UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" din TIMIŞOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE REZISTENŢA MATERIALELOR

Virgil Ovidiu DRĂGĂNESCU

REZISTENŢA ŞI DURABILITATEA LEGĂTURILOR TERMINALE ALE CABLURILOR – OCHEŢILOR

TEZĂ DE DOCTORAT

CONDUCĂTOR ŞTIINŢIFIC,

Prof.dr.ing. Eur Ing Tiberiu Dimitrie BABEU
Membru titular al Academiei de Ştiinţe Tehnice din ROMÂNIA

UNIV. "POLITEHNICA"
TIMIŞOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ
Nr. volum 648.341
Dulap 366 Lit. E

- Timişoara 2005 -

BUPT

C U P R I N S

		Nr. pag.
PREFAȚA		*1*
Capitolul 1	INTRODUCERE	*3*
Capitolul 2	STADIUL ACTUAL AL CUNOAȘTERII	*5*
Capitolul 3	CONTRIBUȚII PRIN DETERMINĂRI EXPERIMENTALE APLICÂND METODELE FOTOELASTICITĂȚII PLANE NELINIARE ȘI PRIN REFLEXIE	*7*
Capitolul 4	CONTRIBUȚII PRIN APLICAREA METODEI ELEMENTULUI FINIT	*66*
Capitolul 5	GENERALITĂȚI SELECTATE ȘI CONTRIBUȚII PRIVIND ÎNCERCĂRILE DISTRUCTIVE DE RUPERE STATICĂ, RUPERE PRIN ȘOC ȘI OBOSEALĂ	*98*
Capitolul 6	CONSIDERAȚII FINALE, CONTRIBUȚII ȘI CONCLUZII	*112*
BIBLIOGRAFIE		*115*
STANDARDE, NORME, CATALOAGE		*156*

BUPT

P R E F A Ț A

Urmărind preocupările şi realizările din Catedra de Rezistența Materialelor şi Laboratorul de Rezistența Materialelor în domeniul studiilor cablurilor din oțel, am găsit publicațiile OIPEEC – Organisation Internationale Pour l'Edude de l'Endurance des Cables, în care şi cu care s-a colaborat prin memrii săi regretatul prof.Lazăr BOLEANȚU şi conducătorul meu de doctorat prof.Tiberiu Dimitrie BABEU, am reuşit să-mi aleg prezenta temă de doctorat considerată cu o importanță majoră în cercetarea unor aspecte principale ale comportării mecanice a cablurilor.

În acest domeniu s-au făcut încercări şi studii şi la noi în țară în Laboratorul de Rezistența Materialelor, o serie publicate în Buletinn OIPEEC, conferințe sau Mese Rotunde.

Dintre acestea se remarcă şi tematică dezbătută la Bethlehem (USA) în 2001 privind legăturile terminale ale cablurilor din oțel.

În cadrul tezei de doctorat am reuşit să analizez şi să parcurg o gamă largă de studii publicate cu aspectele caracteristicilor mecanice care sunt considerate încă neelucidate pe deplin şi posibile de abordare în prezent şi viitor. Astfel am considerat că în domeniul legăturilor terminale ale cablurilor se poate contribui cu aprofundarea unor comportări privind rezistența şi durabilitatea, având disponibilități de efectuarea unor încercări respectiv modelări pentru studiul stării de tensiune.

Pe parcurs am reuşit să pot evidenția o serie de aspecte importante şi să abordez prin fotoelasticitate determinări experimentale pe modele prin aplicarea MEF – Metodei Elementului Finit, să pun în evidență stări de tensiune şi deformații ale unor legături terminale de cabluri – ocheți şi să obțin rezultate experimentale de rezistență statică, şoc şi durabilitate în laborator.

Mulțumesc pe această cale tuturor celor care m-au ajutat şi cu care am reuşit să colaborez în finalizarea tezei din Catedra de Rezistența Materialelor, cadre didactice Conf.dr.ing.Eugen GHITA, tehn.pr.Ionel BREDICEANU (Laboratorul de încercări), Mila POPOVICIU (multiplicare) şi Drd.ing.Claudia SECRIERU (pregătirea expunerii).

BUPT

De asemenea, mulțumesc colectivului de ingineri şi tehnicieni din cadrul PROMPT Timişoara pentru pregătirea probelor în vederea încercărilor de cabluri cu legături terminale, cât şi pentru documentarea prin standarde, norme şi prospecte.

Doresc să mulțumesc membrilor comisiei de doctorat în frunte cu Domnul Preşedinte Prof.dr.ing.Nicolae NEGUȚ – Decanul Facultății de Mecanică din Timişoara, al cărei facilități ALMA MATER absolvent sunt şi eu, apoi membrilor Prof.dr.ing.Mircea BEJAN – Universitatea Tehnică din Cluj Napoca, Prof.dr.ing. Eur Ing Tiberiu Ştefan MĂNESCU – membru corespondent al Academiei de Ştiințe Tehnice din România, precum şi Prof.dr.ing.Ion DUMITRU, respectiv Prof.dr.ing.Eur Ing Tiberiu Dimitrie BABEU – conducătorul meu de doctorat, care a fost alături de mine încă la susținerea concursurilor susținute pentru ocuparea postului de cadru didactic la disciplina de Mecanică şi Rezistența materialelor la USAMV a Banatului din Timişoara.

Nu în ultimul rând, mulțumesc părinților mei Maria şi Emil, la îndemnul cărora şi cu a căror susținere morală şi permanentă, am reuşit să finalizez prezenta lucrare.

BUPT

Capitolul 1

I N T R O D U C E R E

Încă de la începuturile utilizării în tehnică a cablurilor din oțel s-a impus rezolvarea problemei de realizare a îmbinării de fixarea capetelor libere ale acestui organ flexibil, care impunea ca rezistența şi durabilitatea ansamblelor – legături terminale "ocheți", să nu reprezinte un punct slab.

Numeroasele soluții abordate de la simplul ochi matisat (denumit după forma geometrică obținută printr-o despletire / reîmpletire a capătului, operație numită matisare), apoi un ochi cu manşon presat, acestea făcând parte din categoria „ocheților" propriu zişi, soluții urmate de o întreaga suită de variante constructive ale unor ansamble sau/şi dispozitive cu con turnat, cu pană (una sau două pene) ş.a.m.d.

Preocupările din cadrul studiilor şi cercetărilor privind CABLURILE din oțel au început încă de la înființarea Laboratorului de Rezistența materialelor (1923 -) prin elaborarea primelor BULETINE de ÎNCERCARE a cablurilor miniere la rupere „fir cu fir".

