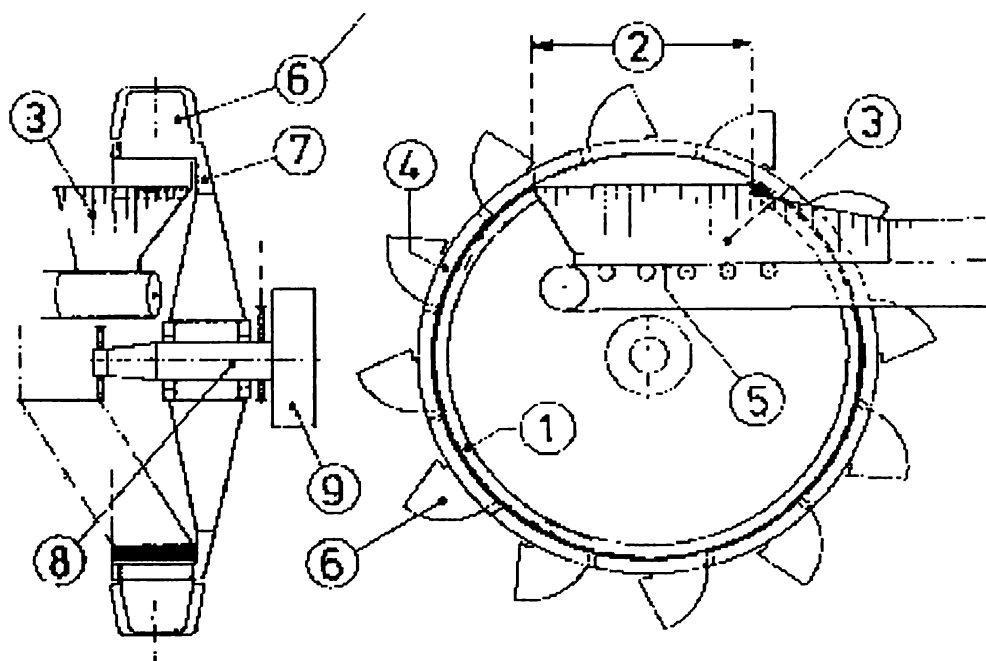


fig.4.2 Rotor port cupe aceluare

- | | |
|-------------------------------|--|
| 1- Jgheab inelar | 6- Cupă |
| 2- Gura de descărcare a cupei | 7- Corpul roții cu cupe |
| 3- Jgheab | 8- Arbore de antrenare a roții cu cupe |
| 4- Spațiul inelului | 9- Reductorul roții cu cupe |
| 5- Banda brațului rotoric | 10- Motorul de antrenare |

4.4. ELEMENTE DE BAZĂ PRIVIND PROIECTAREA ROTORULUI PORT CUPE

Acest tip de rotor include toate părțile necesare rotirii și montării corecte a roții precum și componentele necesare pentru a disloca materialul din zona de excavare.

A. CUPA

Cupele sunt corpuri din oțel fixate prin presare sau sudare de corpul rotorului. Forma muchii tăietoare ale cupelor poate fi rectangulară, trapezoidală sau circulară. Aceste muchii sau cuțite tăietoare sunt construite dintr-o tablă de oțel suficient de grea, care este întărită pe părțile tăietoare cu materiale rezistente la uzură - fig.4.3. Forma cupelor trebuie astfel proiectată, încât acestea să se umple sau să se golească cu ușurință, iar pereții laterali să nu intre în contact cu panta de lucru.

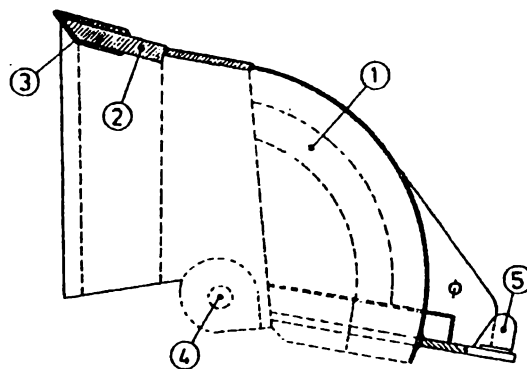


fig.4.3 Întărirea muchiiilor tăietoare ale cupelor

- 1- cupă
- 2- buza cupei
- 3- protejarea muchiei tăietoare
- 4- închiderea feței cupei
- 5- închiderea din spate a cupei

B. CUȚITUL TĂIETOR; DINȚII

Ca rezultat al metodelor de lucru ale rotorului, o cupă excavează numai cu buzele laterale și o parte a buzei din față. Colțul cupei realizează cea mai mare parte a excavării și este prin urmare supus uzurii. De aceea colțurile cupelor rectangulare sau trapezoidale sunt deseori extinse. O cupă cu deteriorări grave trebuie supusă activității de mentenanță pentru reparații și trebuie uneori înlocuită cu o nouă cupă.

Dinții sunt conectați la cupe fie prin bolțuri fie prin pene. Varianta cu bolți prezintă dificultăți la înlocuire și instalare. Îmbinarea cu pene facilitează instalarea și înlocuirea ușoară rezultând dintr-o schimbare a dintelui relativ rapidă.

Muchiile tăietoare sau dinții trebuie să fie întotdeauna ascuțite. Muchiile tăietoare sau dinții neascuțiți necesită un consum de energie suplimentar comparativ cu varianta celor ascuțite. Forma acestora trebuie astfel proiectată încât cupa să nu atingă bancul de material.

C. PRINDEREA CUPEI DE CORPUL ROTORULUI

Cupa este de obicei conectată la corpul rotorului în apropierea muchiei tăietoare, prin două conexiuni cu știfturi. Cea de-a treia conexiune este o conexiune cu pene la linia de centru a cupei deasupra grinzii transversale a corpului rotorului. – fig.4.3. De asemenea este posibilă sudarea cupelor la rotor și instalarea buzelor separat pentru o înlocuire ușoară.

D. CAPACITATEA CUPEI

Capacitatea cupei este volumul limitat de corpul rotorului și de planele de tăiere. Se notează cu I_1 și este dată în m^3 .

E. UMLEREA CUPEI

Umplerea cupei se realizează în timpul deplasării cupei în bancul de material. Deoarece cupa excavează numai cu o parte, materialul dislocat se va deplasa peste partea liberă și către partea din spate a cupei. Pe măsură ce materialul dislocat, se comportă ca un fluid, o umplere completă a cupelor cu material dislocat curgător este posibilă numai când muchiile tăietoare ating poziția orizontală în tăietură.

F. GOLIREA CUPEI

Golirea cupei trebuie să se realizeze într-o zonă relativ restrânsă de circumferința rotorului. Întregul material din cupă trebuie golit în jghebul rotorului în timp ce cupa trece peste zona de descărcare. Nici o parte a materialului nu trebuie să treacă peste cupă, acest lucru ar contamina materialul de la nivelul șenilelor și ar trebui excavat din nou. Pentru a se evita acest lucru lățimea cupei trebuie să crească spre deschidere, astfel încât să se poată realiza o golire ușoară a cupei. Forma rectangulară la cupă se evită tocmai din acest motiv. Materialul din cupă este împins afară de viteza de rotație a roții. Forța centrifugă ce acționează asupra materialului nu trebuie lăsată să ajungă prea mare deoarece materialul nu se mai descarcă din cupă.

G. PRETĂIETORI

Așa numiții pretăietori sunt montați ca elemente adiționale de tăiere între cupe pentru a tăia bulgări de material cât de mici posibili în scopul obținerii unui transport cât mai ușor al acestora.

Materialul tăiat de pretăietori cade în cupa următoare și apoi este transportat în zona de descărcare. Elementele pretăitoare sunt atașate la corpul rotorului în aceeași manieră ca și

cupele. În ultimul timp, utilizarea elementelor pretăietoare s-a diminuat și în schimb s-au montat mai multe cupe pe circumferința rotorului.

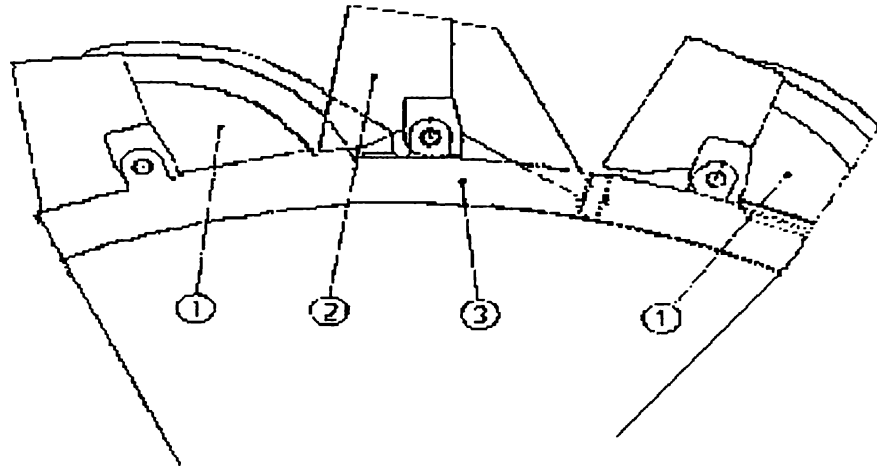


fig.4.4 Aranjarea elementelor pretăietoare

- 1- cupă
- 2- pretăietori
- 3- corpul rotorului port cupe

H. CORPUL ROTORULUI PORT CUPE

Corpul rotorului este un corp din oțel sudat circular ce trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

1. trebuie să asigure o conexiune rigidă între arborele roții și cupe în scopul transmiterii tuturor momentelor și forțelor între cele două componente;
2. materialul dislocat de cupe trebuie condus pe o bandă montată paralel cu corpul roții;
3. corpul rotorului trebuie să transmită mișcarea de rotație a arborelui rotorului la cupe.

Proiectarea corpului rotorului poate varia după cum urmează:

a. Proiectarea corpului rotorului port cupe cu pereți dubli

Datorită faptului că, corpul rotorului trebuie să rămână deschis pe partea transportorului pentru a depozita materialul în transportorul fleșei rotorului, structura de transmitere a forței trebuie poziționată în partea opusă. Pentru a suporta cupele este potrivită utilizarea unei grinzi circulare. Aceasta este conectată la structura de transport sarcini prin grinzi transversale montate între cupe.

Structura de transport este cu pereți dubli. Ei sunt conectați prin pereți despărțitori și spațiați la intervale egale cu cea de la cupe. Peretele intern are o structură continuă și este acoperit cu plăci rezistente la uzură în regiunea unde materialul excavat este descărcat. Peretele exterior trebuie să aibă deschideri ce trebuie închise strâns în timpul operației pentru a preveni ca mizeria să intre între pereți.

Avantajul acestui proiect constă într-o transmitere bună a forțelor între cupe și arborele roții și prin simpla legătură a grinzilor transversale la sistemul structural. Un dezavantaj al metodei este posibilitatea colectării materialului în spațiul dintre pereți. Materialul nu poate fi ușor detectat dar are un efect negativ asupra stabilității suprastructurii pivotante și încărcarea structurii ca un întreg. O serie de rotoare cu cupe de acest tip au mase de material de până la 80t incluse între pereți.

În interiorul roții, materialul dislocat de cupe cade fie într-un jgheab ce alimentează banda fleșei rotorului, fie cade în peretele sub formă conică din interior a corpului roții și alunecă peste un următor jgheab la transportorul fleșei rotorului.

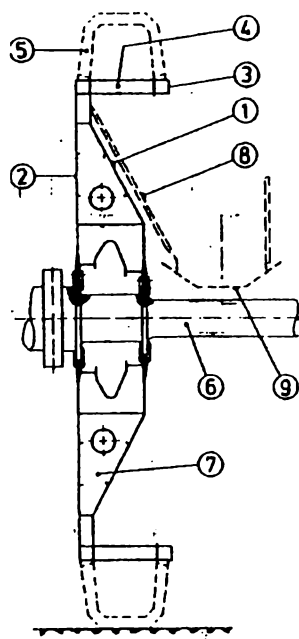


fig.4.5 Corpul rotorului port cupe cu pereți dubli

- 1- perete de susținere interior
- 2- perete de susținere exterior
- 3- grindă inelară interioară
- 4- grinzi transversale
- 5- cupe
- 6- arborele rotorului port cupe
- 7- perete despărțitor
- 8- jgheab
- 9- bandă transportoare pe fleșa rotorului

b. Proiectarea rotorului cu un singur perete cu spițe

Pentru acest tip de proiect se utilizează numai un singur perete, iar între cupe există pereți despărțitori transversali. Grinzile sunt conectate la spițe. În cazul rotorului cu celule, peretele continuu este afară iar spițele sunt situate între celule. În situația rotorului fără celule, peretele continuu este situat în interior corpului roții, iar spițele sunt vizibile din afară. Avantajul acestei variante constă în accesul ușor la componentele structurale; orice material colectat între spițe poate fi ușor detectat și îndepărtat. La acest tip de roată se produce o acumulare de material mai mare și trebuie curățat mai des.

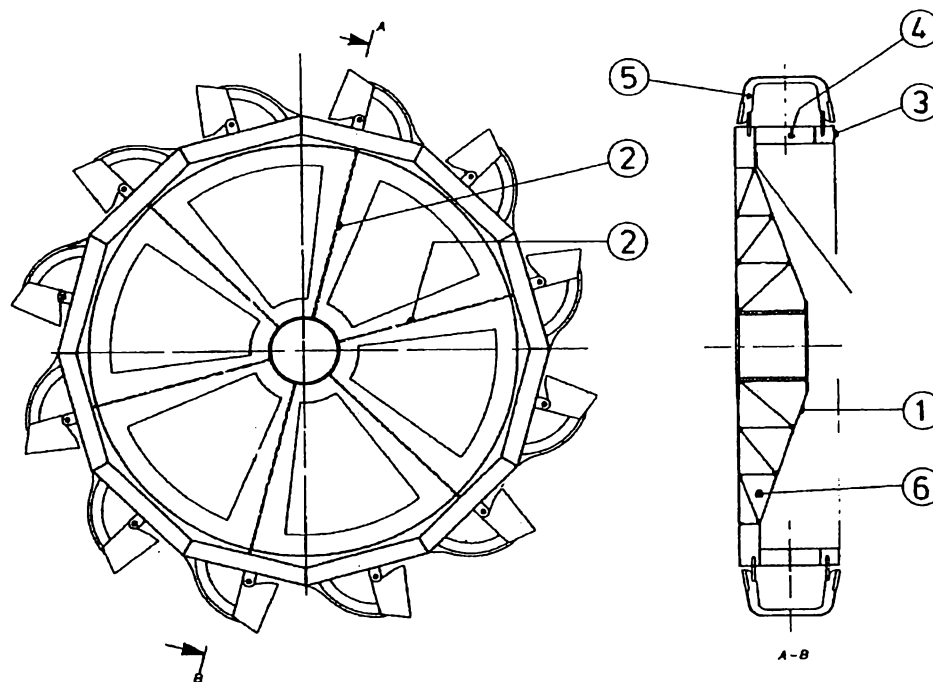


fig.4.6 Proiectarea rotorului cu spițe

- 1- perete de susținere interior
- 2- spițe
- 3- grinda inelară din interior
- 4- grindă transversală
- 5- cupă
- 6- pereți despărțitori în spițe

c. Proiectarea corpului rotorului cu un singur perete conic

Acest tip de proiect utilizează forma carcasi conice rigidă pentru a transmite forțele între cupe și arborele rotorului. Peretele structural este alcătuit dintr-o carcasă conică netedă fără elemente de rigidizare pe toată suprafața. Prin urmare rotorul nu are puncte în care se poate produce depunerea materialului. Materialul excavat este descărcat lateral peste carcasa conică. La capătul gurii de descărcare, materialul încă blocat la carcasă este dislocat și alunecă pe transportor în fleșa roții. Prin urmare pentru a distribui forțele ce ajung de la cupe pe o zonă suficient de mare, la muchia exterioară a carcasi conice, este plasat un inel rigid torsionat

de-a lungul circumferinței roții. Grinzile transversale ce poartă inelul interior sunt de asemenea conectate la inelul exterior. Carcasa conică peste care alunecă materialul trebuie protejată foarte bine la uzură.

Avantajele acestei variante constructive constau în:

- acces ușor la toate componentele
- structura netedă pe care nu se poate colecta ușor mizeria.
- orice incrustație poate fi văzută și îndepărtată ușor.

Dezavantajele metodei sunt:

- distribuția complicată a forțelor
- variația mare a tensiunilor produsă în carcasa conică în timpul rotirii roții
- se utilizează numai la rotoarele cu semicelulare sau cele acelulare.

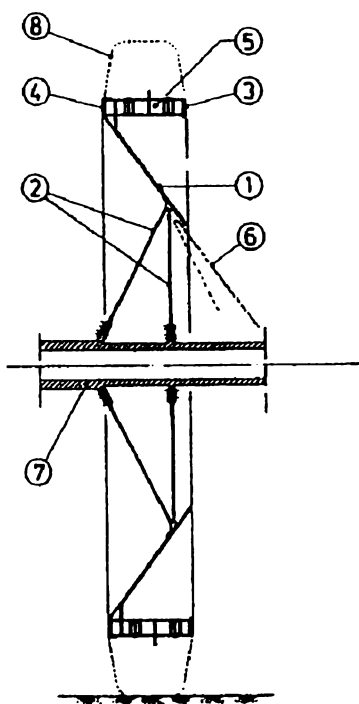


fig.4.7 Rotor conic cu un singur perete

- 1- perete susținător cu carcasa conică
- 2- structură ce conectează rotorul la arborele acestuia
- 3- grindă inelară interioară
- 4- grindă inelară rigidă exterioară
- 5- grindă transversală
- 6- jgheab
- 7- arborele rotorului
- 8- cupă

d. Moduri de transport ale rotoarelor port cupe

Dimensiunile corpului roții sunt de obicei prea mari pentru a permite transportul acestuia într-o singură bucată. Prin urmare corpul trebuie divizat în mărimi ce permit transportul acestuia. Dimensiunile corpului rotorului nu trebuie să difere de la dimensiunile teoretice mai mult decât valorile următoare:

- variații în diametru: mai mici de $\pm 0.002D$ de la valoarea teoretică;
- variații de la plan: mai mici de $\pm 0.0025D$ de la centrul planului

Cu variații mari de la aceste valori, rotorul port cupe s-ar putea rotii excentric în operare. Corpul rotorului trebuie preasamblat în întregime într-un atelier specializat pentru a fi siguri că toleranțele sunt respectate.

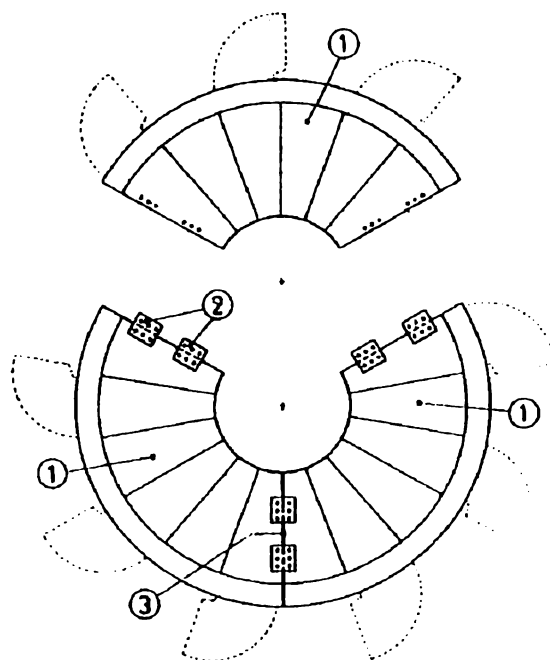


fig.4.8 Subdivizarea corpului rotorului pentru încărcare

- 1- segmente de încărcare pentru corpul roții
- 2- eclise de îmbinare pentru asamblarea la montajul părților. Ele sunt îndepărtate atunci când îmbinările sunt sudate.
- 3- îmbinări sudate

e. Conectarea corpului rotorului la arborele acestuia

Corpul rotorului este de obicei asamblat prin buloane de arborele roții deoarece sudarea direct pe arbore este dificilă. Trebuie evitate tensiunile și deformațiile ce apar la sudare. Cea mai potrivită metodă este o asamblare cu bulon pretensionat astfel încât forțele sunt transferate prin fricțiunea dintre părțile conjugate.

f. Spații în semicelula rotorului

Corpul rotorului sub cupele în situația rotorului cu semicelule, formează o cavitate ce este inclusă spre axa de rotație a jgheabului inelului. Acesta este așa numitul spațiu al inelului. O porțiune din acest spațiu situată sub cupă poate fi de asemenea umplută în timpul unei excavări normale. Acest spațiu trebuie de asemenea luat în considerare în determinarea volumului de excavare teoretic pe unitatea de timp. Spațiul din inel dintre cupe poate fi cu greu umplut în timpul excavării și nu este luat în considerare la determinarea volumului de material excavat în unitatea de timp.

Volumul spațiului din inel I_1 este dat în m^3 și este în mod normal jumătate din cel al cupei:

$$I_2 \cong 0.5I_1 \quad (4.3)$$

Prin urmare volumul pentru un rotor fără celule este definit de:

$$I = I_1 + I_2 \quad (4.4)$$

Pentru determinarea productivității teoretice, se pornește de la ipoteza că numai jumătate din spațiul din inel este umplut. Astfel capacitatea nominală este:

$$I_{nom} = I_1 + 0.5I_2 \cong 1.25I_1 \quad (4.5)$$

În cazul rotorului cu semicelule și a rotorului celular, volumul de umplere nu poate fi definit cu precizie, deoarece spațiul din spatele cupei nu poate fi umplut în timp ce rotorul port cupe excavează în banc. Pentru aceste rotoare volumul de umplere pentru excavări este determinat empiric cu relația:

$$I_{nom} = 1.5I_1 \quad (4.6)$$

I. ARBORELE ROTORULUI PORT CUPE CU LAGĂRE

Arborele rotorului port cupe este constituie elementul de legătură între roată și mecanismul de antrenare al acesteia, precum și dintre fleșa rotorului de care este suspendată roata și cutia de viteze. El trebuie să asigure transmiterea în siguranță a forțelor și momentelor mari de frecvență variabilă la fel de bine și a forțelor dintre rotor și cutia de viteze. Pentru a îndeplini aceste cerințe, pentru construcția arborelui rotorului sunt alese aliajele din oțel ce au o rezistență la curgere și o rezistență la tracțiune suficient de mari pentru a se acomoda la încărcările fluctuante. Se recomandă verificarea regulată a arborelui rotorului în timpul operării pentru a determina posibilele degradări și a permite introducerea din timp a unui nou arbore. Există mai multe posibilități de așezare a rotorului cutiei de viteze și a lagărelor:

a. Rotorul port cupe și cutia de viteze între lagăre

Acest aranjament prezintă avantajul că se obține o încărcare echilibrată pe amândouă lagăre ale arborelui. Greutățile proprii provenite de la cutia de viteze și roată sunt distribuite corespunzător distanței lor față de lagăre. Cutia de viteze poate fi poziționată la cea mai mică distanță posibilă față de rotor, rezultând un arbore relativ scurt.

b. Corpul rotorului între lagăre; cutia de viteze montată în exterior

Încărcarea celor două lagăre diferă considerabil cu acest mod de proiectare. Partea cea mai mare a greutății proprii a rotorului și cutiei de viteze trebuie preluată de lagărul montat între ele, în timp ce celălalt lagăr trebuie să accepte numai o porțiune minimală a acestei încărcări. Corespunzător cu acest aranjament a lagărului între rotor și cutia de viteze, precum și spațiul cerut de construcție, arborele roții este ceva mai lung decât în cazul a. El trebuie de asemenea să transmită efortul de tensiune de la cutia de viteze și trebuie să fie mai greu decât în primul caz.

c. Rotorul și cutia de viteze montate în afara lagărelor (roata zburătoare)

În acest caz, rotorul port cupe este complet liber pe o parte, atingând cele mai favorabile unghiuri de tăiere libere, fapt ce poate constitui un avantaj pentru tăierea pantelor. Încărcarea pe lagărul din partea rotorului este mai influențată de forțele ce acționează pe rotor decât cel

din partea opusă care trebuie să suporte greutatea proprie a cutiei de viteze. Arborele rotorului trebuie de asemenea să transmită efortul de tensiune a rotorului. Acest aranjament al cutiei de viteze și al roții pe aceeași parte și în afara lagărelor conduce la o încărcare foarte mare a lagărului din partea roții în comparație cu încărcarea relativ joasă pe lagărul opus.

J. LAGĂRELE ARBORELUI ROTORULUI PORT CUPE

Arborele rotorului este montat static determinat în fleșa roții, astfel încât la un capăt al arborelui un lagăr fix poate accepta forțele în toate direcțiile, iar la celălalt capăt un lagăr oscilant poate purta încărcări radiale dar nu axiale.

Deformațiile elastice ale structurii, au un efect foarte negativ asupra comportării lagărelor, caz particular când încărcarea celor două lagăre diferă mult. Greutățile proprii ale rotorului și cutiei de viteze creează cea mai mare parte a deformației, și este posibilă compensarea diferențelor în deformații între cele două puncte ale lagărelor.

K. CUTIA DE VITEZE A ROTORULUI PORT CUPE

Cutia de viteze a rotorului trebuie să transmită puterea de la motorul de antrenare la arborele roții și să transforme viteza motorului în viteza necesară rotorului. În timp ce motoarele electrice se rotesc cu o viteză de la 100 rad/s (1000rot/min) la 150 rad/s (1500rot/min), viteza rotorului se situează undeva în regiunea lui 0.6 rad/s. Această reducere a vitezei de rotație presupune utilizarea cutiei de viteze cu multi-nivele de eficiență mare.

Învelișul metalic al cutiei de viteze joacă un rol major în comportarea în operare a cutiei. El prin rigiditatea lui, trebuie să asigure că toții parametri de proiectare pentru cutia de viteze sunt respectați chiar și cu forțe nefavorabile acționând asupra sa. Acest lucru înseamnă că deformațiile acestui înveliș trebuie să fie minime. De asemenea este necesară o greutate proprie mare pentru un astfel de proiect de cutie de viteze, acest lucru trebuind a fi acceptat pentru asigurarea unei bune funcționări în serviciu continuu a cutiei de viteze.

L. MOTORUL DE ANTRENARE

Se pot utiliza două tipuri de motoare de antrenare a rotorului port cupe și anume:

- Motoare electrice
- Motoare hidraulice.

Sunt utilizate de obicei motoare de curent alternativ trifazice:

- pentru capacități mici – motoare cu voltaj redus de peste 500 V
- pentru capacități mari – motoare cu voltaj ridicat de peste 6000 V.

Comparativ cu alte tipuri de motoare, motoarele trifazice au cea mai scăzută greutate proprie. Acest lucru constituie un avantaj pentru proiectarea mașinii ca un întreg.

M. CUPLAJUL SUPRASARCINII

Atunci când rotorul intră în contact cu un obstacol ce nu poate fi îndepărtat, rotația acestuia este dintr-o dată blocată. Se creează forțe de inerție foarte mari la motorul de antrenare și cutie. Prin urmare este necesară introducerea unui cuplaj de suprasarcină într-un loc potrivit din cutia de viteze ce separă motorul de antrenare și componentele rapide ale cutiei de viteze, reducând astfel în mod considerabil efectele de impact. Componentele decuplate au permisiunea de a se roti liber și nu au mult timp un efect asupra sistemului. Fiecare mecanism de antrenare necesită a fi echipat cu un astfel de cuplaj.

În multe situații cuplajul suprasarcinii este plasat între motorul de antrenare și nivelul de intrare al cutiei de viteze. Este o unitate închisă ce alunecă și simultan oprește motorul.

CAP.5. CONSIDERAȚII ASUPRA ÎNDEPĂRTĂRII MATERIALULUI DIN BANC

Procedeul de excavare a unui rotor port cupe este un procedeu foarte complicat ce este dependent de o serie de factori. Materialul nu este prelevat numai prin mișcarea de rotație a cupelor, ci și smuls din banc, prin mișcarea laterală a cupelor. Acest fapt se concretizează printr-o configurație de tăiere sub formă de spirală. Pe măsură ce viteza laterală (viteza de rotație) variază se modifică forma spiralei. Astfel putem spune că procesul de excavare este puternic dependent de:

- forma muchiilor tăietoare;
- poziția muchiilor tăietoare în legătură cu tăietura;
- starea de ascuțire a muchiilor;
- tipul de material excavat ce poate varia chiar și la nivelul unei singure prelevări.

Încercările de a descrie procesul de excavare cu ajutorul rotorului port cupe și astfel obținerea unor date clare referitoare la mărimea necesară a forțelor de tăiere, nu au condus la nici un rezultat definitiv. Întâi trebuie determinată forța necesară de tăiere a unui excavator cu rotor empiric pe baza experienței obținute de la mașini aflate deja în operare în mina aflată în studiu.

Cele mai importante puncte apărute la îndepărtarea materialului din banc sunt:

- poziția roții raportată la banc, curbele de tăiere;
- forma cupelor;
- viteza de tăiere;
- rezistența la tăiere a materialului – forțele tăietoare ale rotorului port cupe;
- incluziuni în material (straturi de piatră);
- capacitatea de excavare;
- poziționarea rotorului în fleșa acestuia - unghiuri libere de tăiere.

5.1 POZIȚIA ROTORULUI RAPORTATĂ LA BANCUL DE MATERIAL

În scopul îndepărtării materialului din banc, cea mai favorabilă poziție a rotorului este aceea în care legăturile procesului excavării cu înălțimea la care are loc prelevarea și viteza de rotație a roții sunt cât mai independente posibil. Această poziție este atinsă atunci când planul roții trece prin axa de rotație a suprastructurii. Într-un astfel de caz, planul rotorului port cupe nu-și schimbă poziția la variații de înălțime ale rotorului. Curbele de tăiere în amândouă direcțiile de rotație sunt la fel dar inversate în oglindă. Din păcate această poziție ideală a rotorului pentru excavarea materialului nu poate fi realizată ușor și trebuie luate în considerare și alte condiții, de exemplu transferul materialului de la rotor la banda transportoare. Cu rotorul port cupe situat în poziția ideală, banda transportoare nu poate fi condusă în rotor deoarece axele transportorului și planul rotorului diverg (fig.5.1a).

O îmbunătățire clară se poate obține când planul rotorului este înclinat după o axă paralelă cu axa de rotație (axa z). Acest lucru determină diferențe în geometria de tăiere depinzând de direcția de rotație, în timp ce mișcarea de rotație nu mai este mult timp normală la planul

rotorului. Înclinând planul rotorului port cupe după o axă verticală prin centrul rotorului, banda poate fi condusă în rotor atingând condiții de transfer satisfăcătoare pentru materialul ce cade din rotor în banda fleșei rotorului (fig.5.1b). Același efect este atins prin bascularea planului rotorului după o axă orizontală prin centrul rotorului. În practică, amândouă măsuri sunt deseori utilizate pentru a se obține un transfer satisfăcător al materialului de la rotor la banda transportoare (fig.5.1c).

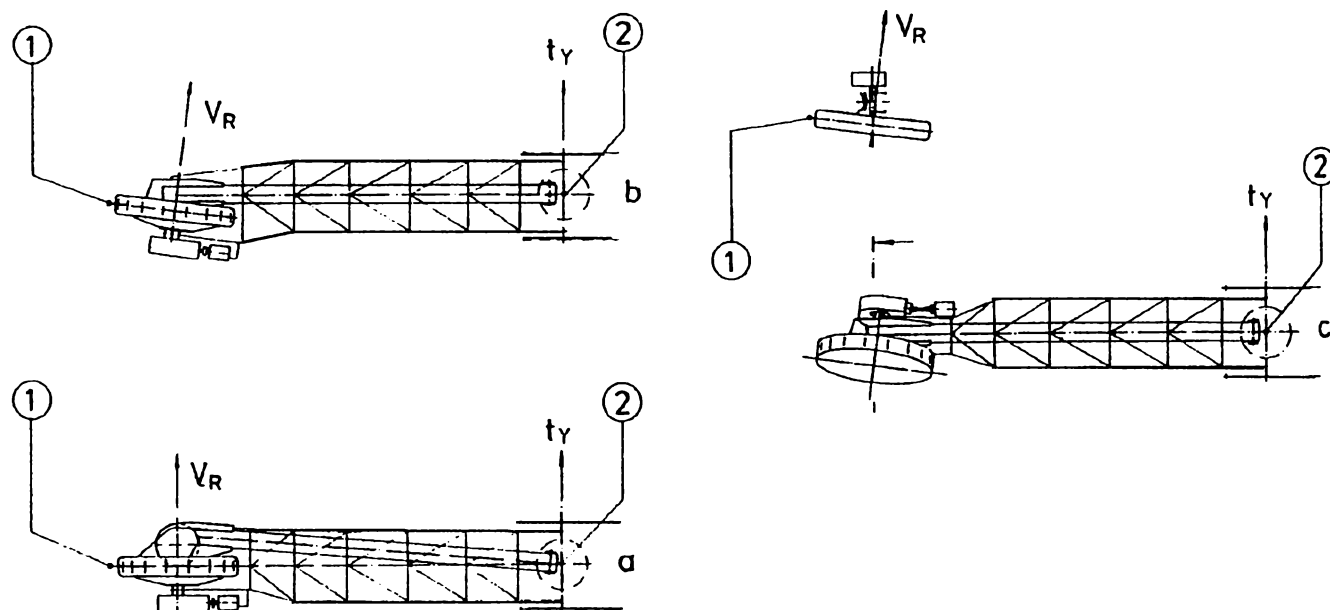


fig.5.1 Pozițiile rotorului port cupe raportate la axele de rotație

- 1- rotorul port cupe
- 2- axa de rotație a suprastructurii
- V_R - vector plan
- γ - înclinarea axelor fleșei rotorului port cupe
- a- planul rotorului intersectează axa de rotație a suprastructurii
- b- planul rotorului este înclinat după o axă verticală
- c- planul rotorului este de asemenea rotit după axa verticală și în jurul axei orizontale

Orice înclinare a rotorului are un efect considerabil asupra geometriei excavării. Curbele de tăiere arată cum trebuie formate muchiile cupelor, trebuie luată în considerare și cea mai nefavorabilă înclinație a acestora.

5.2 FORMA CUPELOR

O secțiune transversală a unei bucăți de tăietură realizată de o cupă este limitată de curbele de tăiere ale cupei precedente și de cupa tăietoare, indiferent de forma cupei. Dimensiunile principale ale unei felii din secțiunea transversală sunt următoarele:

- adâncimea de tăiere: t
- lungimea de tăiere pentru o cupă lățimea de tăiere: b
- aria secțiunii transversale a unei felii: $A = b \cdot t$
- lungimea de tăiere pentru o cupă rectangulară sau trapezoidală: $L = b + c$
- lungimea de tăiere pentru o cupă circulară: $L = L_1 + 0.5b$

unde L_1 – lungimea arcului care de fapt taie la o adâncime de tăiere t . Lungimea L_1 este în toate cazurile mult mai mare decât t .

Prin urmare, pentru cupele circulare față de cazul cupelor trapezoidale, forțele de tăiere necesare sunt mult mai mari. R. Müller a constatat că în cazul cupelor circulare este necesară o energie de tăiere cu 40% mai mare decât în cazul cupelor trapezoidale. Pentru solurile tari unde forța de tăiere este mai puțin dependentă de forța de tăiere pe unitate de lungime K_L , cupele circulare au dovedit a avea mai mult succes decât alte forme de cupe corespunzător cu geometria lor uniformă de tăiere.

Un dezavantaj a cupei circulare comparativ cu cupa trapezoidală este acela că are un I_1 mai mic, la aceiași adâncime de tăiere t_{max} . Forma suprafeței de tăiere poate fi mult diferită în funcție de forma cupei folosită și de poziția rotorului cu cupe raportată la bancul de material. În ciuda formei diferite a zonei de tăiere, mărimea și volumul ei rămân neschimbate. Oricum, lungimea de tăiere variază mult și este foarte mult dependentă de o serie de factori:

- se obțin lungimi de tăiere identice pentru cupe rectangulare și trapezoidale dacă planul rotorului trece prin axele de pivotare ale suprastructurii, în caz particular când colțurile cupelor sunt trase înainte;
- dacă planul rotorului diferă de această poziție raportată la axa de rotație, se obțin diferențe considerabile ale lungimii de tăiere a cupelor în direcții de pivotare opuse;

Muchia tăietoare a cupei circulare prezintă cele mai bune condiții pentru o comportare la tăiere uniformă. În practică s-a constatat deseori că în cazul materialelor tari o îmbunătățire considerabilă în comportarea la tăiere a rotorului se poate obține prin înlocuirea cupelor trapezoidale cu cele circulare. Corespunzător cu formele diferite ale secțiunii transversale ale unei felii în cele două direcții de tăiere opuse, materialul este excavat în bulgări mari într-o direcție și spart în piese mici în cealaltă direcție. Corespunzător formei identice a secțiunii transversale a feliei în amândouă direcțiile de pivotare, în cazul utilizării muchiei cupei circulare, condițiile materialului excavat sunt aceleași în amândouă direcțiile de rotire. Pentru cupele rectangulare și trapezoidale condițiile pot fi îmbunătățite într-un fel prin utilizarea cupelor asimetrice adaptate la secțiunea transversală a feliei. O adaptare ideală este posibilă numai pentru o poziție pe circumferința rotorului și pentru o singură înălțime de tăiere a rotorului.

Dacă dinții sunt montați pe muchia de tăiere, cei aranjați pe pereții laterali a cupelor rectangulare și trapezoidale sunt în principal expuși la forțele din direcția dinților. Dinții situați pe muchia din față sunt de asemenea supuși la solicitări laterale grele. Dinții din colțuri sau de pe muchiile tăietoare extinse sunt expuși la încărcări particulare mari. Pentru cupe circulare, încărcarea pe dinți este mai uniformă. Alegerea formei cupei trebuie determinată în fiecare caz individual, în funcție de caracteristicile solului ce trebuie excavat.

Pentru o excavare ușoară a solurilor omogene, forma trapezoidală prezintă avantajul față de cea circulară, prin capacitatea mare I_1 , cu înălțimi și lățimi egale. Pentru solurile care sunt greu de excavat și au tendința de a forma bulgări mari de material, cupa circulară are avantajul distribuției uniforme a încărcării în timpul procesului de excavare și o consistență uniformă a materialului excavat. În cazul excavării materialelor moi este suficientă o placare a muchiilor cupelor cu materiale rezistente la oboseală pentru a crește durata de viață a acestora. Muchiile tăietoare din colțurile cupelor trapezoidale sunt supuse în particular la oboseală. Prin urmare sunt instalate frecvent cuțite de colț speciale pentru o schimbare și o reparare ușoară. În multe cazuri aceste cuțite de colț sunt extinse peste muchia conducătoare a cupei, astfel ele suportă

aproape întreaga muncă de tăiere. Pe de altă parte se recomandă utilizarea dinților în schimbul muchiilor atunci când se urmărește excavarea materialelor tari.

Pentru cupele trapezoidale, dinții sunt plasați tot în colțurile cupei. Dinții îndeplinesc munca de săpare a masei de material, prin urmare ei protejează muchiile cupelor la oboseală. Dinții concentrează pe o zonă îngustă forța de săpare disponibilă pentru excavare și asigură penetrarea muchiilor în material. Dinții trebuie să fie ușor de îndepărtat din cupe în scopul înlocuirii lor când sunt tociți.

Durata de viață a dinților depinde în principal de natura solului de excavat. Durata de viață a dintelui este dificilă de precizat chiar dacă analizele de sol sunt disponibile. Durata de viață actuală poate fi determinată numai în timpul operațiilor normale și poate fi aproximată prin valori apropiate. Deseori sunt utilizate vârfulurile din carbid pentru a proteja muchiile tăietoare ale dinților. Acestea sunt sudate în baza materialului. Baza materialului din care sunt confecționați dinții este în general formată din oțel matrițat cu o duritate corespunzătoare ce trebuie să fie capabilă să transmită forțele ce apar la vârful dintelui cupei.

5.3 VITEZA DE TĂIERE A CUPEI

Viteza de tăiere corespunde cu viteza periferică a rotorului v_u . Ea are valoarea cea mai mare la nivelul muchiei mai din afară a rotorului, și se reduce proporțional către centru. Prin urmare, în regiunea muchiei tăietoare diferența în viteză este insignifiantă, de aceea în toate calculele se poate lua în considerare viteza periferică (de rotație) a muchiei din afară.

În funcție de viteza de rotație, materialul conținut în cupe este forțat să iasă afară de forța centrifugă. Această forță centrifugă f_c reduce efectul gravitației ce determină golirea cupelor și la o viteză dată o compensează.

$$f_c = 2 \cdot m_t \cdot D^{-1} \cdot v_u^2 \quad (5.1)$$

Viteza periferică critică este valoarea lui v_u la care nu se mai produce golirea cupelor:

$$v_u = \sqrt{0.5 \cdot D \cdot g} = 2.216\sqrt{D} \quad (\text{m/s}) \quad (5.2)$$

unde m_t - particula de masă
 g - accelerația gravitațională
 v_u - viteza periferică a rotorului port cupe
 D - diametrul rotorului port cupe
 $m_t \cdot g$ - greutatea

Viteza critică este prin urmare dependentă de diametrul rotorului. Curba vitezelor critice reprezentate în funcție de diferite diametre de rotoare este o parabolă. În mod obișnuit viteza circumferențială (periferică) trebuie să se afle sub valoarea sa critică. Ea trebuie astfel selectată astfel încât forța centrifugă să nu fie mai mare decât o treime din forța gravitațională, astfel încât rămâne un efect suficient de mare al forței gravitaționale pentru a goli materialul din cupe. Ca rezultat al acestei cerințe se va considera:

$$v_u = 1.28\sqrt{D} \quad (\text{m/s}) \quad (5.3)$$

Forța periferică utilizată trebuie prin urmare să nu depășească 55% din viteza critică. Valorile pentru viteza critică și viteza periferică care nu trebuie depășită sunt prezentate în fig.5.2.

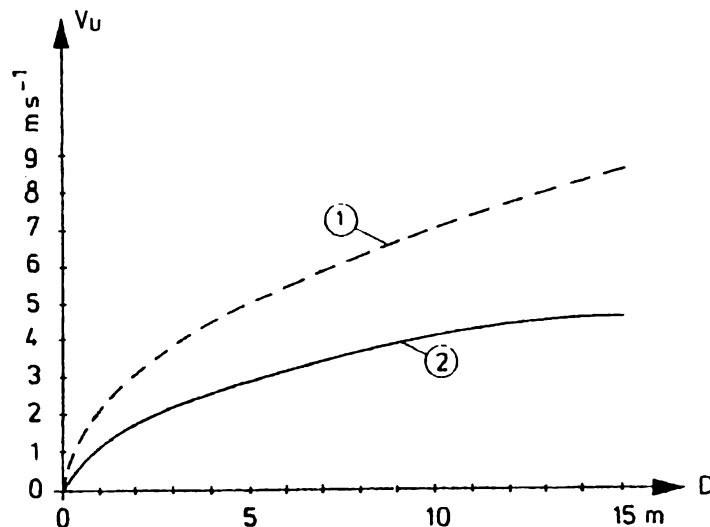


fig.5.2 Viteza periferică de tăiere în funcție de diametrul D al rotorului

- 1- viteza periferică critică v_{ulim} la care materialul este reținut în cupă corespunzătoare forței centrifuge
- 2- viteza periferică limită v_u ce nu trebuie depășită pentru a se obține un proces bun de golire a cupei
- D- diametrul rotorului

Se poate observa că limita superioară a vitezei periferice are o toleranță relativ mică. Această viteză are o influență comparativ mare în golirea cu succes a cupelor prin zona de descărcare a corpului rotorului. Pentru a preveni pierderile prin curgere, materialul din conținutul cupelor și din spațiul inelar trebuie să se golească prin zona de descărcare și nu trebuie să cadă în cupa precedentă. Experiența practică a arătat că acest lucru este posibil pentru operații normale când particulele de material se descarcă la apogeul căderilor din rotor prin zona de descărcare. Traectoria de descărcare a particulelor de material este curba relativă între parabola de golire și cea de rotație a rotorului.

Intrarea în corpul rotorului a particulelor de material de la muchia din afară a rotorului este determinată de curba relativă dintre curba de golire și curba de mișcare a rotorului, de la care coordonate se pot determina după cum urmează:

Traectoria de cădere: $\xi_F = v_u \cdot t;$ (5.4)

$$\zeta_F = 0.5D - 0.5gt^2 \quad (5.5)$$

Rotorul port cupe: $\xi_S = \zeta_S \cdot \tan \omega_u t$ (5.6)

Condiție: $\zeta_S = \zeta_F$ (5.7)

Curba relativă: $\xi_R = \xi_F - \xi_S$ (5.8)

$$\zeta_R = \zeta_F \quad (5.9)$$

Curba relativă trebuie să treacă prin inelul din exterior a corpului rotorului fără a intra în contact cu altă componentă structurală dacă întreaga cantitate de material transportat este să cadă în rotor fără report. Dacă curba relativă ajunge în contact cu o componentă structurală în timpul intrării în corpul rotorului, se așteaptă ca materialele țepene nu intră în corpul rotorului dar sunt transportate și sunt descărcate la nivelul șenilelor.

Viteze de tăiere mari rezultă în creșterea rezistenței la uzură a muchiilor tăietoare, deoarece aceste muchii se deplasează prin tăietură mult mai des decât la viteze circumferențiale mai mici. La viteze mari de tăiere lungimea muchiei de tăiere angajată este mai mică, dar acest fapt nu are efect asupra colțurilor cupelor.