Aceste încercări efectuate în mod repetat şi constant au dus la departe la adaptări de dispozitive pentru prindere, teste specifice (îndoire alternantă – cu determinarea NUMĂRULUI de îndoituri la rupere, răsucire / torsiune – cu determinarea NUMĂRULUI de răsuciri la rupere), proiectări de maşini de încercat, adaptări majoritatea cu o serie de contribuții personale ale colectivelor din catedră.

Dacă de la începuturile utilizării în tehnică a cablurilor din oțel s-a pus problema realizării îmbinărilor de fixarea capetelor libere ale acestui organ flexibil, se impunea ca rezistența şi durabilitatea ansamblelor terminale să le numim generic ***ocheți***.

Astfel, mai toate ansamblurile de fixare terminală ***ocheți*** s-au supradimensionat, dar totuşi în majoritatea cazurilor de rupere, localizarea a apărut în zonele de îmbinare, implicând şi modul de realizare a fixării.

Având în vedere că organul flexibil cablu reprezintă ELEMENTUL DE REZISTENȚĂ de bază, se consideră validă încercarea la rupere a ansamblului dacă ruperea se localizează în afara zonei de legătură, respectiv dacă aceasta nu se poate realiza – ruperea în zona să apară la o FORȚĂ DE RUPERE mai mare decât cea prescrisă pentru cablu.

BUPT

Denumirea de OCHETE s-a încetățenit în limba română, ca o etimologie populară după realizarea primelor legături terminale de cablu prin ochi – o formă circulară sau ovală, neprotejată sau protejată, evitând astfel contactul direct cu terminalul de cablu realizat.

O astfel de operație de efectuare a unui ochi se numeşte MATISARE, operație manuală care se realizează de MATISORI, respectiv " împletitori de cablu", după o tehnologie aparte (specială am putea menționa), de mare răspundere din partea executantului, care trebuie să fie autorizat legal.

Cum aceste operații manuale se execută tot mai anevoios, odată cu creşterea diametrului de cablu şi numărul de sârme din cablu, s-a trecut la realizarea îmbinării prin turnarea capătului despletit într-un con, utilizând un aliaj uşor (Sn-St-Pb) cu temperatura de topire care să nu afecteze structural sau să producă deteriorări ale sârmelor componente, respectiv prin utilizarea de materiale compozite – răşini sintetice cu combinații de întărire, cu o altă tehnologie, de asemenea laborioase şi pretențioasă pentru asigurarea calității.

BUPT

Capitolul 2

STADIUL ACTUAL AL CUNOAŞTERII

Prin dezvoltarea tehnicii şi preocupilor din acest domeniu s-au conceput mereu noi şi noi soluţii de fixare – ocheţi / legături terminale – cu pene (o pană / două pene), apoi prin manşonare (manşoane presate).

În paralel toate soluţiile noi trebuiau testate prin încercări, asimilate, omologate şi generalizate – preocupări care au dezvoltat studiile şi cercetările, intrând în atenţia producătorilor / fabricanţilor de cabluri pe de o parte şi de ocheţi / legături terminale pe de altă parte, cercetători şi organe de stat ("Poliţie minieră", Inspectorate de stat pentru siguranţa muncii), în vederea avizării utilizării şi întroducerii în norme / nomenclatoare de verificare periodică obligatorie etc.

Aşa s-a orientat OIPEEC – "Organisation Internationale Pour l'Etude de l'Endurance des Cables" cu sediul la Paris (F), care a organizat o MASA ROTUNDĂ, TABLE ROUND CONFERENCE, Bethlehem, PA, USA, 2001 – cu tema ROPE TERMINATIONS AND FITTINGS.

OIPEEC cu preocupări privind toate aspectele referitoare la cablurile din oţel are ca membră activă şi Laboratorul de Rezistenţa Materialelor – LRM a Universităţii "POLITEHNICA" din Timişoara, Catedra de REZISTENŢA MATERIALELOR, începând din anul 1970, prin regretatul Prof. Lazăr BOLEANŢU (membru corespondent, apoi membru titular şi onorific al OIPEEC) şi Prof.Tiberiu Dimitrie BABEU (membru corespondent, apoi titular şi membru în Comitetul Directorial OIPEEC).

Preocupările privind cercetările asupra cablurilor din oţel s-au concretizat prin participarea Laboratorului de Rezistenţa Materialelor la Programul COMMA 2 – OIPEEC, organizarea unei reuniuni a Comitetului Director al OIPEEC la Timişoara, în prezent prin contribuţii în cadrul Laboratorului de cabluri şi conductori al Catedrei de Rezistenţa Materialelor.

În prezentarea făcută sunt exemplificate o serie de aspecte care să susţină evoluţia şi diversitatea apariţiei, dar şi utilizării OCHEŢILOR / LEGĂTURI TERMINALE.

BUPT

BUPT

Capitolul 3

CONTRIBUŢII PRIN DETERMINĂRI EXPERIMENTALE APLICÂND METODELE FOTOELASTICITĂŢII PLANE NELINIARE ŞI PRIN REFLEXIE

A. GENERALITĂŢI SELECTATE ŞI CONTRIBUŢII CU APLICAREA FOTOELASTICITĂŢII PLANE NELINIARE

3.1. Relaţii neliniare între tensiuni şi deformaţii

În cadrul fotoelasticităţii clasice liniare se consideră valabile atât legea lui Hooke pentru materialele modelelor, cât şi relaţii liniare dintre efectele de birefringenţa şi tensiuni. Totuşi, în zonele cu puternice concentrări de tensiuni, astfel de relaţii nu se respectă. Ca urmare, o teorie a fotoelasticităţii neliniare trebuie formulată în special pentru astfel de zone.