5.4. REZISTENȚA LA TĂIERE A MATERIALULUI DE EXCAVAT – FORȚA TĂIETOARE DISPONIBILĂ LA ROTORUL PORT CUPE

a. Forța tăietoare disponibilă la rotorul port cupe

Forțele disponibile la cupe rezultă din forțele disponibile la motoarele rotorului. Pentru a calcula aceste forțe trebuie dedusă puterea de ridicare a materialului la o înălțime de până la jumătate din diametrul rotorului, pornind de la puterea motoare totală instalată. Prin urmare numai o parte a puterii de transmisie este disponibilă pentru a îndepărta materialul din banc. Pentru calcularea forței periferice F_u sunt valabile următoarele relații:

$$F_u = N_u \cdot v_u^{-1} \quad (\text{kN}) \quad (5.10)$$

$$N_u = \eta N_a - N_h \quad (\text{kW}) \quad (5.11)$$

$$N_h = Q_m \cdot g \cdot h_Q \quad (\text{kW}) \quad (5.12)$$

$$h_Q \cong 0.5D \quad (\text{m}) \quad (5.13)$$

$$Q_m = Q \cdot \gamma \quad (\text{t/s}) \quad (5.14)$$

unde:

Q – debitul de material în unitatea de timp (m^3/s)

γ - densitatea materialului din banc (t/m^3)

g – accelerația gravitațională ($9.82 \text{ m}/\text{s}^2$)

Q_m – masa de material îndepărtat în unitatea de timp

H_Q – înălțimea prin care materialul este ridicat în rotor

N_h – energia realizată prin ridicarea materialului în rotor

N_a – puterea nominală a motorului de antrenare (kW)

η - coeficient de eficiență a conducerii materialului

N_u – puterea de transmisie rămasă pentru forțele periferice

v_u – viteza periferică a rotorului

Forța periferică F_u se poate determina în legătură cu lungimea muchiilor tăietoare angajate în tăietură, S_L sau aria totală a secțiunilor transversale a feliilor în tăietură, S_A :

$$S_L = F_u \cdot L^{-1} \quad (\text{kN/m}) \quad (5.15)$$

$$S_A = F_u \cdot A_S^{-1} \quad (\text{kN/m}^2 = \text{kPa}) \quad (5.16)$$

unde:

L – lungimea totală a muchiiilor de tăiere angajate (m)

A_S – aria totală a tăieturilor (m^2)

S_L – forța tăietoare pe unitatea de lungime a muchiei tăietoare (kN/m)

S_A - forța tăietoare pe unitatea de arie de tăiere (kPa)

În multe cazuri valoarea lui S_L este mai apropiată de realitate decât valoarea lui S_A . Valoarea lui S_L ia în considerare următoarele condiții:

- Modificarea lungimii muchiei tăietoare angajată, dictată de pătrunderea variabilă a cupelor în bancul de material, în amândouă direcțiile de pivotare și modificarea în lungimea de tăiere cauzate de utilizarea pretăietorilor ce nu este luată în considerare de S_A ; are prin urmare o influență considerabilă asupra randamentului de excavare a mașinilor în operare.
- Cu toate că procesul de excavare desfășurat de rotorul port cupe nu este un proces pur de tăiere, el trebuie să înfrângă rezistența la penetrație pe care o oferă cupelor, materialul din banc. Prin urmare ca și constantă preferențiată se ia forța de tăiere pe unitate de lungime S_L .

Lungimea de tăiere a cupelor diferă depinzând de poziția cupei raportată la banc și de asemenea de direcția de pivotare și prin urmare este foarte greu de determinat precis lungimea de tăiere angajată în proces. Chiar dacă poziția planului rotorului intersectează axa de pivotare a suprastructurii, valoarea lungimii de tăiere variază cu unghiul de pivotare α la direcția de deplasare (axa x). Aproape în toate cazurile, lățimea de tăiere b_0 la un unghi de pivotare $\alpha=0$ este mai mică decât jumătate din adâncimea de tăiere ($< 0.5t_0$), lungimea de tăiere scade cu creșterea unghiului de pivotare. Prin urmare nu este posibilă determinarea exactă a lungimii muchiei de tăiere aflată în tăietură.

Pe de altă parte, aria de tăiere a cupelor este descrisă clar de lățimea de tăiere b_0 și adâncimea de tăiere t_0 și este independentă de direcția de rotație și poziția rotorului port cupe raportată la bancul de material.

Dacă viteza de rotație este controlată prin relația $v_\alpha = v_0 \cos^{-1} \alpha$, aria de tăiere rămâne constantă pe întregul domeniu de pivotare al rotorului. Faptul că, aria transversală de tăiere a cupelor rămâne constantă și că acest factor poate fi definit precis, face posibilă aplicarea forței de tăiere a rotorului la suprafața de tăiere a cupelor angajate de fapt în procesul de tăiere. În practică s-a văzut că pentru excavatoare, prelevarea materialelor dure conduce la o valoare a lui S_A relativ constantă când secțiunile transversale de tăiere sunt menținute constante, în timp ce lungimile de tăiere se schimbă continuu. Din păcate, chiar și în zilele noastre nu sunt disponibile măsurători sigure pentru forțele de tăiere ale excavatoarelor cu rotor port cupe de la care s-ar putea obține o definiție clară a forțelor de tăiere și factorii înrudiți. Importantă este o muchie de tăiere sau un dinte ascuțite, ceea ce înseamnă că pot învinge rezistența la tăiere a materialului. Muchii tăietoare sau dinți tociți pot învinge rezistența materialului numai cu o

forță considerabil de mare raportată la varianta anterioară. Muchiile tăietoare tocite conduc invariabil la reducerea capacității de excavare a mașinilor.

b. Rezistența la tăiere a materialului ce trebuie excavat

Așa cum pentru stabilirea forței necesare pentru îndepărtarea materialului din banc nu sunt metode clare, la fel este cazul metodelor de determinare a rezistenței la tăiere a materialului ce urmează a fi excavat. Va fi de asemenea dificilă în viitor stabilirea unei astfel de metode de testare ținând cont de varietatea largă de proprietăți pe care natura le oferă materialelor ce urmează a fi excavate.

O serie de metode sunt valabile pentru determinarea rezistenței la tăiere a materialelor în cazul minelor de suprafață. Aceste metode depind de condițiile locale.

1. Mine de suprafață existente în care operează deja excavatoare

În astfel de cazuri este de obicei necesară introducerea unui echipament adițional pentru extinderea unei mine existente unde sunt utilizate deja cu succes excavatoarele. Aici, informațiile suficiente despre solurile în exploatare sunt disponibile de la mașinile aflate în operare, fapt ce permite determinarea rezistenței la tăiere a straturilor individuale de material și forța de tăiere necesară cerută de rotor. Totuși neclarități rămân când straturile ating adâncimi mari sub suprafața minei.

De exemplu, după implementarea cu succes a primei mașini gigant în mina din Fortuna Garsdorf de la Rheinische Braunkohlenwerke (Germania), forța de tăiere a mașinilor următoarele s-a putut determina foarte precis în acest mod.

2. Mine de suprafață existente în operare cu alt echipament

În astfel de mine, straturile de material de excavat sunt deja expuse și măsurătorile pentru forța de excavare necesară, pot fi realizate prin folosirea uneltelor de excavare special echipate, ca de exemplu:

- Utilizarea unei cupe ce a fost trasă prin material pentru a determina forța de excavare necesară.
- Utilizarea unui dispozitiv de tăiere mobil ce permite o configurație de tăiere ce simulează tăietura rotorului port cupe fără o deplasare laterală. Această sculă poate fi atașată la orice mașină ce manipulează pământul. Pentru a aproxima comportamentul la tăiere a unui excavator port cupe, este necesară deplasarea sculei printr-un arc circular. Acest echipament determină forța tangențială necesară pentru tăierea materialului. Această componentă a forței este apoi utilizată pentru calcularea forței de tăiere specifice și aplicarea ei la proiectarea excavatorului port cupe. Toate celelalte forțe ce acționează pe elementul tăietor sunt izolate și nu afectează rezultatele testelor. Forța de tăiere este integrată în funcție de lățimea de tăiere, se obține o valoare medie, independent de punctul actual de atac al forței. Cuțitul poate fi utilizat peste forțe de tăiere de 400kN/m ce se află mult deasupra celei mai mari forțe posibile de tăiere întâlnite la excavatoarele cu rotor port cupe.

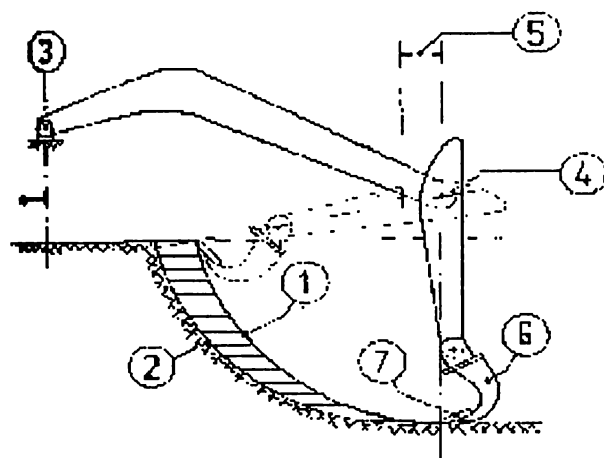


fig.5.4 Principalele mișcări de tăiere în cazul testelor de excavare

- 1- vechea pantă
- 2- noua pantă
- 3- punct fixat
- 4- axa de rotație
- 5- avans
- 6- muchie de tăiere
- 7- plug

3. Excavări de testare

În unele cazuri, s-au utilizat mașini mici deja existente pentru a realiza excavările test în zona minei proiect pentru a obține o valoare a rezistenței la tăiere a materialului de excavat. Rezultatele obținute prin această metodă nu au fost concludente și nu au condus la informații folositoare pentru operarea mașinilor ce au fost construite mai târziu pentru aplicații în minele de suprafață.

4. Deschiderea de mine noi

Pentru deschiderea de mine noi unde materialele pot fi numai evaluate pe baza probelor de foraj, rezistența la tăiere specifică se poate determina prin teste realizate pe părți de carote de foraj ce permit compararea cu rezultatele testelor pe eșantioane de sol de la alte mine în care deja operează excavatoare cu rotor port cupe.

O stabilire suficient de precisă a forței de tăiere necesară la un excavator port cupe se poate realiza numai prin compararea datelor obținute din experiențele de tăiere ale excavatoarelor ce lucrează în soluri similare și cu rezultatele testelor obținute pe aceste eșantioane de sol. În trecut, forțele de tăiere erau determinate în această manieră și în multe cazuri, modul de operare al mașinilor au dovedit presupunerile ca fiind corecte. Dificultățile sunt deseori prezentate de faptul că excavarea unor tipuri similare de sol necesită forțe de tăiere considerabil diferite. În plus, tipurile de sol și proprietățile lor nu sunt deseori precis determinate corespunzător spațiului larg de foraj existent în mine. O imagine precisă a straturilor variate de sol existente într-o mină nouă, poate fi obținută dintr-un număr mare de rezultate pe carote de foraj individuale.

În cazurile în care după operarea inițială a excavatorului, rotorul port cupe nu a realizat randamentul cerut în materiale date, straturile sunt sparte prin explozare pentru a obține rezultate satisfăcătoare pe termen lung. Comportamentul la tăiere a unui rotor poate fi de asemenea îmbunătățit prin modificarea sculelor de tăiere. În Germania în general sunt utilizate două metode de determinare a rezistenței la tăiere a eșantioanelor din carote de foraj:

a. Metoda testării la compresiune

Un eșantion din carote de foraj cu o lungime egală cu de două ori diametrul este supus la o forță de compresiune crescătoare și uniform distribuită. Forța de tăiere necesară de rotorul port cupe este determinată prin încărcările la rupere a testelor și comparația cu tipuri de soluri similare ce au fost deja prelevate de excavatoarele port cupe – fig.5.5.

Încărcarea la rupere prin compresiune pe unitatea de suprafață a eșantionului din carotă de foraj (MPa) nu are legătură directă cu forța de tăiere necesară rotorului sau cu aria secțiunii transversale a unei felii de material. Este posibilă numai comparația dintre rezultatele empirice ale testelor și valorile deja disponibile din experiență.

Firma Krupp a legat încărcările la rupere prin compresiune a eșantioanelor din carote de foraj necesare la tăiere pe unitatea de suprafață a feliilor, k_a (MPa) pe baza experienței cu un număr mare de excavatoare în operare și testelor la compresiune a solurilor excavate de aceste mașini –fig 5.6.

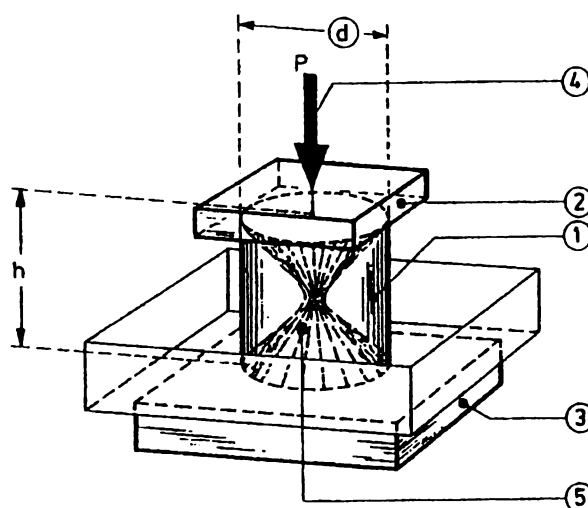


fig.5.5 Aranjamente de testare pentru determinarea rezistenței la compresiune uni-axială

- 1- carotă de foraj
- 2- tampon de presiune
- 3- pat de nisip
- 4- forța de compresiune P (N)
- 5- suprafața de rupere
- d- diametrul probei (mm)
- h- înălțimea probei $h = 2d$ (mm)
- p- tensiune de compresiune $p = 4Pd^{-2}\pi^{-1}$ (MPa)

Pentru a calcula forța de tăiere a rotorului port cupe, suma secțiunilor transversale a feliilor a cupelor angajate în tăiere, trebuie multiplicată cu factorul k_a .

Valori similare au fost utilizate de Protodijakonow pentru rezistența materialului f_{PR} , determinate de rezistența la compresiune uniaxială a materialului p , pe care el reprezentat-o prin relația:

$$f_{pr} = 10^{-1} p \quad (5.17)$$

Matschak a făcut legătura dintre forța de tăiere K_L (kN/m) la coeficientul de coeziune c (MPa) a materialului ce trebuie excavat:

$$K_L = 15.85 + 1480c \quad (kN/m) \quad (5.18)$$

Din practică s-au obținut variații ale lui c de la 0.01 (MPa) aproape de suprafață și creșteri în funcție de adâncime de până la 0.085 (MPa) la o adâncime de 140m.

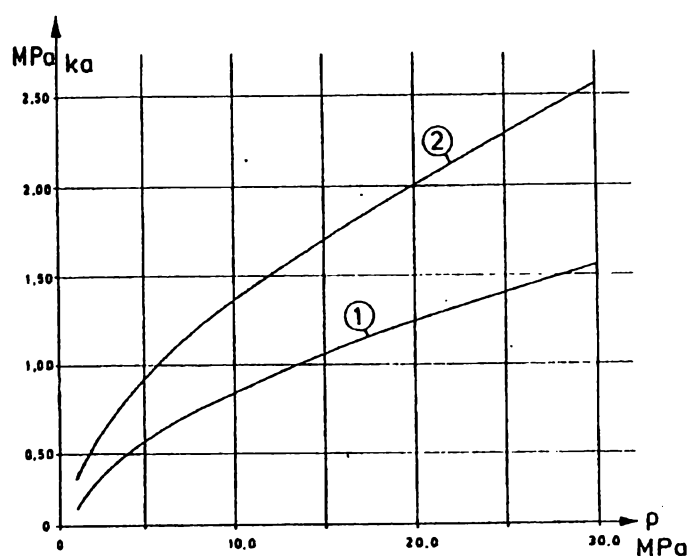


fig.5.6 Legătura dintre forța de tăiere k_a și încărcarea la rupere p a probelor din carote prezentată de firma Krupp

- 1- cea mai mică valoare a lui k_a
- 2- cea mai mare valoare a lui k_a

Protodijakonow a clasificat solurile și rocile după cum se observă din tabelul 5.1. Excavatoarele cu rotoare port cupe pot excava soluri din categoriile de la VI la X.

b. Metoda testului pană

Pentru acest test, secțiunea eșantionului carotă este supusă la presiune crescătoare aplicată unei pene până când el se fisurează (fig.5.7). Forța de tăiere pe unitatea de lungime k_L (N/m) a eșantionului se calculează. Valoarea obținută multiplicată cu lungimea elementelor tăietoare a cupei angajate în tăiere, conduce la valoarea forței de tăiere.

Tabelul 5.1

Clasa	Rezistența solului- rocilor	Tipul de sol- roci	Valoarea rezistenței f_{pr} (MPa)	Rezistența la compresiune p (MPa)
I	Roci de rezistență ridicată	Quarț dur și bazalt	20	200
II	Roci foarte dure	Quarț porfiric, granit	15	150
III	Roci dure	Granit, gresie dură Minereu de fier dur	10	100
IV	Roci relativ dure	Gresie normală, Minereu de fier	6	60
V	Pietre de duritate medie	Șist argilos dur Gresie moale, calcar	4	40
VI	Pietre relativ moi	Șist moale, gresie foarte moale, nisip fin, antracit, bolovani cementați și nisip	2	20
VIa	Pietre relativ moi	Teren de pietriș, șist spart, cărbune fosilizat tare, argilă durificată	1.5	15
VII	Pietre moi	Argilă dură, cărbune fosilizat moale, sol argilos, cărbune brun dur	1.0	10
VIIa	Pietre moi	Argilă nisipoasă, argilă grosieră,	0.8	-
VIII	Soluri	Strat superior de sol, turbă, lut, nisip	0.6	-
IX	Soluri neconsolidate	Nisip, soluri amestecate, cărbune brun moale	0.5	-
X	Soluri noroioase	Nămol	0.3	-

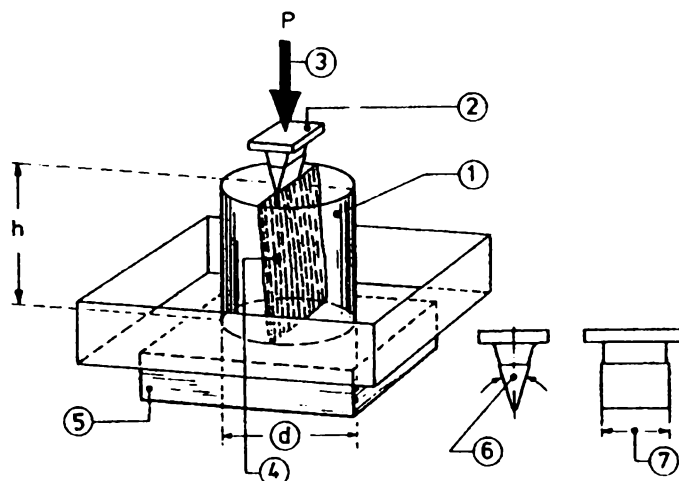


fig.5.7 Test pană

1- eșantion carotă

2- pană

3- forța P (N)

4- aria de tăiere A (mm²)

5- pat de nisip

6- unghiul penei (35°)

7- lățimea penei (65mm)

d - diametrul mostrei carotă

h - înălțimea mostrei carotă $h \approx 2d$

K_L - valoarea forței tăietoare pe unitate de lungime $K_L = P/d$ (kN/m)

s - valoarea forței tăietoare $s = P/A$ (MPa)

Pentru determinarea forței de tăiere necesară rotorului port cupe această valoare trebuie mărită cu cel puțin 25%. Dacă forța aplicată penei se raportează la secțiunea de rupere, s (MPa) ce depinde de încărcarea de compresiune la rupere p, atunci :

$$10s \cong p \quad (5.19)$$

Mostrele carote de excavare trebuie bine împachetate pentru a evita pierderi de material dacă sunt necesare studii de laborator. Modificări ale amestecului de material conținut de mostră conduce la modificări considerabile a rezultatelor testelor. Mostrele uscate dau de asemenea o imagine eronată a rezistenței la tăiere a solului.

Aplicațiile excavatoarelor cu rotor port cupe sunt limitate când sunt depășite următoarele rezistențe la tăiere:

k_A – rezistența la tăiere pe unitate de arie transversală a unei felii = 2MPa

k_L – rezistența la tăiere pe unitate de lungime de muchie de tăiere angajată = 200kN/m

Solurile cu valori ridicate ale rezistenței la tăiere pot fi excavate de un excavator cu rotor, numai când sunt desprinse cu ajutorul explozivilor. Aceste zone ale unei mine unde exploziile sunt necesare, trebuie determinate în planul de operare mult înainte de a atinge excavatoarele locurile respective.

În districtul Rinului valorile rezistenței la compresiune medii pentru mostrele de sol p (MPa) a straturilor individuale s-au determinat după cum urmează:

Tipul de sol	p (MPa)
Gresie	10.0
Argilă roșie	1.0
Cărbune brun	3.9
Nisip și argilă	1.43

Toate aceste soluri pot fi excavate de excavatoare cu rotoare port cupe, cu excepția gresiei, care apare însă numai în straturi foarte subțiri.

Forța de tăiere a rotorului se determină cu relațiile:

$$S_A = A \cdot k_A \text{ sau } S_L = A \cdot k_L \quad (5.20)$$

unde A – suma ariilor transversale a feliilor cupelor angajate în tăiere
 L – suma lungimilor muchiilor cupelor angajate în banc.

5.5. CAPACITATEA DE EXCAVARE A UNUI ROTOR PORT CUPE

Capacitatea de excavare a unui rotor este reprezentată de masele materialelor ce sunt îndepărtate din banc. Cei mai importanți parametri de determinare a capacității de excavare sunt:

- diametrul rotorului: D (m)
- numărul de cupe pe circumferința rotorului: n
- distanța dintre cupe: $a = D \cdot \pi \cdot n^{-1}$ (m)
- viteza periferică a rotorului: v_u (m/s) sau ω_u (rad/s)
- viteza de rotație a rotorului la centrul acestuia: v_s (m/s) sau ω_s (rad/s)
- raza de rotație la centrul rotorului: R_s (m)
- numărul de descărcări în unitatea de timp: $s = v_u / a$ (s^{-1})
- înălțimea de tăiere a rotorului: h (m)
- lățimea de tăiere a cupei: $b = v_s / s$ (m)
- adâncimea de tăiere a cupei: t (m)
- masele solide în bancul de material: m_b^3
- pierderea de material (îndepărtat din banc): m_l^3
- factor de umflare a materialului: f

Volumul de material crește pe măsură ce este desprins în procesul de excavare. De asemenea înălțimea de excavare h ia valori între $0.5 D$ și $0.67 D$. Aceste valori sunt utilizate pentru calcularea:

- ariei secțiunii transversale a unei felii în situația tăierii în terase:

$$A = 0.5D \cdot t \quad (m^2) \quad (5.21)$$

- distanța de la axa de rotație a mașinii a centrului de masă a secțiunii transversale a feliei:

$$e_s = (R_s + 0.4D) \quad (m) \quad (5.22)$$

- viteza de rotație la centrul de masă al secțiunii transversale a feliei:

$$v_s = e_s \cdot \omega_s = (R_s + 0.4D)\omega_s \quad (m/s) \quad (5.23)$$

- volumul de tăiere:

$$Q_b = A \cdot v_s = 0.5D \cdot t \cdot v_s \quad (m_b^3) \quad (5.24)$$

- efectul factorului de umflare:

$$Q_l = f \cdot Q_b = 0.5D \cdot t \cdot f \cdot v_s \quad (m_l^3) \quad (5.25)$$

Capacitatea de excavare teoretică și cea raportată la unitatea de timp, sunt prin urmare dependente de înălțimea de tăiere a rotorului, de adâncimea de tăiere a cupelor și viteza de rotație. Ele sunt independente de numărul și mărimea cupelor, viteza periferică și numărul de descărcări pe unitatea de timp. Prin urmare, o modificare a capacității de excavare se poate obține numai prin modificarea unuia din cei trei parametri prezentați. Înălțimi de tăiere joase necesită viteze de rotație ridicate.

Volumul de material excavat de o cupă este dat de relația:

$$I_b = b \cdot t \cdot h \quad (m_b^3) \quad (5.26)$$

sau

$$I_l = f \cdot b \cdot t \cdot h \quad (m_l^3)$$

Pentru o înălțime de tăiere de $h = 0.67D$ volumul de material calculat în materialul umflat este:

$$I_{\max} = 0.67 \cdot f \cdot b_{\max} \cdot t_{\max} \cdot D \quad (m_l^3) \quad (5.27)$$

Operatorii mineri nu sunt foarte interesați în capacitatea de excavare teoretică pe secundă așa cum s-a calculat. Pentru ei este important să cunoască m_b^3 , capacitatea de excavare ce se poate obține de către un excavator cu rotor port cupe pe o perioadă mai lungă de timp, de exemplu un an. Pornind de la presupunerea existenței a 4000 de ore de operare netă pe an, capacitatea teoretică medie a unui excavator pe unitatea de timp este dată de relația:

$$Q = Q_{an} 4000^{-1} \cdot 3600^{-1} = 69.4 \cdot 10^{-9} \cdot Q_{an} \quad (m_b^3 / s) \quad (5.28)$$

Valoare efectivă a capacității de producție pe unitatea de timp, trebuie să fie cu 25% mai mare decât valoarea teoretică pentru a ne asigura că se atinge o medie pe o perioadă mai lungă de timp.

$$Q_{ef} = 1.25 \cdot 69.4 \cdot 10^{-9} Q_{an} = 87 \cdot 10^{-9} Q_{an} \quad (m_b^3 / s) \quad (5.29)$$

Această capacitate trebuie luată în considerare în proiectarea unui excavator.

CAP.6. CONTRIBUȚII ASUPRA ANALIZEI STĂRII DE TENSIUNE DIN CORPUL ROTORULUI PORT CUPE UNICELULAR CU MEMBRANE SUBȚIRI

6.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Excavatorul cu rotor unicelular cu membrane subțiri constituie utilajul de bază din dotarea carierelor de lignit de la noi din țară, cca. 70% din volumul excavațiilor realizate cu acest tip de utilaj. Un astfel de excavator este și ERC 1400.

Din cele 60 de excavatoare de acest tip, 3 sunt executate integral de firma KRUPP – Germania, 24 sunt realizate în țară prin asimilare în cooperare cu firma Krupp, iar 33 sunt executate integral în țară.

Utilajele s-au fabricat după o documentație de execuție la nivelul anilor 1965, primele excavatoare de fabricație **KRUPP**, fiind puse în funcțiune în anul 1969. Ulterior pe parcursul celor 4 etape de integrare între 1978 și 1985, nu s-au mai respectat din diverse motive prevederile documentației inițiale, numărul defecțiunilor și întreruperilor accidentale cauzate de acestea crescând odată cu mărirea gradului de integrare.

Din studiile făcute s-a constatat:

- peste 20 de utilaje au durata normată de funcționare depășită,
- la foarte multe utilaje fenomenul de îmbătrânire a început să se manifeste prin fisuri în construcția de rezistență
- din analizele diagnostic întocmite de **RAL Oltenia** rezultă că ansamblele care prezintă problemele cele mai mari de fiabilitate și rata cea mai pronunțată de defecțiuni sunt roata cu cupe cu reductorul de acționare și mecanismul de deplasare pe șenile.

Având în vedere că pe plan mondial în domeniul excavatoarelor cu rotor au apărut soluții de acționare și constructive moderne, că concepția acestor tipuri de excavatoare prezintă o oarecare uzură morală, dar și faptul că înlocuirea lor în contextul actual este nerentabilă, se impune modernizarea lor în vederea prelungirii duratei de funcționare în deplină siguranță.

Dacă se ține cont că această modernizare se preconizează să se aplice la excavatoarele cu o durată de funcționare de peste 15 ani și a căror construcție metalică prezintă fenomene de îmbătrânire, reducerea eforturilor în elementele de rezistență ale construcției metalice se impune cu precădere. De asemenea îmbunătățirea parametrilor de tăiere, diminuarea forței de săpare disponibilă fără afectarea capacității de excavare, favorizează prelungirea duratei de viață a utilajului.

Necesitatea modernizării acestui tip de utilaj a fost scoasă în evidență atât de specialiștii din unitățile de exploatare, cât și de cei din cercetare, proiectare, de consultanța RHEINBRAUN – ENGINEERING Germania, sau de furnizorii însăși, fiind unul din prioritățile strategiei de dezvoltare a mineritului la suprafață din România.

6.2. MODELAREA GEOMETRICĂ

În calculul prezentat s-a urmărit starea de tensiune a corpului roții cu cupe având un cerc de tăiere de 11.5 m și 20 de cupe, cu ajutorul metodei elementelor finite. Materialul din care este confecționat rotorul port cupe este OL52.

Modelul rotorului port cupe se generează cu ajutorul unui model de bază parametrizat, la care prin definirea coordonatelor punctelor secțiunii radiale a elementelor de con, a grosimii circulare și a cinci unghiuri a primului segment de roată ca parametrii, se construiește un model geometric și mai multe rețele – părți finite.

Din totalul de 20 de cupe, 5 se vor idealiza ca model grindă. Acestea se folosesc la transferul forțelor de excavare de la vârful dinților de colț a cupei la grinda circulară. Modelarea legăturii de la cupe la grinda circulară în model de bază parametrizat, permite ca prin alegerea potrivită a valorilor secțiunii să se determine descărcarea forțelor.

Calculul cu metoda elementelor finite se execută cu ajutorul programului **COSMOS/M 2.5** versiunea din iunie 1999.

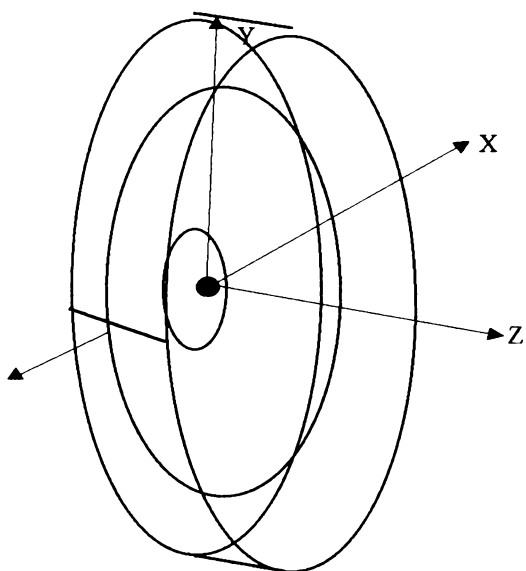


fig.6.1

Originea **sistemului de coordonate (global)** (fig.6.1) se ia mijlocul roții cu cupe. El este un sistem de coordonate rectangular X,Y,Z în care:

- X – în planul orizontal al roții cu cupe;
- Y – în planul vertical al roții cu cupe
- Z – în mijlocul roții cu cupe, în sens pozitiv.

Coordonatele punctelor corpului rotorului s-au obținut pornind de la desenele de execuție ale rotorului urmărind fibra medie.

Unitățile de măsură utilizate sunt kN, cm, iar în situația în care sunt folosite altele diferite, se face referire specială la acestea.

Coordonatele punctelor corpului rotorului (după fibra medie) sunt prezentați în tabelul 6.1 iar reprezentarea grafică a fibrei medii pe baza acestor puncte este dată în figura 6.2.

Parametrii grinzilor circulare sunt prezentați valoric în tabelul 6.2 și grafic în figura 6.3.

a) Parametrii pânzei conice

Tabelul 6.1

PUNCTUL	X	Y = R	Z
1	0	60.0	-60.0
2	0	81.0	-60.0
3	0	102.6	-55.4
4	0	185.4	-25.3
5	0	234.8	-7.3
6	0	284.1	+10.7
7	0	333.4	+28.6
8	0	365.2	+6.30
9	0	397.0	-16.0
10	0	428.8	-38.2
20	0	460.6	-60.5

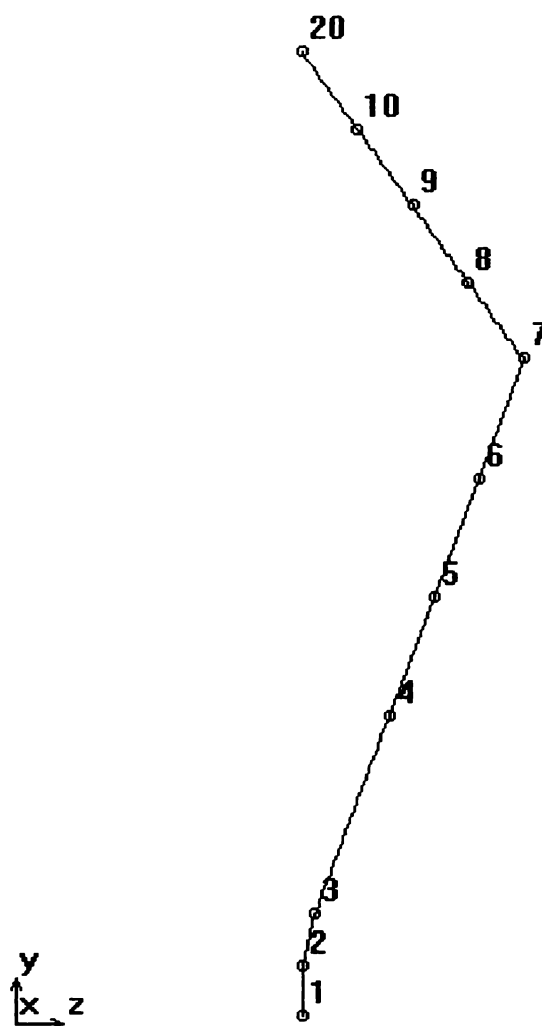


fig.6.2

b) Parametrii grinzii inelare

Tabelul 6.2

Punctul	X	Y = R	Z
20	0	460.6	-60.5
21	0	460.6	-79.5
22	0	494.4	-79.5
23	0	494.4	-60.5
24	0	460.6	-57.5
25	0	494.4	-57.5
26	0	460.6	-52.5
27	0	494.4	-52.5
28	0	460.6	-42.5
29	0	460.6	0
30	0	460.6	+60.5

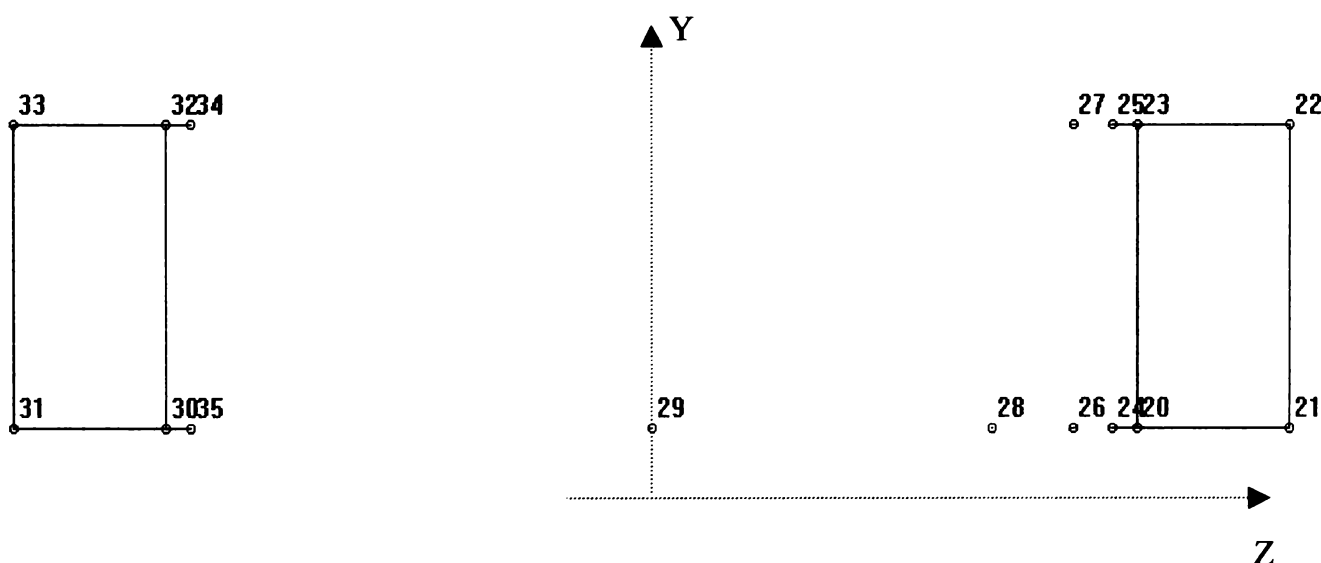


fig.6.3

În fig.6.4 este modelat un sector de rotor fără grinda circulară și fără cupe, iar în figurile 6.5 și 6.6 sunt prezentate un sector de grindă și o cupă. Având în vedere că se urmărește în special starea de tensiune la rotor și mai puțin la cupe, acestea sunt reprezentate foarte simplificat prin niște elemente tip bară. Pornind de la aceste reprezentări utilizând tehnicile programului COSMOS se poate realiza o reprezentare a unui sector din rotorul port cupe (fig.6.7) care prin regenerări repetate poate conduce la obținerea întregului rotor (fig.6.8). Unghiurile primului sector (fig.6.7) folosite în desenare sunt:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 5.462 \\ \alpha_2 &= 1.738 \\ \alpha_3 &= 1.738 \\ \alpha_4 &= 5.462 \end{aligned}$$

Rotorul se consideră ca fiind alcătuit din plăci (SHELL 4T, SHELL 4) iar cupele sunt puternic idealizate utilizându-se elemente tip bară (BEAM 3D). În urma modelării geometrice s-au obținut:

2520 noduri , 2940 elemente

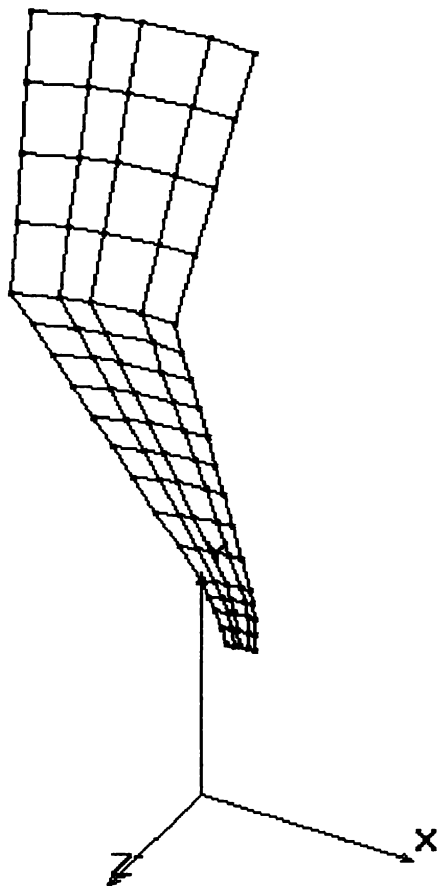


fig.6.4

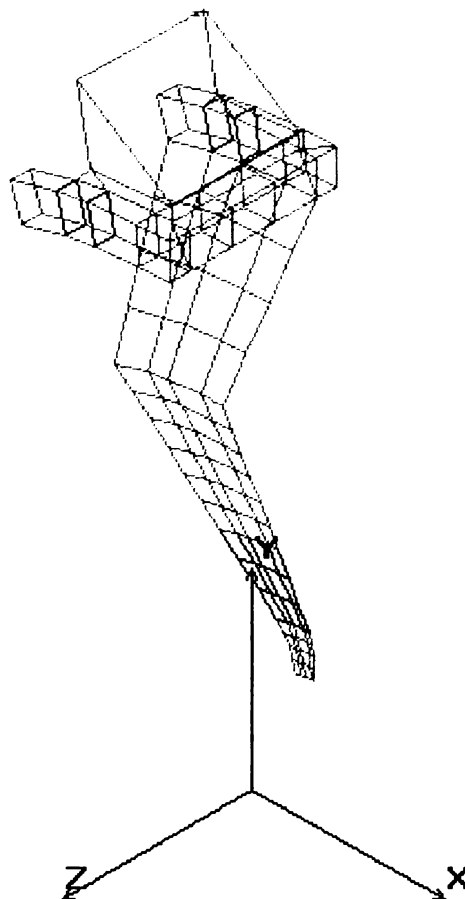


fig.6.7

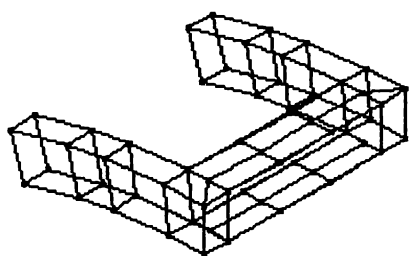


fig.6.5

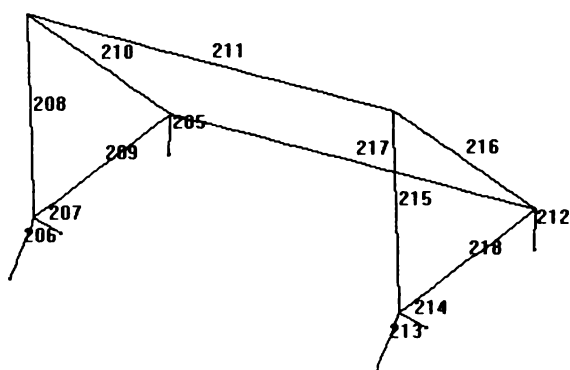


fig.6.6

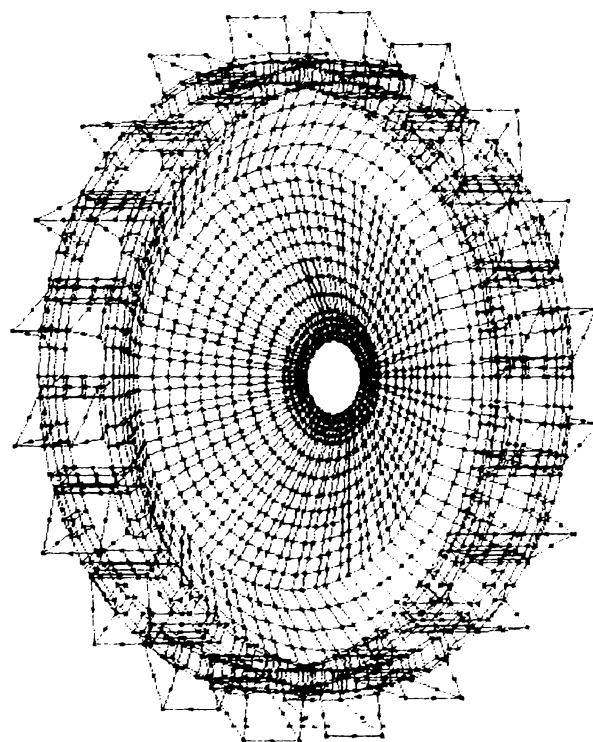


fig.6.

Pentru simplificarea calculului se consideră rotorul fixat pe arbore direct fără a lua în considerare flanșele ce sunt elementele intermediare în fixarea reală. Aceste modificări nu influențează major studiul realizat în continuare.

Proprietățile de material sunt aceleași pentru fiecare element, materialul utilizat fiind OL52. Prin urmare se va utiliza:

- modulul de elasticitate - $E = 2100000 \text{ daN/cm}^2$
- coeficientul lui Poisson - $\nu = 0.3$

Proprietăți fizice – grosimile plăcilor (mm) (RC) pentru elementele modelate prin SHELL4 – sunt prezentate în tabelul 6.3.

Tabelul 6.3

	Pânză conică interioară	Pânză conică exterioară	Cupă
Pânză conică:			
- Interioară	22, 18		-
- Exterioară		18	-

6.3. DEFINIREA SARCINILOR LUATE ÎN CONSIDERARE LA ANALIZA STĂRII DE TENSIUNE

În condițiile de încărcare se ia în considerare influența:

- greutateii proprii a rotorului port cupe;
- greutateii încărcării cu murdărie;
- greutateii încărcării utile (umpluturii)
- componentelor forței de excavare în direcția tangențială, radială și laterală.

Valorile acestor încărcări sunt date în tabelul 6.4.

Tabelul 6.4

ÎNCĂRCĂRI	VALORI
GREUTATE PROPRIE - rotor cu 20 de cupe	E = 424KN
MURDĂRIREA ROTORULUI	V = 115KN
GREUTATE UTILĂ – cupe umplute	N = 50KN
FORȚA DE TĂIERE (Încărcare obișnuită)	
-TANGENȚIALĂ	U = 190kN
-LATERALĂ	S = 50kN
-RADIALĂ	R = 57kN
FORȚA DE TĂIERE(Încărcare excepțională)	
-TANGENȚIALĂ	UU = 320kN
-LATERALĂ	SS = 70kN
-RADIALĂ	RR = 96kN

Repartiția forțelor de tăiere se consideră pe cinci din douăzeci de cupe în raport de:

$$1/10-3/10-3/10-2/10-1/10.$$

În continuare sunt prezentate 14 cazuri de încărcare din care 8 sunt obișnuite iar 6 sunt excepționale:

Cazul 1

Greutatea utilă a roții cu 20 de cupe este $E = 42400\text{daN}$ și reprezintă primul caz de încărcare.

Cazul 2

Greutatea utilă a cupelor umplute este de 5t și este repartizată la 7 cupe:

$$F_y = -5000/7 = -714.3\text{daN}$$

Se ține cont de asemenea că excavarea se poate realiza cu ambele colțuri ale cupei astfel încât forța corespunzătoare acestei încărcări este distribuită în mod egal la cele două noduri din colțurile cupelor astfel încât forța pe y în nod este de $-714.3/2 = -357.15\text{daN}$

Greutatea murdăririi se consideră ca fiind ca fiind 0.27 din greutatea utilă a rotorului cu cupe:

$$V = 0.27 \times 42400 = 11448\text{t}$$

Cazul 3

Forța de tăiere tangențială obișnuită este așa cum s-a prezentat în tabelul 1 ca fiind $U_{dr} = 19000\text{daN}$ repartizată la 5 cupe (fig.6.9) după cum urmează:

$$\begin{aligned} & - 1/10 \times 19000 = 1900\text{daN} \\ & - 3/10 \times 19000 = 5700\text{daN} \\ & - 3/10 \times 19000 = 5700\text{daN} \\ & - 2/10 \times 19000 = 3800\text{daN} \\ & - 1/10 \times 19000 = 1900\text{daN} \\ & \text{TOTAL} \quad \quad \quad \mathbf{19000\text{daN}} \end{aligned}$$

Repartizarea pe noduri a acestor forțe precum și valorile lor descompuse după x și y sunt următoarele:

Nodul	U_x (daN)	U_y(daN)
2397	-1866	- 356
2398	-3330	-1831
2399	-3902	-4155
2400	-2428	-5157
2401	- 238	-1885
TOTAL	-11764	-13384

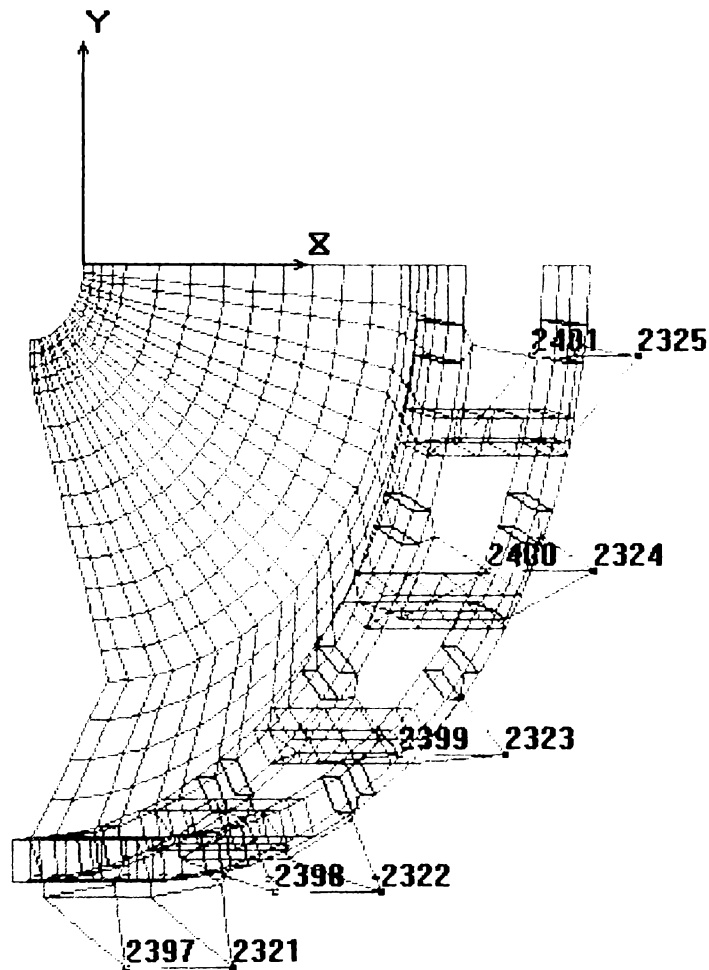


fig.6.9

Cazul 4

Forța radială de săpare obișnuită $R_{dr} = 5700\text{daN}$ este repartizată la 5 cupe după cum urmează:

- $1/10 \times 5700 = 570\text{daN}$
- $3/10 \times 5700 = 1710\text{daN}$
- $3/10 \times 5700 = 1710\text{daN}$
- $2/10 \times 5700 = 1140\text{daN}$
- $1/10 \times 5700 = 570\text{daN}$
- TOTAL 5700daN**

Repartizarea pe noduri a acestor forțe precum și valorile lor descompuse după x și y sunt următoarele:

Nodul	Rx (daN)	Ry(daN)
2397	- 107	560
2398	- 549	999
2399	-1247	1170
2400	-1547	729
2401	- 565	75
TOTAL	-4015	3533

Cazul 5

Forța de săpare laterală obișnuită $S_{dr} = 5000\text{daN}$ are următoarea repartizare pe cele 5 cupe:

- 1/10x5000 =	500daN
- 3/10x5000 =	1500daN
- 3/10x5000 =	1500daN
- 2/10x5000 =	1000daN
- 1/10x5000 =	500daN
TOTAL	5000daN

Repartizarea pe noduri a acestor forte este prezentata mai jos:

Nodul	Sz (daN)
2397	500
2398	1500
2399	1500
2400	1000
2401	500
TOTAL	5000

În continuare sunt reprezentate cazurile în care îndepărtarea materialului în bancul de lucru se face în direcție opusă decât situațiile prezentate la cazurile 3, 4, 5. Astfel valorile încărcărilor vor fi aceleași dar semnele în anumite situații vor fi schimbate. În mod obișnuit excavatorul taie materialul într-o direcție o perioadă de timp iar apoi își modifică direcția încărcările fiind aceleași semnul fiind schimbat. Ciclul de lucru al unui excavator va fi prezentat pe larg în cadrul subcapitolului 6.5.

Cazul 6

Forța de tăiere tangențială obișnuită $U_{stg} = 19000\text{ daN}$ se repartizează la 5 cupe, după cum urmează:

- 1/10x19000 =	1900daN
- 3/10x19000 =	5700daN
- 3/10x19000 =	5700daN
- 2/10x19000 =	3800daN
- 1/10x19000 =	1900daN
TOTAL	19000daN

Repartiția pe noduri se realizează în nodurile paralele (fig.6.10) cazului 3 încărcările fiind aceleași.

Nodul	Ux (daN)	Uy(daN)
2321	-1866	- 356
2322	-3330	-1831
2323	-3902	-4155
2324	-2428	-5157
2325	- 238	-1885
TOTAL	-11764	-13384

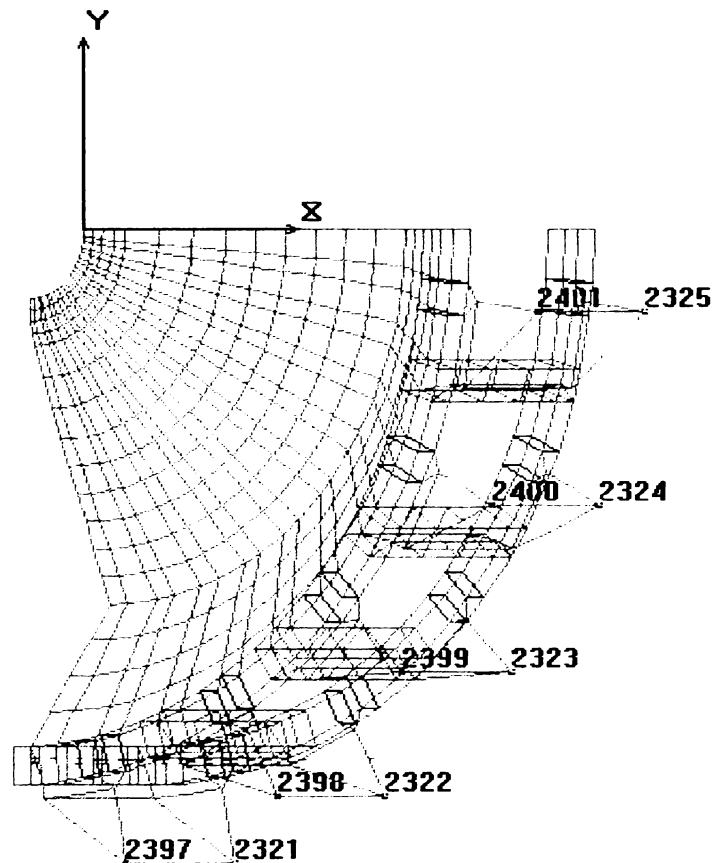


fig.6.10

Cazul 7

Forța radială de săpare obișnuită $R_{stg} = 5700\text{daN}$ este repartizată la 5 cupe după cum urmează:

- $1/10 \times 5700 = 570\text{daN}$
- $3/10 \times 5700 = 1710\text{daN}$
- $3/10 \times 5700 = 1710\text{daN}$
- $2/10 \times 5700 = 1140\text{daN}$
- $1/10 \times 5700 = 570\text{daN}$
- TOTAL 5700daN**

Repartizarea pe noduri a acestor forțe precum și valorile lor descompuse după x și y sunt identice cu cazul 4 numai nodurile de aplicare sunt altele (cele paralele):

Nodul	Rx (daN)	Ry(daN)
2321	- 107	560
2322	- 549	999
2323	-1247	1170
2424	-1547	729
2425	- 565	75
TOTAL	-4015	3533

Cazul 8

Forța de săpare laterală obișnuită $S_{stg} = 5000\text{daN}$ are următoarea repartizare pe cele 5 cupe:

$$\begin{aligned} & - 1/10 \times 5000 = 500\text{daN} \\ & - 3/10 \times 5000 = 1500\text{daN} \\ & - 3/10 \times 5000 = 1500\text{daN} \\ & - 2/10 \times 5000 = 1000\text{daN} \\ & - 1/10 \times 5000 = 500\text{daN} \\ & \text{TOTAL} \quad \quad \mathbf{5000\text{daN}} \end{aligned}$$

Repartizarea pe noduri a acestor forte este identică cu cea din cazul 5, nodurile fiind diferite (cele paralele), valorile fiind cu semn schimbat:

Nodul	Sz (daN)
2321	-500
2322	-1500
2323	-1500
2424	-1000
2425	-500
TOTAL	-5000

Cazul 9

Forța de tăiere tangențială excepțională UU_{dr} ce apare numai în cazuri speciale în procesul de excavare când rezistența solului crește brusc peste valorile obișnuite, are următoarele valori:

$$\begin{aligned} & - 1/10 \times 32000 = 3200\text{daN} \\ & - 3/10 \times 32000 = 9600\text{daN} \\ & - 3/10 \times 32000 = 9600\text{daN} \\ & - 2/10 \times 32000 = 6400\text{daN} \\ & - 1/10 \times 32000 = 3200\text{daN} \\ & \text{TOTAL} \quad \quad \mathbf{32000\text{daN}} \end{aligned}$$

Repartizarea pe noduri a acestor forțe precum și valorile lor descompuse după x și y sunt următoarele:

Nodul	Ux (daN)	Uy (daN)
2397	-3143	- 600
2398	-5608	-3084
2399	-6572	-6998
2400	-4089	-8685
2401	- 401	-3175
TOTAL	-19813	-22542

Cazul 10

Forța radială de săpare excepțională $RR_{dr} = 7000\text{daN}$ are următoarea distribuție pe cupe:

$$\begin{aligned} & - 1/10 \times 7000 = 700\text{daN} \\ & - 3/10 \times 7000 = 2100\text{daN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & - 3/10 \times 7000 = 2100 \text{ daN} \\ & - 2/10 \times 7000 = 1400 \text{ daN} \\ & - 1/10 \times 7000 = 700 \text{ daN} \\ & \text{TOTAL} \quad \quad \quad 7000 \text{ daN} \end{aligned}$$

Repartizarea pe noduri a acestor forțe precum și valorile lor descompuse după x și y sunt următoarele:

Nodul	R_x (daN)	R_y(daN)
2397	- 180	943
2398	- 925	1683
2399	-2100	1971
2400	-2605	1228
2401	- 952	126
TOTAL	-6762	5951

Cazul 11

Forța de săpare laterală excepțională $SS_{dr} = 9600 \text{ daN}$ se repartizează pe cele 5 cupe după cum urmează:

$$\begin{aligned} & - 1/10 \times 9600 = 960 \text{ daN} \\ & - 3/10 \times 9600 = 2880 \text{ daN} \\ & - 3/10 \times 9600 = 2880 \text{ daN} \\ & - 2/10 \times 9600 = 1920 \text{ daN} \\ & - 1/10 \times 9600 = 960 \text{ daN} \\ & \text{TOTAL} \quad \quad \quad 9600 \text{ daN} \end{aligned}$$

Repartizarea pe noduri a acestor forțe este prezentată mai jos:

Nodul	SS_z (daN)
2397	960
2398	2880
2399	2880
2400	1920
2401	960
TOTAL	9600

Cazul 12

Forța de tăiere tangențială excepțională UU_{stg} considerată pentru situația excavării în sens invers, are următoarele valori:

$$\begin{aligned} & - 1/10 \times 32000 = 3200 \text{ daN} \\ & - 3/10 \times 32000 = 9600 \text{ daN} \\ & - 3/10 \times 32000 = 9600 \text{ daN} \\ & - 2/10 \times 32000 = 6400 \text{ daN} \\ & - 1/10 \times 32000 = 3200 \text{ daN} \\ & \text{TOTAL} \quad \quad \quad 32000 \text{ daN} \end{aligned}$$

Repartizarea pe noduri (paralele nodurilor din cazul 9) a acestor forțe precum și valorile lor descompuse după x și y sunt următoarele:

Nodul	U_x (daN)	U_y(daN)
2321	-3143	- 600
2322	-5608	-3084
2323	-6572	-6998
2324	-4089	-8685
2325	- 401	-3175
TOTAL	-19813	-22542

Cazul 13

Forța radială de săpare excepțională $RR_{stg} = 7000daN$ are următoarea distribuție pe cupe:

- 1/10x7000 = 700daN
- 3/10x7000 = 2100daN
- 3/10x7000 = 2100daN
- 2/10x7000 = 1400daN
- 1/10x7000 = 700daN
TOTAL 7000daN

Repartizarea pe noduri (cele paralele nodurilor din cazul 10) a acestor forțe precum și valorile lor descompuse după x și y sunt următoarele:

Nodul	R_x (daN)	R_y(daN)
2321	- 180	943
2322	- 925	1683
2323	-2100	1971
2324	-2605	1228
2325	- 952	126
TOTAL	-6762	5951

Cazul 14

Forța de săpare laterală excepțională $SS_{stg} = 9600daN$ se repartizează pe cele 5 cupe după cum urmează:

- 1/10x9600 = 960daN
- 3/10x9600 = 2880daN
- 3/10x9600 = 2880daN
- 2/10x9600 = 1920daN
- 1/10x9600 = 960daN
TOTAL 9600daN

Repartizarea pe noduri (paralele nodurilor din cazul 11) a acestor forțe este prezentată mai jos:

Nodul	SS_z (daN)
2397	960
2398	2880
2399	2880
2400	1920
2401	960
TOTAL	9600

Încărcările principale pe rotorul port cupe sunt introduse individual așa cum este prezentat în tabelul 6.5.

Tabelul 6.5

CAZURI DE ÎNCĂRCARE	Valori (kN)
Lc1	E = 424
Lc2	V = 115
Lc3	U _{dr} = 190
Lc4	R _{dr} = 57
Lc5	S _{dr} = 50
Lc6	U _{stg} = 190
Lc7	R _{stg} = 57
Lc8	S _{stg} = 50
Lc9	UU _{dr} = 320
Lc10	RR _{dr} = 70
Lc11	SS _{dr} = 96
Lc12	UU _{stg} = 320
Lc13	RR _{stg} = 70
Lc14	SS _{stg} = 96

În continuare sunt prezentate câteva variante de combinații de cazuri de încărcare ce pot apărea efectiv în procesul de excavare cu rotor port cupe. Ele sunt numerotate de la 60 în sus după cum urmează:

$$\mathbf{Lc61 = 1.27Lc1 + Lc2 + Lc3 + Lc4 + Lc5}$$

$$\mathbf{Lc62 = 1.27Lc1 + Lc2 + Lc6 + Lc7 + Lc8}$$

$$\mathbf{Lc63 = 1.27Lc1 + Lc2 + Lc9 + Lc10 + Lc11}$$

$$\mathbf{Lc64 = 1.27Lc1 + Lc2 + Lc12 + Lc13 + Lc14}$$

6.4. INTERPRETAREA REZULTATELOR OBȚINUTE ÎN URMA ANALIZEI STATICE

Cazurile de încărcare Lc61 și Lc62 sunt niște combinații de cazuri ce țin cont atât de greutatea proprie a rotorului, a murdăriei, a cupelor încărcate, respectiv și de forțele tangențiale, radiale și laterale într-un sens și în celălalt de tăiere a materialului în banc.

În figura 11a, pentru cazul de încărcare Lc61, s-a reprezentat grafic influența tensiunii normale (1st principal) σ_1 – pe partea de sus (top) a roții, tensiunile variând de la $\sigma_{1max} = 200,07 \text{ daN/cm}^2$ la $\sigma_{1min} = -165,3 \text{ daN/cm}^2$. Valorile maxime pe roată (zona roșie) apar în:

- în zona cupelor (ex.: nodul 2305) - aceste valori sunt neglijate datorită modelării puternic idealizate ale cupelor;
- zona de trecere de la prima placă prinsă pe arbore la prima zonă conică (fig.6.11b)
- zona de trecere între cele două porțiuni conice (fig.6.11.a),

iar valorile minime (zona albastră) apar în special în zona de trecere de la o porțiune conică la alta (fig.6.11c). În aceste ultime două figuri apar câteva noduri în care se obțin valori limită, necesare pentru alegerea locațiilor la studiul de oboseală și anume pentru zona de maxim – 539, 558, 651, 708, iar pentru cea de minim – 1134, 1172, 1060, 1079, 1135, 1173 etc.

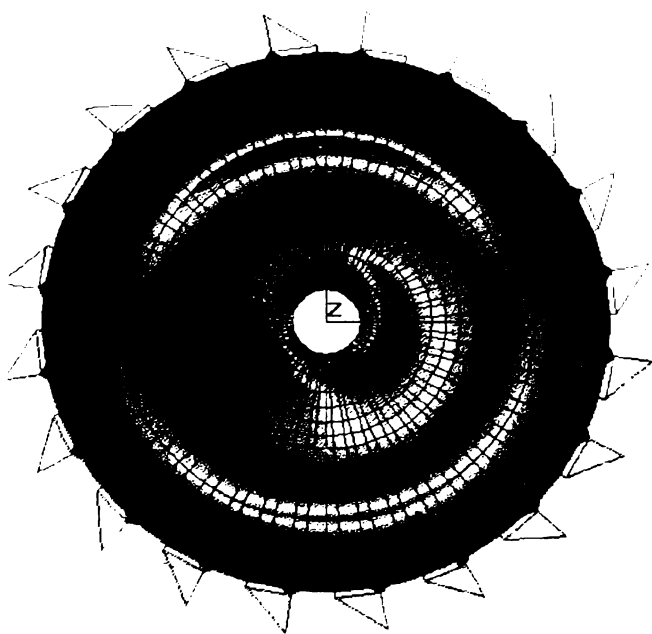


fig.6.11a

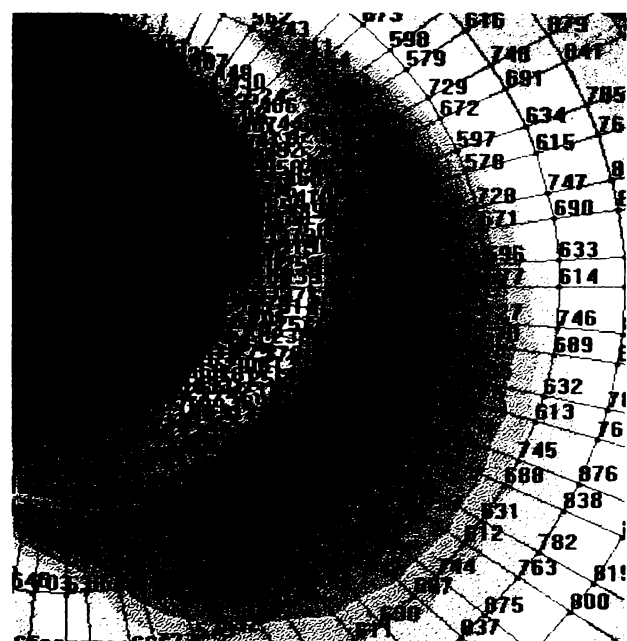


fig.6.11b

În anexa 1 sunt redat câteva valori ale tensiunii σ_1 în nodurile cele mai solicitate pe ambele fețe ale rotorului (top, bottom).



fig.6.11c

În fig.6.12, pentru cazul de încărcare Lc61 este prezentată influența tensiunii normale σ_1 pe partea cealaltă a rotorului (bottom). Pentru această situație valorile limită ale tensiunilor sunt $\sigma_{1max} = 430,49 \text{ daN/cm}^2$ (în nodurile 2305 și 2304 la cupe) și $\sigma_{1min} = -100,28 \text{ daN/cm}^2$. Valorile maxime apar tot în zona cupelor, rezultatele nefiind concludente datorită motivelor prezentate. Pe rotor valorile maxime sunt în jur de $\sigma_{1max} = 235,00 \text{ daN/cm}^2$. Valorile minime (zona albastru închis) apar în aproximativ aceleași zone ca și în cazul anterior (anexa 1 – listare rezultate COSMOS).

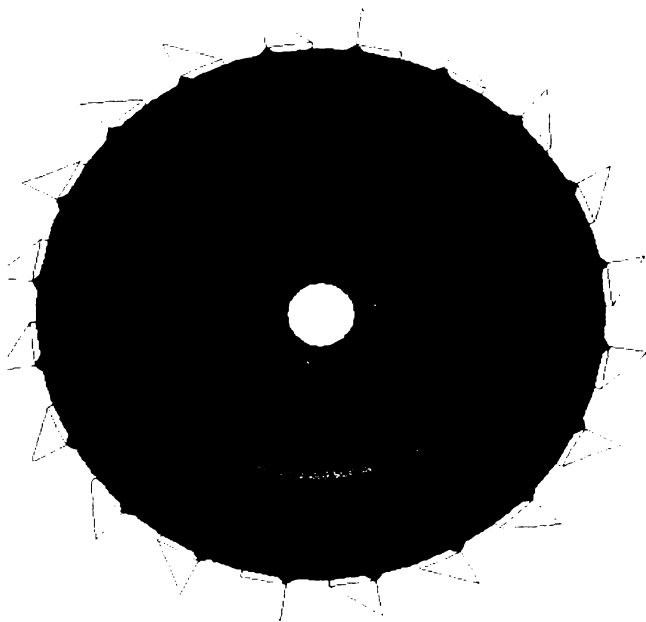


fig.6.12

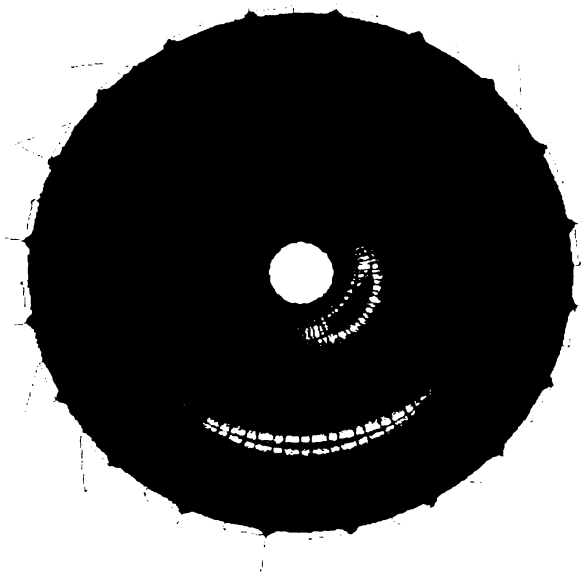


fig.6.13

Figura 6.13 este de asemenea corespunzătoare cazului de încărcare Lc61 și reprezintă influența tensiunilor VON MISSES pe o față a rotorului (top). Valoarea maximă ($347,26 \text{ daN/cm}^2$) apare la cupe și din motivele prezentate este neglijată. La rotor tensiunile sunt sub valoarea de $303,85 \text{ daN/cm}^2$. În această situație zonele critice apar tot la trecerea de la prima placă la prima zonă conică, respectiv la trecerea de la o zonă conică la alta. Punctele critice se situează în cam aceleași poziții cu cele din figurile 11b, 11c și sunt prezentate în anexa 1.

Figura 6.14 prezintă tot situația influenței tensiunilor **VON MISSIS** asupra rotorului, diferența constând în faptul că în acest caz fața rotorului aflată în studiu este alta (bottom). Valorile maxime apar la cupe (420daN/cm^2) iar la rotor tensiunile scad sub valoarea de $262,81\text{daN/cm}^2$. Nodurile în care apar aceste valori limită sunt extrase din rezultatele obținute cu ajutorul programului COSMOS și prezentate în anexa 1.

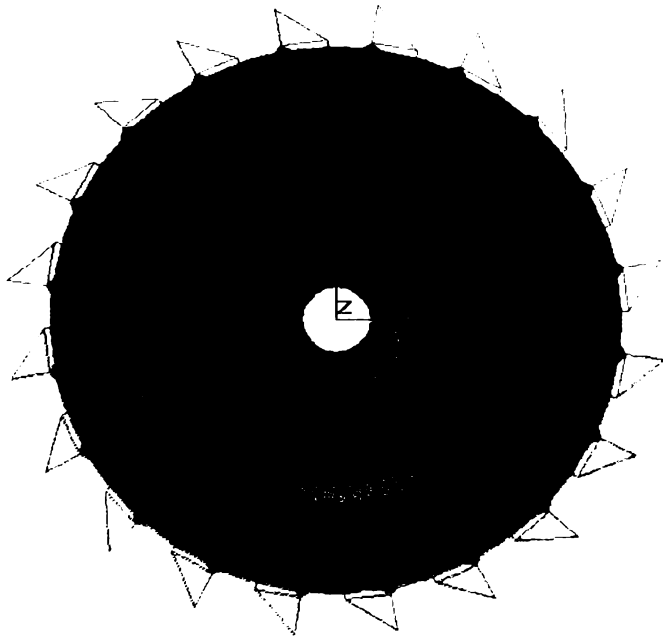


fig.6.14

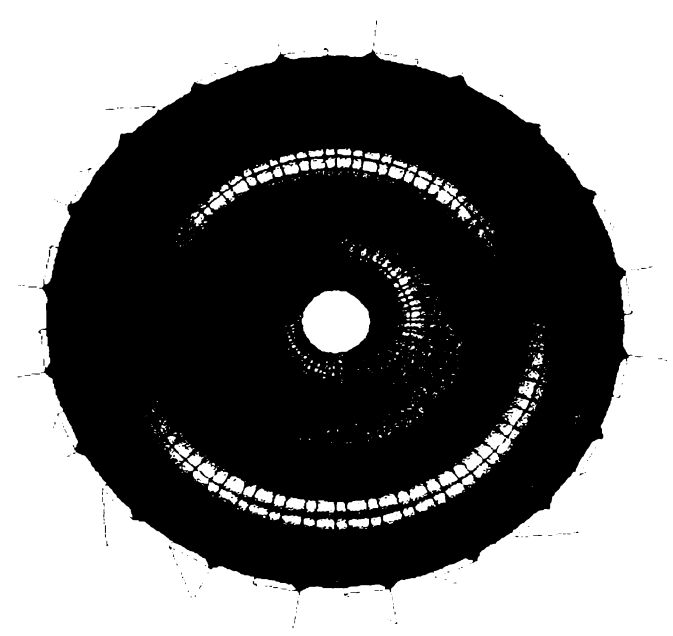


fig.6.15a

Pentru cazul de încărcare Lc61 mai este prezentată și influența tensiunilor normale pe direcțiile x și y (σ_x , σ_y), pe ambele fețe ale rotorului. Figura 6.15a prezintă influența tensiunilor normale pe direcția x – σ_x – pe o față a rotorului (top). Tensiunea maximă ($\sigma_x=194,7\text{daN/cm}^2$) apare în zona cupelor, iar la rotor valorile scad sub $\sigma_x=147,91\text{daN/cm}^2$. Valoarea minimă întâlnită este de $\sigma_x = -170,69\text{daN/cm}^2$. Zonele de maxim (cu roșu) și de minim (cu albastru) sunt localizate în aceleași părți ale rotorului ca și până acum, figura 6.15b prezintă clar câteva din nodurile unde aceste apar, de ex.: 1247, 1266, 1210, 1229 respectiv 1172, 1060, 1079, 1135. Valori maxime de tensiune pot fi observate în figura 6.15a și în porțiunea rotorului pe care am considerat-o ca fiind zona de prindere a rotorului pe arbore. Ca și în cazurile anterioare sunt prezentate și câteva valori extreme de tensiune, în nodurile corespunzătoare (anexa 1).

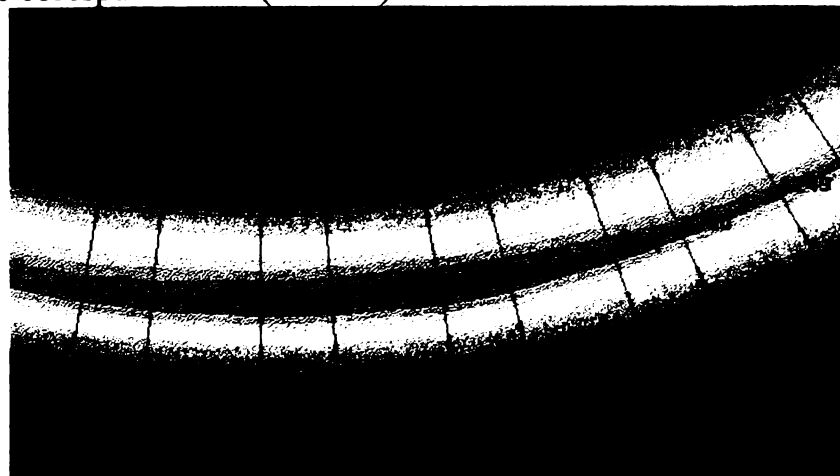


fig.6.15b

Figura 6.16 este tot o reprezentare a influenței tensiunilor normale pe direcția x asupra rotorului, dar se consideră cealaltă parte a acestuia (bottom). Valoarea maximă ($\sigma_x=194,7\text{daN/cm}^2$) a tensiunii este atinsă în zona cupelor, iar valorile minime peste $\sigma_x=-196,3\text{daN/cm}^2$ sunt întâlnite în zona de prindere a rotorului pe arbore precum și în zonele de trecere de la o porțiune conică la alta. Noduri în care apar situațiile extreme sunt și ele extrase din rezultatele obținute pe calculator și pot fi de asemenea urmărite în anexa 1.

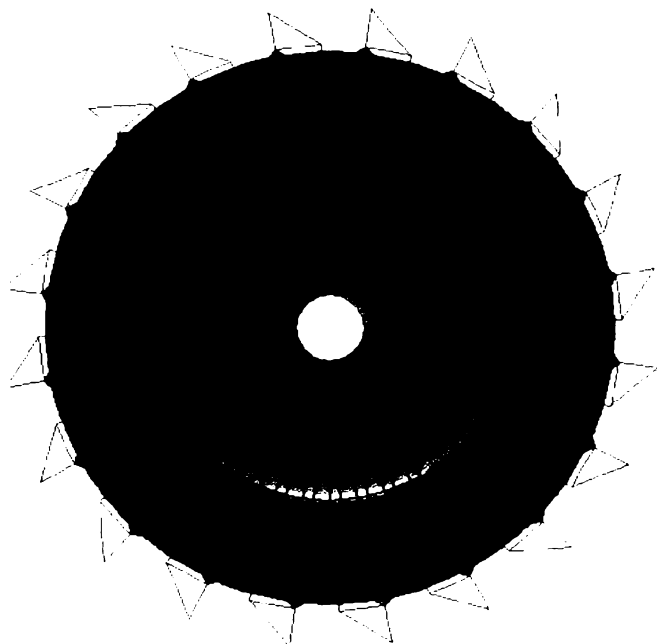


fig.6.16

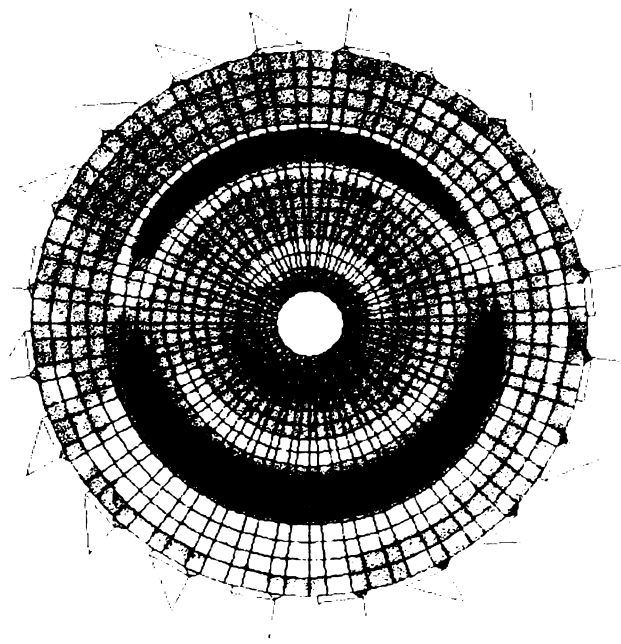


fig.6.17.a

Figura 6.17a prezintă influența tensiunilor normale pe direcția y pe prima față a rotorului (top) în cazul de încărcare Lc61, iar 6.17b și 6.17c sunt detalii ale zonelor mai puternic solicitate. După cum se vede solicitările maxime apar în zona de trecere de la un con la altul. Tensiunea maximă - $\sigma_y = 154,96\text{daN/cm}^2$ se dezvoltă în jurul nodurilor 62, 60, 58, 1201, iar cea minimă $\sigma_y = -267,57\text{daN/cm}^2$ în jurul nodurilor 1153, 1191, 1097, 1116. Valorile extreme exacte ale tensiunilor precum și nodurile în care apar sunt cuprinse în anexa 2.



fig.6.17b

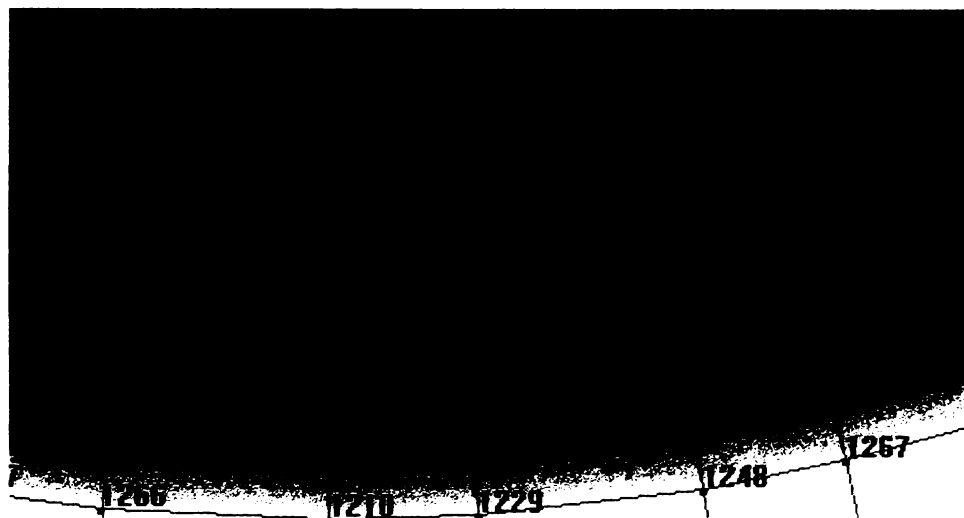


fig.6.17c

Figura 6.18a este tot o reprezentare a tensiunilor normale pe direcția y dar studiul se face pe cealaltă parte a rotorului (bottom). Zona de maxim ($\sigma_y = 165.18 \text{ daN/cm}^2$) – fig.6.18b – se situează aproximativ în același loc ca și în situația anterioară, nodurile în principal afectate sunt 70, 64, 62, 60, 58, iar zona de minim ($\sigma_y = -294.48 \text{ daN/cm}^2$) – 1191, 1097, 1116, 1154, 1098, etc. În acest caz o altă zonă solicitată este și cea considerată de prindere a rotorului pe arbore. Anexa 2 cuprinde și câteva valori extreme de tensiune împreună cu nodurile corespunzătoare acestora.

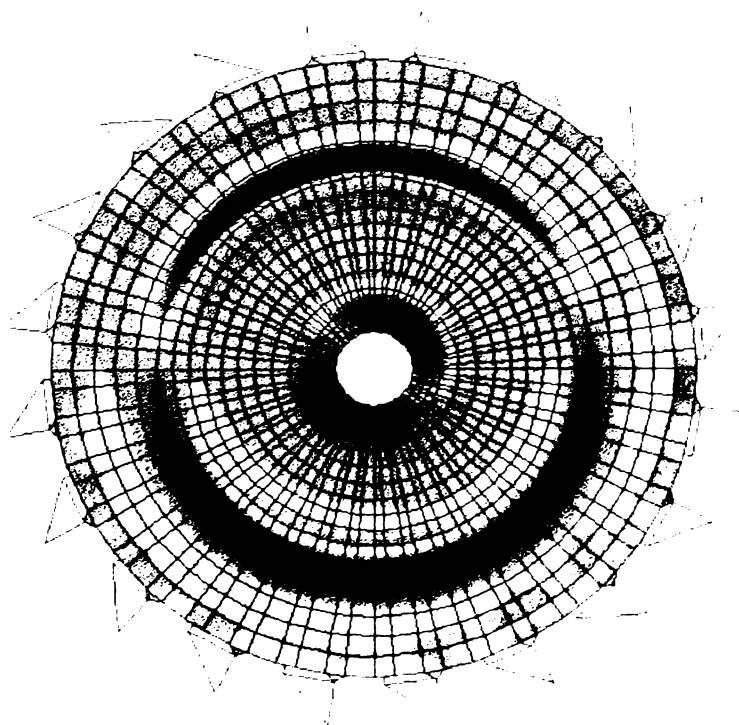


fig.6.18a

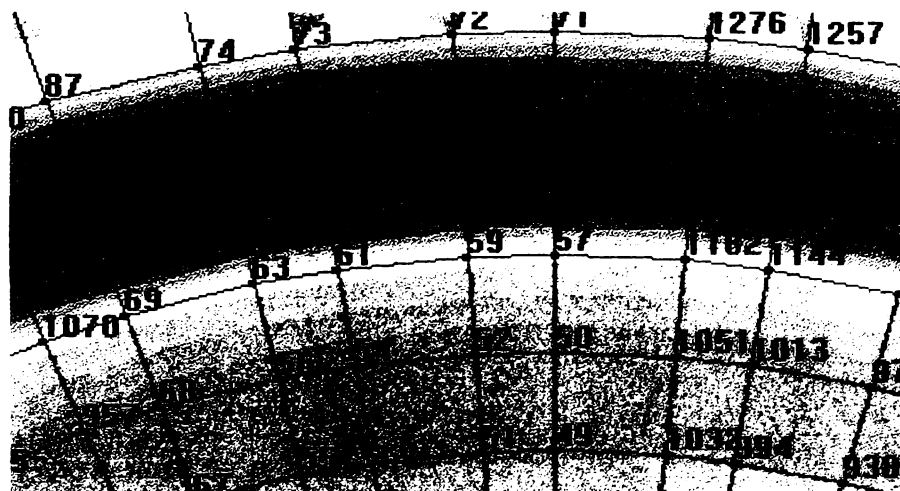


fig.6.18b



fig.6.18c

Figurile 6.19a și 6.19b reprezintă deformația echivalentă pe prima față a rotorului în situația cazului de încărcare Lc61. Valoarea maximă a deformației este **0,0001685** și apare în zona cupelor fapt rezultat și din datele listate prin programul COSMOS (anexa 3). La rotor deformația este sub **0,00012638**.

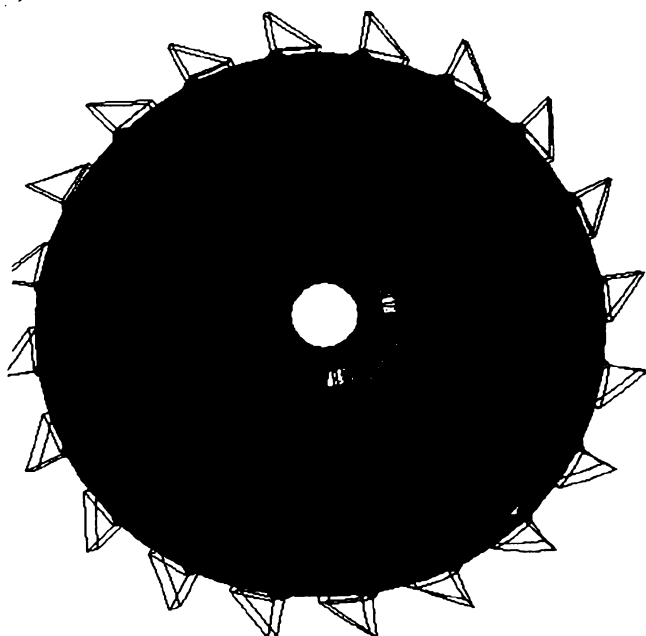


fig.6.19a

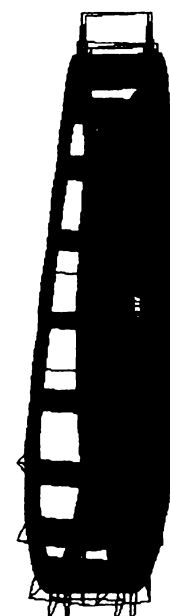


fig.6.19b

În continuare este abordat cazul de încărcare Lc62 în diferite situații. Pentru început, ca și la cazul anterior de încărcare se consideră influența tensiunilor principale σ_1 pe prima față a rotorului luată în calcul (top) – fig.6.20a.b. Valoarea maximă a tensiunii se atinge în zona de prindere a rotorului de arbore - $\sigma_{1max} = 417,87 \text{ daN/cm}^2$. Valoarea minimă atinsă este de $\sigma_{1min} = -69,478 \text{ daN/cm}^2$. Tensiuni cu valori medii se întâlnesc în zona de trecere de la un o porțiune conică la alta. Anexa 3 cuprinde informații suplimentare referitoare la valorile extreme de tensiune respectiv nodurile în care acestea apar.

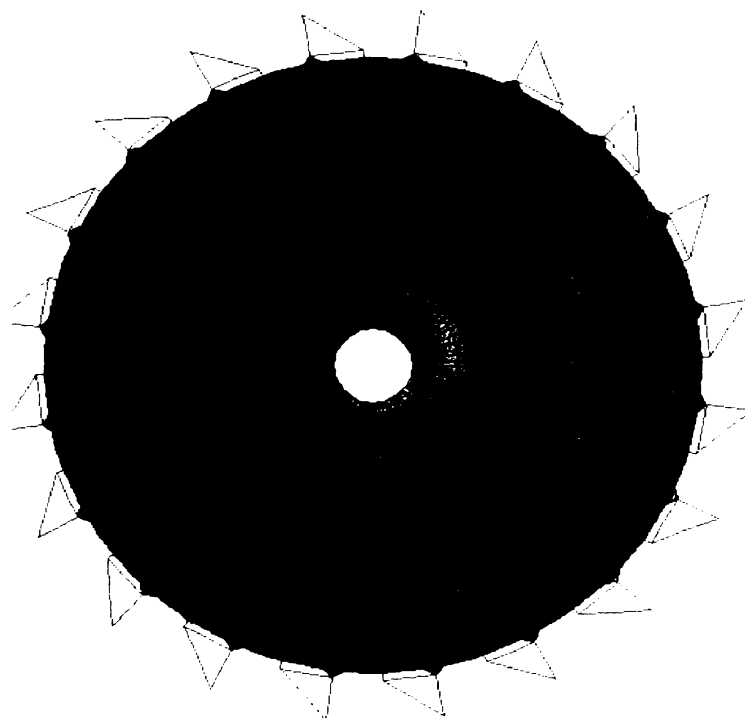


fig.6.20a

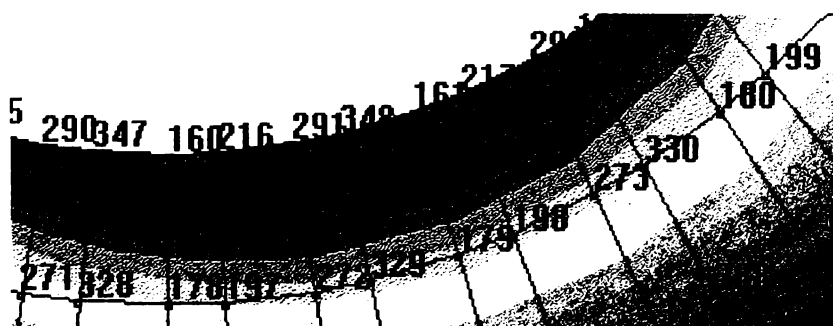


fig.6.20.b

Figura 6.21 este o reprezentare a influenței lui σ_1 a aceluiași caz de încărcare dar fața rotorului aflată în studiu este schimbată (bottom). Valoarea maximă a lui σ_1 atinge valoarea de $395,59 \text{ daN/cm}^2$. Această valoare apare în zona de prindere a rotorului unde așa cum este prezentat și în anexa 4 se găsesc nodurile 1, 4, 7, etc. Valoarea minimă de tensiune atinsă este de $-41,23 \text{ daN/cm}^2$.