În ipoteza că deformaţiile rămân aici şi în concordanţă cu Kauderer se întroduce o relaţie neliniară între tensiuni şi deformaţii de forma:

$$\varepsilon_{ij} = \left[\frac{1}{3K}\Gamma(S) - \frac{1}{2G}g\left(\tau_0^2\right)\right]\cdot S\cdot\delta_{ij} + \frac{1}{2G}g\left(\tau_0^2\right)\sigma_{ij} \tag{3.1}$$

unde:

$\Gamma(S)$ – funcţie de compresie formulată ca o dezvoltare în serie:

$$\Gamma(S) = 1 + \sum_{v=1}^{n}\Gamma_v\cdot\frac{1}{(3K)^v}\cdot S^v \tag{3.2}$$

K – modul de compresie:

$$K = \frac{E}{3(1-2v)} \tag{3.3}$$

S – media tensiunilor principale:

BUPT

$$S = \frac{1}{3}(\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}) \tag{3.4}$$

$g(\tau_0^2)$ - funcție de tensiunea tangențială maximă, formulată ca o dezvoltare în serie:

$$g(\tau_0^2) = 1 + \sum_{v=1}^{n} g_{2v} \frac{1}{(2G)^{2v}} \cdot \tau_0^{2v} \tag{3.5}$$

G – modul de elasticitate transversal inițial:

$$G = \frac{E_0}{2(1+v)} \tag{3.6}$$

τ_0 – tensiune tangențială maximă:

$$\tau_0^2 = \frac{2}{3}\left[\frac{1}{3}\left(\sigma_{11}^2 + \sigma_{22}^2 + \sigma_{33}^2 - \sigma_{11}\sigma_{22} - \sigma_{22}\sigma_{33} - \sigma_{33}\sigma_{11}\right) + \left(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2\right)\right] \tag{3.7}$$

Coeficienții Γ_v şi g_{2v} descriu răspunsul neliniar al materialului şi vor fi analizați în paragraful 3.4.

Neumann, Cocker şi Filon , Mindlin consideră relații liniare între efectele de birefringență şi tensiuni, respectiv deformații pentru materiale amorfe. Laermann arată că aceleaşi clasice relații liniare sunt aplicabile şi pentru unii polimeri.

3.2. *Relații neliniare între starea de tensiune şi fenomenul de birefringență*

În cele ce urmează se folosesc notațiile:

n_0 – indicele de refracție al materialului în stare nesolicitată;
n_{ij} – tensorul indicilor de refracție;
d_1, d_2 – coeficienții optici de deformație;
e – modificatorul de volum;
e_{ij} – deviatorul deformațiilor.
Legătura dintre birefringență şi deformații este dată de relația (3.8):

$$n_{ij}^{-2} - n_0^{-2}\delta_{ij} = d_1 \cdot e_{ij} + \frac{1}{3} d_2 \cdot e \cdot \delta_{ij} \tag{3.8}$$

BUPT

Introducând relația (3.1) în (3.8) vor rezulta relațiile neliniare dintre tensorul tensiunilor şi tensorul indicilor de refracție:

$$n_{ij}^{-2} - n_0^{-2}\delta_{ij} = A_1 S\delta_{ij} + A_2\sigma_{ij} \tag{3.9}$$

unde:

$$A_1 = d_2\frac{\Gamma(S)}{3K} - d_1\frac{g(\tau_0^2)}{2G}; \quad A_1 = d_1\frac{g(\tau_0^2)}{2G} \tag{3.10}$$

În continuare se consideră o stare plană de tensiune într-un plan (x_1, x_2), iar direcția razei incidente ca paralelă cu axa x_3. Considerând o rază de lumină polarizată plan prin modelul bidimensional, componenta n_{33} a tensorului indicilor de refracție nu va avea nici un efect asupra fenomenului de birefringență. În plus, deoarece $\sigma_{13} = \sigma_{23}$ ale tensorului indicilor de refracție vor fi nule. Astfel, tensorul indicilor de refracție se reduce la $\left\lfloor n_{\alpha\beta}^{-2} \right\rfloor$, $\alpha, \beta \in [1, 2]$.

Ecuația (3.9) devine:

$$\begin{cases} n_{11}^{-2} - n_0^{-2} = A_1 \cdot S + A_2\sigma_{11} \\ n_{22}^{-2} - n_0^{-2} = A_1 \cdot S + A_2\sigma_{22} \\ n_2^{-2} = A_2\sigma_{12} \end{cases} \tag{3.11}$$

şi mai mult:

$$\mathrm{tg}2\Psi_N = \frac{2n_{12}^{-2}}{n_{11}^{-2} - n_{22}^{-2}} = \frac{2A_2\sigma_{12}}{A_2(\sigma_{11} - \sigma_{22})} \tag{3.12}$$

Valorile extreme ale tensorului $\left\lfloor n_{\alpha\beta}^{-2} \right\rfloor$ reprezintă valorile principale n_α^{-2} date de relațiile (3.13):

$$\begin{aligned} n_1^{-2} &= n_0^{-2} + \left(A_1 + \frac{3}{2}A_2\right)S + \frac{1}{2}A_2\left[(\sigma_{11} - \sigma_{22})\cos 2\Psi_N + 2\sigma_{12}\sin 2\Psi_N\right] \\ n_2^{-2} &= n_0^{-2} + \left(A_1 + \frac{3}{2}A_2\right)S - \frac{1}{2}A_2\left[(\sigma_{11} - \sigma_{22})\cos 2\Psi_N + 2\sigma_{12}\sin 2\Psi_N\right] \end{aligned} \tag{3.13}$$

BUPT

Expresiile indicilor de refracție, cu notația $B = A_1 + \frac{3}{2}A_2$, sunt date de relațiile (3.14):

$$n_1 = n_0 + \left\{1 + n_0^2\left(BS + \frac{1}{2}A_2\left[(\sigma_{11} - \sigma_{22})\cos 2\Psi_N + 2\sigma_{12}\sin 2\Psi_N\right]\right)\right\}^{-1/2}$$

$$n_2 = n_0 + \left\{1 + n_0^2\left(BS - \frac{1}{2}A_2\left[(\sigma_{11} - \sigma_{22})\cos 2\Psi_N + 2\sigma_{12}\sin 2\Psi_N\right]\right)\right\}^{-1/2} \tag{3.14}$$

În aceste relații termenii de forma $(\ldots)^{-1/2}$ pot fi dezvoltați în serii la care se vor lua în considerare numai primii doi termeni:

$$\{..\}^{-1/2} \approx 1 - \frac{1}{2}n_0^2\left(BS \pm \frac{1}{2}A_2[...]\right) \tag{3.15}$$

Ca urmare, diferența indicilor de referință devine:

$$n_1 - n_2 \approx \frac{1}{3}n_0^3 A_2\left[(\sigma_{11} - \sigma_{22})\cos 2\Psi_N + 2\sigma_{12}\sin 2\Psi_N\right] \tag{3.16}$$

În cadrul fotoelasticității clasice liniare, expresia diferenței indicilor de refracție, ca o măsură a birefringenței, era de forma:

$$n_1 - n_2 = \frac{N\lambda}{h} \tag{3.17}$$

unde:

N – ordin de bandă
H – grosime a modelului bidimensional
λ - lungimea de undă a radiației luminoase monocromatice
Relația care ține cont de modificarea grosimii modelului în timpul încărcării este:

$$h = h_0\left[1 - v(\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22})\right] \tag{3.18}$$

unde:

h_0 – grosimea inițială a modelului în stare netensionată.