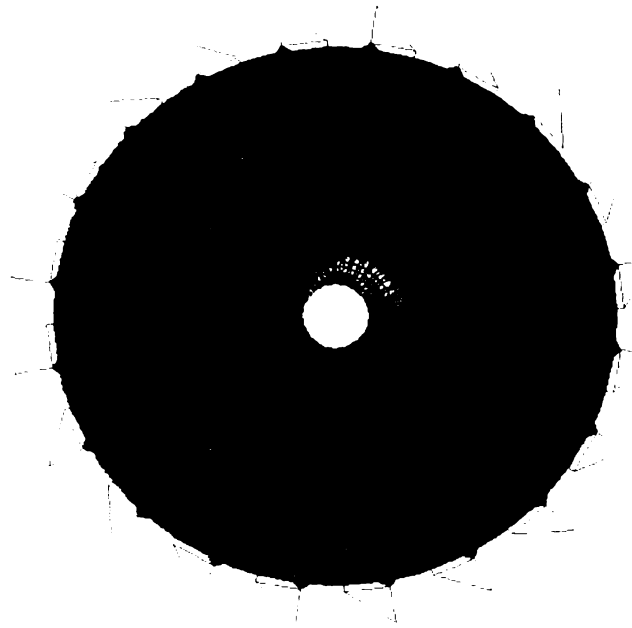


fig.6.21

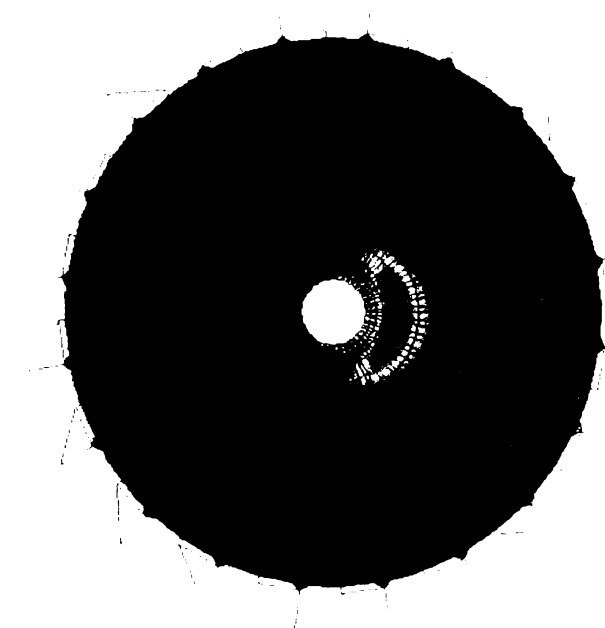


fig.6.22

Figura 6.22 tratează cazul **VON MISES** pe fața de sus (top); valoarea maximă (**408,600 daN/cm²**) se atinge la zona de trecere de la placa mai groasă la prima porțiune conică, în jurul nodurilor 540, 651, 558, 539, etc. Figura 6.22a reprezintă cazul **VON MISES** pe cealaltă parte a rotorului (bottom) la care valoarea maximă atinsă este **409.240daN/cm²**. Porțiunea de roată colorată în roșu subliniază apariția tensiunilor de valori mai mari, iar pe măsură ce se trece la galben, verde, bleu și în fine albastru acestea scad către 0.

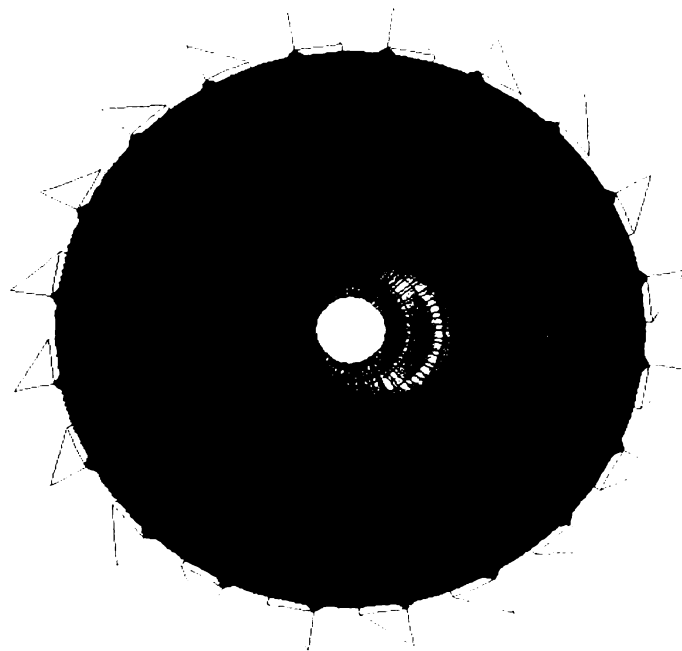


fig.6.22a

Figura 6.22b este un detaliu al zonelor cu tensiuni mai mari pentru situația prezentată mai sus. După cum se vede zona de prindere a rotorului pe arbore este de asemenea afectată de existența unor valori mai ridicate de tensiune.

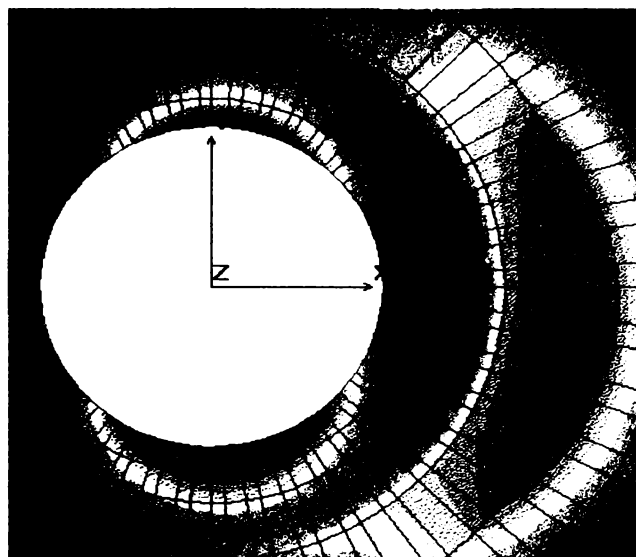


fig.6.22.b

Figura 6.23 este o reprezentare a influenței tensiunilor normale pe direcția y la care valorile limită sunt:

$$\begin{aligned}\sigma_{y\max} &= 143.57 \text{ daN/cm}^2 \\ \sigma_{y\min} &= -156.33 \text{ daN/cm}^2\end{aligned}$$

După cum se vede zonele mai solicitate sunt cele la trecerea dintre cele două conuri, respectiv la cupe.

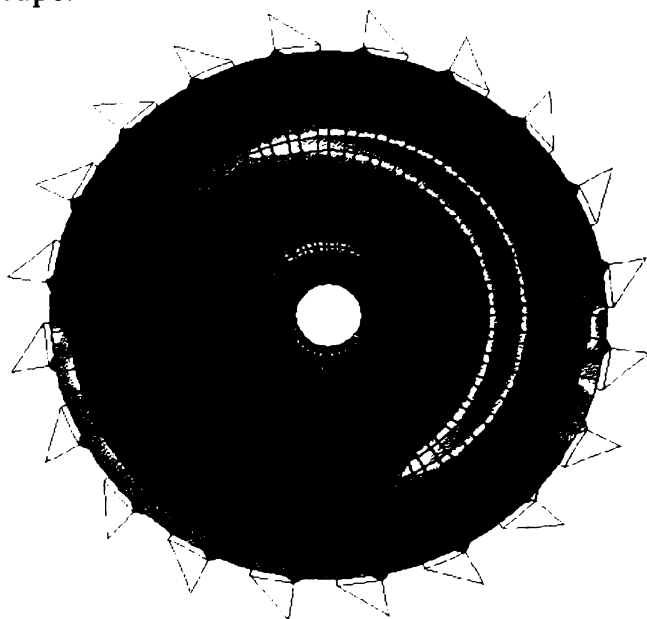


fig.6.23

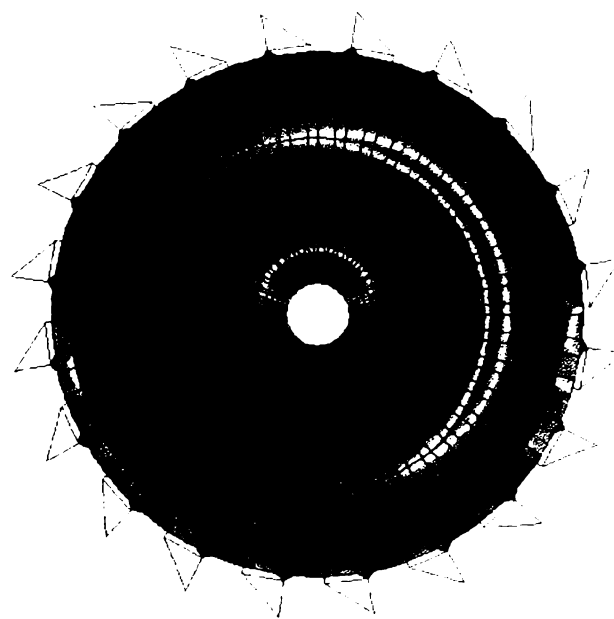


fig.6.24

În situația în care se ia în studiu cealaltă parte a rotorului (bottom) se obțin valori limită cum sunt:

$$\begin{aligned}\sigma_{y\max} &= 182.58 \text{ daN/cm}^2 \\ \sigma_{y\min} &= -208.53 \text{ daN/cm}^2\end{aligned}$$

Se vede foarte clar din fig.6.24 că zonele unde tensiunile normale pe direcția y iau valori limită sunt zone situate în prima placă a rotorului, în apropierea arborelui de care se fixează rotorul, precum și la zona de graniță între cele două conuri și în apropierea unei cupe. Anexa 4 cuprinde informații

suplimentare referitoare la nodurile în care sunt înregistrate valori extreme de tensiune, noduri situate în porțiunile de rotor amintite mai sus.

Figura 6.25a reprezintă deformațiile echivalente pe rotor în cazul de încărcare Lc62. Figura 6.25b este un detaliu al zonei în care deformațiile sunt maxime $\epsilon_{echiv.} = 0.000201290$. Figura 6.25.c este rotorul privit din alt plan, deformația acestuia fiind reprezentată exagerat pentru a fi fenomenul mai vizibil. În anexa 4 sunt evidențiate nodurile în care deformațiile se apropie de valorile limită atât pentru o față cât și pentru cealaltă a rotorului.

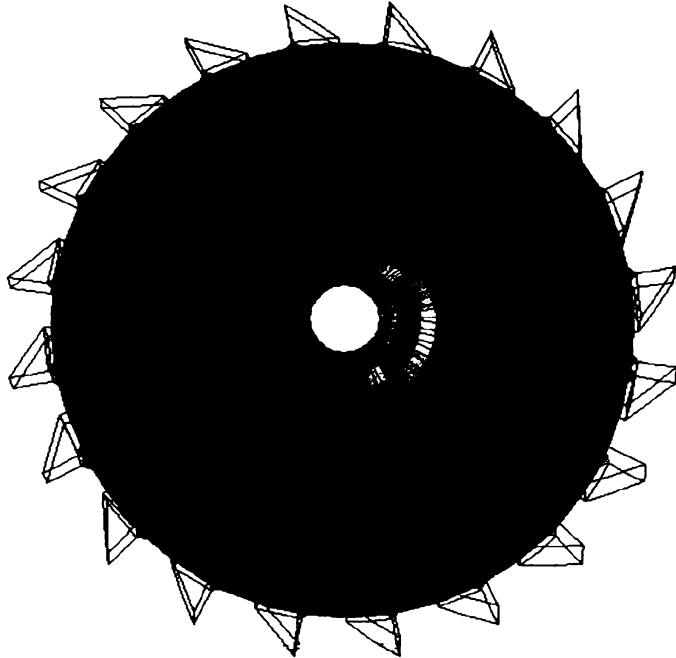


fig.6.25a

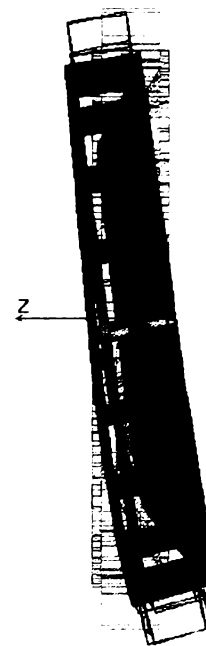


fig.6.25c

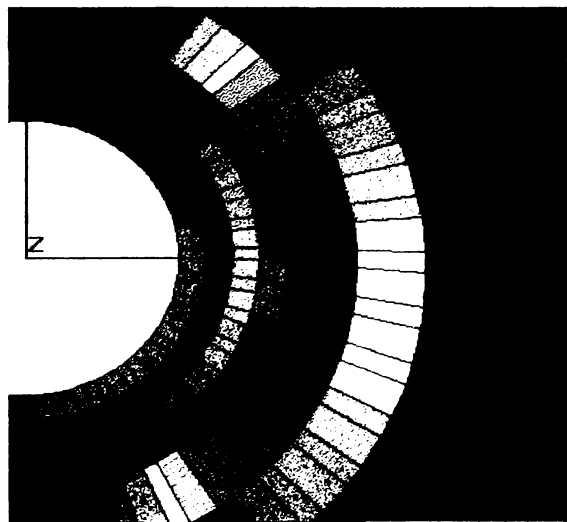


fig.6.25b

Pentru combinațiile Lc61 și Lc62 situațiile sunt similare și anume zonele limită de tensiune sunt zonele de la cupe aflate în bancul de material, zonele de pe rotor din apropierea arborului de care este fixat acesta, inelul de sudură între placa grosă și primul con, respectiv dintre cele două porțiuni conice. Nodurile puternic solicitate de la cupe sunt neglijate datorită ipotezei simplificate de modelare a acestora.

Combi-națiile de cazuri de încărcare Lc63 și Lc64, așa cum s-a mai spus, apar numai în situațiile excepționale de mediu de lucru dur cu implicații puternice asupra tensiunilor pe rotor. În continuare, pentru cazul LC63 sunt evidențiate reprezentările grafice ale influenței tensiunilor:

- **VON MISES** - fig.6.26a (top) și fig.6.26b (bottom)

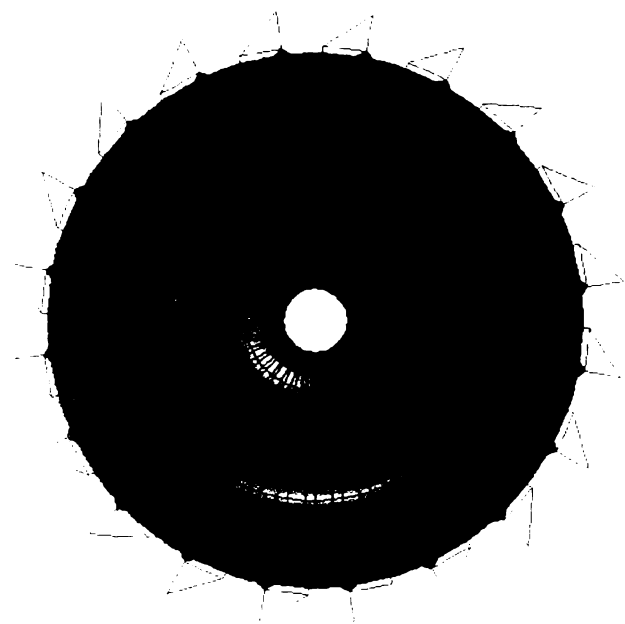


fig.6.26a

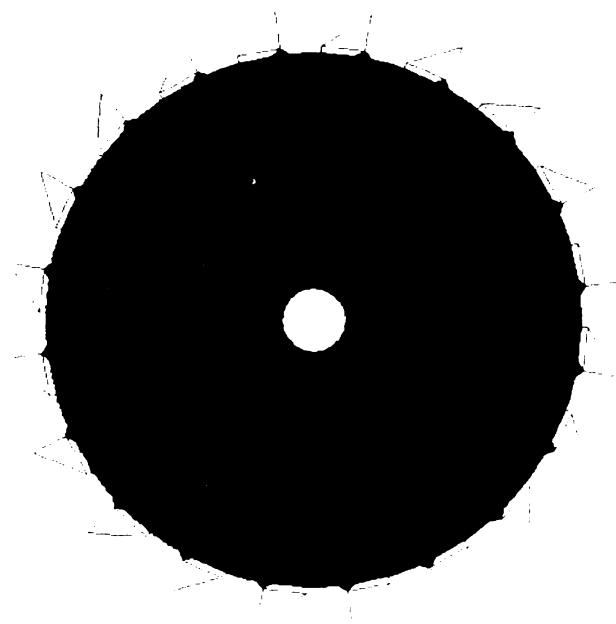


fig.6.26b

- normale la axa x – σ_x –fig.6.27a (top) și fig.6.27b (bottom)

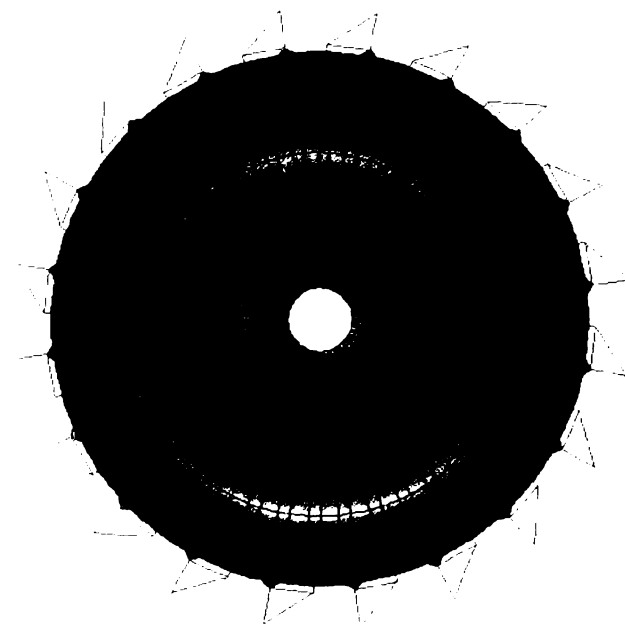


fig.6.27a

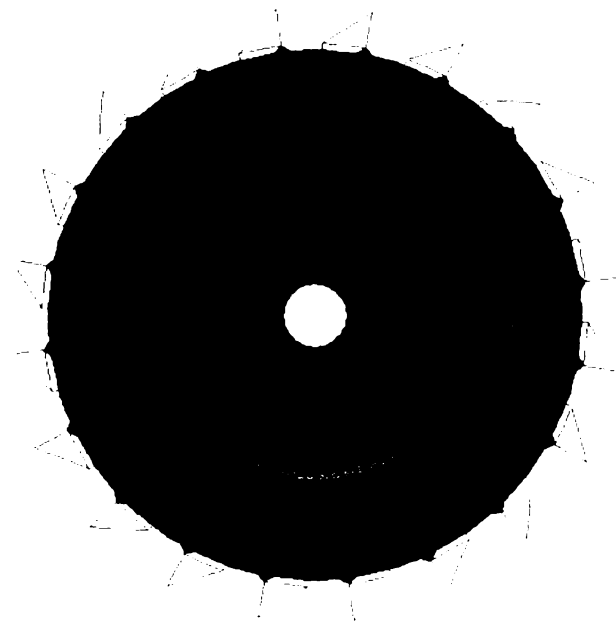


fig.6.27b

- principale σ_1 – fig.6.28a (top) și fig.6.28b (bottom)

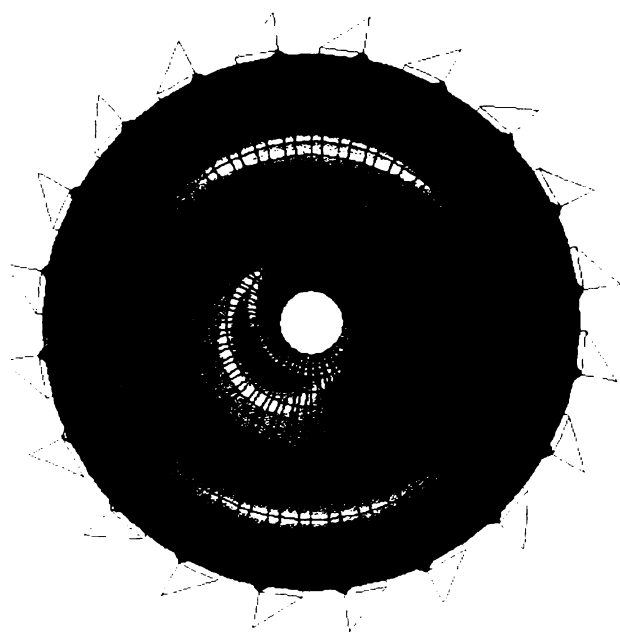


fig.6.28a

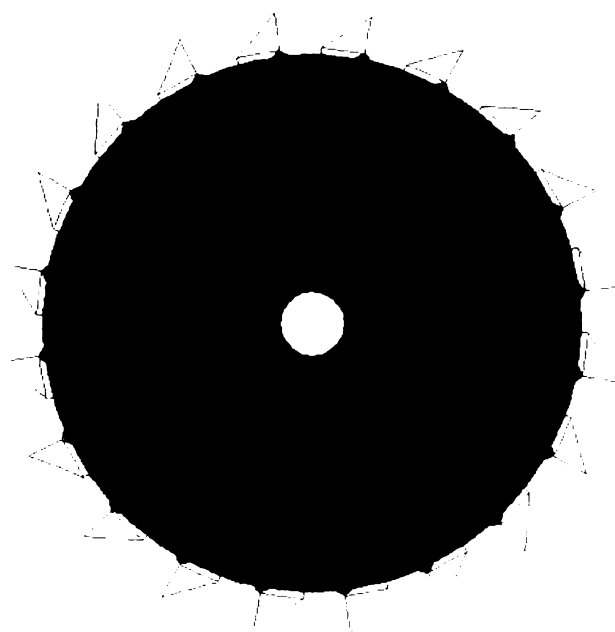


fig.6.28b

În anexa 5 sunt date valorile maxime și minime de tensiune în nodurile corespunzătoare, rezultate sintetizate în tabelul de mai jos (tabelul 6.6 – Lc61).

Prin analiza imaginilor și a rezultatelor obținute pe-o parte și pe alta a rotorului, se poate concluziona că zonele de pe rotor mai puternic solicitate se suprapun cu cele obținute pentru cazurile obișnuite de încărcare Lc61 și Lc62, adică sunt localizate în zona cupelor (nodul 2305), în zona de trecere de la placa groasă la prima porțiune conică (nodul 344) respectiv la cea de trecere de la o porțiune conică la alta (nodurile: 1079, 1115).

Tabelul 6.6

TENSIUNI	Prima față a rotorului (top)				A doua față a rotorului (bottom)			
	maxim		minim		maxim		minim	
	Valoare (daN/cm ²)	nod	Valoare (daN/cm ²)	nod	Valoare (daN/cm ²)	nod	Valoare (daN/cm ²)	nod
VON MISES	347,259	2305	0	-	420,502	2305	0	-
σ_1	200,071	2305	-165,301	1079	430,491	2305	-100,283	345
σ_x	194,715	2305	-179,689	1079	409,452	2305	-196,298	1191

Pentru combinația de încărcări Lc64 influența tensiunilor pe rotor sunt evidențiate grafic în figurile care urmează:

- **VON MISES** - fig.6.29a (top) și fig.6.29b (bottom)

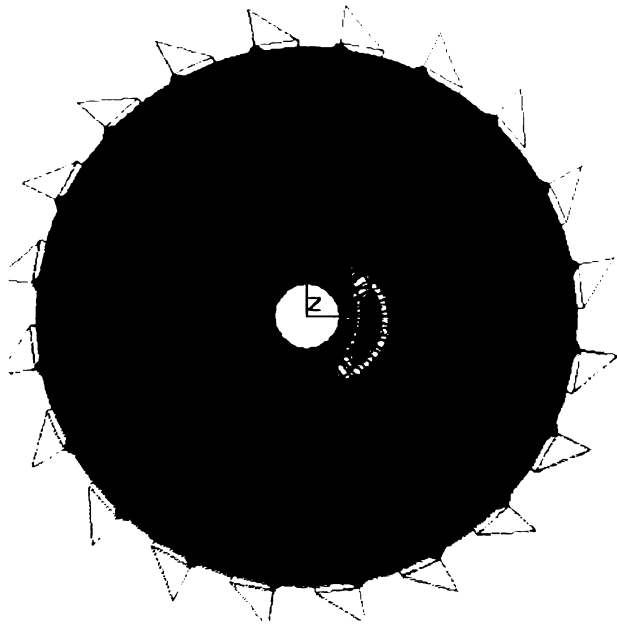


fig.6.29a

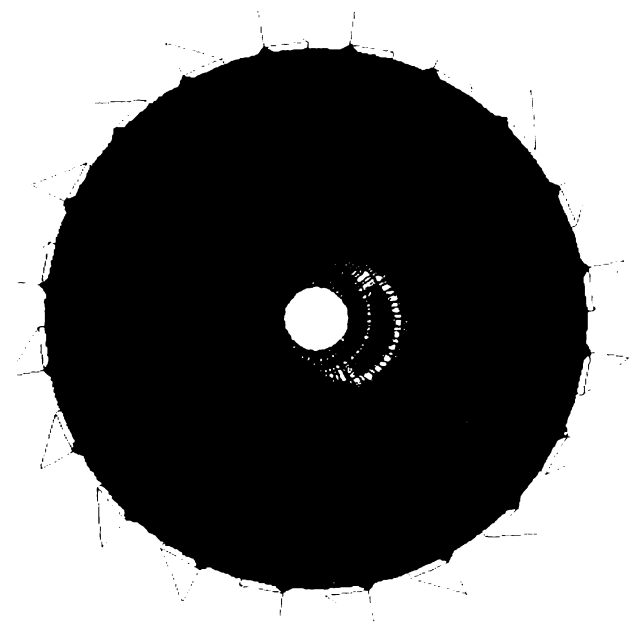


fig.6.29b

- normale la axa x – σ_x – fig.6.30a (top) și fig.6.30b (bottom)

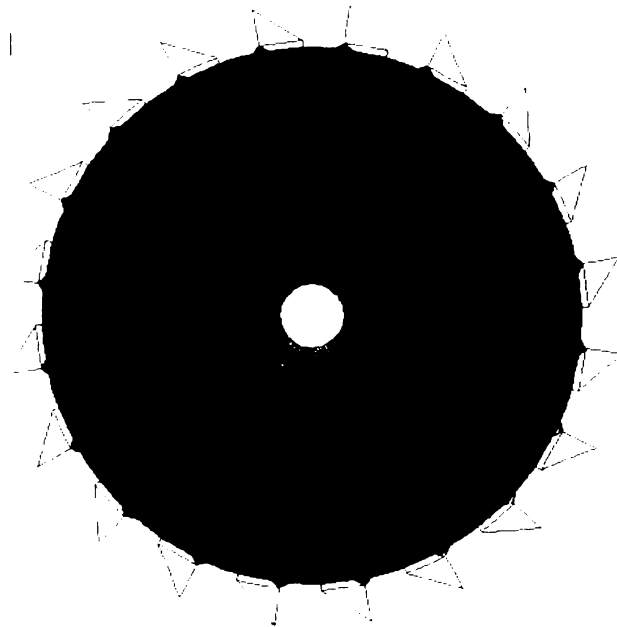


fig.6.30a

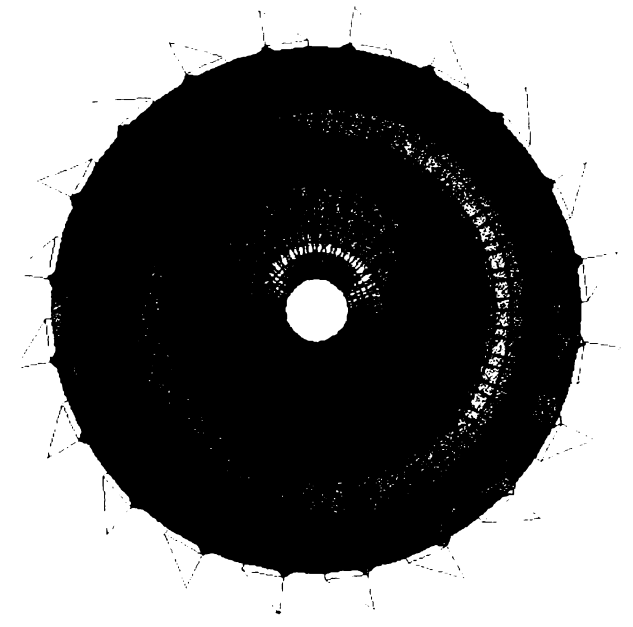


fig.6.30b

- principale σ_1 – fig.6.31a (top) și fig.6.31b (bottom)

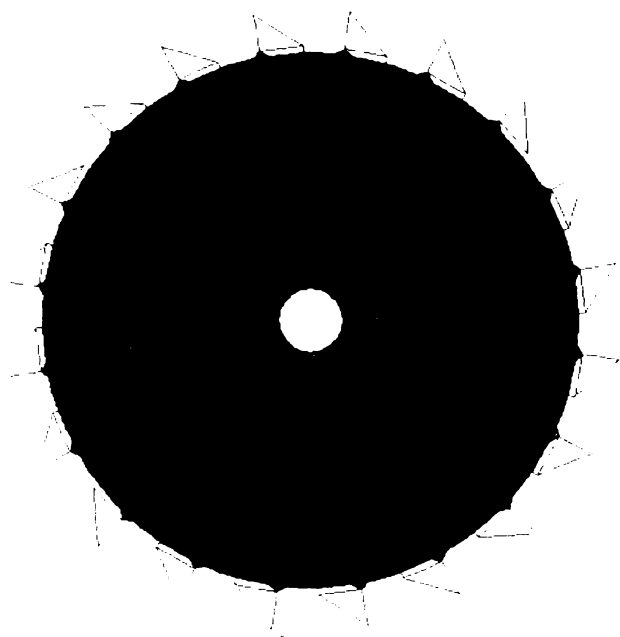


fig.6.31a

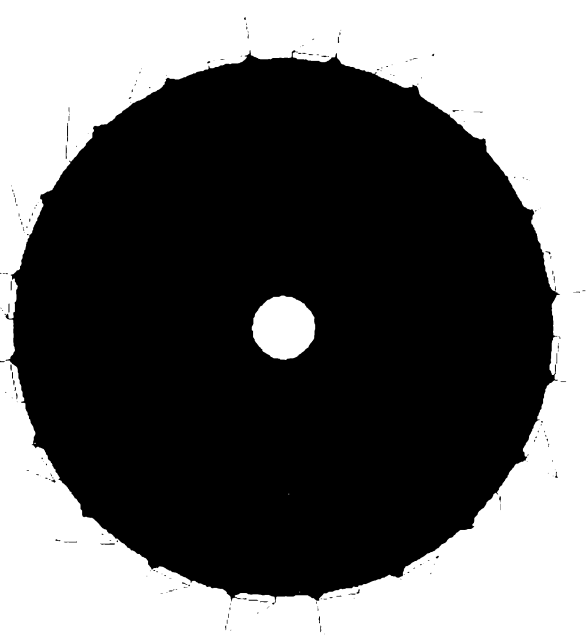


fig.6.31b

Tabelul 6.7 sintetizează valorile maxime și minime de tensiune cu nodurile corespunzătoare (Lc63), anexa 5 cuprinzând însă și alte valori limită de tensiune

Tabelul 6.7

TENSIUNI	Prima față a rotorului (top)				A doua față a rotorului (bottom)			
	maxim		Minim		Maxim		minim	
	Valoare (daN/cm ²)	nod	Valoare (daN/cm ²)	Nod	Valoare (daN/cm ²)	Nod	Valoare (daN/cm ²)	nod
VON MISES	523,21	2305	0	-	642,952	2305	0	-
σ_1	318,395	2305	-209,075	1079	652,875	2305	-131,133	1115
σ_x	312,884	2305	-230,688	1079	623,338	2305	-220,684	344

După cum se observă din figurile 6.29, 6.30, 6.31, respectiv din anexa 6 se poate spune că solicitări mari apar tot în zonele inelelor de sudură dintre placa groasă și primul con, dintre cele două conuri și bineînțeles la cupe. De asemenea se poate observa influența majoră pe care o au tensiunile σ_x asupra primei plăci a rotorului prin intermediul căreia acesta este prins pe arbore.

În continuare sunt date reprezentările grafice ale deformațiilor și deplasărilor pentru cele două cazuri speciale de încărcare. Figurile 6.32.a și 6.32.b constituie imaginea deformațiilor echivalente pe rotor din față și din lateral, în cazul de încărcare Lc63. Valoarea maximă a deformației echivalente se înregistrează în nodul 2051 (la cupe) și are valoarea de 0,000227856cm (anexa 5). Valori ridicate de deformație sunt înregistrate și pe cele două inele de sudură amintite mai înainte.

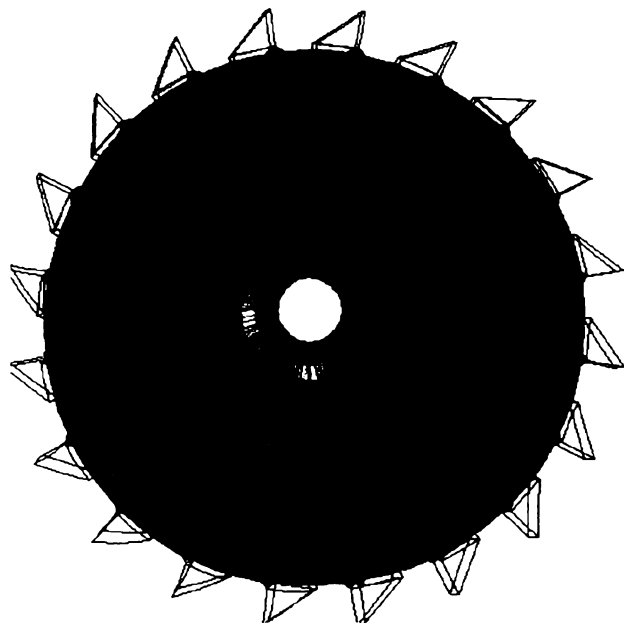


fig.6.32.a

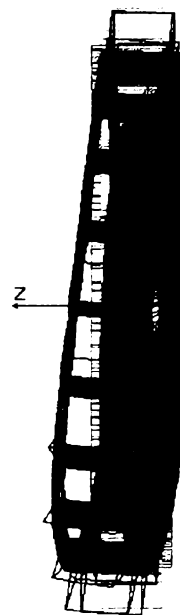


fig.6.32.b

Figurile 6.33a și 6.33b reprezintă deformațiile echivalente pe rotor în cazul special de încărcare Lc64.

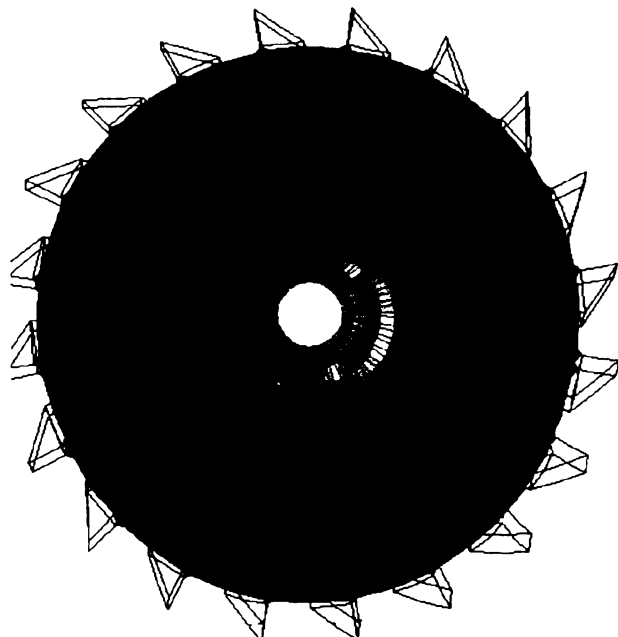


fig.6.33a

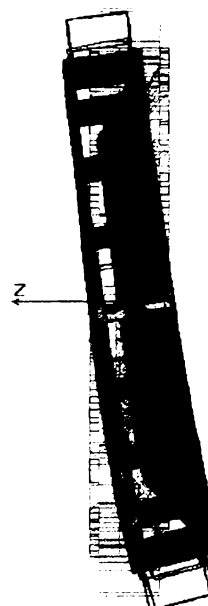


fig.6.33b

Deformația maximă echivalentă se înregistrează în nodul 2081 având valorile de 0,000260402cm (top) și 0,000231795cm (bottom). Nodul 2081 se află de asemenea în zona cupelor, dar rezultate apropiate se întâlnesc și la primul inel de sudură dintre placa groasă și primul con.

O analiză a deplasărilor pe rotor conduc la valori mari ale acestora în special în cazurile excepționale de săpare.

- **Cazul Lc61** - deplasări rezultante fig.6.34a, fig.6.34b, valoarea maximă de **0,419801cm** se obține în nodul **2399** (la cupe), iar valori apropiate de maxim (anexa 3) sunt înregistrate în zona cupelor angrenate în procesul de săpare (porțiunea galben – verde)

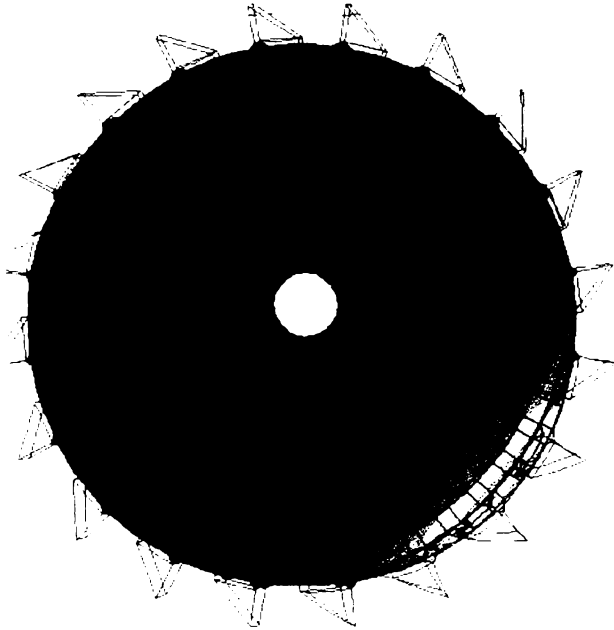


fig.6.34a

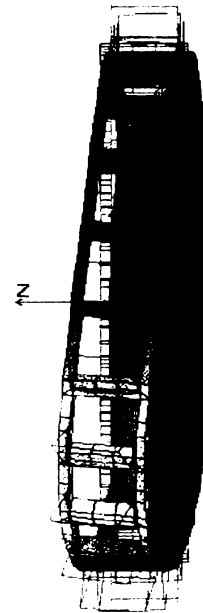


fig.6.34b

- **Cazul Lc61** – deplasări pe direcția z fig.6.35a, fig.6.5b, valoarea maximă de **0,394399cm** se înregistrează în nodul **2399** situat de asemenea la cupe și după cum se vede din figurile de mai jos, zona în care deplasările sunt cele mai mari (anexa 3) se conturează în jurul cupelor aflate în bancul de material (porțiunea roșie – galbenă).

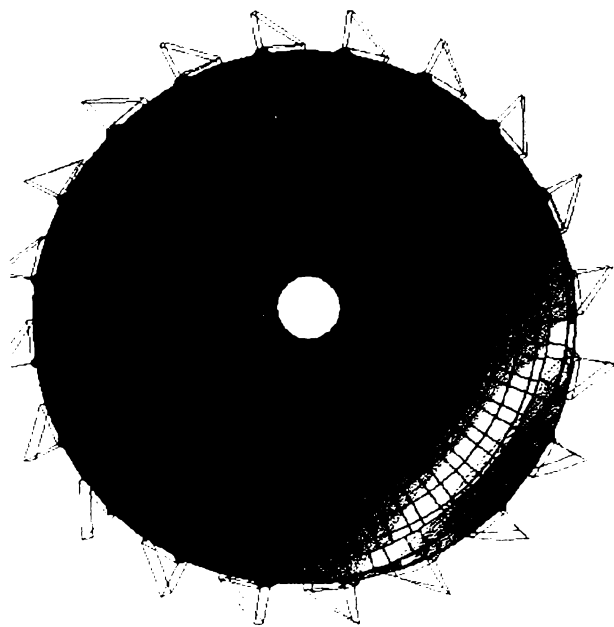


fig.6.35a



fig.6.35b

- **Cazul Lc62** – deplasări rezultante fig.6.36a, fig.6.36b, valoarea maximă de **0,637133cm** se întâlnește în nodul **2322** tot la cupe situat, iar valori apropiate (zona roșie), (anexa 4) se conturează tot în apropierea cupelor angrenate în procesul de săpare.

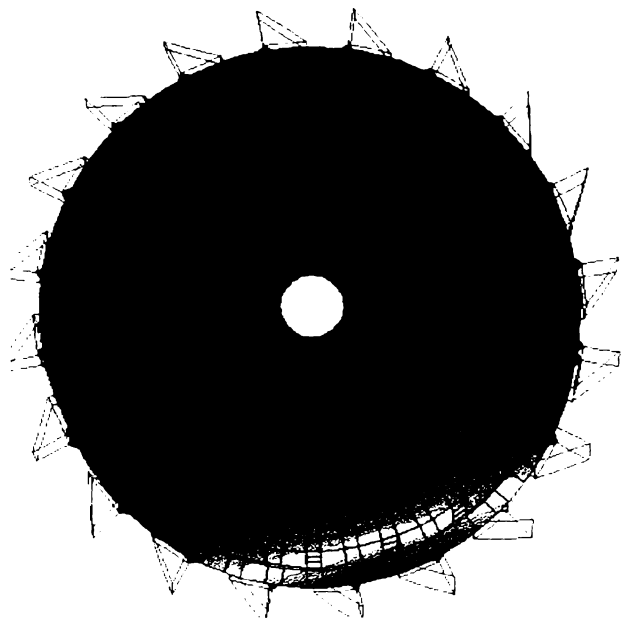


fig.6.36a

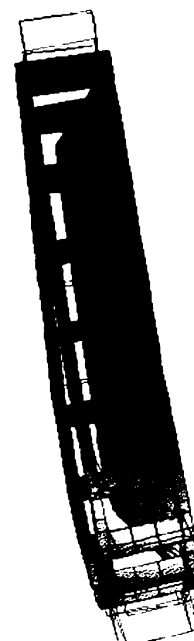


fig.6.36b

- **Cazul Lc62** – deplasări pe direcția z - fig.37a, fig.37b, ating valoarea maximă **-0,595791cm** în zona albastră (zona primelor cupe ce intră în procesul prelevării materialului din bancul) unde deplasările au valori negative (anexa 4). Nodul de maxim este tot **2322**.

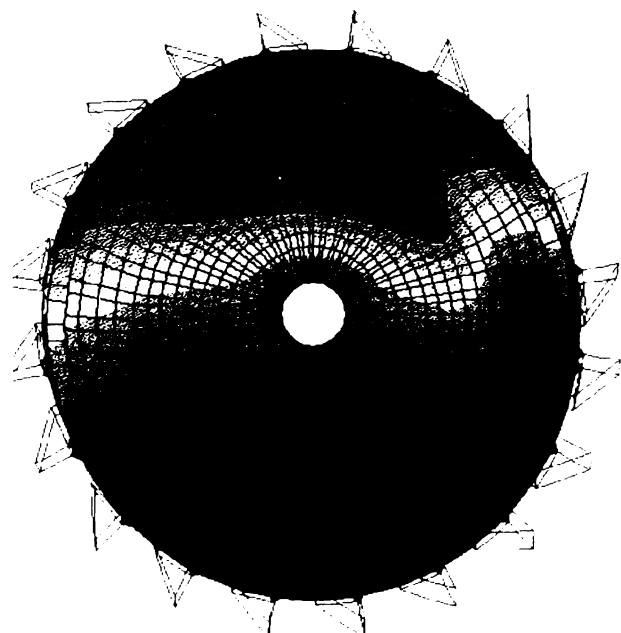


fig.6.37a

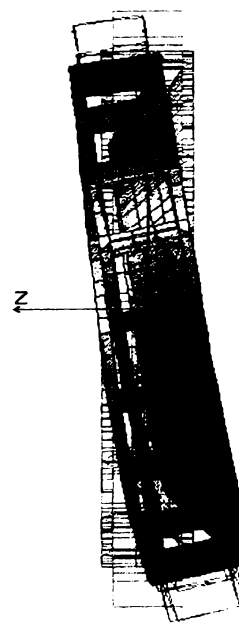


fig.6.37b

- **Cazul Lc63** – deplasări rezultante – fig.6.38a, fig.6.38b, deplasări ce ating valoarea maximă de **-0,60944** în nodul **2399** nod a cărui poziție a fost amintită și la cazul de

încărcare Lc61. Și în acest caz valorile maxime absolute a deplasărilor rezultante pe roată sunt întâlnite tot în porțiunea de jos a acesteia în apropierea primelor cupe ce intră în material. Valori apropiate de maxim sunt date în anexa 5.

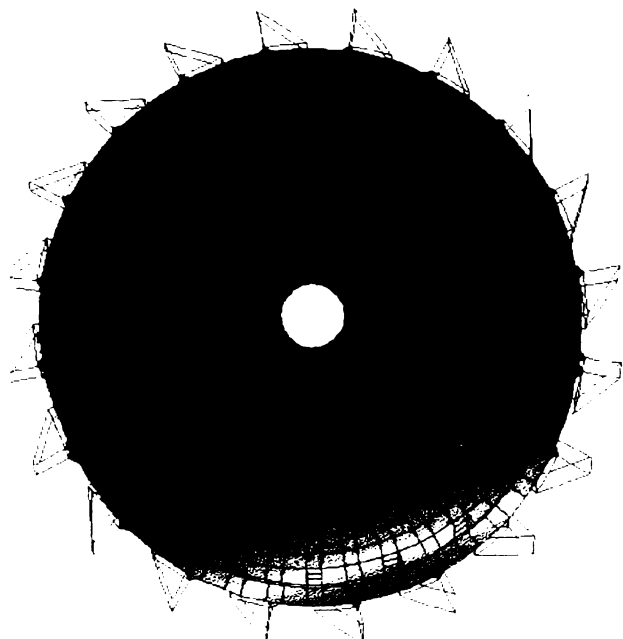


fig.6.38a



fig.6.38b

- **Cazul Lc63** – deplasări pe direcția z – fig.6.39a, fig.6.39b – nodul 2399 este și aici nodul în care deplasările ating valoarea maximă de 0,573506. Valori apropiate (anexa 5) sunt reprezentate cu roșu și după cum se observă din figurile de mai jos sunt situate tot în zona de excavare.

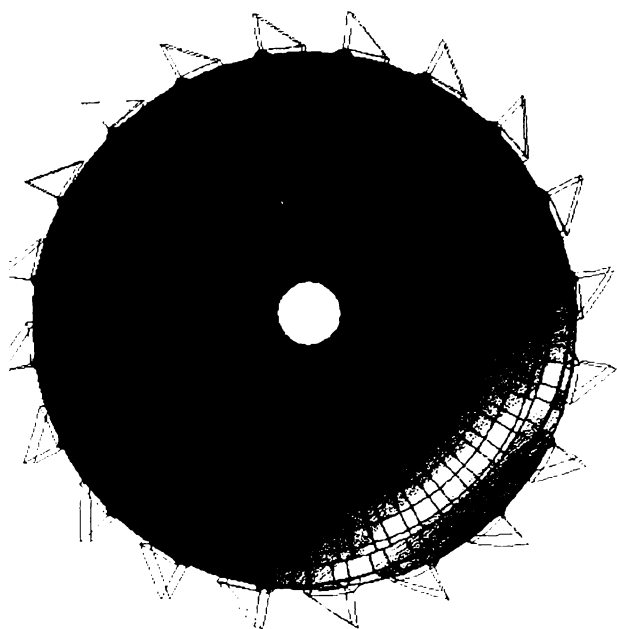


fig.6.39a

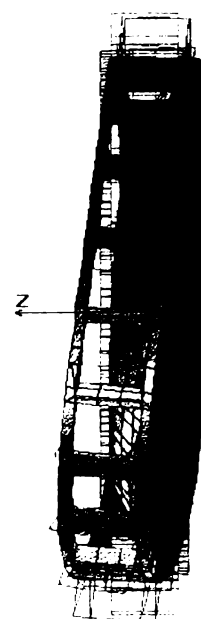


fig.6.39b

- **Cazul Lc64** – deplasări rezultante – fig.6.40a, fig.6.40b, nodul 2321 este nodul în care deplasările rezultante sunt maxime atingând în acest caz valoarea de 0,839891cm, zona în care acestea au valori apropiate (anexa 5) este tot în partea de jos a roții (porțiunea roșie).

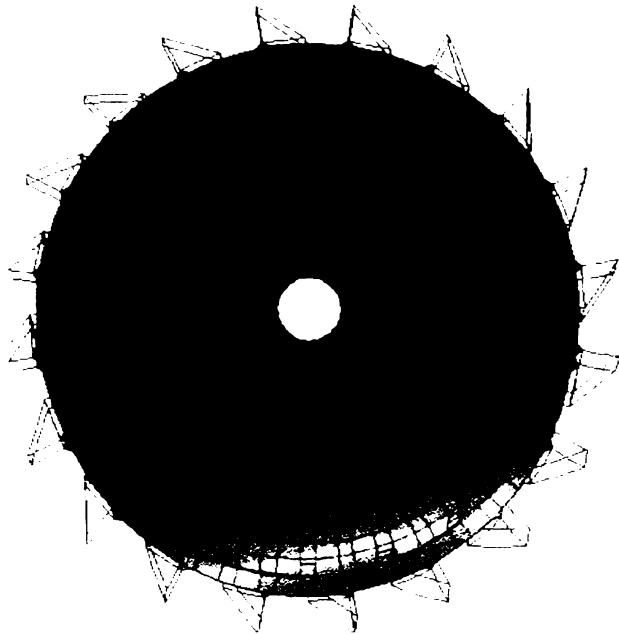


fig.6.40a

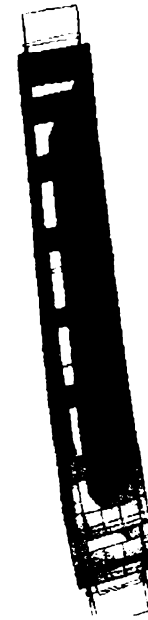


fig.6.40b

- **Cazul Lc64** - deplasări pe direcția z – fig.6.41a, fig.6.41b, valoarea maximă de – 0,7901cm se înregistrează tot în nodul 2321, iar valori apropiate de maxim (anexa 5) sunt înregistrate în porțiunea de roată unde primele cupe intră în procesul de excavare.

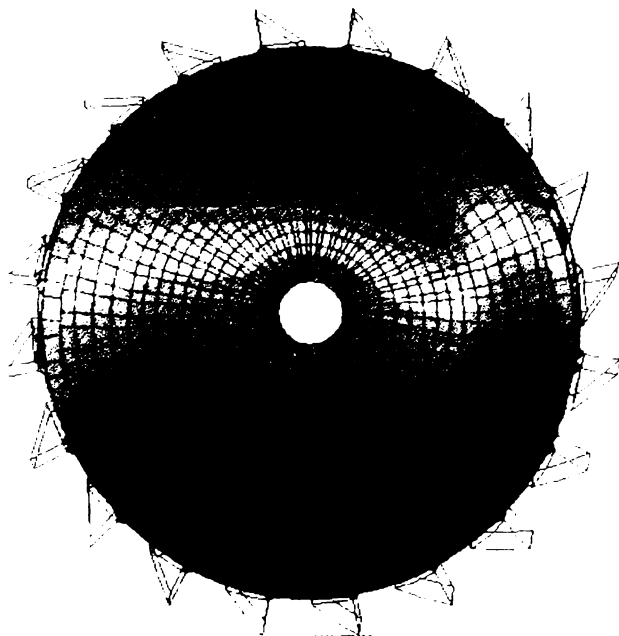


fig.6.41a

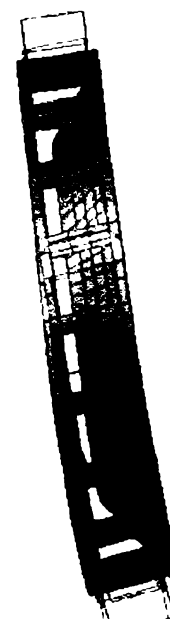


fig.6.41b

În urma analizei deplasărilor efectuate pentru cele 4 cazuri considerate Lc61, Lc62, Lc63, Lc64, combinații obținute din cele 14 cazuri de bază de la care s-a pornit studiul, se poate spune că în fiecare situație valorile maxime (pozitive sau negative) s-au înregistrat la cupe (nodurile 2399, 2322, 2321) iar valori apropiate de maxim sunt întâlnite în porțiunea învecinată cu cupele aflate în procesul de excavare.

Concluzia finală este aceea că tensiunile și deformațiile în rotor nu au valori care pot conduce o deteriorare imediată a rotorului, valorile lor fiind relativ mici. Durata de viață a acestuia poate fi estimată ca fiind în jur de 20 de ani. Un calcul de oboseală, în continuare realizat, pornește tocmai de la această premisă. Zonele în care pot apărea eventuale fisuri sunt cele care au rezultat în mod evident din analiza statică realizată mai sus. Ele sunt localizate în:

- apropierea zonei de prindere a rotorului pe arbore,
- zona de trece de la o porțiune conică la alta,
- zona de trecere de la placa groasă la prima porțiune conică,
- zona cupelor,

aceasta din urmă fiind neglijată datorită, așa cum am mai spus, modelării puternic idealizată a cupelor.

6.5. VERIFICAREA LA OBOSEALĂ PENTRU ROTORUL PORT CUPE AL EXCAVATORULUI ERC1400

Modulul de oboseală, **FSTAR**, ajută inginerii prin posibilitatea de a dezvolta analize de oboseală a folosind bazele de date create cu ajutorul modulului de tensiune a lui **COSMOS/M**. Analizele se pot realiza ușor și rapid în scopul determinării duratei de viață prezise la un proiect, în acest caz – a rotorului port cupe. Programul identifică de asemenea și zonele critice de oboseală.

FSTAR calculează factorul de oboseală (fracțiune din durata de viață utilizată de o combinație de evenimente de oboseală) pentru orice punct a unui model structural. Modelul geometric se poate realiza în plan 1D, 2D sau sub formă de solid 3D și elemente placă. Condițiile de tensiune în orice punct pot fi corespunzătoare cu încărcările mecanice și/sau încărcările termice. Toate evenimentele și numărul corespunzător de cicluri sunt definite ușor de utilizator. În fiecare locație în care se face studiul de oboseală, tensiunile pot fi asociate cu condițiile de încărcare anterior calculate cu **COSMOS/M** (cazuri de încărcare/pași temporali), sau pot fi introduse direct de către utilizator. Utilizatorul are de asemenea flexibilitatea de a modifica tensiunile înmagazinate în baza de date. Soluția este bazată pe **Regula lui MINER**.

În timpul serviciului la orice amplitudini de tensiune aplicate ciclic pot apărea după un anumit timp, degradări de oboseală permanente. Metoda de lucru utilizată în continuare este **metoda cumulării degradărilor** bazată pe regula lui Miner.

Pornind de la operarea la câteva amplitudini de tensiune diferite S_1, S_2, \dots, S_t apărute la un număr de cicluri de n_1, n_2, \dots, n_t v-a rezulta o acumulare totală de degradări egală cu suma termenilor de degradare corespunzători la fiecare nivel de tensiune. Apoi dacă operarea la o amplitudine (nivel) S_1 produce o degradare completă în N_1 cicluri, operarea la amplitudinea de tensiune S_1 (evenimentul 1) pentru un număr de cicluri mai mic decât N_1 va produce o fracțiune de degradare notată cu D_1 . Operarea peste un spectru de diferite nivele de tensiune conduce la un factor de utilizare D_1 pentru fiecare din nivelele de tensiune S_1 din spectru. Când suma acestor factori atinge valoarea 1, apare ruperea, prin urmare:

$$D_1 + D_2 + \dots + D_t \geq 1$$

Regula degradărilor liniare arată că fracțiunea de degradare (factorul de utilizare), D_1 , la **nivelul de tensiune** S_1 este egală cu raportul ciclurilor n_1/N_1 . Prin urmare, fracțiunea de degradare corespunzătoare unui ciclu de încărcare este $1/N$. Cu alte cuvinte, aplicarea unui ciclu de încărcare consumă $1/N$ din durata de viață la oboseală. Criteriul ruperii prin oboseală la o încărcare cu amplitudine variabilă poate fi acum pornită de la:

$$n_1/N_1 + n_2/N_2 + \dots + n_t/N_t \geq 1$$

În postulatul de mai sus se presupune că nu există nici o interacțiune între evenimente, fiecare eveniment (alcătuit dintr-un număr de cicluri la același nivel de încărcare) se desfășoară într-o izolare completă de celelalte evenimente. În aplicațiile practice, fiecare ciclu de încărcare a spectrului poate conține nivele de încărcare multiple.

Modulul **FSTAR** rezolvă problemele de oboseală tipice parcurgând următoarele etape:

- se definesc evenimentele ciclice în ordinea apariției lor;
- se definesc încărcările la oboseală;
- se definesc locațiile respectiv nodurile în care se fac studiile de oboseală;
- se definește curba de oboseală (S-N) – **curba Wöhler**;
- se alege o față sau cealaltă a rotorului (top sau bottom);
- se activează o locație pentru calculul de oboseală;
- se dă drumul analizei de oboseală cu ajutorul modului FSTAR;
- se repetă pașii 6 și 7 pentru celelalte locații.

În continuare este prezentat cazul practic al rotorului port cupe unicelular cu membrane subțiri de la excavatorul ERC 1400.

În condiții geologice și de climă favorabile când mina lucrează șapte zile pe săptămână în trei ture pe zi:

• NUMĂRUL TOTAL DE ZILE:	365
• SĂRBĂTORI LEGALE:	- 7
• REVIZIE GENERALĂ:	-21
• PERIOADĂ DE REPARAȚIE	-33
• VREMEA NEFAVORABILĂ:	- 4
• MUTAREA SISTEMULUI DE TRANSPORT AL MATERIALULUI:	- 6
TOTAL ZILE EFECTIVE DE LUCRU	294

Ziua este calculată cu trei ture de 8 ore fiecare, deci 24 de ore în total, dar din păcate timpul de lucru real este mai mic. În majoritatea cazurilor de operare, timpul de lucru real pe zi este de 18 ore, iar pe an:

$$T_{an} = 294 \cdot 18 = 5292 \text{ h}$$

O medie de 5200 – 5400 ore pe an de operare obținute într-o mină bine organizată se poate obține în condiții de operare favorabile. În continuare vom considera o medie de **5300 h (318000 min)** efectiv lucrate pe an.

Prin studiul stării de tensiune prezentat la capitolul anterior au putut fi identificate zonele de tensiuni ridicate, prin studiul cantitativ al distribuției tensiunii în interiorul structurii. S-au ales ca locații pentru studiu de oboseală, nodurile:

- **516** - corespunzător inelului de sudură dintre placa groasă și prima porțiune conică (zonă de sudură,
- **1097** - situat în zona inelului de trecere de la prima porțiune conică la a doua.

Pentru definirea curbei evenimentelor trebuie să pornim de la următoarele date inițiale:

- turația roții cu cupe $n = 4,68 \text{ rot/min}$
- diametrul exterior $D = 11500 \text{ mm}$
- unghiul de rotire maxim 160°
- viteza de rotire $v = 6 \div 30 \text{ m/min}$

Se consideră unghiul de rotire al excavatorului necesar îndepărtării masei de material din frontul de lucru, ca fiind de aproximativ 100° iar raza de la centrul de rotație al excavatorului la cupe este de **41,95m**.

Se calculează:

- spațiul parcurs de rotor la o tăiere într-un sens în material:

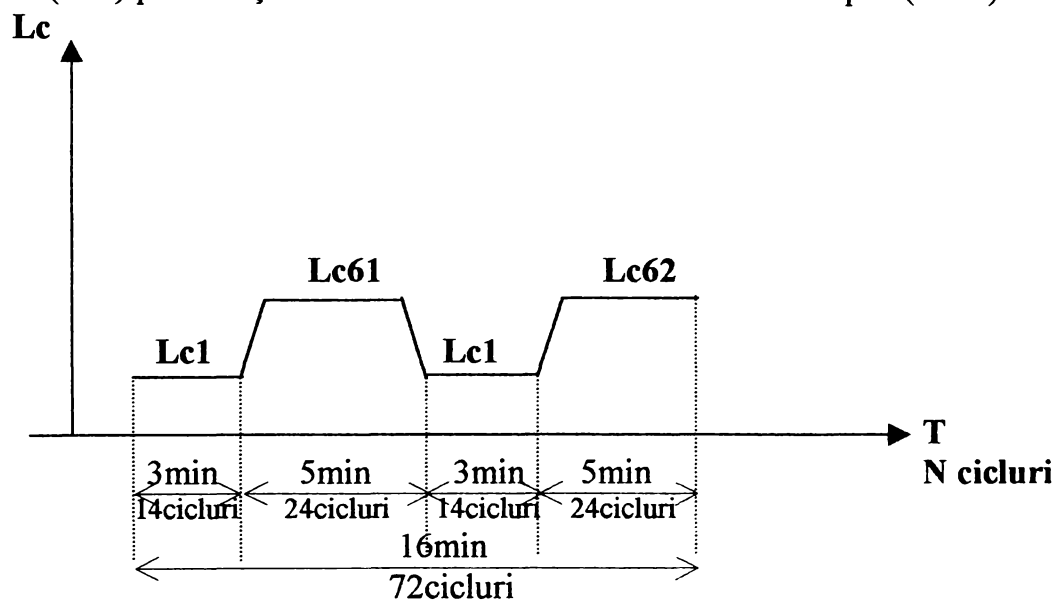
$$S = 100 \times 2\pi R / 360^\circ = 100 \times \pi \times 41,95 / 180^\circ = 73,18 \text{ m}$$

- timpul în care se parcurge frontul de lucru de lungime S:

$$t = s/v = 73,18/15 = 4,88 \text{ min} \approx 5 \text{ min}$$

- durata de intrare respectiv de ieșire din bancul de lucru: $t_1 = t_2 = 3 \text{ min}$.

Un ciclu complet de tăiere va arăta ca în fig.6.42, în care sunt prezentate încărcările ce apar în mod obișnuit la pătrunderea rotorului în material (Lc1), la tăierea propriu zisă (Lc61), la re poziționare (Lc1) precum și la o nouă tăiere a materialului în sens opus (Lc62).



Am considerat un ciclu ca fiind timpul în care se realizează o rotație completă de către rotor, astfel încât în 5 min cât durează îndepărtarea într-un sens a unei seceri din materialul de prelevat, se vor produce un număr de $4,68 \cdot 5 = 23,4$ rotații deci aproximativ **24 cicluri**. Absolut la fel se pot determina numărul de rotații pe care îl efectuează rotorul în cazul mersului în gol în condițiile înaintării respectiv retragerii brațului rotorului din banc: $4,68 \cdot 3 \approx 14$ **cicluri**. Pentru fiecare caz de încărcare ce apare în graficul evenimentelor se vor calcula numărul de cicluri efectuate pe an și apoi pe 20 de ani:

- evenimentul 1 - $N_{\text{cicluri/an}} = 14 \text{ cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16 \text{ min} = 278250 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/20ani}} = 278250 \cdot 20 = 5,565 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$
- evenimentul 2 - $N_{\text{cicluri/an}} = 24 \text{ cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16 \text{ min} = 477000 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/20ani}} = 477000 \cdot 20 = 9,54 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$
- evenimentul 3 - $N_{\text{cicluri/an}} = 14 \text{ cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16 \text{ min} = 278250 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/20ani}} = 278250 \cdot 20 = 5,565 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$

- evenimentul 4 - $N_{\text{cicluri/an}} = 24 \text{ cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16 \text{ min} = 477000 \text{ cicluri/an}$
- $N_{\text{cicluri/20ani}} = 477000 \cdot 20 = 9,54 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$

Astfel curba evenimentelor funcție de număr de cicluri va arăta ca în fig.6.43. Această curbă a evenimentelor și încărcărilor obișnuite ce apar la tăierea materialului în bancul de lucru, se introduce ca bază de date inițială de pornire în calculul de oboseală. Alături de aceasta mai trebuie introdusă și curba Wöhler pentru materialul rotorului – OL52, curbă ce se ia din literatura de specialitate și este prezentată în anexă.

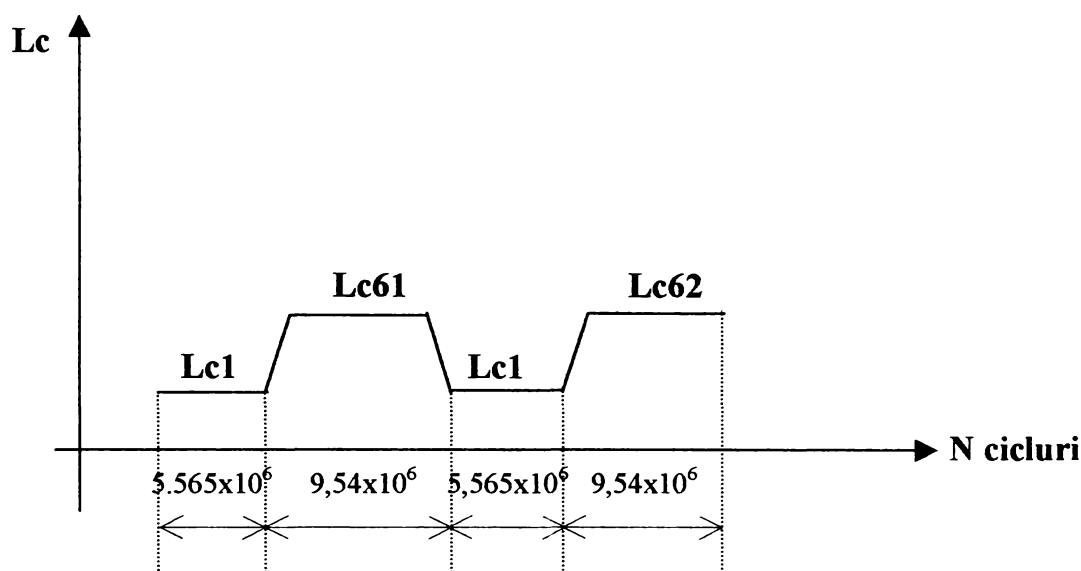


fig.6.43

Pornind de la aceste date de intrare, utilizând modulul FSTAR al programului COSMOS se obțin următoarele rezultate:

- valoarea maximă a factorului de cumulare a degradărilor este de 1,1619 (vezi anexă)
- zonele de oboseală sunt reprezentate în funcție de valorile factorului de cumulare a degradărilor prin diferite culori de la roșu (maxim) la albastru (minim), prezentate în figura 6.44.

Interpretarea rezultatelor:

Un factor de cumulare al degradărilor de **1,1619**, deci supraunitar, implică apariția oboselii materialului rotorului și prin cumulare degradărilor în această perioadă de 20 de ani luată ca studiu, se vor contura fisuri în zonele mai puternic solicitate ce vor conduce în anumite situații chiar la ruperi. Rezultatul mai poate fi influențat și de faptul că în studiul efectuat nu s-a ținut cont de încărcările excepționale ce apar în situațiile unui mediu de duritate mai mare decât cel obișnuit. Ele au fost amintite, dar datorită faptului că frecvența apariției lor este mai redusă decât situațiile de funcționare normală, influența lor a fost neglijată. Astfel din acest punct de vedere, rezultatul obținut poate fi mărit cu un coeficient supraunitar și deci să scadă durata de viață a rotorului propriu zis. În concluzie se poate spune că rezultatul obținut reflectă zonele din rotorul port cupe uniceleular cu membrane subțiri, care obolesc mai repede, respectiv care sunt predispuse la fisurări. Condiții suplimentare, cum sunt și cele amintite mai înainte, nu ar modifica decisiv poziția acestor zone, ci numai valoarea factorului de cumulare a degradărilor.

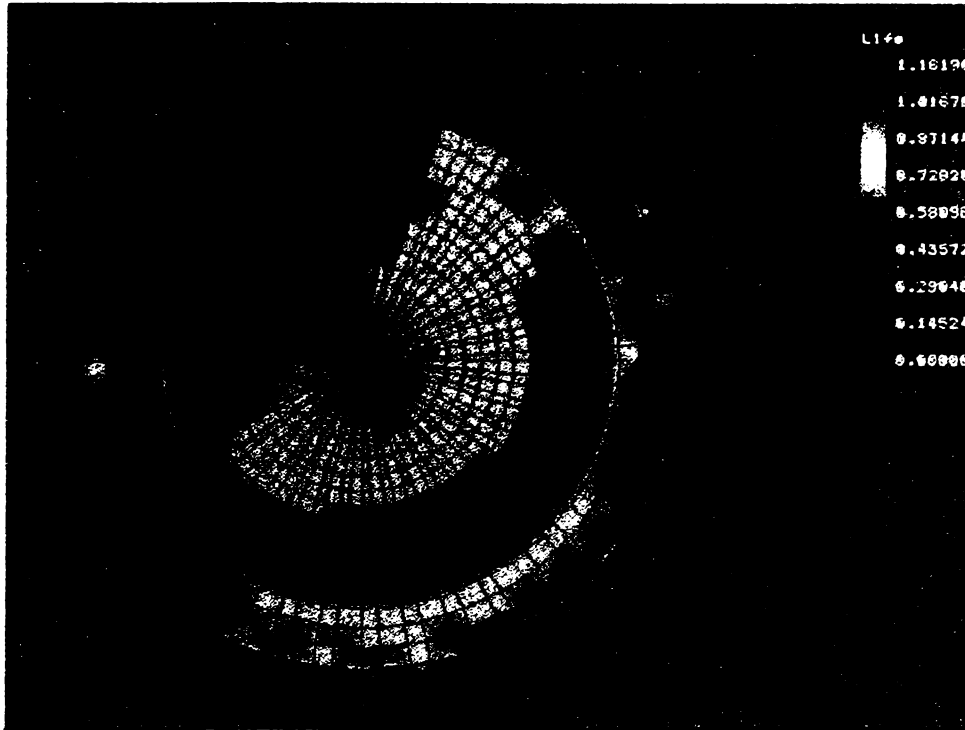


fig.6.44

Dacă se efectuează un studiu pe un număr mai mic de ani și anume 15ani, rezultatele vor fi următoarele:

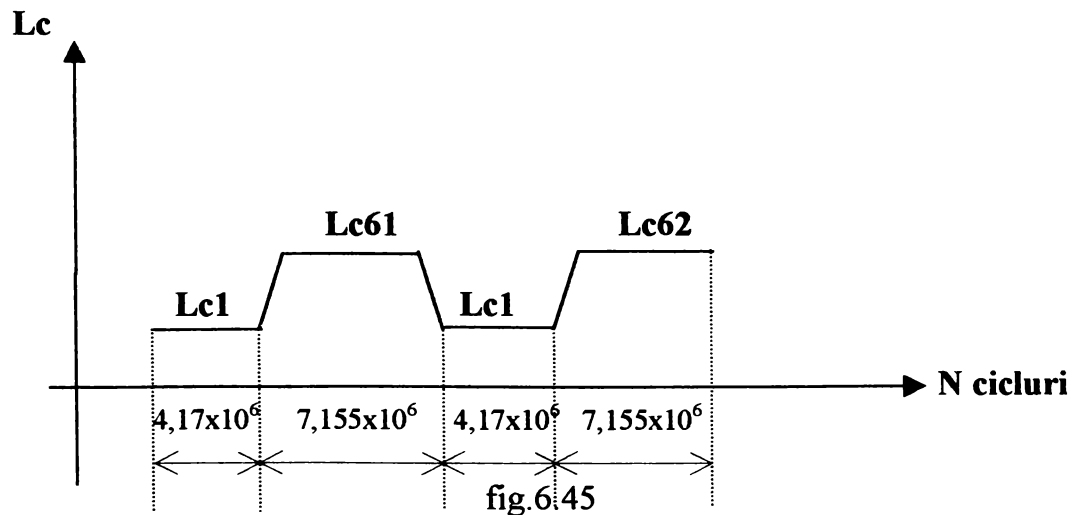
- curba evenimentelor se modifică din punct de vedere al numărului de cicluri pentru fiecare eveniment:

- evenimentul 1 – $N_{\text{cicluri/an}} = 14\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 278250 \text{ cicluri/an}$
 – $N_{\text{cicluri/15ani}} = 278250 \cdot 15 = 4,17 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$

- evenimentul 2 – $N_{\text{cicluri/an}} = 24\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 477000 \text{ cicluri/an}$
 – $N_{\text{cicluri/15ani}} = 477000 \cdot 15 = 7,155 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$

- evenimentul 3 – $N_{\text{cicluri/an}} = 14\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 278250 \text{ cicluri/an}$
 – $N_{\text{cicluri/15ani}} = 278250 \cdot 15 = 4,17 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$

- evenimentul 4 – $N_{\text{cicluri/an}} = 24\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 477000 \text{ cicluri/an}$
 – $N_{\text{cicluri/15ani}} = 477000 \cdot 15 = 7,155 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$



În urma calculului efectuat (vezi anexa 7) cu ajutorul programului COSMOS a rezultat un factor de cumulare al degradărilor de **0.871154** valoare ce semnifică faptul că 87,1154% din viața rotorului s-a consumat prin succesiunea de evenimente prezentate. Și în acest caz rezultatul poate fi mărit prin luarea în considerare și a situațiilor speciale care apar în mod normal în timpul procesului de excavare. Deci se poate spune că o durată de viață de **15 ani** este considerată ca fiind acoperitoare din punct de vedere al degradărilor și în final ruperilor ce pot apărea la un rotor port cupe unicelular cu membrane subțiri. În fig.6.46 este reprezentată distribuția pe rotor a degradărilor pentru perioada de 15 ani aflată în studiu.

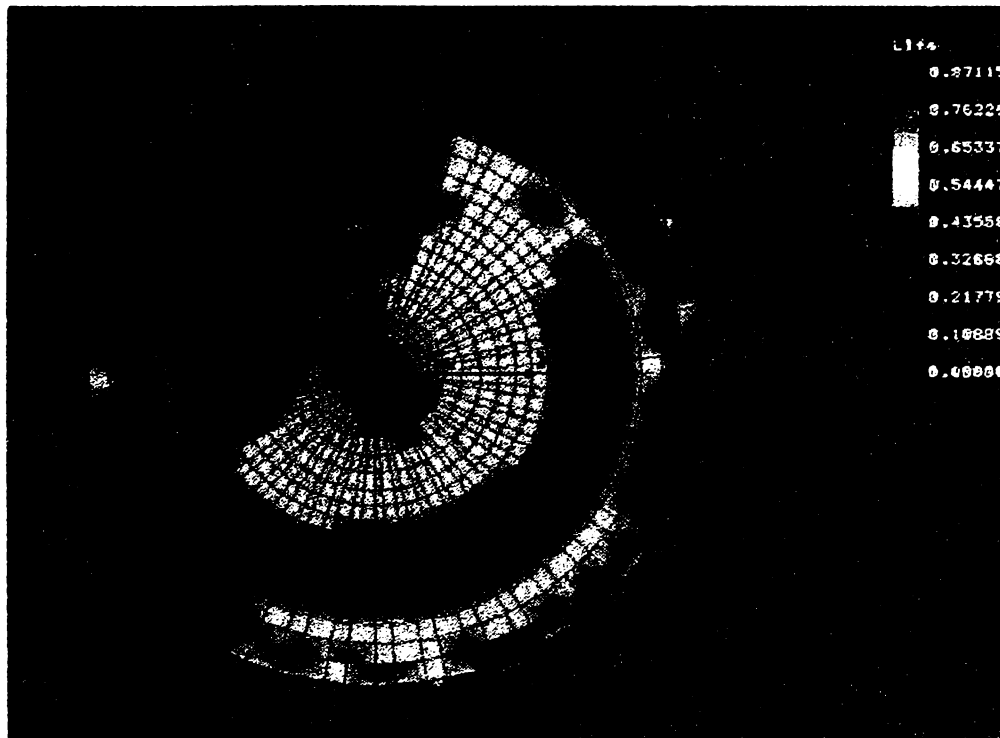


fig.6.46

Urmărind cele două rezultate obținute respectiv figurile fig.6.44 și fig.6.46, se poate trage concluzia că în zona de inelului de sudură situat între cele două porțiuni conice, la cupe și în placa groasă pot apărea în timp fenomene de oboseală, de apariție, propagare a fisurilor și chiar rupere. În continuare se alege o variantă constructivă diferită pentru rotorul luat în studiu, și anume se urmărește o îmbunătățire a stării de tensiune respectiv o creștere a duratei de viață a acestuia pentru zona situată între cele două conuri.

CAP7. PROPUNEREA UNEI NOI VARIANTE CONSTRUCTIVE A ROTORULUI PORT CUPE

7.1. ANALIZA STATICĂ

Așa cum s-a concluzionat în urma studiului de oboseală efectuat în capitolele anterioare, zonele cele mai solicitate în cazul unui rotor port cupe sunt zonele aflate la intersecția celor două porțiuni conice, zonele din vecinătatea cupelor și de la cupe (neglijate din motive deja prezentate) și cele situate în zonele de prindere (deasemenea neglijate datorită faptului că rotorul a fost considerat încastrat la centru și nu prins prin flanșe, fapt ce nu influențează semnificativ rezultatele obținute).

În continuare s-a realizat un studiu al stării de oboseală pentru același rotor, dar căruia i s-a adăugat în porțiunea de tranzit de la un con la altul, un inel având secțiunea în forma de λ . În fig.7.1a este reprezentată o secțiune schematizată a rotorului în care elementul λ este clar evidențiat. Figura 7.1b prezintă în detaliu această zonă.

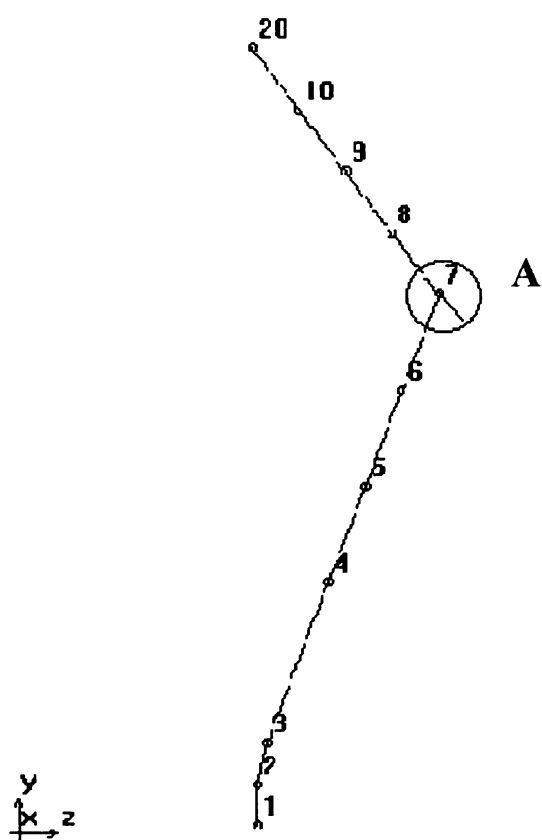


fig.7.1a

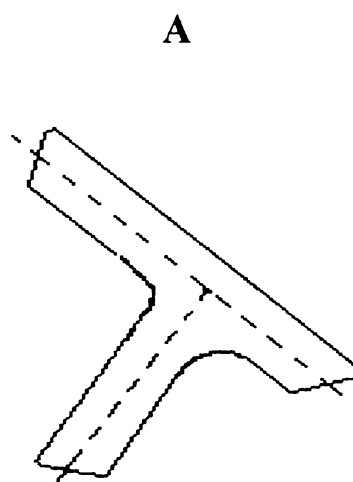


fig.7.1b

Modelarea geometrică s-a realizat în mod asemănător cu cazul anterior (fără λ), pornindu-se tot de la același sector de cerc definit în fig.6.7 construindu-se puncte, drepte, respectiv suprafețe. În continuare s-au definit elemente după cum urmează:

- pentru porțiunile conice, respectiv porțiunea de prindere a rotorului pe arbore – elemente tip placă (SHELL4, SHELL4T);
- pentru cupe sunt utilizate elemente tip bară (BEAM 3D);
- inelul lambda fiind deasemenea reprezentat printr-un element tip bară (BEAM3D).

Reprezentarea elementelor pe rotorul port cupe este ilustrată în fig.7.2. Elementele numerotate sunt elementele tip bară (BEAM3D) și sunt reprezentate cu o culoare mai închisă. Se pot evidenția clar elementele bară din zona de trecere dintre cele 2 conuri, elemente ce corespund porțiunii λ . Prin introducerea acestor elemente suplimentare se urmărește o îmbunătățire a stării de tensiune din această zonă și deci o scădere a probabilității apariției degradărilor în aceste zone.

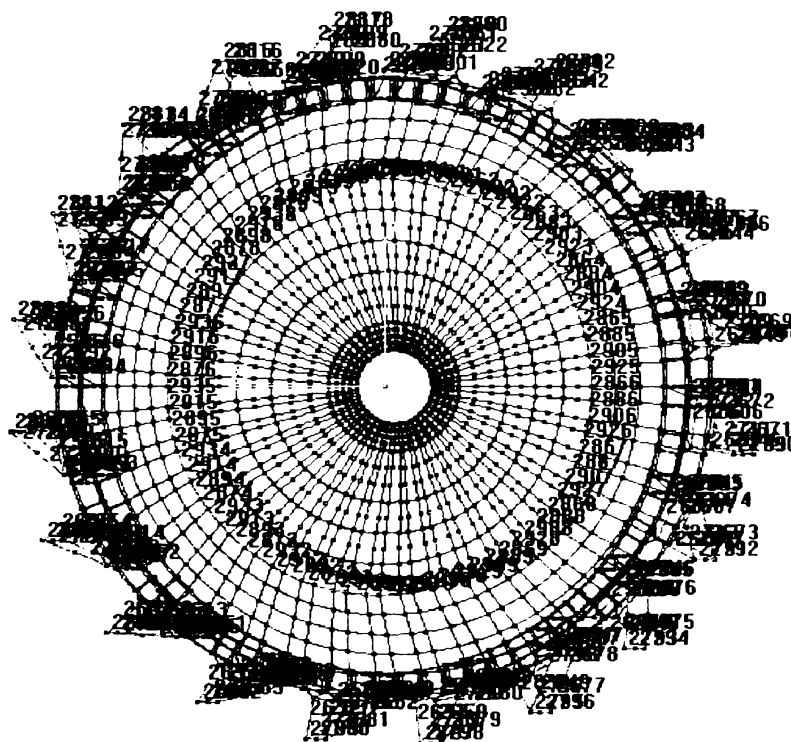


fig.7.2

Proprietățile materialului nu se schimbă, materialul, coeficientul lui Poisson, densitatea, precum și nici grosimile plăcilor, atât că intervine un element nou. Lista constantelor reale pe grupuri de elemente este prezentată în anexa 6.

Încărcările sunt deasemenea nemodificate, diferența e că în comparație cu cazul anterior, numerele de ordine ale nodurilor în care acestea sunt aplicate se modifică datorită modificărilor numărului de elemente (crește) respectiv numărului de noduri. În tabelul 7.1 sunt prezentate încărcările principale pentru situația în care s-a utilizat elementul λ , atât valoarea acestora cât și nodurile în care acestea se aplică. Bineînțeles aceste noduri sunt situate în colțurile cupelor aflate în procesul de prelevare a materialului din banc la un moment dat, atât într-un sens cât și în celălalt.

După ce s-au introdus aceste încărcări principale, ca și în cazul anterior pentru studiile statice și de oboseală ce urmează, se utilizează combinații de cazuri absolut identice cu cele prezentate la capitolul anterior, și anume:

$$\begin{aligned} \text{Lc51} &= 1.27\text{Lc1} + \text{Lc2} + \text{Lc3} + \text{Lc4} + \text{Lc5} \\ \text{Lc52} &= 1.27\text{Lc1} + \text{Lc2} + \text{Lc6} + \text{Lc7} + \text{Lc8} \\ \text{Lc53} &= 1.27\text{Lc1} + \text{Lc2} + \text{Lc9} + \text{Lc10} + \text{Lc11} \\ \text{Lc54} &= 1.27\text{Lc1} + \text{Lc2} + \text{Lc12} + \text{Lc13} + \text{Lc14} \end{aligned}$$

Primele două combinații de cazuri apar în situațiile obișnuite de îndepărtare a materialului din bancul de lucru în amândouă sensuri (spre stânga și spre dreapta), iar următoarele două combinații (Lc53 și Lc54) corespund situațiilor excepționale.

Tabelul 7.1

ÎNCĂRCĂRI LC1 – LC8	ÎNCĂRCĂRI LC9 – LC14
ACTSET, LC, 1	ACTSET, LC, 9
ACEL, 0, -1, 0	FND, 2331, FX, -3143, 2331, 1
ACTSET, LC, 2	FND, 2332, FX, -5608, 2332, 1
FND, 2370, FY, -357, 2376, 1	FND, 2333, FX, -6572, 2333, 1
FND, 2390, FY, -357, 2396, 1	FND, 2334, FX, -4089, 2334, 1
ACTSET, LC, 3	FND, 2335, FX, -401, 2335, 1
FND, 2331, FX, -1866, 2331, 1	FND, 2331, FY, -600, 2331, 1
FND, 2332, FX, -3330, 2332, 1	FND, 2332, FY, -3084, 2332, 1
FND, 2333, FX, -3902, 2333, 1	FND, 2333, FY, -6998, 2333, 1
FND, 2334, FX, -2428, 2334, 1	FND, 2334, FY, -8685, 2334, 1
FND, 2335, FX, -238, 2335, 1	FND, 2335, FY, -3175, 2335, 1
FND, 2331, FY, -356, 2331, 1	ACTSET, LC, 10
FND, 2332, FY, -1831, 2332, 1	FND, 2331, FX, -180, 2331, 1
FND, 2333, FY, -4155, 2333, 1	FND, 2332, FX, -925, 2332, 1
FND, 2334, FY, -5157, 2334, 1	FND, 2333, FX, -2100, 2333, 1
FND, 2335, FY, -1885, 2335, 1	FND, 2334, FX, -2605, 2334, 1
ACTSET, LC, 4	FND, 2335, FX, -952, 2335, 1
FND, 2331, FX, -107, 2331, 1	FND, 2331, FY, 943, 2331, 1
FND, 2332, FX, -549, 2332, 1	FND, 2332, FY, 1683, 2332, 1
FND, 2333, FX, -1247, 2333, 1	FND, 2333, FY, 1971, 2333, 1
FND, 2334, FX, -1547, 2334, 1	FND, 2334, FY, 1228, 2334, 1
FND, 2335, FX, -565, 2335, 1	FND, 2335, FY, 126, 2335, 1
FND, 2331, FY, 560, 2331, 1	ACTSET, LC, 11
FND, 2332, FY, 999, 2332, 1	FND, 2331, FZ, -700, 2335, 4
FND, 2333, FY, 1170, 2333, 1	FND, 2332, FZ, -1400, 2332, 1
FND, 2334, FY, 729, 2334, 1	FND, 2333, FZ, -2100, 2334, 1
FND, 2335, FY, 75, 2335, 1	ACTSET, LC, 12
ACTSET, LC, 5	FND, 2350, FX, -3143, 2350, 1
FND, 2331, FZ, -500, 2335, 4	FND, 2351, FX, -5608, 2351, 1
FND, 2332, FZ, -1000, 2332, 1	FND, 2352, FX, -6572, 2352, 1
FND, 2333, FZ, -1500, 2334, 1	FND, 2353, FX, -4089, 2353, 1
ACTSET, LC, 6	FND, 2354, FX, -401, 2354, 1
FND, 2350, FX, -1866, 2350, 1	FND, 2350, FY, -600, 2350, 1
FND, 2351, FX, -3330, 2351, 1	FND, 2351, FY, -3084, 2351, 1
FND, 2352, FX, -3902, 2352, 1	FND, 2352, FY, -6998, 2352, 1
FND, 2353, FX, -2428, 2353, 1	FND, 2353, FY, -8685, 2353, 1
FND, 2354, FX, -238, 2354, 1	FND, 2354, FY, -3175, 2354, 1
FND, 2350, FY, -356, 2350, 1	ACTSET, LC, 13
FND, 2351, FY, -1831, 2351, 1	FND, 2350, FX, -180, 2350, 1
FND, 2352, FY, -4155, 2352, 1	FND, 2351, FX, -925, 2351, 1
FND, 2353, FY, -5157, 2353, 1	FND, 2352, FX, -2100, 2352, 1
FND, 2354, FY, -1885, 2354, 1	FND, 2353, FX, -2605, 2353, 1
ACTSET, LC, 7	FND, 2354, FX, -925, 2354, 1
FND, 2350, FX, -107, 2350, 1	FND, 2350, FY, 943, 2350, 1
FND, 2351, FX, -549, 2351, 1	FND, 2351, FY, 1683, 2351, 1
FND, 2352, FX, -1247, 2352, 1	FND, 2352, FY, 1971, 2352, 1
FND, 2353, FX, -1547, 2353, 1	FND, 2353, FY, 1228, 2353, 1
FND, 2354, FX, -565, 2354, 1	FND, 2354, FY, 126, 2354, 1
FND, 2350, FY, 560, 2350, 1	FNDEL, 2354, FX, 2354, 1
FND, 2351, FY, 999, 2351, 1	FND, 2354, FX, -952, 2354, 1
FND, 2352, FY, 1170, 2352, 1	ACTSET, LC, 14
FND, 2353, FY, 729, 2353, 1	FND, 2350, FZ, 700, 2354, 4
FND, 2354, FY, 75, 2354, 1	FND, 2351, FZ, 1400, 2351, 1
ACTSET, LC, 8	FND, 2352, FZ, 2100, 2353, 1
FND, 2350, FZ, 500, 2354, 4	
FND, 2351, FZ, 1000, 2351, 1	
FND, 2352, FZ, 1500, 2353, 1	

Cazurile Lc51 respectiv Lc52 sunt combinații de cazuri ce țin cont de greutatea proprie a rotorului, de murdărire, de greutatea cupelor încărcate respectiv și de forțele tangențiale, radiale și laterale în ambele sensuri de avans al rotorului în bancul de material.

În fig.7.3a respectiv fig.7.3b este reprezentată distribuția tensiunilor normale (1st principal) σ_1 pe rotorul port cupe pe o față a rotorului respectiv pe cealaltă în situația deplasării rotorului într-o singură direcție, pentru cazul de încărcare Lc51. Valorile limită ce pot fi atinse sunt $\sigma_{1max}=398,34 \text{ daN/cm}^2$ respectiv $\sigma_{1min}= -59,95 \text{ daN/cm}^2$ pentru o față a rotorului (top) respectiv $\sigma_{1max}=489,67 \text{ daN/cm}^2$ și $\sigma_{1min}= -70,87 \text{ daN/cm}^2$ pentru cealaltă față a rotorului (bottom). Comparând rezultatele obținute în cele două cazuri (cu și fără element lambda) pentru acest tip de tensiuni, se poate trage concluzia că în situația cu element suplimentar tensiunile maxime cresc (relativ puțin pe bottom) iar cele minime negative se micșorează. În schimb trebuie subliniat faptul că aceste valori extreme apar în special la cupe și eventual în zona centrală unde s-a considerat rotorul încastrat. În ceea ce privește însă regiunea dintre cele două conuri (unde am introdus elementul suplimentar) se constată o îmbunătățire a stării de tensiune, astfel încât valorile lui σ_1 sunt neesențiale în comparație cu cazul anterior. Pornind de la premisa că zonele colorate în roșu corespund tensiunilor maxime pozitive, se observă că în zona dintre cele două conuri este foarte puțin conturată doar cu o culoare mai deschisă (albastru deschis) ceea ce indică tensiuni de valori mici. Diferite valori limită sunt prezentate în anexa 7.