BUPT

În vederea stabilirii unei relații între starea de tensiune şi birefringență, se foloseşte expresia lui A_2 (3.10), cea a funcției de tensiune tangențială maximă $g\left(\tau_0^2\right)$ (3.5), cea a diferenței indicilor de refracție (3.16), respectiv (3.17), precum şi egalitatea:

$$\frac{2\sigma_{12}}{\sin 2\Psi_N} = \left(\sigma_{11} - \sigma_{22}\right)\cos 2\Psi_N + 2\sigma_{12}\sin 2\Psi_N \tag{3.19}$$

Se obține relația între starea de tensiune şi birefringență, de forma:

$$\left[1 + \sum_{v=1}^{n} g_{2v} \frac{1}{(2G)^{2v}} \tau_0^{2v}\right]\sigma_{12} = S_\sigma \frac{N}{h} \sin 2\Psi_N \tag{3.20}$$

unde S_σ este coeficientul optic de tensiune, având expresia:

$$S_\sigma = \frac{-4G}{d_1} \cdot \frac{\lambda}{n_0^3} \tag{3.21}$$

Componenta σ_{22} a tensorului tensiune din expresia (3.19) introdusă în expresia (3.7) a lui τ_0 conduce la:

$$\tau_0^2 = \frac{2}{9}\left[\sigma_{11}^2 - 2\sigma_{11}\sigma_{12}\mathrm{tg}^{-1}2\Psi_N + \left(3 + 4\mathrm{tg}^{-2}2\Psi_N\right)\sigma_{12}\right] \tag{3.22}$$

Componenta σ_{11} a tensorului tensiune se obține prin integrarea condițiilor de echilibru:

$$\sigma_{11} = C\left(x_2\right) - \int \sigma_{12,2} dx_1 \tag{3.23}$$

unde:

$C(x_2)$ – valoarea $\Gamma_{\sigma_{11}}$ pe frontiera Γ a modelului. De-a lungul unei frontiere neîncărcate, direcțiile principale coincid cu tangenta, respectiv normala la frontieră. Astfel, tensiunea principală σ_2, perpendiculară pe frontieră, se anulează în punctele în care σ_1, paralelă la frontieră, respectă ecuația (3.24) (în concordanță cu ecuația (3.20)):

$$\left[1 + g_2 \frac{1}{18G^2}\sigma_1^2\right]\sigma_1 = S_\sigma \frac{h}{N} \tag{3.24}$$

Valorile pe frontieră ale componentelor $\Gamma_{\sigma_{\alpha\beta}}$ vor fi:

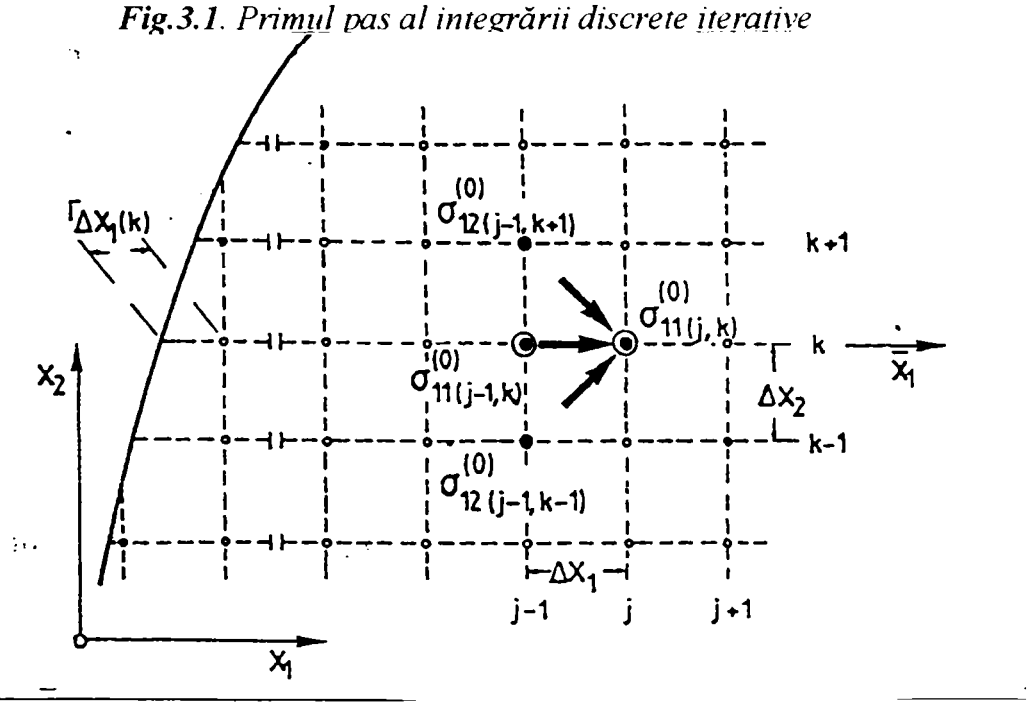
BUPT

$$\begin{cases} \sigma_{11} = \sigma_1 \cdot \cos^2 \Psi_N = C(x_2) \\ \sigma_{22} = \sigma_1 \cdot \sin^2 \Psi_N \\ \sigma_{12} = \dfrac{1}{2}\sigma_1 \cdot \sin(2\Psi_N) \end{cases} \tag{3.25}$$

Ecuațiile (3.20), (3.22) şi (3.23) reprezintă relațiile de bază pentru calculul componentelor tensorului tensiune, pentru o stare plană de tensiune, chiar şi în zonele cu puternice concentrări de tensiune.

3.3. Soluția discretă iterativă

Fig.3.1. Primul pas al integrării discrete iterative



În vederea inițierii procedurii iterative, valorile componentei σ_{11} se calculează pe baza datelor fotoelastice N şi Ψ_N , cunoscând relațiile clasice din teopria fotoelasticității liniare, în punctul (j, k):

$$\sigma_{12}^{(0)}(j,k) = \frac{1}{2}\frac{S_\sigma}{h_0} N(j,k) \cdot \sin 2\Psi_N(j,k) \tag{3.26}$$

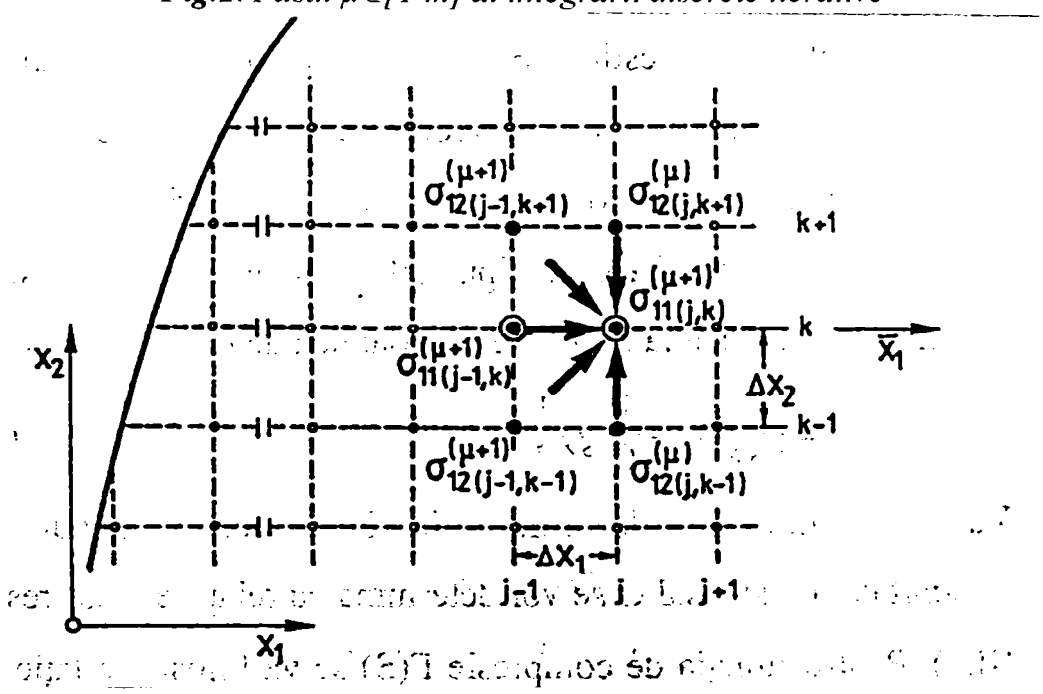
BUPT

Aceste valori se introduc apoi în relația (3.23). Utilizând formula de recurență Euler-Cauchy şi metoda Heun componenta tensiunii $\sigma_{11}^{(0)}$ în punctul discret (j, k), (fig.3.1), se exprimă cu relația:

$$\sigma_{11}^{(0)}(j,k)=\sigma_{11}^{(0)}(j-1,k)-\left[\sigma_{12}^{(0)}(j-1,k+1)-\sigma_{12}^{(0)}(j-1,k-1)\right]\frac{\Delta x_1}{2\Delta x_2} \qquad (3.27)$$

Considerând relația de definiție a componentei $\tau_0^{2(0)}(j,k)$, relația (3.22), rezultatele ecuației (3.23) în fiecare punct (j, k) sunt introduse în ecuația (3.20). Astfel, se obțin ecuații algebrice de gradul 3 în $\sigma_{12}^{2(0)}(j,k)$, ținând seama şi de ecuația (3.5). Aceste ecuații algebrice pot fi rezolvate cu metoda Pegasus [ ], impunând valori tensiunilor tangențiale care apoi sunt folosite pentru pasul următor μ, μ ∈ [0/m].

Fig.2. Pasul μ ∈[1 m] al integrării discrete iterative



Relația pentru calculul componentei σ_{11} , la pasul consecutiv μ + 1, se calculează cu relația:

BUPT

$$\sigma_{11}^{(\mu+1)}(j,k)=\sigma_{11}^{(\mu+1)}(j-1,k)-\left[\sigma_{12}^{(\mu+1)}(j-1,k+1)+\sigma_{12}^{(\mu)}(j,k+1)-\right.$$
$$\left.-\sigma_{12}^{(\mu+1)}(j-1,k-1)-\sigma_{12}^{(\mu)}(j,k-1)\right]\frac{\Delta x_1}{4\Delta x_2} \tag{3.28}$$

Rezultatele sunt folosite pentru a calcula tensiunile tangenţiale $\sigma_{12}^{(\mu+1)}$ la pasul următor şi aşa mai departe.

Metoda integrării discrete iterative continuă până când diferenţa $\sigma_{12}^{(\mu+1)}-\sigma_{12}^{(\mu)}$, pentru doi paşi consecutivi, este mai mică decât o valoare impusă. Valoarea intervalului Δx_1 se alege suficient de mică.

Rezultatele finale ale procesului iterativ vor fi:

$$\begin{cases}\sigma_{11}(j,k)=\sigma_{11}^{(m+1)}(j,k)\\ \sigma_{12}(j,k)=\sigma_{12}^{(m+1)}(j,k)\\ \sigma_{22}(j,k)=\sigma_{11}(j,k)-2\sigma_{12}(j,k)tg^{-1}2\Psi_N\end{cases} \tag{3.29}$$

3.4. Determinarea răspunsului materialului fotoelastic

Constantele mecanice şi coeficienţii optici ai materialului se pot determina printr-o încercare clasică de întindere monoaxială.

Astfel se pot estima E_0 – valoarea iniţială a modulului de elasticitate longitudinal şi v – valoarea coeficientului de contracţie transversală, presupusă constantă în timpul încercărilor.

Utilizând o relaţie de tipul (3.1), relaţia dintre tensiune şi deformaţie specifică la întindere monoaxială devine:

$$\varepsilon_1=\left(\frac{1}{3K}\Gamma+\frac{1}{G}g\right)\frac{1}{3}\sigma_1 \tag{3.30}$$

Valorile modulului de compresie K, respectiv modulului de elasticitate transversal G se vor determina cu relaţiile (3.3), respectiv (3.6). Pentru funcţia de compresie $\Gamma(S)$ se va folosi o relaţie de tip (3.2), iar funcţia de tensiune tangenţială maximă $g\left(\tau_0^2\right)$, se va exprima cu o relaţie de tip (3.5).

Astfel se obţine o ecuaţie de forma:

BUPT

$$E_0\varepsilon_1 = \sigma_1 + C_1\sigma_1^2 + C_2\sigma_1^3 \tag{3.31}$$

unde coeficienții C_1 şi C_2 au expresiile:

$$C_1 = \frac{1}{9}\Gamma_1\frac{(1-2v)^2}{E_0}; \quad C_2 = \frac{4}{27}g_2\frac{(1+2v)^3}{E_0^2} \tag{3.32}$$

Tensiunea la întindere monoaxială devine:

$$\sigma_1 = \frac{P}{b_0h_0}\cdot\frac{1}{\left(1-v\varepsilon_1^2\right)} \tag{3.33}$$

unde:

b_0h_0 – aria secțiunii transversale a epruvetei în stare nesolicitată;

P – sarcina aplicată.