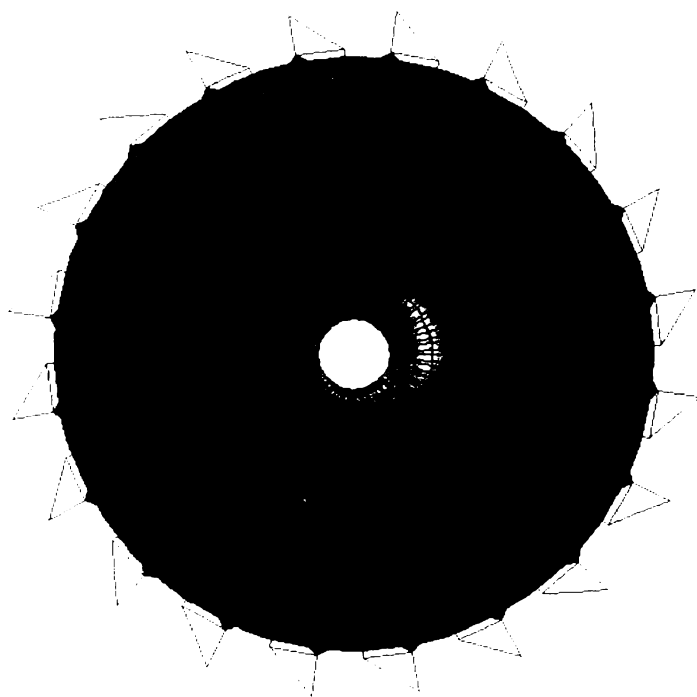


fig.7.3a

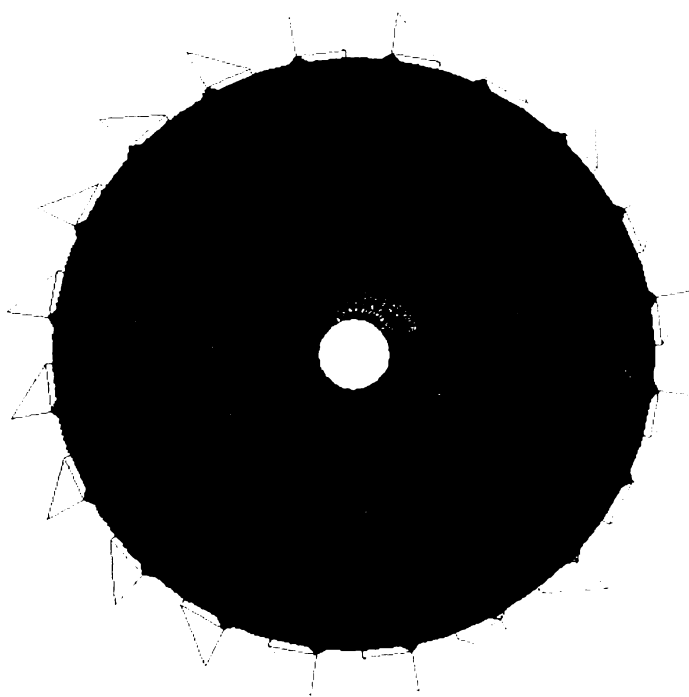


fig.7.3b

În fig.7.4a respectiv fig.7.4b sunt reprezentate distribuțiile tensiunilor normale σ_1 în cazul combinației de cazuri Lc52. Valorile limită sunt pentru o față a rotorului (top) $\sigma_{1max}=466,8 \text{ daN/cm}^2$ respectiv $\sigma_{1min}=-131,85 \text{ daN/cm}^2$ (fig.7.4a), iar pentru cealaltă față (bottom) $\sigma_{1max}=223 \text{ daN/cm}^2$ respectiv $\sigma_{1min}=-70,86 \text{ daN/cm}^2$ (fig.7.4a). În cazul distribuției tensiunilor pe față a doua (bottom) din reprezentarea grafică rezultă că ar exista tensiuni apropiate de maxim (colorate în roșu) chiar și în zona elementului lambda (punctele 1039, 1041, 1043) – în fig.7.4c. Dar dacă se verifică anexa 7 se constată că valorile de tensiune corespunzătoare acestor puncte sunt situate sub 200 daN/cm^2 . Realizându-se o comparație cu cazul anterior (fără element lambda) valorile maxime pozitive ale lui σ_1 sau menținut apropiate (top) sau au scăzut considerabil (bottom).

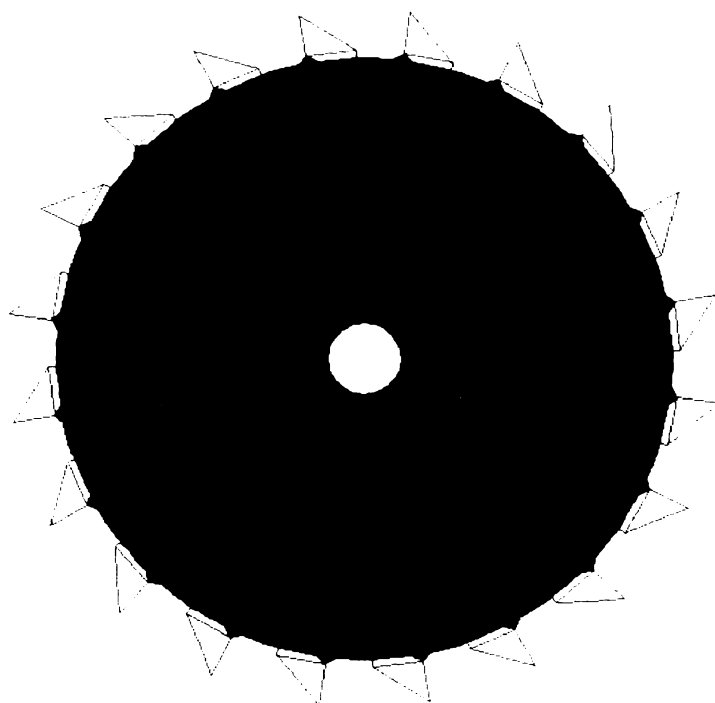


fig.7.4a

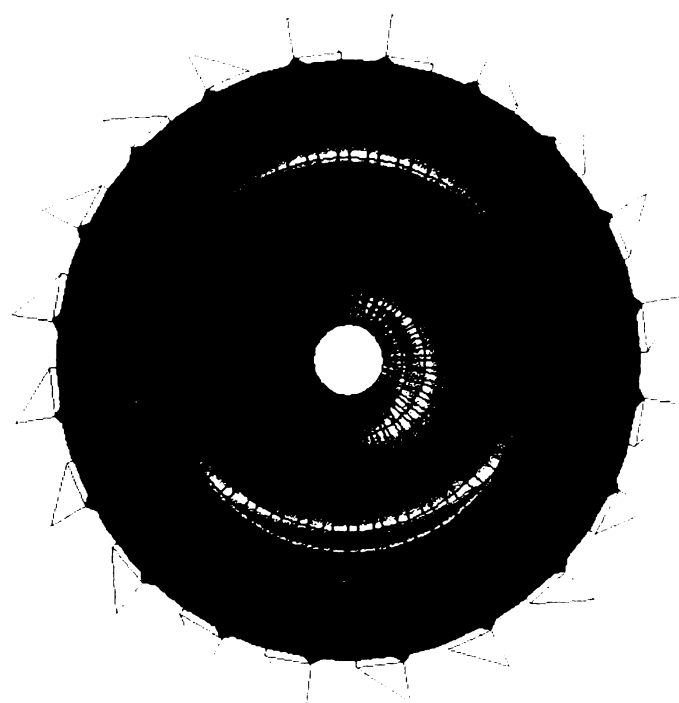


fig.7.4b

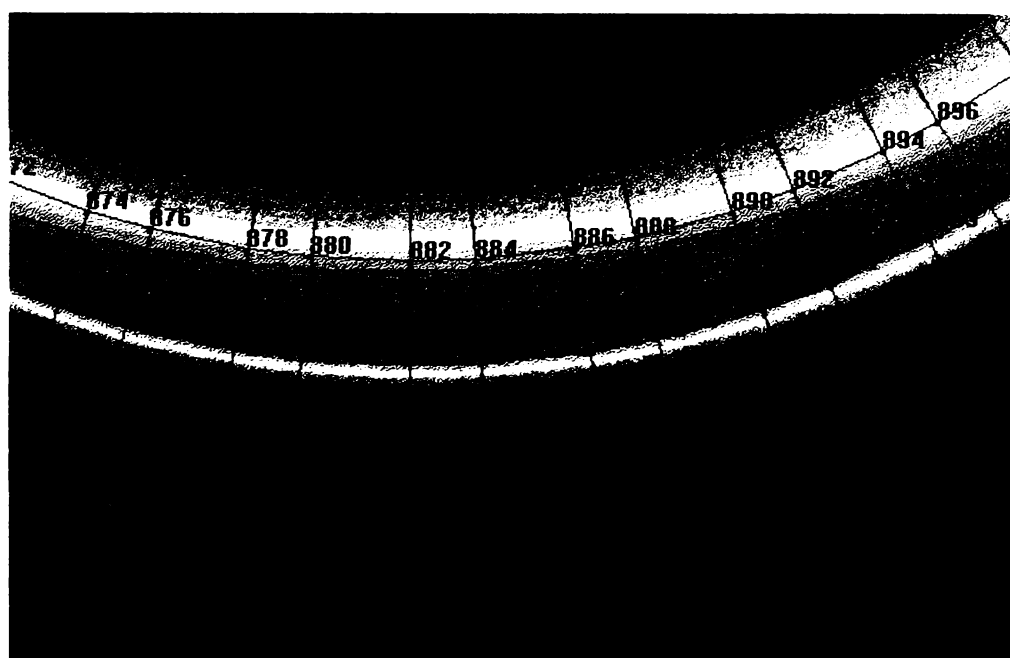


fig.7.4c

În cazul distribuției tensiunilor **VON MISSES** pentru combinația de cazuri Lc51 se constată că nu apar valori semnificative în regiunea dintre cele două conuri, culoarea albastră indică o tensiune scăzută atât pentru o parte a rotorului (top – fig.7.5a) cât și pentru cealaltă (bottom – fig.7.5b). Valorile limită se situează în jurul valorilor $\sigma_{\max}=440 \text{ daN/cm}^2$ (top) respectiv $\sigma_{\max}=454,3 \text{ daN/cm}^2$ (bottom), valori apropiate de cele obținute în primul caz (fără element lambda) cu deosebirea că ele se înregistrează numai în prima placă prin care se realizează prinderea rotorului pe arbore sau la cupe. În anexa 7 sunt date câteva valori de tensiune limită corespunzătoare acestei zone. Pentru zona cu lambda valorile de tensiune sunt mult inferioare decât în cazul similar fără element suplimentar. Deci și în acest caz se poate spune că elementul de rezistență nou introdus are influență pozitivă în creșterea rezistenței rotorului în această zonă.

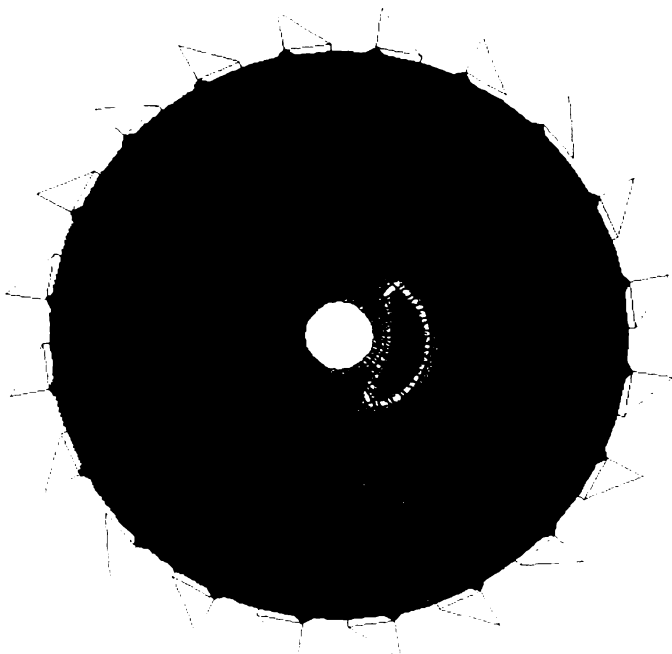


fig.7.5a

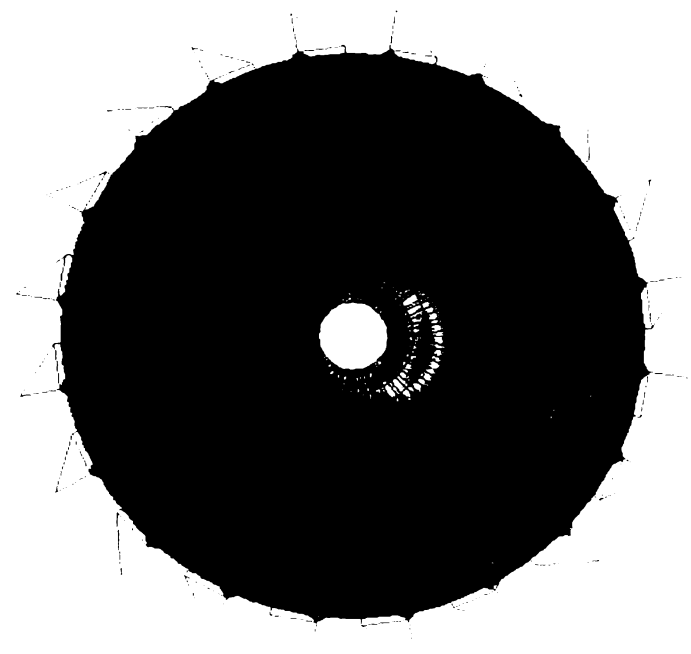


fig.7.5b

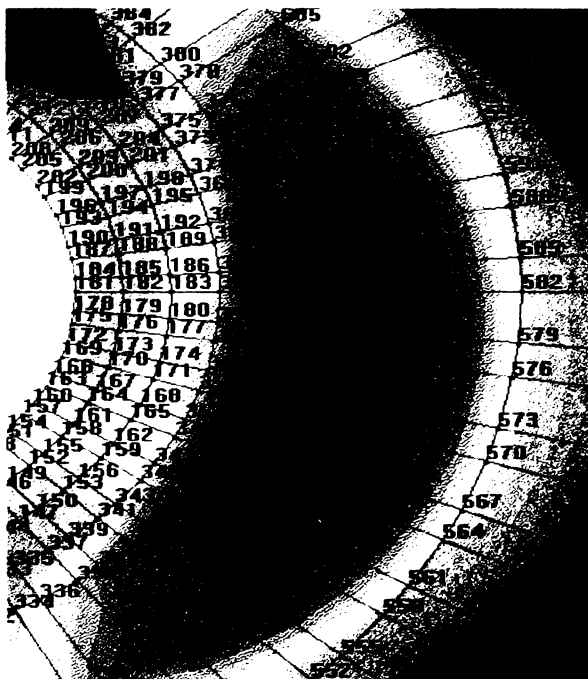


fig.7.5c

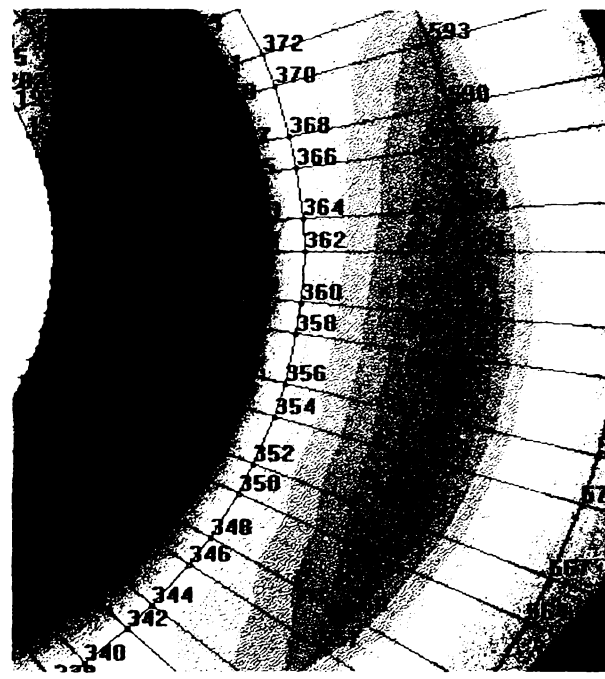


fig.7.5d

Porțiunile puternic solicitate sunt redată în figurile 7.5c și 7.5d. Se pot observa clar nodurile aflate la granița dintre placa grosă (SHELL4) și prima placă subțire conică (SHELL4T), noduri pentru care în anexa 7 sunt date valorile de tensiune corespunzătoare.

Figurile 7.6a și 7.6b sunt reprezentări ale tensiunilor VON MISES pentru combinația de încărcări Lc52. Valorile limită înregistrate sunt $\sigma_{\max}=421,08 \text{ daN/cm}^2$ (top) respectiv $\sigma_{\max}=316,65 \text{ daN/cm}^2$ (botom), valori apropiate de cele înregistrate în situația rotorului fără element de rezistență suplimentar introdus în zona dintre porțiunile conice. În această situație modificările nu sunt majore, deoarece și în primul caz nu s-au prezentat pentru această zonă valori mai mari de 200 daN/cm^2 . Ca și înainte se înregistrează valori mai ridicate de tensiune în porțiunile de sudură

dintre placa groasă și primul con, respectiv în zona de prindere a rotorului pe arbore. Aceste valori sunt prezentate în anexa 7.

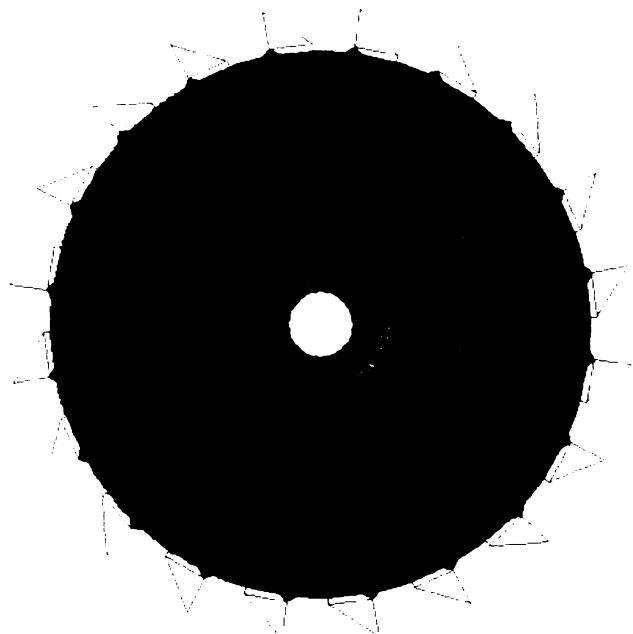


fig.7.6a

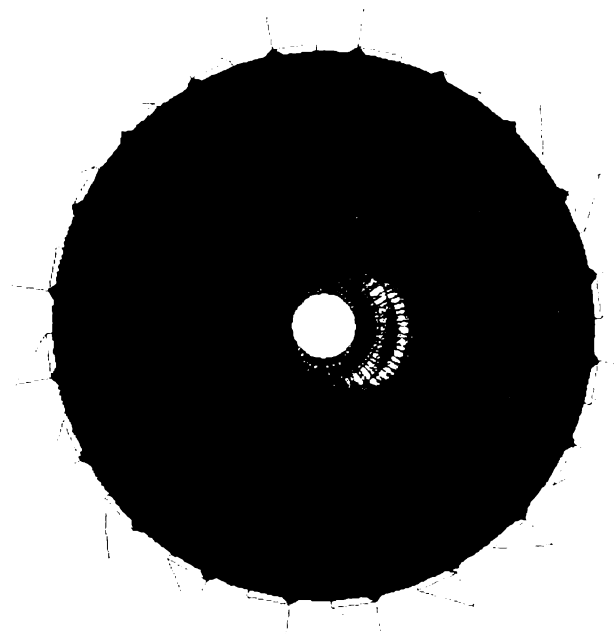


fig.7.6b

În situația reprezentării distribuției tensiunilor σ_x pentru combinația de încărcări Lc51 (fig.7.7a, fig.7.7.b), spre deosebire de varianta constructivă a rotorului port cupe fără element suplimentar de rezistență în care zonele de sudură dintre cele două porțiuni conice au fost clar conturate ca fiind zone puternic solicitate, varianta nouă constructivă îmbunătățită prezintă această zonă ca nefiind semnificativ solicitată, valorile de tensiune pe x fiind situate mult sub 100daN/cm^2 (culoarea verde simbolizând tensiuni de valori reduse). Limitele pe cele două fețe ale rotorului (**top** $\sigma_{x\max}=382,27\text{daN/cm}^2$, $\sigma_{x\min}=-314,7\text{daN/cm}^2$, **bottom** $-\sigma_{x\max}=475,205\text{daN/cm}^2$ $\sigma_{x\min}=-492\text{daN/cm}^2$) sunt înregistrate fie în zona de prindere a rotorului pe arbore fie la cupe, rezultate detaliate fiind prezentate în anexa 7.

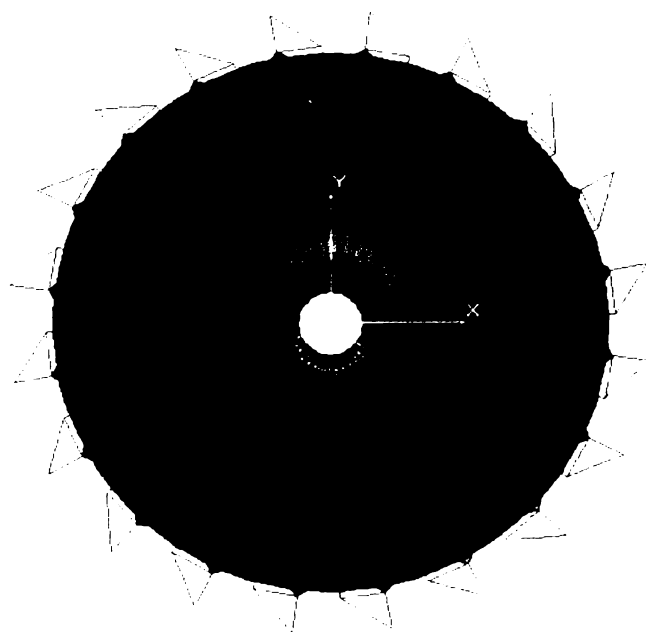


fig.7.7a

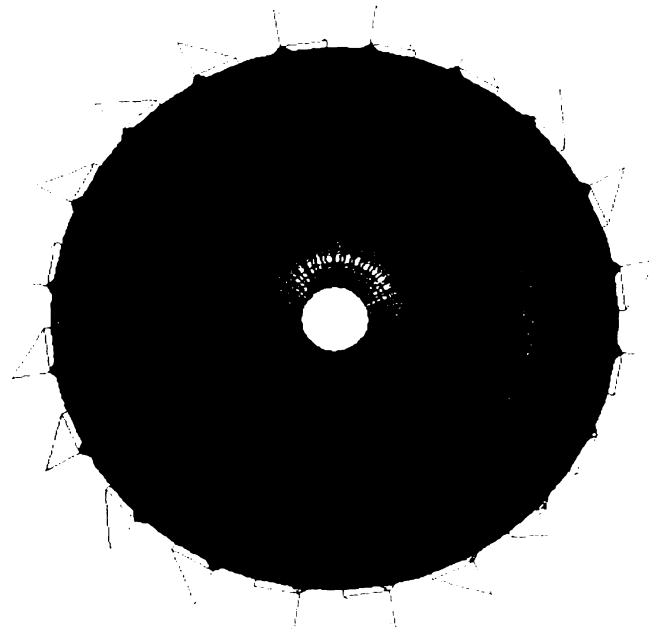


fig.7.7

Pentru situația în care se urmărește distribuția tensiunilor σ_y pe rotor pentru cazul de încărcare Lc51, se observă că în zona aflată în studiu (dintre conuri – la elementul lambda) tensiunile sunt minime, fiind evident reprezentate cu galben (fig.7.8.a - top, fig.7.8.b - bottom). Situația este îmbucurătoare chiar dacă în general pe rotor valorile limită de tensiune în anumite situații s-au menținut aproximativ aceleași sau au scăzut. Zonele ce continuă să fie solicitate sunt cele deja cunoscute: la cupe și în zona de prindere a rotorului pe arbore. În continuare sunt prezentate totuși aceste valori chiar dacă așa cum am mai spus nu s-au modificat semnificativ față de situația rotorului fără element suplimentar de rezistență:

- top – $\sigma_{y\max}=155,045\text{daN/cm}^2$, $\sigma_{y\min}=-171,1\text{daN/cm}^2$;
- bottom – $\sigma_{y\max}=197,304\text{daN/cm}^2$, $\sigma_{y\min}=-230,15\text{daN/cm}^2$.

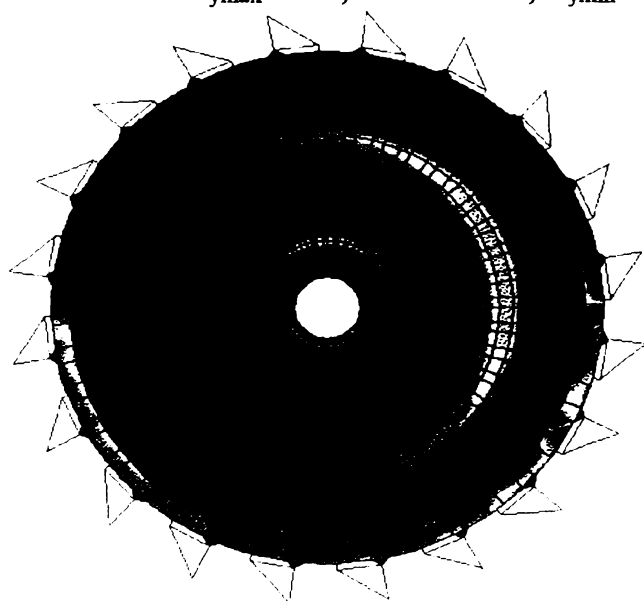


fig.7.8.a

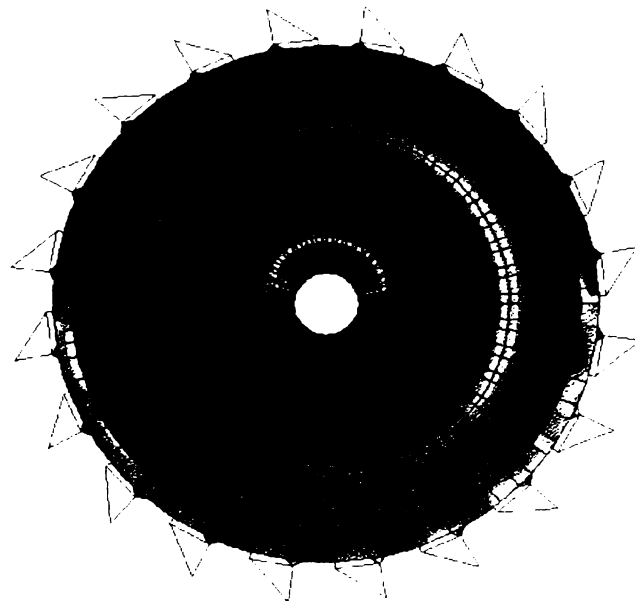


fig.7.8.b

Pentru combinația de încărcări Lc52, reprezentarea distribuției tensiunilor σ_y pe rotor (fig.7.9a,b) nu reflectă o îmbunătățire evidentă a situației tensiunilor din regiunea de tranzit dintre cele două porțiuni conice. Din acest punct de vedere valorile de tensiune σ_y limită nu se modifică semnificativ, anumite valori limită cresc ușor altele scad de asemenea puțin, după cum urmează:

- top – $\sigma_{y\max}=136,68\text{daN/cm}^2$, $\sigma_{y\min}=-224,83\text{daN/cm}^2$;
- bottom – $\sigma_{y\max}=143,77\text{daN/cm}^2$, $\sigma_{y\min}=-232,27\text{daN/cm}^2$.

Valori suplimentare sunt prezentate în anexa 7 atât pentru combinația de încărcări Lc52 cât și pentru Lc51.

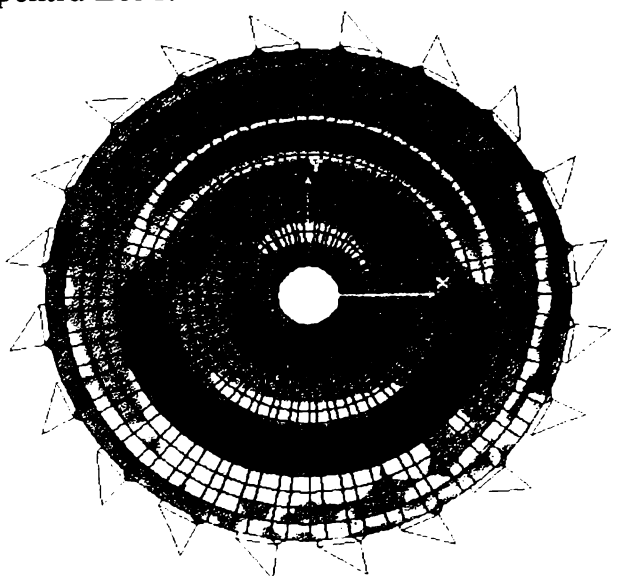


fig.7.9.a

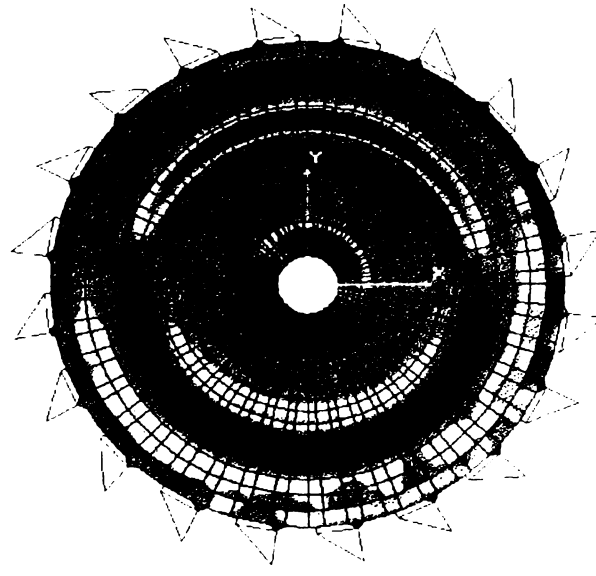


fig.7.9.b

În privința deformațiilor se poate spune că zona dintre cele două conuri – inelul lambda – nu apare ca o zonă deformată, nefiind reprezentată printr-o culoare de atenționare (roșu). Zonele cu probleme rămânând în continuare poziționate la cupe respectiv în zona de tranzit de la placa groasă la primul con. Figurile 7.10a, 7.10b sunt o reprezentare a rotorului deformat în cazul combinației de încărcări Lc51. Valorile limită sunt date în anexa 7. Pentru zona aflată în studiu, deformațiile echivalente nu depășesc valoarea $\varepsilon_{echiv}=0,000054\text{cm}$

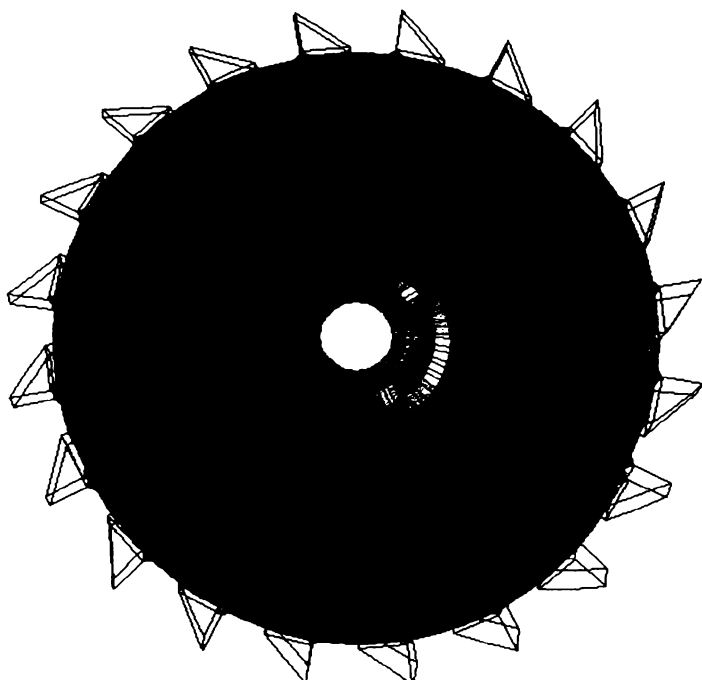


fig.7.10a

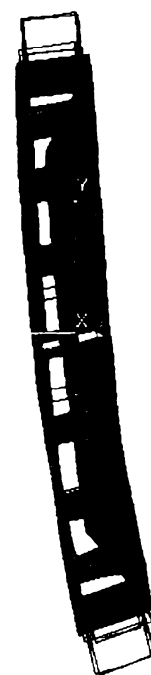


fig.7.10b

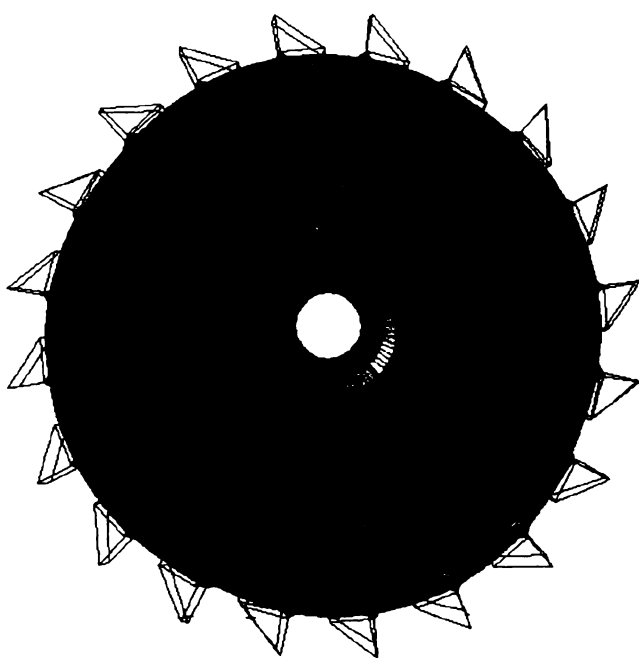


fig.7.11a

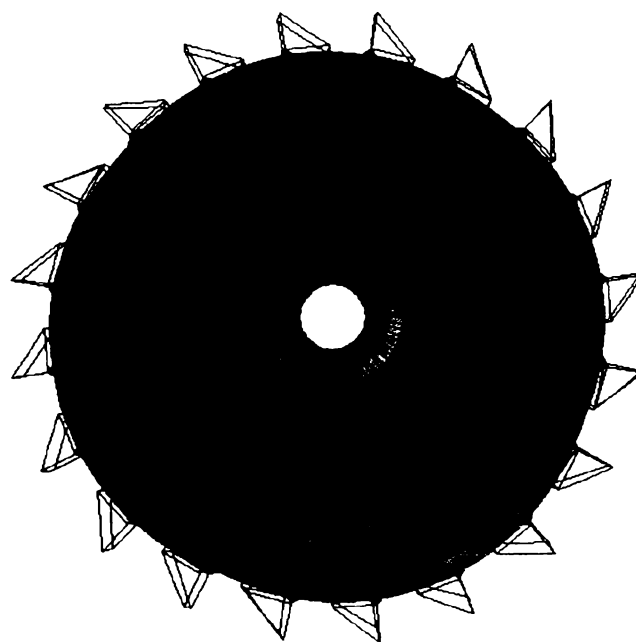


fig.7.11b

În fig.7.11a (top) și fig.7.11b (bottom) corespunzătoare cazului de încărcare Lc52, valorile deformațiilor în zona inelului lambda nu depășesc limita de $\varepsilon_{echiv}=0,0000713\text{cm}$. Dacă se face o comparație cu cazul anterior (fără inel lambda) – fig.6.19.a - se constată o diminuare a deformațiilor

atât în zona de trecere dintre cele două conuri cât și în zona de sudură a primei plăci conice de placa groasă. Și pentru acest caz de încărcare valorile sunt date în anexa 7.

Combinățiile de cazuri de încărcare Lc53 și Lc54, apar numai în situații excepționale de mediu de lucru dur cu implicații puternice asupra tensiunilor pe rotor. În continuare, pentru cazul Lc53 sunt evidențiate reprezentările grafice ale influenței tensiunilor:

- **VON MISES** – fig.7.12a (top) și fig.7.12b (bottom). În cazul acestor tipuri de tensiuni prin comparație cu fig.6.26.a respectiv fig.6.26.b (același caz de încărcare, rotor fără element lambda), se poate observa o îmbunătățire clară stării de tensiune dintre conuri nefiind evidențiată printr-o colorație de avertizare (roșu, verde, galben).

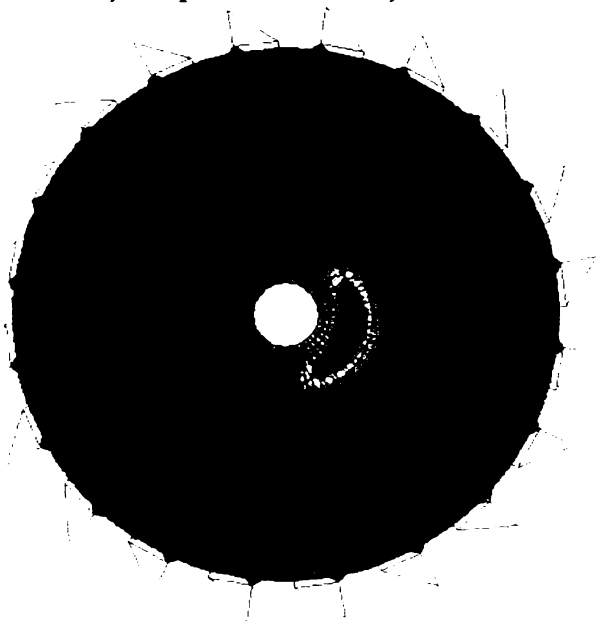


fig.7.12a

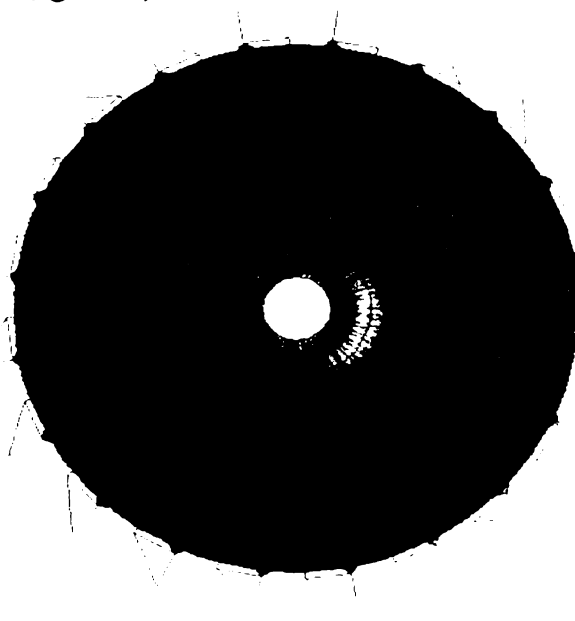


fig.7.12b

- **normale la axa x - σ_x** – fig.7.13a (top) și fig.7.13b (bottom). Aceiași observație ca și cea de mai sus, poate fi făcută și în acest caz făcându-se comparație fig.6.27a și fig.6.27b. Și aici zona în studiu nu este marcată în mod special ca fiind o zonă tensionată.

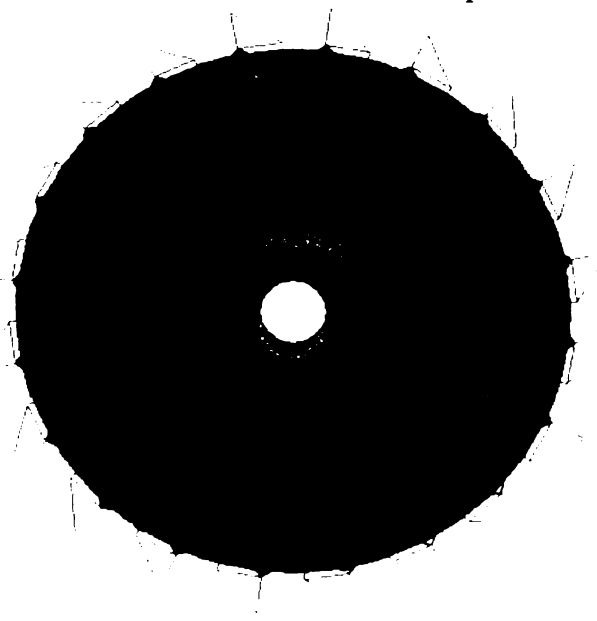


fig.7.13a

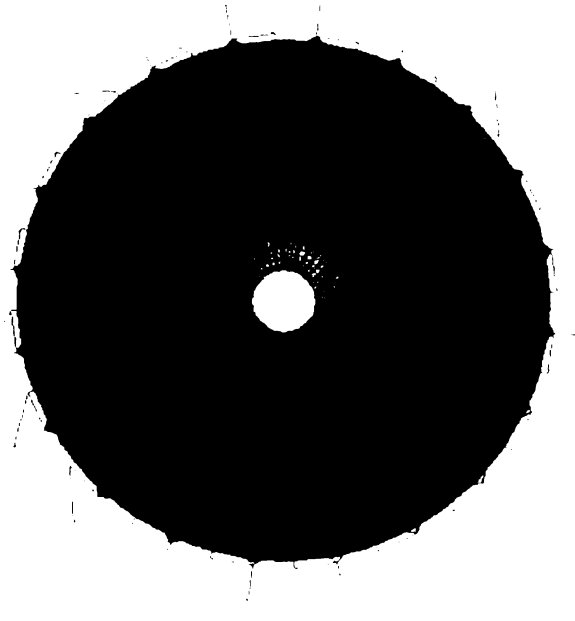


fig.7.13b

- **principale σ_1** – fig.7.14a (top) și fig.7.14b(bottom)

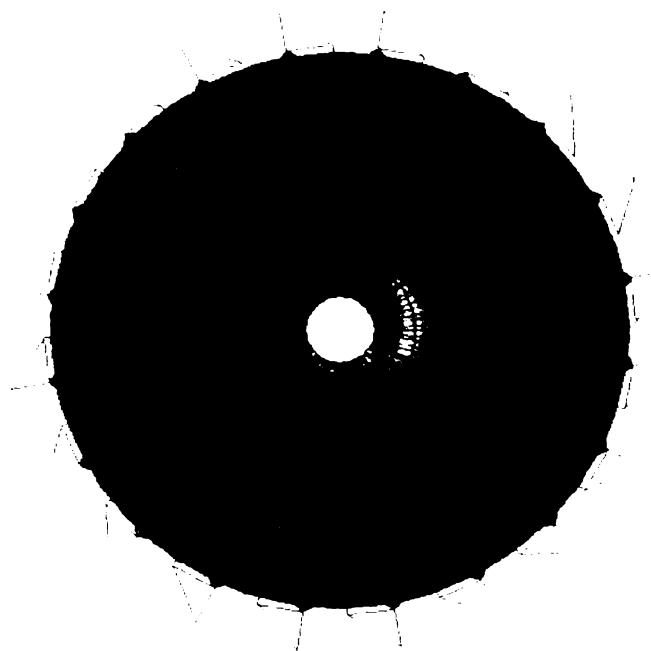


fig.7.14a

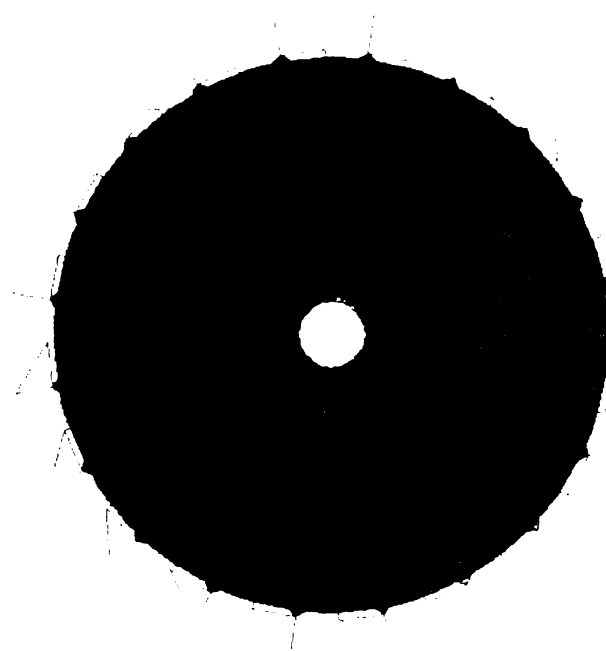


fig.7.14b

Privind reprezentările grafice obținute se poate spune că în acest caz de încărcare Lc53 rezultatele sunt mult îmbunătățite prin introducerea elementului suplimentar de rezistență, zone de tensiuni mari apar numai la cupe, în zona de prindere a rotorului pe arbore sau în zona de trecere de la placa groasă la prima placă conică. Din punct de vedere a valorilor limită de tensiune ce se obțin, anexa 8 stă la dispoziție cu valori reprezentative.

Figurile 7.15a și 7.15b prezintă deformațiile pe rotor pentru cazul Lc53 pe o față a rotorului (top).