Introducând relația (3.33) în relația (3.31), se va obține o relație între sarcina aplicată P şi deformația specifică măsurată ε_1, de forma:

$$E_0\varepsilon_1 = \frac{P}{b_0h_0}\left[\frac{1}{(1-v\varepsilon_1)^2} + C_1\frac{P}{b_0h_0}\cdot\frac{1}{(1-v\varepsilon_1)^4} + C_2\frac{P^2}{(b_0h_0)^2}\cdot\frac{1}{(1-v\varepsilon_1)^6}\right]. \tag{3.34}$$

După o dezvoltare în serie Taylor, în membrul drept al ecuației din care se rețin numai primii doi termeni şi cum $v\varepsilon << 1$, va rezulta expresia:

$$E_0\varepsilon_1 \approx \frac{P}{b_0h_0}\left[(1+v\varepsilon_1) + C_1\frac{P}{b_0h_0}(1+4v\varepsilon_1) + C_2\frac{P^2}{(b_0h_0)^2}(1+6v\varepsilon_1)\right] \tag{3.35}$$

Termenii care conțin coeficienții necunoscuți C_1 şi C_2 se vor separa de termenii care conțin cantități cunoscute şi valori măsurate. Pentru diferite valori ale sarcinii aplicate P_i, $i \in [1,\ldots,n]$, se vor obține ecuații de forma:

$$\frac{b_0h_0}{P_i}(E_0\varepsilon_{1i}) - (1+2v\varepsilon_{1i}) = C_1\frac{P_i}{b_0h_0}(1+4\varepsilon_{1i}) + C_2\frac{P_i^2}{(b_0h_0)^2}(1+6\varepsilon_{1i}) \tag{3.36}$$

sau:

$$f(P_i,\varepsilon_{1i}) = \Phi(P_i,\varepsilon_{1i},C_j) \tag{3.37}$$

BUPT

Ecuaţia (3.37) se poate rezolva prin aproximare liniară discretă cu ajutorul metodei Gauss a celor mai mic pătrate.

Se foloseşte notaţia:

$$\sum_{i=1}^{n}\left[f(P_i,\varepsilon_{1i})-\Phi(P_i,\varepsilon_{1i},c_j)\right]^2 = D(c_j)^2 \tag{3.38}$$

Pentru determinarea min $D(c_j)^2$ se impune condiţia $\frac{\partial D^2}{\partial c_j}=0$.

Pentru derivatele parţiale se utilizează notaţia $\varphi_j = \frac{\partial \phi}{\partial c_j}$. Astfel,

$$\begin{cases} \varphi_1 = \dfrac{P_i}{b_0 h_0}(1+4v\varepsilon_{1i}) \\ \varphi_2 = \dfrac{P_i^2}{(b_0 h_0)^2}(1+6v\varepsilon_{1i}) \end{cases} \tag{3.39}$$

Se va obţine un sistem de ecuaţii liniare, numit sistem Gauss normal de ecuaţii, de forma:

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{n}\varphi_1\cdot\varphi_1 & \sum_{i=1}^{n}\varphi_1\cdot\varphi_2 \\ \sum_{i=1}^{n}\varphi_2\cdot\varphi_1 & \sum_{i=1}^{n}\varphi_2\cdot\varphi_2 \end{bmatrix} x \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{n} f\cdot\varphi_1 \\ \sum_{i=1}^{n} f\cdot\varphi_2 \end{bmatrix} \tag{3.40}$$

Cunoscând expresiile (3.32) pentru coeficienţii C_1 şi C_2, vor rezulta expresiile:

$$\begin{aligned} \Gamma_1 &= C_1\frac{9E_0}{(1-2v)^2} \\ g_2 &= C_2\cdot\frac{3}{4}\frac{9E_0^2}{(1-2v)^3} \end{aligned} \tag{3.41}$$

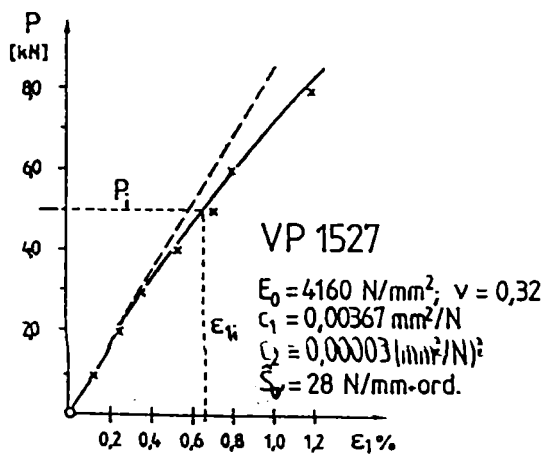
BUPT

Expresiile coeficienților C_1 şi C_2 se obțin din rezolvarea sistemului (3.40). În plus, ținând cont de relațiile (3.24) şi (3.33), va rezulta expresia coeficientului optic de tensiune de forma:

$$S = \frac{P}{b_0}(1+\nu\varepsilon_1)\left[1+\frac{3}{2}C_2\frac{(1+\nu)^2}{(1-2\nu)^3}\cdot\frac{P^2}{(b_0h_0)^2}(1+4\nu\varepsilon_1)\right]\frac{1}{N} \qquad (3.42)$$

Relația de definiție a coeficientului optic de tensiune S_0 (relația (3.21) indică o independență a acestuia de sarcina aplicată P, fapt confirmat şi experimental.

Fig.3.3. Rezultatele încercărilor la tracțiune monoaxială ale unei epruvete din materialul VP 1527 (linie întreruptă ↔ dependența teoretică; linie continuă ↔ dependența experimentală)



Încercările pe un material folosit uzual pentru obținerea modelelor fotoelastice şi anume răşină poliesterică VP 1527, au condus la rezultatele grafice prezentate în figura 3.3.

648.341
366 E
UNIV. "POLITEHNICA" TIMIŞOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

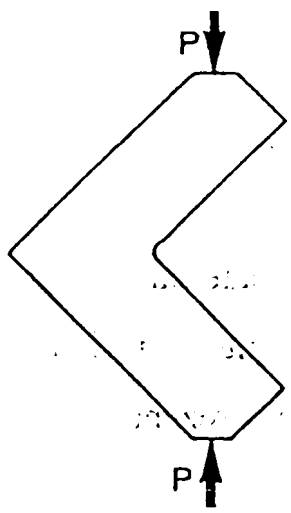
BUPT

3.5. Aplicații

3.5.1. Analiza comparativă prin fotoelasticitate plană liniară şi neliniară a stării de tensiune într-un profil "L" încărcat cu forțe concentrate

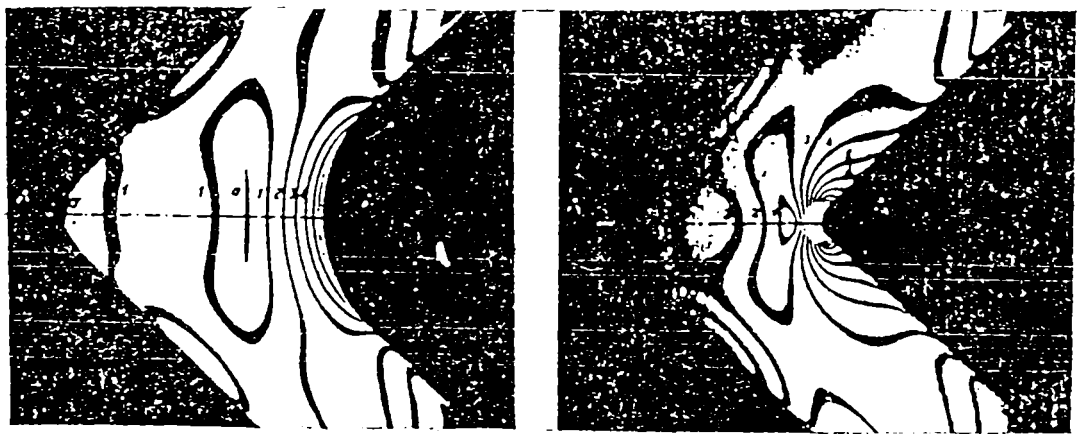
S-a efectuat analiza comparativă prin fotoelasticitate plană liniară şi neliniară a stării de tensiune într-o secțiune transversală prpofil "L" supus unei încercări cu două forțe concentrate ca în figura 3.4.

Fig.3.4. Încărcarea cu forțe concentrate a modelului fotoelastic plan profil "L"



a) *b)*

Fig.3.5.a şi b. *Câmpurile de franje izocromate pentru încărcări cu P_1 (fig.3.5.a), rtespectiv P_2 (fig.3.5.b), P_1 P_2*



Pentru diferite încărcări P, spectrele câmpurilor de franje izocromate sunt de forma celor prezentate în figurile 3.5.a şi 3.5.b.

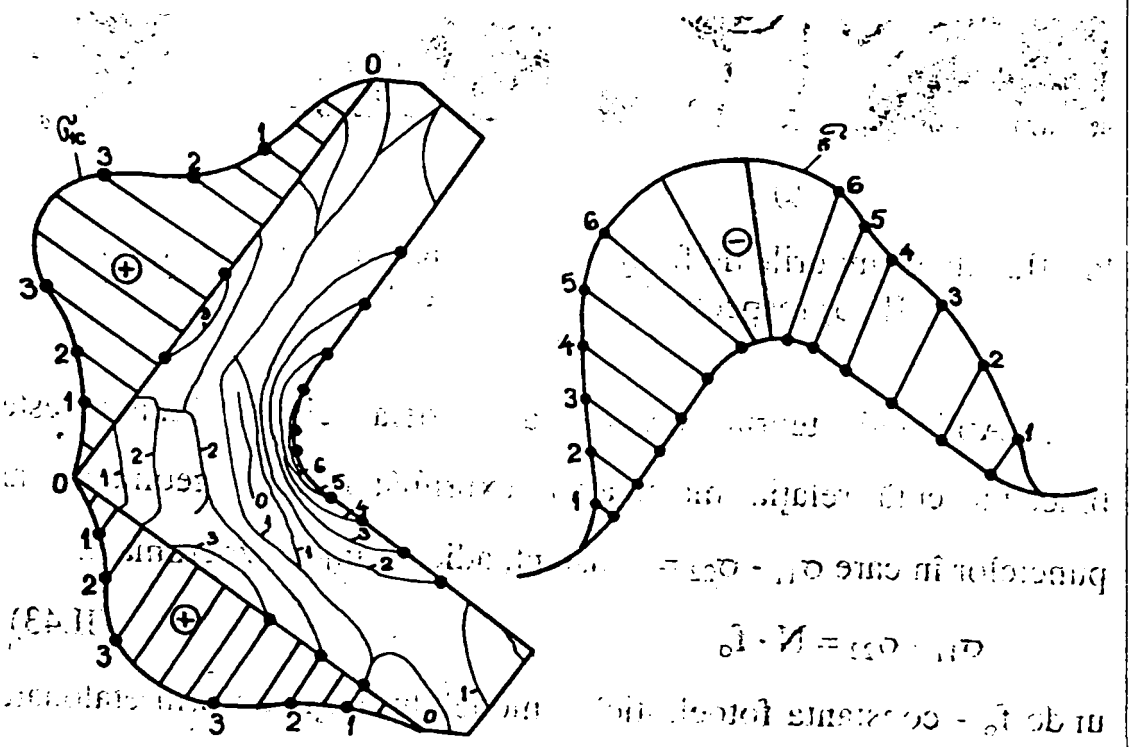
BUPT

Aplicând teoria clasică a fotoelasticității liniare este binecunoscută relațiamatematică exprimând locul geometric al punctelor în care $\sigma_{11} - \sigma_{22}$ = constant, adică franjele izocromate:

$$\sigma_{11} - \sigma_{22} = N \cdot f_{\sigma} \tag{3.43}$$

unde: f_{σ} – constanta fotoelastică a modelului obținută prin etalonare [MPa/fr].