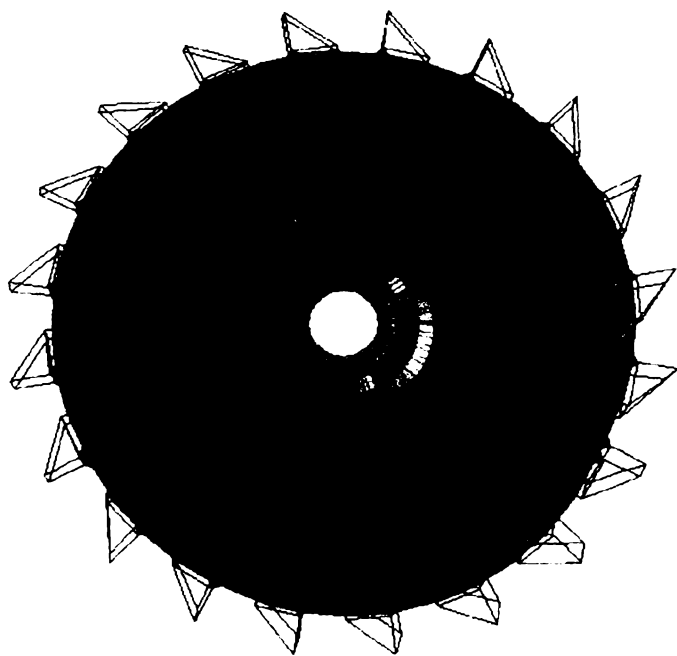


fig.7.15a

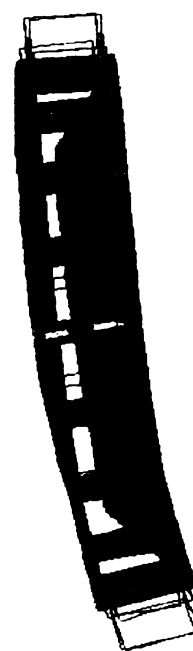


fig.7.15b

Datorită faptului ca în cazul combinației de încărcări Lc54 situația este similară cu cazul anterior prezentat, anexa prezintă valori exacte de tensiuni limită pentru acest caz, iar acest caz nu se întâlnește decât rar în condiții dure de lucru unde materialul de excavat prezintă durități diferite și

mai ridicate în unele locuri, se consideră că nu este necesară o prezentare pe larg a acestei situații. Importante pentru studiul de oboseală ce urmează sunt cazurile Lc51 respectiv Lc52.

Din analiza statică efectuată rezultă o clară îmbunătățire a stării de tensiune pe rotor în cazul utilizării elementului de rezistență suplimentar “lambda”. Îmbunătățirea este evidentă în zona de trecere de la prima porțiune conică la a doua. Acest lucru o reflectă atât reprezentările grafice cât și rezultatele exacte obținute cu ajutorul programului COSMOS.

În continuare, ca și în situația rotorului fără element suplimentar de rezistență, se va realiza un studiu de oboseală, urmărindu-se în special zona inelului lambda.

7.2 VERIFICAREA LA OBOSEALĂ A ROTORULUI PORT CUPE ÎN NOUA VARIANTĂ CONSTRUCTIVĂ PROPUȘĂ

În continuare se reiau aceiași pași care au fost realizați la capitolul anterior pentru studiul de oboseală al rotorului fără element suplimentar de rezistență introdus între cele două porțiuni conice ale rotorului.

1. se definesc evenimentele ciclice în ordinea apariției lor;
2. se definesc încărcările la oboseală;
3. se definesc locațiile respectiv nodurile în care se fac studiile de oboseală;
4. se definește curba de oboseală (S-N) – curba Wöhler;
5. se alege o față sau cealaltă a rotorului (top sau bottom);
6. se activează o locație pentru calculul de oboseală;
7. se dă drumul analizei de oboseală cu ajutorul modului FSTAR;
8. se repetă pașii 6 și 7 pentru celelalte locații.

Absolut identic cu situația anterioară (fără lambda) se poate spune că în mod normal într-o mină se lucrează după următorul calendar:

• NUMĂRUL TOTAL DE ZILE:	365
• SĂRBĂTORI LEGALE:	- 7
• REVIZIE GENERALĂ:	-21
• PERIOADĂ DE REPARAȚIE	-33
• VREMEA NEFAVORABILĂ:	- 4
• MUTAREA SISTEMULUI DE TRANSPORT AL MATERIALULUI:	- 6
TOTAL ZILE EFECTIVE DE LUCRU	294

Ziua este calculată cu trei ture de 8 ore fiecare, deci 24 de ore în total, dar din păcate timpul de lucru real este mai mic. În majoritatea cazurilor de operare, timpul de lucru real pe zi este de 18 ore, iar pe an:

$$T_{an} = 294 \cdot 18 = 5292 \text{ h}$$

Din motive deja prezentate se va considera o medie de o medie de 5300 h (318000 min) efectiv lucrate pe an.

Pe baza rezultatelor obținute în urma studiului stării de tensiune prezentat la capitolul anterior au putut fi identificate zonele de tensiuni ridicate, prin studiul cantitativ al distribuției tensiunii în interiorul structurii. S-au ales ca locații pentru studiu de oboseală, nodurile:

- 575 - corespunzător inelului de sudură dintre placa groasă și prima porțiune conică (zonă de sudură,
- 1041 - situat în zona inelului lambda.

Pentru definirea curbei evenimentelor trebuie să pornim de la următoarele date inițiale:

- turația roții cu cupe $n = 4,68 \text{ rot/min}$
- diametrul exterior $D = 11500 \text{ mm}$
- unghiul de rotire maxim 160°
- viteza de rotire $v = 6 \div 30 \text{ m/min}$

Se consideră unghiul de rotire al excavatorului necesar îndepărtării masei de material din frontul de lucru, ca fiind de aproximativ 100° iar raza de la centrul de rotație al excavatorului la cupe este de 41,95m.

Ca și în cazul anterior se consideră din nou,:

- spațiul parcurs de rotor la o tăiere într-un sens în material:

$$S = 100 \times 2\pi R / 360^\circ = 100 \times \pi \times 41,95 / 180^\circ = 73,18\text{m}$$

- timpul în care se parcurge frontul de lucru de lungime S:

$$t = s/v = 73,18/15 = 4,88 \text{ min} \approx 5 \text{ min}$$

- durata de intrare respectiv de ieșire din bancul de lucru: $t_1 = t_2 = 3 \text{ min}$.

Un ciclu complet de tăiere va arăta ca în fig.7.16, în care sunt prezentate încărcările ce apar în mod obișnuit la pătrunderea rotorului în material (Lc1), la tăierea propriu zisă (Lc51), la repoziționare (Lc1) precum și la o nouă tăiere a materialului în sens opus (Lc52).

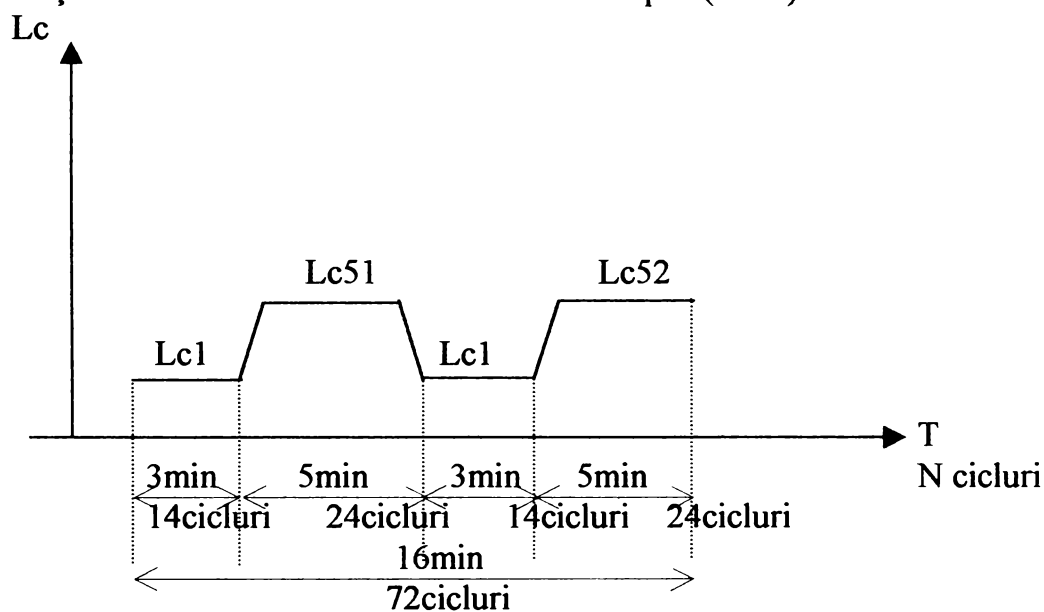


fig.7.16

Pornind de la studiul de oboseală efectuat pentru rotorul fără element lambda, se definesc absolut analog evenimentele, după cum urmează:

- evenimentul 1 - $N_{\text{cicluri/an}} = 14\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 278250 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/20ani}} = 278250 \cdot 20 = 5,565 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$
- evenimentul 2 - $N_{\text{cicluri/an}} = 24\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 477000 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/20ani}} = 477000 \cdot 20 = 9,54 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$
- evenimentul 3 - $N_{\text{cicluri/an}} = 14\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 278250 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/20ani}} = 278250 \cdot 20 = 5,565 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$
- evenimentul 4 - $N_{\text{cicluri/an}} = 24\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 477000 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/20ani}} = 477000 \cdot 20 = 9,54 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$

Astfel curba evenimentelor funcție de număr de cicluri va arăta ca în fig.7.17. Această curbă a evenimentelor și încărcărilor obișnuite ce apar la tăierea materialului în bancul de lucru, se introduce ca bază de date inițială de pornire în calculul de oboseală. Alături de aceasta mai trebuie introdusă și curba Wöhler pentru materialul rotorului – OL52, curbă ce se ia din literatura de specialitate și este prezentată în anexa 6.

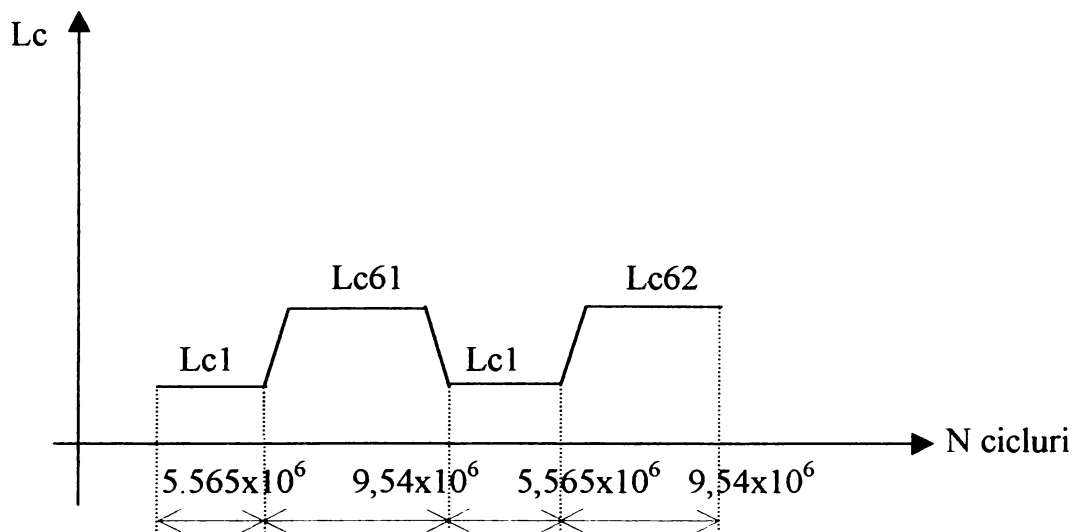


fig.7.17

Pornind de la aceste date de intrare, utilizând modulul FSTAR al programului COSMOS se obțin următoarele rezultate:

- valoarea factorului de cumulare a degradărilor este variabil pe suprafața rotorului, diminuându-se considerabil (de la 1.16 la 0.86) față de cazul anterior (vezi anexa 10) în zonele de trecere de la placa groasă la prima zonă conică (punctul 575) și își restrânge valorile limită într-o zonă mai puțin întinsă decât cazul anterior (numai la porțiunea rotorului implicată în fiecare moment în procesul de excavare);
- zonele de oboseală sunt reprezentate în funcție de valorile factorului de cumulare a degradărilor prin diferite culori de la roșu (maxim) la albastru închis până la negru (minim), în figura 7.18.

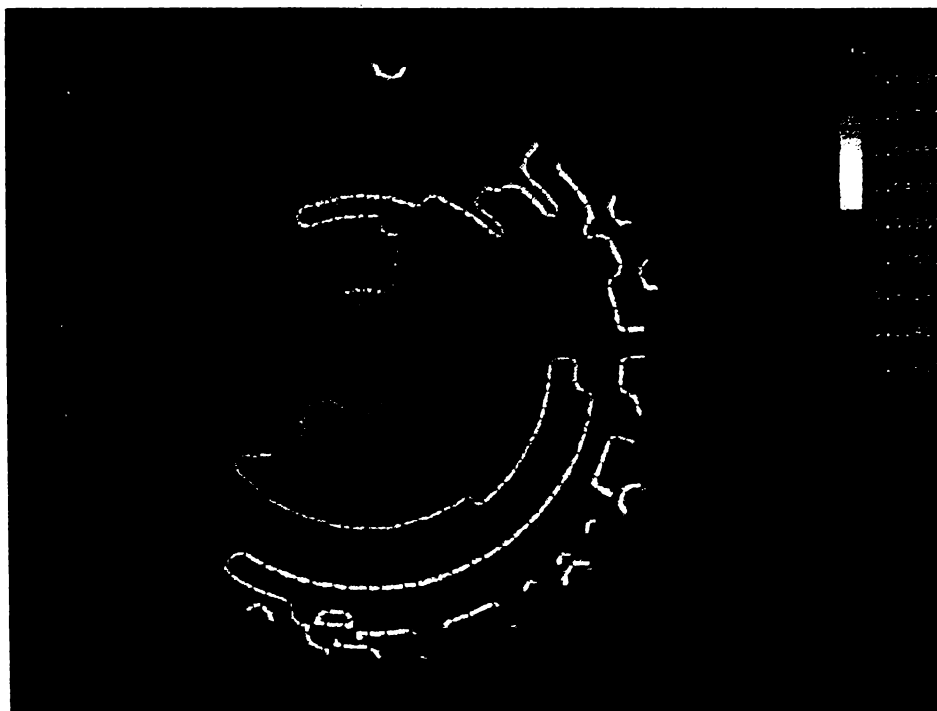


fig.7.18

Datorită faptului că totuși valoarea maximă pe care o poate atinge factorul de cumulare al degradărilor prin oboseală în anumite zone continuă să atingă valoarea de 1.16 se va realiza în continuare un studiu similar cu cel efectuat anterior dar pentru o perioadă de 15 ani, după care se vor trage concluziile. În această situație se va modifica, curba evenimentelor (fig.7.19) din punct de vedere al numărului de cicluri pentru fiecare eveniment:

- evenimentul 1 - $N_{\text{cicluri/an}} = 14\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 278250 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/15ani}} = 278250 \cdot 15 = 4,17 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$
- evenimentul 2 - $N_{\text{cicluri/an}} = 24\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 477000 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/15ani}} = 477000 \cdot 15 = 7,155 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$
- evenimentul 3 - $N_{\text{cicluri/an}} = 14\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 278250 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/15ani}} = 278250 \cdot 15 = 4,17 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$
- evenimentul 4 - $N_{\text{cicluri/an}} = 24\text{cicluri} \cdot 318000 \text{ min} / 16\text{min} = 477000 \text{ cicluri/an}$
 - $N_{\text{cicluri/15ani}} = 477000 \cdot 15 = 7,155 \cdot 10^6 \text{ cicluri}$

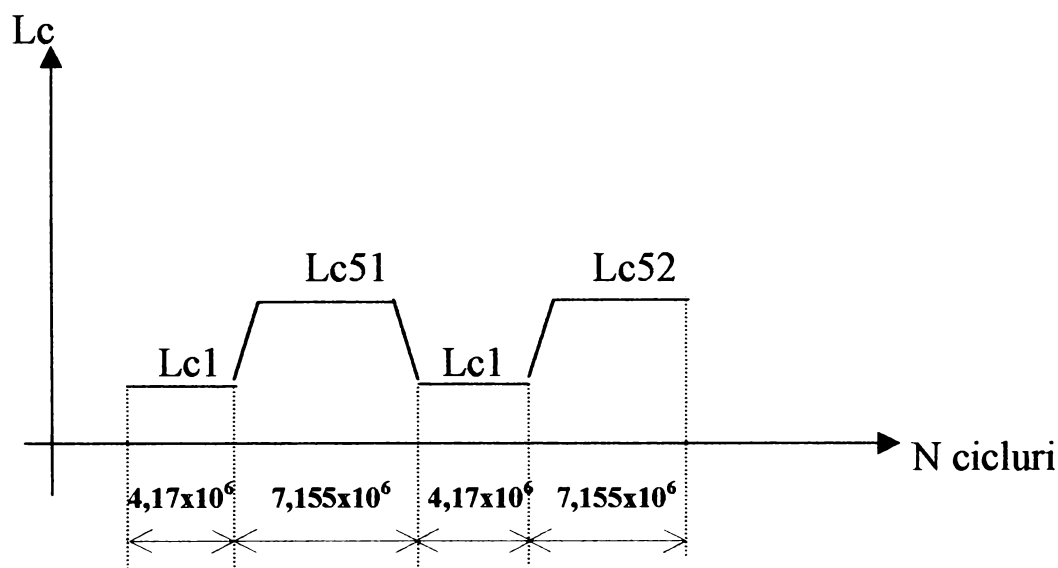


fig.7.19

În urma calculului efectuat (vezi anexa 10) cu ajutorul programului COSMOS a rezultat un factor de cumulare maxim al degradărilor de 0,871154 valoare ce semnifică faptul că 87,1154% din viața rotorului s-a consumat prin succesiunea de evenimente prezentate. Dar și în acest caz, acest factor variază pe rotor după cum arată fig.7.20 scăzând la valori de sub 0,641538 în zone unde în situația rotorului fără element suplimentar de rezistență, atingea valori de 0,87 (punctul 575). Această variație păstrează forma celei obținute la același tip de rotor dar pentru un studiu de 20 ani. Și în această situație zona de degradare maximă se restrânge constatându-se îmbunătățiri evidente în zona elementului lambda.



fig.7.20

CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Lucrarea de față are ca temă generală studiul duratei de viață a unui element de rezistență ce aparține unui utilaj minier. Aceasta a fost o denumirea inițială a temei, ce atingea un domeniu vast care nu putea fi cuprins numai într-o teză de doctorat. Astfel inițial a fost detaliată noțiunea de durată de viață la oboseală pe baza celor mai recente studii desfășurate în acest sens.

Majoritatea investigațiilor în procesul de oboseală au urmărit aspectul fenomenologic al ruperii prin oboseală, de exemplu estimarea duratei de viață totale a componentelor sub condiții de încărcare specifice. În acest tip de abordare nu se face nici o distincție între fazele de inițiere și propagare a fisurii. Astfel în lucrare s-a urmărit definirea unui parametru empiric corespunzător al degradării, ψ , în scopul obținerii celei mai bune corelații între acesta și durata de viață la rupere (număr de cicluri N_f , sau inversiuni $2N_f$). Pornind de la abordarea generală a acestui fenomen definită de relația $\psi = k(2N_f)^\alpha + \psi_0$, s-au utilizat ca parametri ai degradării mărimi ca:

- **tensiunea** – aproximare utilizată în special la regimurile de oboseală la cicluri înalte unde deformațiile sunt în esență elastice, la cicluri joase tensiunea folosită ca mărime de intrare sau stabilită din curbele S-N, este o tensiune elastică echivalentă (nu cea adevărată);
- **deformația** – a fost utilizată în cazul oboselii la cicluri termice joase și a fost în general aplicată la rezistența la oboseală a elementelor crestate (lângă crestătură deformația plastică este controlată de matricea elastică înconjurătoare);
- **energia de deformație plastică** – mai puțin utilizată fiind dificil de măsurat precis;
- **energia de deformație totală** – include amândouă energii de deformație plastică și elastică, pentru a unifica oboseala la cicluri înalte și joase.

Aceste abordări sunt însoțite de o serie de relații care vin în sprijinul argumentării celor prezentate mai sus.

Noțiunea de degradare este formulată în continuarea lucrării în varianta de cumulare a degradărilor. În studiu s-a aflat un material predegradat care este apoi subiectul unor forme de încărcare alternativă pentru care este menținut constant un parametru de control al degradării (tensiune, deformație, energia per ciclu de încărcare). În urma studiului efectuat pentru încărcarea în două nivele, trei nivele s-a obținut generalizarea la i nivele:

$$\left\{ \left[\left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{f(\psi_1;p)/f(\psi_2;p)} + \frac{n_2}{N_{f2}} \right]^{f(\psi_2;p)/f(\psi_3;p)} + \dots + \frac{n_{i-1}}{N_{fi-1}} \right\}^{f(\psi_{i-1};p)/f(\psi_i;p)} + \frac{n_i}{N_{fi}} = 1, \text{ în care s-a}$$

constatat că funcția $f(\psi;p)$ nu este o funcție crescătoare de ψ , cu alte cuvinte degradarea este acumulată mai rapid în etapa anterioară de încărcare ciclică ψ_1 , decât aceia cu ψ_2 . Pe de altă parte producția de degradări este mai rapidă la o fază mai târzie a testării cu ψ_2 decât aceia cu ψ_1 . Procesul de oboseală cu ψ_1 poate fi legat de oboseala la cicluri joase în care fisurile prin oboseală se inițiază mai devreme pe timpul vieții. Testarea cu ψ_2 poate fi legată de oboseala la cicluri înalte unde inițierea fisurii ocupă majoritatea duratei totale de viață și propagarea rapidă a fisurilor are loc la sfârșitul duratei de viață. Legat tot de această temă s-a tras concluzia că până la “saturația de alunecare” cantitatea de degradări crește, pe când dincolo de această etapă, rata de creștere a degradărilor este mult mai lentă.

În lucrare sunt prezentate deasemenea o serie de funcții de degradare aparținând a o serie de autori din domeniu, precum și reprezentări de curbe S-N. În cazul determinării curbei de degradare critică, cercetările experimentale au condus la concluzia că la un regim de deformare înalt (oboseală la cicluri joase) în jur de 10-15% din durata de viață totală este cheltuită în faza de inițiere a fisurii critice.

Alături de cele prezentate, legat de studiul de oboseală a materialelor, s-a urmărit și efectul de mediu asupra rezistenței la oboseală a acestora. Concluzia finală a fost că testarea în aer la temperaturi înalte introduce un efect de mediu adițional – oxidarea – suprapus peste acelea ale fluajului și oboselii, astfel încât investigarea interacțiunii fluaj-oboseală se realizează numai în vid înalt. O serie de cercetări au condus la criteriile de fluaj-oboseală prezentate de asemenea în lucrare. Rezultatele obținute în mediu de vid pot fi considerate ca date ce reprezintă degradarea prin oboseală pură. În cazul unui mediu de aer, degradarea de oboseală este reprezentată de două componente: una corespunzătoare oboselii pure și alta corespunzând contribuția mediului. Componenta de mediu este mică la durate de viață foarte scurte și crește odată cu creșterea duratei de viață. O altă concluzie este aceea că panta curbelor pentru inițierea fisurii și durata totală de viață la oboseală în aer este mai abruptă decât în vid.

Efectul tensiunii medii și curgerii ciclice asupra duratei de viață la oboseală este deasemenea o problemă urmărită în lucrare. Pentru aceasta s-au utilizat două tipuri de teste:

- ciclizarea la deformare controlată cu o deformare medie constantă;
- ciclizarea la tensiune controlată cu o tensiune medie constantă.

Dacă răspunsul masei de material este elastic, așa cum este situația în general în regimurile de cicluri înalte, atunci cele două tipuri de teste sunt echivalente și pot fi amândouă utilizate la studiul efectului tensiunii medii asupra duratei de viață la oboseală. Durata de viață la oboseală la cicluri joase nu este afectată apreciabil de introducerea unei deformări medii. În cazul tensiunii controlate, deformarea plastică determină curgerea, astfel încât acumulări de deformări sub formă de curgere ciclice induc o degradare adițională ce conduce la o scurtare a duratei de viață la oboseală. În situația de tensiune controlată, amândouă efecte ale tensiunii și deformării medii sub formă de curgere ciclică, s-au urmărit a fi introduse într-o teorie de degradare la oboseală.

Pentru a descrie corespunzător efectul curgerii ciclice asupra duratei de viață la oboseală a fost necesară introducerea unui parametru adițional. Astfel s-au definit două componente:

- o componentă de degradare la oboseală ciclică, ϕ_f ;
- o componentă de degradare prin curgere ciclică, ϕ_r ;

care au fost legate de parametrii de degradare prin relații prezentate de asemenea în lucrare.

În urma studiilor de durată de viață la oboseală efectuate, următoarea etapă din lucrare, a constituit alegerea din cadrul utilajelor miniere a unuia reprezentativ pentru minele de suprafață din România. Din cadrul acestora a fost ales excavatorul cu rotor port cupe fiind unul dintre cele mai utilizate utilaje din exploatarea de cărbune din țară. În același timp așa cum s-a specificat, există o serie de astfel de utilaje miniere cu durata de utilizare normată depășită având o serie de elemente de rezistență ce prezintă acest fenomen de oboseală. Astfel într-un capitol aparte sunt prezentate excavatoarele cu rotor port cupe pornind de la istoricul apariției lor și ajungând la principii de funcționare, proiectare, tipuri etc.

În mod normal, excavatoarele cu rotor port cupe au aceleași părți componente de bază, dar în anumite situații acestea pot fi diferite, construcția lor fiind puternic influențată de condițiile externe de lucru.

În lucrare sunt prezentate deasemenea o serie de metode de excavare cu caracteristicile lor corespunzătoare și cu condițiile în care acestea sunt utilizate.

Un parametru esențial în activitatea de prelevare a materialului din mine de suprafață cu ajutorul excavatoarelor cu rotor port cupe, este capacitatea de excavare pe unitatea de timp. Concluzia finală obținută în urma studiului acesteia a fost că volumul de material excavat pe unitatea de timp, Q_1 depinde de aria secțiunii transversale a seceri A_α (m^2) și de viteza cu care rotorul port cupe se rotește prin materialul ce urmează a fi îndepărtat, aceasta este viteza de rotație (pivotare) a rotorului în centrul masei tăieturii sub formă de seceră, v_s (m/s).

Cele mai importante părți componente ale excavatorului sunt componentele care excavează. Acestea includ rotorul împreună cu elementele tăietoare atașate acestuia. Tipurile de rotoare prezentate în lucrare, cu avantajele și dezavantajele utilizării lor, sunt:

1. rotorul cu cupe tip celulă
 - se construiesc pentru scopuri speciale, acolo unde nu se necesită turații și debite mari;
 - permite excavarea numai deasupra șenilei;
 - vitezele de tăiere nu depășesc 2 m/s;
 - uzură relativ redusă.
2. rotorul port cupe semicelular
 - consum de energie redus necesar ridicării materialului excavat până la punctul de golire;
 - grad de uzură relativ redus;
 - nu permit excavarea deasupra nivelului șenilelor.
3. rotorul port cupe acelular
 - se folosește atât la excavare peste nivelul cât și sub nivelul șenilei, prin inversarea cupelor și a sensului de rotație a rotorului;
 - viteze de tăiere mari – umplere mai bună a cupei – debite mari;
 - uzură mare a plăcilor rotorului.

Alături de rotor nu au fost uitate cupele (construcție, prindere, capacitate, umplere, golire) împreună cu elementele tăietoare – dinții. Tot în cadrul acestui capitol sunt prezentate câteva date referitoare la proiectarea corpului rotorului, condiții pe care acesta trebuie să le îndeplinească, variante constructive, etc. Concluziile finale rezultate în urma studiului variantelor constructive ale rotorului pot fi reprezentate prin avantajele și dezavantajele acestora:

- a) corpul rotorului cu pereți dubli
 - avantaj: transmitere bună a forțelor între cupe și arborele roții;
 - dezavantaj: posibilitatea colectării materialului în spațiul dintre pereți.
- b) corpul rotorului cu un singur perete cu spițe
 - avantaje: acces ușor la componentele structurale; orice material colectat între spițe poate fi ușor detectat și îndepărtat
- b) proiectarea rotorului cu un singur perete conic
 - utilizează forma carcasi conice rigidă pentru a transmite forțele între cupe și arbore și pe care nu se colectează mizeria;
 - acces ușor la componente;
 - dezavantaje: distribuția complicată a forțelor; variația mare a tensiunilor produsă în carcasa conică în timpul rotirii roții se utilizează numai la rotoarele cu semicelulare sau cele acelulare.

În cazul studiului efectuat în vederea condițiilor în care este îndepărtat materialul din bancul de lucru, o serie de factori au influențat acest proces: forma muchiilor, poziția muchiilor în raport cu tăietura, starea de ascuțire a muchiilor, tipul de material excavat etc. Un rol esențial în procesul de prelevare a materialului este poziția rotorului raportată la acesta, cea mai favorabilă poziție a rotorului este aceea în care legăturile procesului excavării cu înălțimea la care are loc prelevarea și viteza de rotație a roții sunt cât mai independente posibil. De asemenea este luată în considerare și forma cupelor obținându-se următoarele concluzii:

- pentru cupele circulare față de cazul cupelor trapezoidale, forțele de tăiere necesare sunt mult mai mari;
- în cazul cupelor circulare este necesară o energie de tăiere cu 40% mai mare decât în cazul cupelor trapezoidale;
- pentru solurile tari cupele circulare au dovedit a avea mai mult succes decât alte forma de cupe corespunzător cu geometria lor uniformă de tăiere;
- cupa circulară comparativ cu cupa trapezoidală prezintă dezavantajul unui I_1 mai mic, la aceeași adâncime de tăiere t_{max} .
- în cazul utilizării muchiei cupei circulare, condițiile materialului excavat sunt aceleași în amândouă direcțiile de rotire.
- cupa circulară are avantajul distribuției uniforme a încărcării în timpul procesului de excavare și o consistență uniformă a materialului excavat.

Un accent deosebit s-a pus și pe determinarea forțelor tăietoare disponibile la rotorul port cupe, precum și a rezistenței la tăiere a materialului excavat. Lungimea muchiei tăietoare sau aria totală a secțiunilor transversale a feliilor în tăietură sunt doi factorii esențiali în determinarea forței periferice la cupe, alături de aceștia fiind prezentate și condițiile de care depind lungimea de tăiere a cupelor, precum și modul în care se determină aria de tăiere. Rezistența la tăiere a materialului ce trebuie excavat se determină în funcție de condițiile locale specifice fiecărei mine. În cazul minelor de suprafață existente, în care operează deja excavatoare este necesară introducerea unui echipament adițional pentru extinderea unei mine existente unde sunt utilizate deja cu succes excavatoarele. Pentru minele de suprafață existente în operare cu alt echipament, straturile de material de excavat sunt deja expuse și măsurătorile pentru forța de excavare necesară, pot fi realizate prin folosirea uneltelor de excavare special echipate. În anumite situații s-au făcut excavări de testare în zona minei proiect pentru a obține o valoare a rezistenței la tăiere a materialului de excavat. Pentru deschiderea de mine noi unde materialele pot fi numai evaluate pe baza probelor de foraj, rezistența la tăiere specifică se poate determina prin teste realizate pe părți de carote de foraj ce permit compararea cu rezultatele testelor pe eșantioane de sol de la alte mine în care deja operează excavatoare cu rotor port cupe. Metodele de testare la compresiune și a testului până constituie metode teoretice care se apropie de realitate ce au condus la o clasificare a rocilor în funcție de rezistența lor (la compresiune). Dezavantajul este că modificări ale amestecului de material conținut de o mostră conduce la modificări ale rezultatelor testelor și așa cum s-a mai amintit, mostrele uscate dau deasemenea rezultate eronate.

În lucrare valorile forțelor tăietoare (rezistenței la tăiere a solului) au fost considerate cunoscute ținând cont că aceste tipuri de excavatoare operează deja în mine existente în care solul este deasemenea cunoscut. Autoarea, lucrând în cooperare cu **firma Krupp** a putut realiza un studiu static respectiv de oboseală pentru rotorul port cupe, pornind de la niște date de intrare (încărcări) puse la dispoziție de aceasta. Condițiile în care s-a ales pentru studiu, excavatorul ERC 1400, au fost deja menționate în lucrare. Excavatoarele cu rotor port cupe sunt mașini cu operare continuă, utilizate pentru excavarea straturilor de steril sau minerale

ale minelor de suprafață. Din motivul de eficiență în procesului optim de tăiere, studiul elementelor direct angrenate în procesul de tăiere are o importanță specială.

În momentul în care atenția autorului s-a concentrat la acest tip de excavator, s-a pus problema care din elementele de rezistență ale acestuia necesită un astfel de studiu de durată de viață la oboseală. Deoarece în procesul de excavare unul din elementele esențiale ale excavatorului ce intră în contact direct cu bancul de material este rotorul port cupe, s-a considerat că ar fi potrivit și interesant un astfel de studiu pe rotor.

Prin utilizarea programului COSMOS s-a putut realiza o modelare geometrică clară, simplificată dar în același timp și apropiată de realitate a rotorului port cupe, făcându-se o comparație cu rezultatele obținute și de firma **KRUPP**. Cu toate că programele de calcul au fost diferite, rezultatele au fost foarte apropiate. Structura rotorului fiind simetrică și sub formă de plăci circulare, s-a putut realiza o modelare geometrică clară și reală, pornindu-se de la fibra medie și prin generări repetate s-a obținut întregul rotor. În urma introducerii încărcărilor, programul a dat posibilitatea vizualizării atât grafice cât și prin valori exacte, a stării de tensiune în diferite puncte sau pe întregul rotor.

Concluzia finală este aceea că tensiunile și deformațiile în rotor nu au valori care pot conduce o deteriorare imediată a rotorului, valorile lor fiind relativ mici. Durata de viață a acestuia poate fi estimată ca fiind până la 20 de ani. Calcul de oboseală, a pornit tocmai de la această premisă. Zonele în care pot apărea eventuale fisuri sunt cele care au rezultat în mod evident din analiza statică realizată. Ele sunt localizate în:

- apropierea zonei de prindere a rotorului pe arbore ;
- zona de trece de la o porțiune conică la alta;
- zona de trecere de la placa groasă la prima porțiune conică;
- zona cupelor;

aceasta din urmă fiind neglijată datorită, așa cum am mai spus modelării puternic idealizată a cupelor.

Calculul de oboseală a fost realizat cu ajutorul modulului **FSTAR**. Acesta determină factorul de oboseală (fracțiune din durata de viață utilizată de o combinație de evenimente de oboseală) pentru diferite locații și pe întreg rotorul. În fiecare locație, în care s-a făcut studiul de oboseală, tensiunile sunt asociate cu condițiile de încărcare anterior calculate cu **COSMOS/M** (cazuri de încărcare/pași temporali). Soluția este bazată pe **Regula lui MINER**. Pornind de la datele de intrare necesare, utilizând modulul **FSTAR** al programului **COSMOS** s-a obținut valoarea maximă a factorului de cumulare a degradărilor de **1,1619**. Absolut analog s-a efectuat și studiul de oboseală pe 15 ani în urma căruia a rezultat un factor de cumulare a degradărilor de **0.871154** valoare ce semnifică faptul că 87,1154% din viața rotorului s-a consumat prin succesiunea de evenimente prezentate.

Având în vedere că o serie de mine din România continuă să utilizeze excavatoare ERC 1400 chiar și după depășirea acestei perioade, autorul a urmărit realizarea unei variante noi constructive a rotorului port cupe prin introducerea unui element de rezistență suplimentar care conduce la îmbunătățirea stării de tensiune pe rotor respectiv la prelungirea duratei de viață a acestuia. Acest element suplimentar de rezistență a fost introdus în zona de trecere de la un zonă conică la alta. Introducerea elementului denumit în lucrare element "lambda" a fost tratată similar cu varianta fără element suplimentar de rezistență, realizându-se o comparație între cele două variante constructive propuse. Modelarea geometrică s-a realizat în mod asemănător cu cazul anterior (fără λ), pornindu-se tot de la același sector de cerc

definit în cazul anterior construindu-se puncte, drepte, respectiv suprafețe. Încărcările sunt nemodificate, diferența e că în comparație cu cazul anterior, numerele de ordine ale nodurilor în care acestea sunt aplicate se modifică datorită modificărilor numărului de elemente (crește) respectiv numărului de noduri. S-a realizat studiul influenței tensiunilor aceleași ca și în cazul fără element suplimentar de rezistență. Din analiza statică efectuată rezultă o clară îmbunătățire a stării de tensiune pe rotor în cazul utilizării elementului de rezistență suplimentar “lambda”. Îmbunătățirea este evidentă în zona de trecere de la prima porțiune conică la a doua. Acest lucru o reflectă atât reprezentările grafice cât și rezultatele exacte obținute.

În urma studiului de oboseală efectuat a rezultat un factor de cumulare maxim al degradărilor de 0,871154 valoare ce semnifică faptul că 87,1154% din viața rotorului s-a consumat prin succesiunea de evenimente prezentate. Dar și în acest caz, acest factor variază pe rotor scăzând la valori de sub 0,641538 în zone unde în situația rotorului fără element suplimentar de rezistență, atinge valori de 0,87 (punctul 575). Această variație păstrează forma celei obținute la același tip de rotor dar pentru un studiu de 20 ani. Și în această situație zona de degradare maximă se restrânge constatându-se îmbunătățiri evidente în zona elementului lambda.

Introducerea elementului suplimentar de rezistență a condus atât la îmbunătățirea stării de tensiune pe rotor cât și la prelungirea duratei de viață a acestuia. Aceste rezultate obținute de autor au fost validate și apreciate de firma KRUPP ce a susținut acest studiu. Rezultatele clare obținute, atestă necesitatea introducerii unei variante constructive noi de rotor port cupe, precum și avantajele evidente ale noii variante. Întreg studiu efectuat poate fi de asemenea utilizat și la alte excavatoare cu rotor port cupe, chiar dacă el a fost realizat special pentru excavatorul port cupe ERC 1400.

Tehnica excavatoarelor cu rotor port cupe a fost introdusă de mult timp în toată lumea la exploatarea minelor de suprafață a rocilor moi. Printr-o dezvoltare permanentă aceste excavatoare au ajuns să concureze în exploatarea rocilor mai tari cu excavatoarele obișnuite cu lanț cu cupe sau alte variante constructive. Cu timpul utilizarea excavatoarelor cu rotor port cupe au făcut posibilă înlocuirea proceselor de dinamitare a minelor. În relația dintre producător și utilizator, în trecut s-a pus problema ca acestea din urmă să realizeze niște excavatoare utilizabile și la exploatarea minelor cu roci dure. Deocamdată au fost construite excavatoare cu care se pot executa săpături în condițiile în care rezistența la tăiere a materialului de exploatat depășește 120kN/m. În prezent se urmărește construcția unor excavatoare ce pot fi utilizate în exploatarea miniere cu rezistențe la tăiere de până la 250kN/m.

În minele de suprafață din Europa și din alte continente, excavatorul cu rotor port cupe conduce domeniul utilajelor miniere. Tendința de creștere a gradului de utilizare a acestor excavatoare cu rotoare port cupe în minele de suprafață este o dovadă clară a eficienței lor.

ANEXA 1**Cazul de încărcare Lc61 - influența tensiunii principale 1 - top face**

- valorile maxime pozitive

Node	Princ_1
2305	200.071
651	193.41
539	193.262
558	191.063
540	190.281
650	190.28
708	189.729
707	189.282
559	185.444
557	184.586
652	184.317
538	183.929

- valorile minime negative

Node	Princ_1
1079	-165.301
1060	-163.15
1172	-162.845
1135	-162.252
1173	-161.913
1134	-158.875
1078	-156.621
1061	-155.204
1080	-152.845
1059	-151.605
1171	-147.197

Cazul de încărcare Lc61 - influența tensiunii principale 1 - bottom face

- valorile maxime pozitive

Node	Princ_1
2305	430.491
2304	412.479

- valorile minime negative

Node	Princ_1
1191	-100.283
1115	-99.268
1153	-97.7407

1097	-95.581
1116	-95.5801
1190	-95.4186
1096	-94.9199
1152	-89.9751
1154	-89.6762
1114	-89.611
1192	-89.3527
1098	-83.351
1095	-82.9525
1117	-81.7585
1189	-80.9171

Cazul de încărcare nr.61 - influența tensiunilor Von Mises - top face

- valori maxime

Node	Von Mises
2305	347.259

Cazul de încărcare nr.61 - influența tensiunilor Von Mises - bottom face

- valori maxime

Node	Von Mises
2305	420.502
2304	403.035

Cazul de încărcare nr.61 - influența tensiunilor normale pe direcția x - top face

- valori maxime pozitive

Node	Sigma_X
2305	194.715

- valori minime negative

Node	Sigma_X
1079	-179.689
1135	-177.885
1060	-177.802
1173	-177.244
1172	-176.186
1134	-172.617
1061	-171.825
1080	-169.175
1078	-168.981
1059	-164.145
355	-163.034

223	-162.503
1136	-161.773
298	-161.208

Cazul de încărcare nr.61 - influența tensiunilor normale pe direcția x - bottom face

- valori maxime pozitive

Node	Sigma_X
2305	409.452
2304	387.944

- valori minime negative

Node	Sigma_X
345	-196.298
288	-196.172
213	-195.922
157	-193.278
158	-192.828
214	-190.259
344	-189.614
287	-184.59
289	-183.257
346	-178.347
212	-177.609
156	-170.251
159	-167.727

ANEXA 2**Cazul de încărcare Lc61 - influența tensiunii normale pe direcția y - top face**

- valori maxime pozitive

Node	Sigma_Y
60	154.959
64	154.096
58	153.516
62	152.806
1201	152.314
1163	150.425
1107	148.712
70	148.224
1125	145.652
1106	143.096
1183	140.233
1145	139.433
1200	135.172

- valori minime negative

Node	Sigma_Y
1154	-267.513
1097	-266.033
1116	-260.471
1098	-258.475
1153	-258.175
1192	-257.484
1191	-253.53
1117	-246.804

Cazul de încărcare Lc61 - influența tensiunii normale pe direcția y - bottom face

- valori maxime pozitive

Node	Sigma_Y
62	165.18
70	163.726
60	162.875
64	162.747
58	161.294
1201	158.636
1145	158.187
1107	157.662
1163	153.465

1125	149.589
1183	147.649
1089	146.849

- valori minime negative

Node	Sigma_Y
1116	-294.484
1191	-292.528
1192	-289.425
1097	-284.585
1154	-284.125
1115	-281.681
1153	-277.063
1098	-275.586
1117	-275.266

ANEXA 3**Cazul de încărcare Lc61 - deformații**

- deformația echivalentă

- maximă - top

Elem	ESTRN
2051	0.000168503

- maximă - bottom

Elem	ESTRN
2051	0.000173977

Deplasări rezultante – Lc61

Node	Disp_Res
2399	0.419801
2494	0.415299
2400	0.414797
2323	0.41464
2495	0.410808
2324	0.410005

Deplasări pe z – Lc61

Node	Disp_Z
2399	0.394399
2494	0.393977
2323	0.393556
2400	0.388321
2495	0.387896
2324	0.387471

Cazul de încărcare Lc62 - influența tensiunii principale 1 - top face

- valori maxime pozitive

Node	Princ_1
2267	417.874
2266	396.279

- valori minime

Node	Princ_1
1720	-69.4712
534	-55.275
1719	-54.4265
702	-53.5737
553	-52.7589
1572	-47.6494
645	-47.6133
1721	-47.2258

Cazul de încărcare Lc62 - influența tensiunii principale 1 - bottom face

- valori maxime pozitive

Node	Princ_1
300	395.595
357	395.05
1	394.195
225	391.491
4	390.141
169	388.381
7	384.475
356	379.498
10	377.048

- valori minime

Node	Princ_1
1572	-41.2311
2154	-33.1249
1638	-31.0528
645	-26.3405
702	-25.8935
1515	-21.0139

ANEXA 4**Cazul de încărcare Lc62 - influența tensiunilor von Mises - top face**

- valori maxime

Node	Von Mises
708	408.601
651	408.112
558	406.911
540	406.189
559	402.942
539	402.791
2267	400.464
707	398.397
652	397.311
650	390.836
709	390.598

Cazul de încărcare Lc62 - influența tensiunilor von Mises - bottom face

- valori maxime

Node	Von Mises
216	409.237
291	407.509
348	406.419
160	406.4
347	402.818
161	399.407
290	395.983
217	394.325

Cazul de încărcare Lc62 - influența tensiunilor normale pe direcția y - top face

- valori maxime pozitive

Node	Sigma_Y
1704	143.567
1648	137.071
1122	128.585

- valori minime negative

Node	Sigma_Y
1572	-156.329

Cazul de încărcare Lc62 - influența tensiunilor normale pe direcția y - bottom face

- valori maxime pozitive

Node	Sigma_Y
3	182.579
376	182.06
6	181.483
319	181.174
9	179.584
262	178.133
12	176.532
16	176.16
526	176.061
17	175.83
507	175.724
19	175.42
243	175.16
18	175.033
469	175.006
488	174.848
20	173.095
21	172.731
450	172.396
15	172.246
413	172.112
23	170.803
22	170.149
375	169.731
431	169.517
394	169.444
244	167.244
24	165.894
25	165.629
318	164.904
525	164.644
506	164.206

- valori minime negative

Node	Sigma_Y
253	-208.53
234	-208.346
366	-207.66
310	-206.211
309	-205.134
367	-204.088

252	-201.769
235	-199.105
404	-198.129
385	-197.966
497	-197.505
233	-196.931
441	-196.247
422	-196.202
460	-195.646
516	-195.244
459	-195.156
254	-194.591
479	-193.912
498	-193.668
478	-193.27
403	-192.078
517	-192.05
365	-190.781
440	-189.319
197	-189.162

Cazul de încărcare Lc62 -deformații echivalente - valori limită - top face

Elem	ESTRN
2081	0.000201288
2084	0.000199998
2222	0.000199776
2078	0.000199497
2075	0.000198763
2225	0.000196603
1937	0.000195097
2228	0.000194538
1934	0.000192518
2442	1.006e-005

Cazul de încărcare Lc62 -deformații echivalente - valori limită - bottom face

Elem	ESTRN
2081	0.000177578
2084	0.000176964
2078	0.000176603
2222	0.000176433
2075	0.000175703
2225	0.000174358
1937	0.000173237

2228	0.000172413
1934	0.000170903
2231	0.000168961

Deplasări rezultante -Lc62

Node	Disp_Res
2322	0.637133
2321	0.62465
2493	0.613169

Deplasări pe direcția z -Lc62

Node	Disp_Z
2322	-0.595791
2493	-0.595515
2398	-0.59524
2321	-0.58895
2492	-0.588812
2397	-0.588675

ANEXA 5**Cazul de încărcare Lc63 - influența tensiunilor VON MISES - top face**

Node	Von Mises
2305	523.21

Cazul de încărcare Lc63 - influența tensiunilor VON MISES - bottom face

Node	Von Mises
2305	642.952
2304	622.614

Cazul de încărcare Lc63 - influența tensiunilor normale pe direcția x - top face

- valori pozitive

Node	Sigma_X
2305	312.884

- valori negative

Node	Sigma_X
1079	-230.688
1172	-229.717
1060	-229.513
1134	-226.218
1135	-226.048
1173	-223.987
1078	-223.578
1059	-218.204
1061	-214.737
1171	-212.124
1080	-210.101
1133	-204.288

Cazul de încărcare Lc63 - influența tensiunilor normale pe direcția x - bottom face

- valori pozitive

Node	Sigma_X
2305	623.338
2304	594.123

- valori negative

Node	Sigma_X
344	-220.684
287	-218.502
157	-218.464
213	-217.599

212	-216.572
156	-211.634
288	-211.34
345	-207.652
343	-206.105
286	-198.672
158	-196.991
214	-190.047
211	-189.672
155	-179.837

Cazul de încărcare Lc63 - influența tensiunilor principale 1 - top face

- valori pozitive

Node	Princ_1
2305	318.395

- valori negative

Node	Princ_1
1079	-209.075
1172	-208.822
1060	-207.291
1134	-204.539
1078	-203.329
1135	-203.199
1173	-201.774
1059	-197.458
1171	-192.998
1061	-191.2
1080	-187.221
1133	-184.679

Cazul de încărcare Lc63 - influența tensiunilor principale 1 - bottom face

- valori pozitive

Node	Princ_1
2305	652.825
2304	630.497

- valori negative

Node	Princ_1
1115	-131.133
1191	-130.17
1190	-128.769
1153	-127.614
1096	-126.47
1114	-123.818

1152	-122.84
1097	-122.358
1116	-121.504
1095	-116.173
1189	-114.642
1154	-111.845
1192	-110.954
1151	-103.859
1098	-101.652
1113	-100.165
1117	-99.6566

Cazul de încărcare Lc63 - deformații rezultante limită - top face

Elem	ESTRN
2051	0.000227856

Cazul de încărcare Lc63 - deplasări rezultante limită - top face

Node	Disp_Res
2399	0.609144
2494	0.600196
2323	0.597917

Cazul de încărcare Lc63 - deplasări pe z - top face

Node	Disp_Z
2399	0.573506
2494	0.572916
2323	0.572326

Cazul de încărcare Lc64 - influența tensiunilor VON MISES - top face

Node	Von Mises
2267	619.208
2266	591.359

Cazul de încărcare Lc64 - influența tensiunilor VON MISES - bottom face

Node	Von Mises
216	518.357
160	516.823
347	515.547
291	513.035
348	509.759
290	508.827
215	500.675
161	498.08

Cazul de încărcare Lc64 - influența tensiunilor principale 1 - top face

- valori pozitive

Node	Princ_1
2267	640.817

-valori negative

Node	Princ_1
1720	-116.155
1719	-91.4746

Cazul de încărcare Lc64 - influența tensiunilor principale 1 - bottom face

- valori pozitive

Node	Princ_1
300	489.446
225	488.104
169	487.571
357	485.585
1	480.964
356	480.369
299	475.729
4	472.844
224	462.66
7	462.529

- valori negative

Node	Princ_1
1572	-54.5685
2154	-42.3382
1638	-40.7682
533	-31.295

Cazul de încărcare Lc64 - influența tensiunilor normale pe direcția x - top face

- valori pozitive

Node	Sigma_X
2267	614.895

- valori negative

Node	Sigma_X
357	-354.194
300	-351.801
225	-351.115
1	-350.808
4	-348.438
169	-344.075

7	-341.55
356	-339.794
10	-334.836
299	-327.961
13	-324.241
224	-319.468
207	-313.091

Cazul de încărcare Lc64 - influența tensiunilor normale pe direcția x - bottom face

- valori pozitive

Node	Sigma_X
300	473.494
357	471.223
225	469.337
1	468.992
169	466.762
4	462.181
356	455.877
7	453.603
299	448.839
10	442.539
224	431.515
13	428.047

- valori negative

Node	Sigma_X
347	-546.491
160	-543.348
216	-542.093
290	-541.384
215	-536.045
291	-530.946
159	-524.938
348	-523.907
346	-511.918
161	-504.472

Cazul de încărcare Lc64 - deformații rezultante limită - top face

Elem	ESTRN
2081	0.000260402
2075	0.000260137
2078	0.000259578
2084	0.000257445
1937	0.000257049
2222	0.000255834

1934	0.000255363
2225	0.000250651
1931	0.000250006

Cazul de încărcare Lc64 - deformații rezultante limită - bottom face

Elem	ESTRN
2081	0.000231795
2075	0.000231705
2078	0.000231681
2084	0.000229971
1937	0.000229787
2222	0.000228276
1934	0.000228034
2225	0.000224726
1931	0.000224338
2228	0.000221401
1928	0.000220743

Cazul de încărcare Lc64 - deplasări rezultante limită

Node	Disp_Res
2321	0.839891
2322	0.83658
2492	0.811199
2493	0.802689

Cazul de încărcare Lc64 - deplasări pe z limită

Node	Disp_Z
2321	-0.7901
2492	-0.789907
2397	-0.789715
2322	-0.777082
2493	-0.776694
2398	-0.776307

ANEXA 6

Constantele reale utilizate

Real Constant Set : 1

Associated Element Group : 1 (SHELL4T)

Rc1 : Thickness = 1.000000e+001

Real Constant Set : 2

Associated Element Group : 1 (SHELL4T)

Rc1 : Thickness = 6.250000e+000

Real Constant Set : 3

Associated Element Group : 2 (SHELL4)

Rc1 : Thickness = 2.200000e+000

Real Constant Set : 4

Associated Element Group : 2 (SHELL4)

Rc1 : Thickness = 1.800000e+000

Real Constant Set : 5

Associated Element Group : 2 (SHELL4)

Rc1 : Thickness = 1.200000e+000

Real Constant Set : 6

Associated Element Group : 2 (SHELL4)

Rc1 : Thickness = 1.000000e+000

Real Constant Set : 7

Associated Element Group : 3 (BEAM3D)

Rc1 : Cross-sectional area = 5.000000e+001

Rc2 : Moment of inertia about y-axis (Iy) = 8.000000e+002

Rc3 : Moment of inertia about z-axis (Iz) = 8.000000e+002

Rc4 : Depth of beam (y-axis) = 1.000000e+001

Rc5 : Width of beam (z-axis) = 1.000000e+001

Rc6 : End-release code (node 1) = 1

Rc7 : End-release code (node 2) = 0

Rc8 : Torsional Constant (J) = 1.000000e+003

Rc9 : Shear factor in elem. y-axis = 2.000000e-001

Rc10 : Shear factor in elem. z-axis = 2.000000e-001

Real Constant Set : 8

Associated Element Group : 3 (BEAM3D)

Rc1 : Cross-sectional area = 5.000000e+001
 Rc2 : Moment of inertia about y-axis (Iy) = 8.000000e+002
 Rc3 : Moment of inertia about z-axis (Iz) = 8.000000e+002
 Rc4 : Depth of beam (y-axis) = 1.000000e+001
 Rc5 : Width of beam (z-axis) = 1.000000e+001
 Rc6 : End-release code (node 1) = 0
 Rc7 : End-release code (node 2) = 0
 Rc8 : Torsional Constant (J) = 1.000000e+003
 Rc9 : Shear factor in elem. y-axis = 2.000000e-001
 Rc10 : Shear factor in elem. z-axis = 2.000000e-001

Real Constant Set : 9

Associated Element Group : 1 (SHELL4T)

Rc1 : Thickness = 3.200000e+000

Real Constant Set : 10

Associated Element Group : 2 (SHELL4)

Rc1 : Thickness = 4.000000e-001

Real Constant Set : 11 (ACTIVE)

Associated Element Group : 3 (BEAM3D)

Rc1 : Cross-sectional area = 1.970000e+001
 Rc2 : Moment of inertia about y-axis (Iy) = 3.070000e+001
 Rc3 : Moment of inertia about z-axis (Iz) = 3.070000e+001
 Rc4 : Depth of beam (y-axis) = 5.000000e+000
 Rc5 : Width of beam (z-axis) = 5.000000e+000
 Rc6 : End-release code (node 1) = 0
 Rc7 : End-release code (node 2) = 0
 Rc8 : Torsional Constant (J) = 6.130000e+001
 Rc9 : Shear factor in elem. y-axis = 2.000000e-001
 Rc10 : Shear factor in elem. z-axis = 2.000000e-001

ANEXA 7

Cazul de încărcare Lc51 - influența tensiunilor normale la direcția x - top face

- valori pozitive

Node	Princ_1
127	398.34
124	397.274
121	397.121
130	394.001
118	392.248
133	391.042
115	387.849
136	382.513
112	379.122
139	375.913

- valori negative

Node	Princ_1
506	-59.9552
509	-59.8069
512	-55.9595
503	-55.2576
2211	-52.7468
515	-47.2379
1535	-46.3311
500	-45.6199
1543	-40.1918
1743	-38.3782
1738	-38.2991
518	-37.8683

Cazul de încărcare Lc51 - influența tensiunilor normale la direcția x - bottom face

- valori pozitive

Node	Princ_1
2265	489.676

- valori negative

Node	Princ_1
1028	-70.8693
1024	-69.9508
1026	-69.7493
1032	-69.7272
1030	-69.2456
1034	-67.2375
1022	-67.1122
1036	-66.5138

1020	-65.6244
1038	-62.5963
1040	-61.4805
1018	-61.46
1016	-58.3983
1042	-57.3494

Cazul de încărcare Lc51 - influența tensiunilor VON MISES - top face

Node	Von Mises
572	439.916
575	438.753
569	437.95
578	436.466
566	435.259
581	431.19
563	429.032
584	424.724
560	422.176

Cazul de încărcare Lc51 - influența tensiunilor VON MISES - top face

Node	Von Mises
124	454.322
121	453.89
118	452.931
127	448.914
115	447.552
130	444.582
112	440.159
2265	437.004
133	432.856

Cazul de încărcare Lc51 - influența tensiunilor normale la direcția x - top face

- valori pozitive

Node	Sigma_X
121	382.268
118	380.093
124	378.834
115	378.136
127	376.091
112	371.273
130	367.03
109	363.91
133	359.522
106	352.73

- valori negative

Node	Sigma_X
238	-314.71
232	-314.492
235	-314.027
1	-310.951
229	-309.926
4	-307.689
226	-307.378
7	-301.087
223	-298.728
10	-294.26
220	-292.62
13	-284.727
217	-279.958

Cazul de încărcare Lc51 - influența tensiunilor normale la axa x - bottom face

- valori pozitive

Node	Sigma_X
2265	475.205
2263	438.156

- valori negative

Node	Sigma_X
118	-491.498
121	-489.47
124	-487.898
115	-487.149
112	-481.435
127	-478.298
109	-471.553
130	-471.118
106	-458.88
133	-453.636
103	-444.161

Cazul de încărcare Lc51 - influența tensiunilor perpendiculare la axa y - top face

- valori negative

Node	Sigma_Y
2214	155.045
2213	144.973
1557	143.938
1764	139.981

- valori negative

Node	Sigma_Y
2211	-171.075

Cazul de încărcare Lc51 - influența tensiunilor perpendiculare la axa y - bottom face

- valori pozitive

Node	Sigma_Y
237	197.304
240	196.56
234	196.088
3	195.217
231	194.712
6	192.455
228	190.99
397	189.792
399	189.053
9	188.697
395	188.59
241	187.765
398	187.756
400	187.706
225	187.607
393	187.352
396	187.023
242	185.814
394	185.408
243	185.148
244	184.114
12	184.039
391	183.696
392	182.213
245	181.489
222	181.235
389	180.598
246	179.833
390	179.016
15	177.952
247	177.106
248	176.68

- valori negative

Node	Sigma_Y
120	-230.15
123	-229.472

117	-228.555
126	-228.308
114	-226.129
129	-224.177
111	-221.856
132	-220.355

Cazul de încărcare Lc52 - influența tensiunilor principale 1 - top face

- valori pozitive

Node	Princ_1
2266	466.811
2264	442.59

- valori negative

Node	Princ_1
1043	-131.851
1039	-130.877
1041	-130.389
1045	-128.947
1047	-128.576
1037	-127.878
1035	-126.669
1049	-123.228
1033	-122.771
1051	-121.473
1031	-120.218
1029	-115.467
1053	-115.14
1055	-112.445
1027	-111.383
1025	-105.577
1057	-104.51

Cazul de încărcare Lc52 - influența tensiunilor principale 1 - bottom face

- valori pozitive

Node	Princ_1
2266	223.629
1045	210.012
1043	209.951
1041	209.921

- valori negative

Node	Princ_1
1028	-70.8693
1024	-69.9508

1026	-69.7493
1032	-69.7272
1030	-69.2456
1034	-67.2375
1022	-67.1122
1036	-66.5138
1020	-65.6244
1038	-62.5963
1040	-61.4805
1018	-61.46
1016	-58.3983
1042	-57.3494

Cazul de încărcare Lc52 - influența tensiunilor VON MISES - top face

Node	Von Mises
2266	421.08

Cazul de încărcare Lc52 - influența tensiunilor VON MISES - bottom face

Node	Von Mises
2266	316.652

Cazul de încărcare Lc52 - influența tensiunilor perpendiculare pe axa x - top face

- valori pozitive

Node	Sigma_X
2266	448.457
2264	421.137

- valori negative

Node	Sigma_X
1043	-144.749
1041	-143.495
1039	-142.903
1045	-142.687
1047	-141.957
1037	-140.028
1035	-137.689
1049	-137.424
1051	-135.089
1033	-133.668
1031	-129.819
1053	-129.014
1055	-125.584
1029	-124.861
1027	-119.521
220	-118.524

226	-118.04
1057	-117.843
223	-117.215
214	-116.771
217	-116.293
229	-115.495

Cazul de încărcare Lc52 - influența tensiunilor perpendiculare pe axa x - bottom face

- valori pozitive

Node	Sigma_X
2266	210.453
1041	209.28
1043	208.987
1045	208.885
1039	206.184
1047	206.007
1037	204.44
1049	201.909
1035	198.179
1051	197.021
1033	194.557

- valori negative

Node	Sigma_X
88	-131.758
85	-131.713
82	-131.46
79	-129.318
91	-129.274
94	-127.453
76	-126.156
97	-122.26
73	-121.872
1119	-121.375
1117	-120.985
1115	-120.738
961	-119.779
1113	-119.313
963	-119.099
100	-118.594
1111	-117.625
965	-116.113
70	-115.997
1109	-115.149

Cazul de încărcare Lc52 - influența tensiunilor perpendiculare pe axa y - top face

- valori pozitive

Node	Sigma_Y
2264	136.384
2266	135.852
2012	130.93
1120	129.67
1118	129.365
1116	129.355
1114	128.049
962	127.925
964	127.181
1112	126.153
1110	123.906
966	123.615
968	122.089
1108	120.154

- valori negative

Node	Sigma_Y
1042	-224.83
1046	-224.647
1044	-223.623
1040	-219.718
1048	-219.627
1038	-218.65
1050	-216.697
1036	-211.228
1052	-209.667
1034	-208.153

Cazul de încărcare Lc52 - influența tensiunilor perpendiculare pe axa y - bottom face

- valori pozitive

Node	Sigma_Y
962	143.777
1120	143.307
964	142.594
1118	142.104
966	141.653
1116	139.89
968	137.934
1114	136.383
970	135.197
1112	132.901
972	129.109
1110	127.137

- valori negative

Node	Sigma_Y
1040	-232.27
1044	-232.028
1042	-228.906
1036	-227.532
1048	-226.625
1046	-226.154
1038	-226.125
1034	-219.734
1032	-219.47
1050	-219.228
1052	-216.516

Cazul de încărcare Lc51 - deformații rezultante - top face

Elem	ESTRN
450	0.000215573
456	0.000215559
453	0.000214987
540	0.000212778
543	0.000212681
447	0.000211151
459	0.000210935
444	0.0002061
462	0.00020599

Cazul de încărcare Lc51 - deformații rezultante - bottom face

Elem	ESTRN
456	0.000188332
453	0.000187943
450	0.000187646
543	0.000186992
459	0.000185722
540	0.000185655
447	0.000183809
462	0.000182761
444	0.000180299
465	0.000179942

Cazul de încărcare Lc52 - deformații rezultante - top face

Elem	ESTRN
2566	0.000190061

Cazul de încărcare Lc51 - deformații rezultante - bottom face

Elem	ESTRN
2566	0.000187842

ANEXA 8**Cazul de încărcare Lc53 – influența tensiunilor VON MISES - top face**

Node	Von Mises
569	580.102
572	579.572
566	579.534
575	575.233
563	574.534
578	569.349
560	568.579
581	559.873
557	558.213

Cazul de încărcare Lc53 – influența tensiunilor VON MISES - bottom face

Node	Von Mises
2265	681.345

Cazul de încărcare Lc53 – influența tensiunilor principale P1 - top face

- valori pozitive

Node	Princ_1
121	512.549
127	511.009
124	510.738
118	507.23
115	503.549
130	503.445
133	498.48
112	493.083
136	485.627
109	483.714

- valori negative

Node	Princ_1
1743	-71.5224
2211	-70.0542
500	-69.9568
503	-69.7591
1738	-69.6624
1535	-66.6587
1543	-66.3765
506	-65.636
497	-64.9325
509	-55.7814
494	-54.5139
1417	-51.9286

1532	-45.8503
512	-45.1581
1733	-42.9478
491	-42.3898

Cazul de încărcare Lc53 – influența tensiunilor principale P1 - bottom face

- valori pozitive

Node	Princ_1
2265	761.149

Cazul de încărcare Lc53 – influența tensiunilor normale la axa x - top face

- valori pozitive

Node	Sigma_X
115	482.743
121	482.589
118	481.836
112	476.001
124	474.828
109	469.964
127	469.221
106	457.545
130	454.359
103	445.534
133	442.758

- valori negative

Node	Sigma_X
232	-392.934
226	-390.898
229	-390.487
235	-388.829
238	-386.61
223	-383.299
220	-379.196
1	-378.541
4	-371.57
217	-366.514
7	-360.2
214	-358.41

Cazul de încărcare Lc54 – influența tensiunilor VON MISES - top face

Node	Von Mises
2266	653.562
2264	622.509

Cazul de încărcare Lc54 – influența tensiunilor principale P1 - top face

- valori pozitive

Node	Princ_1
2266	722.199
2264	688.741

- valori negative

Node	Princ_1
1043	-162.944
1039	-162.488
1041	-161.058
1037	-158.89
1045	-158.723
1035	-158.562
1047	-158.344
1033	-154.141
1031	-152.434
1049	-151.052
1051	-149.045
1029	-146.971
1027	-143.224
1053	-140.799
1055	-137.641
1025	-136.278
1023	-129.987
1057	-127.386
1059	-122.502
1021	-121.655

Cazul de încărcare Lc54 – influența tensiunilor normale la axa x - top face

- valori pozitive

Node	Sigma_X
2266	696.852
2264	657.359

- valori negative

Node	Sigma_X
1043	-183.308
1039	-182.334
1041	-181.976
1045	-179.759
1037	-179.1
1047	-178.59
1035	-177.581
1033	-173.165

1049	-171.905
1031	-169.981
1051	-168.709
1029	-164.378
1053	-160.25
1027	-159.184
1055	-155.718
1025	-151.92
1057	-145.202
1023	-144.238

Cazul de încărcare Lc53 – deformații rezultante limită - top face

Elem	ESTRN
450	0.000285425
540	0.000283469
453	0.000283041
447	0.000283038
456	0.000282193
444	0.000278152
543	0.000276983
441	0.000274688
459	0.00027322

Cazul de încărcare Lc53 – deformații rezultante limită - bottom face

Elem	ESTRN
450	0.000249799
453	0.000248953
540	0.000248504
456	0.000248291
447	0.000247415
543	0.000245465
444	0.000244194
459	0.000242769
441	0.000241139
462	0.00023798
1654	0.0002376

Cazul de încărcare Lc54 – deformații rezultante limită - top face

Elem	ESTRN
2566	0.000270389

Cazul de încărcare Lc54 – deformații rezultante limită - bottom face

Elem	ESTRN
2566	0.000262705

```

*****
*****
**
**
**
** CCCC 0000 SSSS M M 0000 SSSS / M M **
** C O O S MM MM O O S / MM MM **
** C O O SSSS M M M M O O SSSS / M M M M **
** C O O S M M M O O S / M M M **
** CCCC 0000 SSSS M M 0000 SSSS / M M **
**
**
**
**          FATIGUE  VERSION:  2.0          **
**          DISTRIBUTED BY:                **
**          STRUCTURAL RESEARCH AND ANALYSIS CORPORATION **
**          12121 WILSHIRE BLVD. # 700      **
**          LOS ANGELES, CALIFORNIA 90025  **
**          TEL. NO. (310) 207-2800       **
**          COPYRIGHT 1988 S. R. A. C.     **
**
*****
*****

```

Title : **STUDIUL DE OBOSEALĂ ÎN LOCAȚIA 1 – NODUL 516**

A C T I V A T E D L O C A T I O N :

location 1 (node 516)

(Flag is set for the bottom shell fiber of layer no.: 1)

E V E N T P A R A M E T E R S :

Event	No. of Cycles	Associated Loading(s)	Load Case(s) / Time Step(s)	Scale factor
-----	-----	-----	-----	-----
1	5565000	1	1	1.27
2	9540000	2	61	1.00
3	5565000	3	1	1.27
4	9540000	4	62	1.00

L O C A T I O N P A R A M E T E R S :

Locat.	Node	X	Y	Z	CS	SCFX	SCFY	SCFZ
-----	-----	-----	-----	-----	---	----	----	----
1	516	-9.8	-.10E+03	-55.	0	1.77	1.77	1.00

S T R E S S C O N D I T I O N S S T O R E D
 B Y C O M M A N D F T S T R [E A D]:

No stress conditions are defined by command FTSTR

S - N C U R V E # 1

(Stress Ratio R = -1.00)

POINT No.	No. of Cycles	Alt. Stress
1	40500	.400E+04
2	118000	.350E+04
3	950000	.300E+04
4	1400000	.280E+04
5	1800000	.270E+04
6	2100000	.260E+04
7	10500000	.250E+04
8	11000000	.250E+04
9	13000000	.250E+04

F A T I G U E C A L C U L A T I O N R E S U L T S:

LOADING (EVN)		LOADING (EVN)		CYCLES USED/ALLOWED		ALTER. STRESS	PARTIAL FACTOR
2	2	4	4	9540000	.1300E+08	133.74	.73385
1	1	3	3	5565000	.1300E+08	.10000E-19	.42808

Cumulative Fatigue Usage Factor = 1.16192

T O T A L S O L U T I O N T I M E = 5 Seconds

Title : STUDIUL DE OBOSEALĂ ÎN LOCAȚIA 2 - NODUL 1097

ACTIVATED LOCATION:

location 2 (node 1097)

(Flag is set for the bottom shell fiber of layer no.: 1)

EVENT PARAMETERS:

Event	No. of Cycles	Associated Loading(s)	Load Case(s) / Time Step(s)	Scale factor
1	5565000	1	1	1.27
2	9540000	2	61	1.00
3	5565000	3	1	1.27
4	9540000	4	62	1.00

LOCATION PARAMETERS:

Locat.	Node	X	Y	Z	CS	SCFX	SCFY	SCFZ
1	516	-9.8	-.10E+03	-55.	0	1.77	1.77	1.00
2	1097	.33E-04	-.33E+03	29.	0	1.77	1.77	1.00

STRESS CONDITIONS STORED BY COMMAND FTSTR [EAD]:

No stress conditions are defined by command FTSTR

S - N CURVE # 1

(Stress Ratio R = -1.00)

POINT No.	No. of Cycles	Alt. Stress
1	40500	.400E+04
2	118000	.350E+04
3	950000	.300E+04
4	1400000	.280E+04
5	1800000	.270E+04
6	2100000	.260E+04
7	10500000	.250E+04
8	11000000	.250E+04
9	13000000	.250E+04

FATIGUE CALCULATION RESULTS

LOADING (EVN)	LOADING (EVN)	CYCLES USED/ALLOWED	ALTER. STRESS	PARTIAL FACTOR
2	4	9540000 .1300E+08	254.04	.73385
1	3	5565000 .1300E+08	.10000E-19	.42808

Cumulative Fatigue Usage Factor = 1.16192

Title : STUDIUL DE OBOSEALĂ ÎN LOCAȚIA 1 - NODUL 516

ACTIVATED LOCATION:

location 1 (node 516)

(Flag is set for the bottom shell fiber of layer no.: 1)

EVENT PARAMETERS:

Event	No. of Cycles	Associated Loading(s)	Load Case(s) / Time Step(s)	Scale factor
1	4170000	1	1	1.27
2	7155000	2	61	1.00
3	4170000	3	1	1.27
4	7155000	4	62	1.00

LOCATION PARAMETERS:

Locat. Node	X	Y	Z	CS	SCFX	SCFY	SCFZ
1 516	-9.8	-.10E+03	-55.	0	1.77	1.77	1.00
2 1097	.33E-04	-.33E+03	29.	0	1.77	1.77	1.00

S T R E S S C O N D I T I O N S S T O R E D
 B Y C O M M A N D F T S T R [E A D]:

No stress conditions are defined by command FTSTR

S - N C U R V E # 1

(Stress Ratio R = -1.00)

POINT No.	No. of Cycles	Alt. Stress
-----	-----	-----
1	40500	.400E+04
2	118000	.350E+04
3	950000	.300E+04
4	1400000	.280E+04
5	1800000	.270E+04
6	2100000	.260E+04
7	10500000	.250E+04
8	11000000	.250E+04
9	13000000	.250E+04

F A T I G U E C A L C U L A T I O N R E S U L T S:

LOADING (EVN)		LOADING (EVN)		CYCLES USED/ALLOWED		ALTER. STRESS	PARTIAL FACTOR
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
2	2	4	4	7155000	.1300E+08	133.74	.55038
1	1	3	3	4170000	.1300E+08	.10000E-19	.32077

**Cumulative Fatigue
 Usage Factor = .871154**

T O T A L S O L U T I O N T I M E = 5 Seconds

Title : STUDIUL DE OBOSEALĂ ÎN LOCAȚIA 2 - NODUL 1097

ACTIVATED LOCATION:

location 2 (node 1097)

(Flag is set for the bottom shell fiber of layer no.: 1)

EVENT PARAMETERS:

Event	No. of Cycles	Associated Loading(s)	Load Case(s) / Time Step(s)	Scale factor
1	4170000	1	1	1.27
2	7155000	2	61	1.00
3	4170000	3	1	1.27
4	7155000	4	62	1.00

LOCATION PARAMETERS:

Locat.	Node	X	Y	Z	CS	SCFX	SCFY	SCFZ
1	516	-9.8	-.10E+03	-55.	0	1.77	1.77	1.00
2	1097	.33E-04	-.33E+03	29.	0	1.77	1.77	1.00

STRESS CONDITIONS STORED
BY COMMAND FTSTR [EAD]:

No stress conditions are defined by command FTSTR

S - N CURVE # 1

(Stress Ratio R = -1.00)

POINT No.	No. of Cycles	Alt. Stress
1	40500	.400E+04
2	118000	.350E+04
3	950000	.300E+04
4	1400000	.280E+04
5	1800000	.270E+04
6	2100000	.260E+04
7	10500000	.250E+04
8	11000000	.250E+04
9	13000000	.250E+04

F A T I G U E C A L C U L A T I O N R E S U L T S :

LOADING (EVN)		LOADING (EVN)		CYCLES USED/ALLOWED		ALTER. STRESS	PARTIAL FACTOR
-----		-----		-----		-----	-----
2	2	4	4	7155000	.1300E+08	254.04	.55038
1	1	3	3	4170000	.1300E+08	.10000E-19	.32077

Cumulative Fatigue
Usage Factor = .871154

T O T A L S O L U T I O N T I M E = 6 Seconds

```

*****
*****
**
**
**
** CCCC 0000 SSSS M M 0000 SSSS / M M **
** C O O S MM MM O O S / MM MM **
** C O O SSSS M M M M O O SSSS / M M M M **
** C O O S M M M O O S / M M M **
** CCCC 0000 SSSS M M 0000 SSSS / M M **
**
**
** FATIGUE VERSION: 2.0 **
** DISTRIBUTED BY: **
** STRUCTURAL RESEARCH AND ANALYSIS CORPORATION **
** 12121 WILSHIRE BLVD. # 700 **
** LOS ANGELES, CALIFORNIA 90025 **
** TEL. NO. (310) 207-2800 **
** COPYRIGHT 1988 S. R. A. C. **
**
*****
*****

```

Title : STUDIUL DE OBOSEALĂ PENTRU ROTORUL PORT CUPE CU ELEMENT SUPLIMENTAR DE REZISTENȚĂ (STUDIUL PE 20 ANI)

ACTIVATED LOCATION:

location 1 (node 575)

EVENT PARAMETERS:

Event	No. of Cycles	Associated Loading(s)	Load Case(s) / Time Step(s)	Scale factor
1	5565000	1	1	1.27
2	9540000	2	51	1.00
3	5565000	3	1	1.27
4	9540000	4	52	1.00

LOCATION PARAMETERS:

Locat.	Node	X	Y	Z	CS	SCFX	SCFY	SCFZ
1	575	.13E+03	-20.	-45.	0	1.77	1.77	1.00
2	1041	.27E-04	-.31E+03	20.	0	1.77	1.77	1.00

S - N C U R V E # 1

(Stress Ratio R = -1.00)

POINT No.	No. of Cycles	Alt. Stress
1	40500	.400E+04
2	118000	.350E+04
3	950000	.300E+04
4	1400000	.280E+04
5	1800000	.270E+04
6	2100000	.260E+04
7	10500000	.250E+04
8	11000000	.250E+04
9	13000000	.250E+04

F A T I G U E C A L C U L A T I O N R E S U L T S :

LOADING (EVN)		LOADING (EVN)		CYCLES USED/ALLOWED		ALTER. STRESS	PARTIAL FACTOR
1	1	2	2	5565000	.1300E+08	150.82	.42808
2	2	3	3	3975000	.1300E+08	150.82	.30577
3	3	4	4	1590000	.1300E+08	51.192	.12231

Cumulative Fatigue Usage Factor = .856154

T O T A L S O L U T I O N T I M E = 11 Seconds

A C T I V A T E D L O C A T I O N :

location 2 (node 1041)

E V E N T P A R A M E T E R S :

Event	No. of Cycles	Associated Loading(s)	Load Case(s) / Time Step(s)	Scale factor
1	5565000	1	1	1.27
2	9540000	2	51	1.00
3	5565000	3	1	1.27
4	9540000	4	52	1.00

LOCATION PARAMETERS:

Locat.	Node	X	Y	Z	CS	SCFX	SCFY	SCFZ
1	575	.13E+03	-20.	-45.	0	1.77	1.77	1.00
2	1041	.27E-04	-.31E+03	20.	0	1.77	1.77	1.00

S - N CURVE # 1

(Stress Ratio R = -1.00)

POINT No.	No. of Cycles	Alt. Stress
1	40500	.400E+04
2	118000	.350E+04
3	950000	.300E+04
4	1400000	.280E+04
5	1800000	.270E+04
6	2100000	.260E+04
7	10500000	.250E+04
8	11000000	.250E+04
9	13000000	.250E+04

FATIGUE CALCULATION RESULTS:

PARTIAL		LOADING (EVN)		CYCLES USED/ALLOWED		ALTER. STRESS	FACTOR
2	2	4	4	9540000	.1300E+08	159.46	.73385
1	1	3	3	5565000	.1300E+08	.10000E-19	.42808

Cumulative Fatigue Usage Factor = 1.16192

TOTAL SOLUTION TIME = 11 Seconds

Title : STUDIUL DURATEI DE VIAȚĂ LA ROTORUL PORT CUPE CU ELEMENT
SUPLIMENTAR DE REZISTENȚĂ (STUDIU PE 15 ANI)

A C T I V A T E D L O C A T I O N :

location 1 (node 575)

E V E N T P A R A M E T E R S :

Event	No. of Cycles	Associated Loading(s)	Load Case(s) / Time Step(s)	Scale factor
1	4170000	1	1	1.27
2	7155000	2	51	1.00
3	4170000	3	1	1.27
4	7155000	4	52	1.00

L O C A T I O N P A R A M E T E R S :

Locat.	Node	X	Y	Z	CS	SCFX	SCFY	SCFZ
1	575	.13E+03	-20.	-45.	0	1.77	1.77	1.00
2	1041	.27E-04	-.31E+03	20.	0	1.77	1.77	1.00

S - N C U R V E # 1

(Stress Ratio R = -1.00)

POINT No.	No. of Cycles	Alt. Stress
1	40500	.400E+04
2	118000	.350E+04
3	950000	.300E+04
4	1400000	.280E+04
5	1800000	.270E+04
6	2100000	.260E+04
7	10500000	.250E+04
8	11000000	.250E+04
9	13000000	.250E+04

FATIGUE CALCULATION RESULTS:

LOADING (EVN)	LOADING (EVN)	CYCLES USED/ALLOWED	ALTER. STRESS	PARTIAL FACTOR
1	1	2 2	4170000 .1300E+08 150.82	.32077
2	2	3 3	2985000 .1300E+08 150.82	.22962
3	3	4 4	1185000 .1300E+08 51.192	.91154E-01

Cumulative Fatigue Usage Factor = .641538

TOTAL SOLUTION TIME = 7 Seconds

ACTIVATED LOCATION:

location 2 (node 1041)

EVENT PARAMETERS:

Event	No. of Cycles	Associated Loading(s)	Load Case(s)/ Time Step(s)	Scale factor
1	4170000	1	1	1.27
2	7155000	2	51	1.00
3	4170000	3	1	1.27
4	7155000	4	52	1.00

LOCATION PARAMETERS:

Locat.	Node	X	Y	Z	CS	SCFX	SCFY	SCFZ
1	575	.13E+03	-20.	-45.	0	1.77	1.77	1.00
2	1041	.27E-04	-.31E+03	20.	0	1.77	1.77	1.00

S - N CURVE # 1

(Stress Ratio R = -1.00)

POINT No.	No. of Cycles	Alt. Stress
-----	-----	-----
1	40500	.400E+04
2	118000	.350E+04
3	950000	.300E+04
4	1400000	.280E+04
5	1800000	.270E+04
6	2100000	.260E+04
7	10500000	.250E+04
8	11000000	.250E+04
9	13000000	.250E+04

F A T I G U E C A L C U L A T I O N R E S U L T S :

LOADING (EVN)		LOADING (EVN)		CYCLES USED/ALLOWED	ALTER. STRESS	PARTIAL FACTOR
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
2	2	4	4	7155000.1300E+08	159.46	.55038
1	1	3	3	4170000.1300E+08	.10000E-19	.32077

Cumulative Fatigue

Usage Factor = .871154

T O T A L S O L U T I O N T I M E = 7 Seconds

BIBLIOGRAFIE

1. **American Society of Mechanical Engineeres**, Criteria of ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in the Sections III and VIII, Division 2, ASME, New York, 1989
2. **American Society of Mechanical Engineeres**, ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in the Sections VIII, Division 2, Alternative Rules, ASME, New York, 1996
3. **Andrei, T.**, Instalații mecanice și transport minier, 1993
4. **ASME Boiler and Pressure Vessel Code**, Ediția 1983, Secțiunea III, Diviziunea 1, Subsecțiunea NB.
5. **Babeu, T. ș.a.**, Analize și încercări de rezistență pentru evaluarea duratei de viață a utilajelor grele, Editura Mirton, 1999
6. **Babeu, T.**, Teoria elementară a rezistenței materialelor, Monografia rezumat, Editura Mirton Timișoara, 1998
7. **Babeu, T.**, Rezistența materialelor, I, IP “TV” Timișoara, U.T.Timișoara, 1980
8. **Babeu, T.**, Rezistența materialelor, II, IP “TV” Timișoara, U.T.Timișoara, 1982
9. **Babeu, T.**, Rezistența materialelor, II, IP “TV” ,U.T.Timișoara, 1991
10. **Beleaev, N.M.**, Rezistența materialelor, Vol. I,II, Editura Tehnică, București 1956
11. **Boleanțu, L.** , Rezistența materialelor, Vol.I, II, III, IV, IP”TV” Timișoara, 1973, 1975, 1977
12. **Brown, L.M., Ogin, S.L.**, Role of internal stresses in the nucleation of fatigue cracks, in Fundamentals of Deformation and Fracture, Eshelby Memorial Symposium, Cambridge University Press, 1985
13. **Buzdugan, Gh.**, Calculul de rezistență la solicitări variabile, Ed. Tehnică, București, 1963
14. **Buzdugan, Gh.**, Calculul de rezistență la solicitări variabile – Rezumatul tezei de doctorat, IP. Timișoara 1968
15. **Buzdugan, Gh.**, Rezistența materialelor, Ed. Academiei, București, 1986
16. **Cioclov, D.**, Rezistența și fiabilitatea la solicitări variabile, Edit. Facla, Timișoara, 1975
17. **Cioclov, D.**, Mecanica ruperii materialelor, Edit. Academiei București, 1977

18. Coffin, L.F., Damage processes in time-dependent fatigue, in Creep-Fatigue-Environment Interaction, The Metallurgical Society of AIME, Warrendale, PA, pag.1-23, 1980
19. Deutsch, I., Rezistența materialelor, Edit. Politehnica București, 1976
20. Deutsch, I., Goia, I., Curtu, I., Neamțu, T., Spirchez, F., Rezistența materialelor, vol.I, Iași, Institut. Politehnic, 1979
21. Dobre, I., col., Rezistența materialelor IV, Probleme, UT Timișoara, 1992 , pag 172, 173
22. Dumitru, I., Marșavina, L., Elemente de mecanica ruperii – Curs, Editura Universității Politehnica Timișoara, 2000
23. Dumitru I, Faur N, Elemente de calcul și aplicații în Rezistența Materialelor, Editura Politehnica, Timișoara 1999
24. Ellyin, F., Fatigue Damage, Crack Growth and Life Prediction, Chapman & Hall, 1997
25. Ellyin, F., A strategy for periodic inspection based on defect growth.vol.4., Elsevier Science – NL, Amsterdam, pag. 83-96, 1985
26. Ellyin, F. , Recent developments in predicting multiaxial fatigue failure, Res. Mechanica, 25, pag. 1-23, 1988
27. Ellyin, F., Cyclic strain energy density as a criterion for multiaxial fatigue failure, in Biaxial and Multiaxial Fatigue, EGF3, Ed. M.W.Brown and K.J. Miller, Mechanical Engineering Publications, London, 1989
28. Ellyin, F., Kujawski, D, Plastic strain energy in failure. Pressure Vessel Technology, ASME, 106, 1984
29. Ellyin, F.,Golos, K. , A constitutive relation for multiaxial stress states unde czclie conditions, in Constitutive Laws for Engineering Materials Theory and Application, vol.I, Ed. C.S. Desai, Elsevier, New York, 1987
30. Ellyin, F., A strategy for periodic inspection based on defect growth. Theor. Appl. Fract. Mech., 4 , Elsevier Science – NL, Amsterdam, 1985
31. Hajdu, I., Rezistența materialelor, vol.I, IP “TV”Timișoara, 1982
32. Hoffman, D., Systemvergleich zwischen diskontinueierlicher Truckförderung und kontinuierlicher Bandförderung, VDI Berichte Nr.754, 1989
33. Iliăș, N., ș.a. , Mașini miniere curs, Lito. I.M.P. 1989, vol.I
34. Iliăș, N., ș.a. , Mașini miniere curs, Lito. I.M.P. 1989, vol.II
35. Klesnil, M, Lukas, P., Fatigue of Metallic Materials, Elsevier, Amsterdam
36. Kovacs, L., Babeu, T., Rezistența materialelor, I, II, IP “TV” Timișoara, 1973

37. **Kroenke, W.C., Addicott, G.W., Hinton, B.M.**, Interpretation of Finite Element Stresses According to ASME Section III, - Second National Congress on Pressure Vessels and Piping, iunie 1975.
38. **Kroenke, W.C.**, Clasification of Finite Element Stresses According to ASME Section III, - Pressure Vessels and Piping, Analisis and Computer, iunie 1974.
39. **Krupp Fördertechnik GmbH**, Finite element Berechnung des Schaufelrades (mit Welle und Lager) D=11,5m/ 20Eimer, Deutchland, 1999
40. **Krupp Fördertechnik GmbH**, Finite element Berechnung des Kegelschalen-Schaufelrades, FE-Nety – Generierung mit Parameter Model SR20, Deutchland, 1999
41. **Kujawski, D., Kallianpur, V, ș.a.**, An experimental study of uniaxial creep, cyclic creep and relaxation of AISI 304 stainless steel at room temperature, J.Mech. Phys. Solids, 28, Elsevier Science Ltd, Oxford, 1980
42. **Kujawski, D., Ellyin, F.**, A unified approach to mean stress effect on fatigue threshold conditions, Int. J. Fatigue, 1995
43. **Lefebvre, D., Ellyin, F.**, Cyclic response and inelastic strain energy in low cycle fatigue, Elsevier Science Ltd, Oxford, 1984
44. **Miner, M.A.**, Cumulative Damage in Fatigue, J. Appl. Mech., 12.A.1945
45. **Mocanu, D.R.**, Încercarea materialelor – curs – vol.I, Editura Tehnică, București, 1980
46. **Mocanu, D.R.**, Încercarea materialelor – curs – vol.II, Editura Tehnică, București, 1982
47. **Mocanu, D.R.**, Încercarea materialelor – curs – vol.III, Editura Tehnică, București, 1986
48. **Mocanu, D.R.**, Rezistența materialelor, Editura Tehnică, București, 1980
49. **Nădășan, Șt.**, Rezistența materialelor, vol. IV, Editura Didactică și Pedagogică, București 1963
50. **Nădășan, Șt., col.** – Încărcări și analize de metale, Editura Editura Tehnică, București 1965
51. **Nădășan, Șt., Horovitz, B., Bernath, Al., Safta, V.**, Oboseala metalelor, Editura Tehnică, București 1962
52. **Oertel, F.**, Abraumbewegung im Braunkohletagebau Mae Moh der Egat in Nord-Thailand, Braunkohle 40, Heft 3, pag.47-61, 1988
53. **Pană, T.** Aplicații inginerești ale mecanicii ruperilor, Edit. Tehnică București, 1974
54. **Pineau, A.**, High temperature fatigue behavior of engineering materials in relation to microstructure, in Fatigue in High Temperature, Elsevier, London, 1983
55. **Posea, N.**, Rezistența materialelor, Editura Politehnica București, 1979

56. **Poths, H.**, Entwicklung des Braunkohletagebaus Mae Moh Braunkohle 36, Heft 11, pag. 339-348, 1984
57. **Rusu, O., Teodorescu, M., Lascu, S.**, Oboseala metalelor, vol.I, II, Editura Tehnică București, 1975
58. **Rusu, O., Teodorescu, M., Lascu, S.**, Oboseala materialelor, vol.I, Editura Tehnică București, 1992
59. **Schäfer, F.,G.**, Zur Kenntnis der technischen, Entwicklung der thermischen Veredelung der Braunkohle und deren wirtschaftlichen Grundlagen, Braunkohle, 30, 1979
60. **Schröder, D. , Trümper, R. ,** Digging rock with bucket wheel excavators, Bulk solids handling, Vol.13, No.2, pag.265-274, May 1993
61. **Sehy, A.,Duisburg, H.J.T.**, Compact Bucket Wheel Excavators Trends in the Development of the Load Bearing Structure, Braunkohle 41p.137-142, 1989
62. **Seidenschur, F., Winter,F.**, Zur Frage der wirtschaftlichen Verwertung des Kohlenholzes, Braunkohle, 37, Nr.41, pag. 741-746, 1968
63. **Soare, V., M., Iordache, D., Ilie, V., ș.a.**, Rezistența materialelor în aplicații, Editura Tehnică, București 1996
64. **STAS 8290-83** – Instalații de ridicat – Principii de calcul și proiectare pentru construcția metalică
65. **Ștefănescu, A., Babeu, T.**, Modele de propagare a fisurii prin oboseală, Tehnică și inginerie, Editura Fundației pentru Studii Europene, Cluj Napoca, 2001
66. **Ștefănescu, A., Babeu, T.**, Studii ale închiderii fisurii prin metodele elementului finit, Tehnică și inginerie, Editura Fundației pentru Studii Europene, Cluj Napoca, 2001
67. **Ștefănescu, A. ,** Rezistența la tăiere a materialului ce trebuie a fi excavat. Forțele tăietoare disponibile la excavatorul cu rotor port cupe, Zilele Academice Timișene, Ediția a 7-a, 24.05. 2001
68. **Ștefănescu, A.**, Rezultatele calculului de oboseală la rotorul port cupe al excavatorului ERC 1400, Știință și inginerie, vol.2, Editura Agir, București, 2002
69. **Ștefănescu, A., Babeu, T.**, Observații asupra variabilei de control a degradării, ψ , Sesiune de comunicări, Galați 200253. **Tripa, M.**, Rezistența materialelor, Editura Politehnica București, 1967
70. **Xia, Z., Kujawski, D, Ellyin, F.**, Effect of mean stress and ratcheting strain on fatigue life of materials, Int.J.Fatigue, 18, 1996