Fig.3.6. Variația pe contur a tensiunii σ_{1C} determinată prin fotoelasticitate liniară



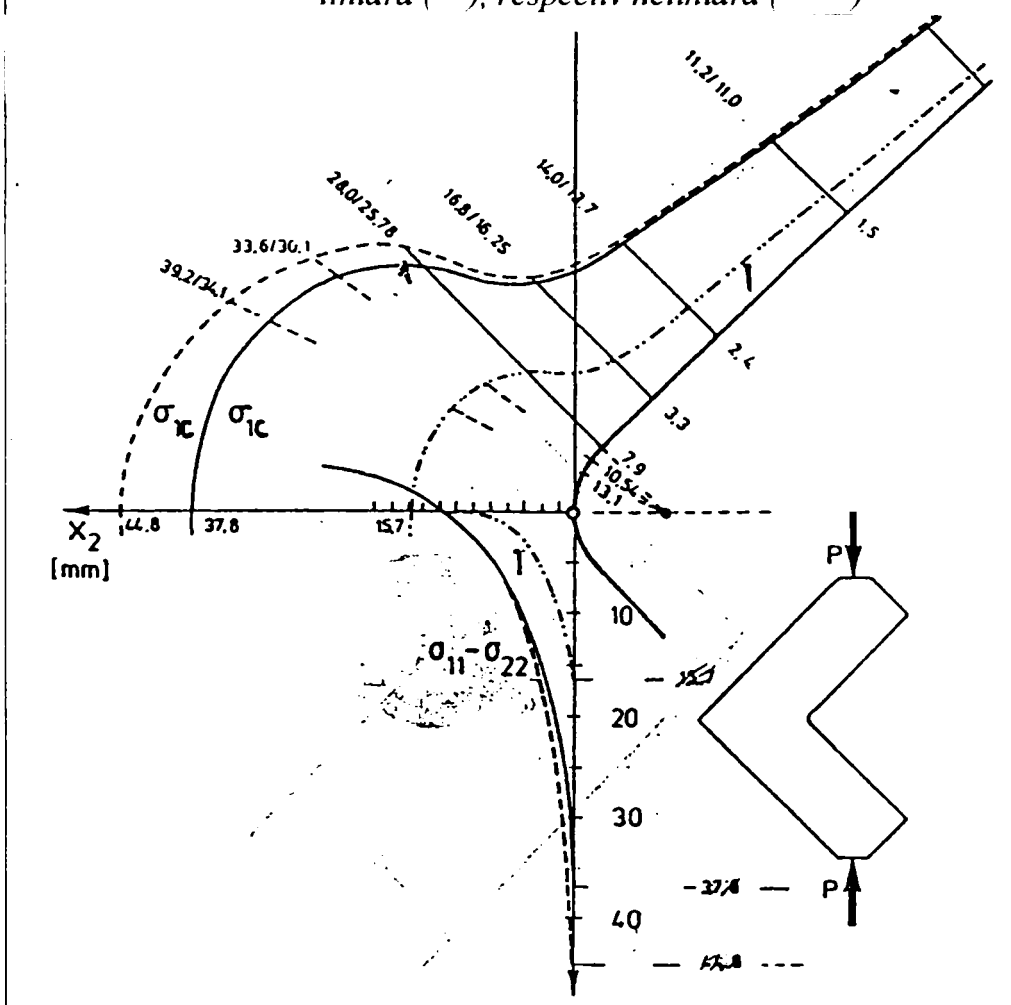
Pe conturul neîncărcat al modelului profil "L", tensiunile principale pe contur vor fi:

$$\sigma_{2c} = 0, \qquad \text{respectiv} \qquad \sigma_{1C} = N \cdot f_{\sigma}.$$

Aceasta conduce la variații pe contur ale tensiunii σ_{1C} ca în figura 3.6.

Aplicând teoria fotoelasticității neliniare, pentru zona cu concentrator se confirmă influența privind neliniaritatea tensiune – deformație specifică, eroarea fiind de 16% față de dependențele obținute prin fotoelasticitate liniară (fig.3.7).

Fig.3.7. Comparație între tensiunile pe contur obținute prin fotoelasticitate liniară (---), respectiv neliniară (-"-"-)



Din punct de vedere practic nu este necesară analiza optică a întregului model prin metoda fotoelasticității neliniare.

BUPT

Aceasta se aplică numai în zonele cu puternice concentrări ale tensiunii, unde răspunsul neliniar al materialului modelului poate afecta precizia rezultatelor.

Fig.3.8. Domenii pentru separarea procedurilor de evaluare a tensiunilor

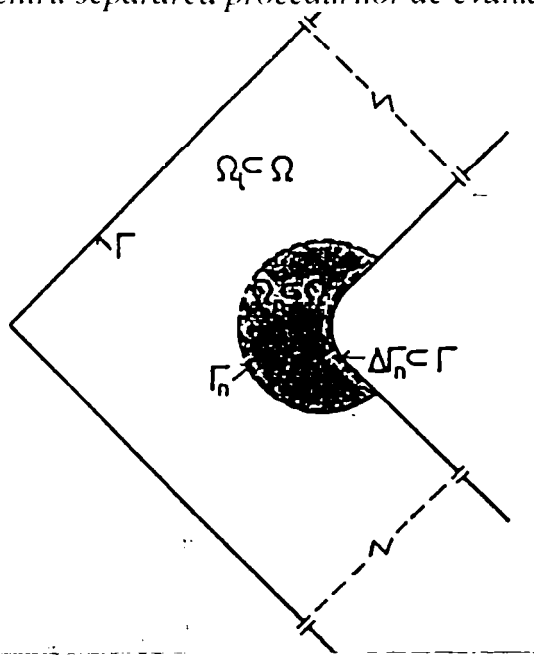
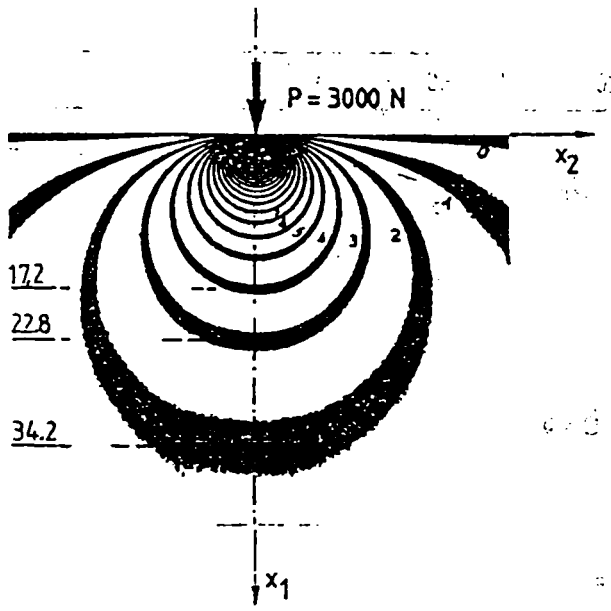


Fig.3.9. Câmp simetric de izocromate la încărcarea semiplanului elastic cu forță concentrată



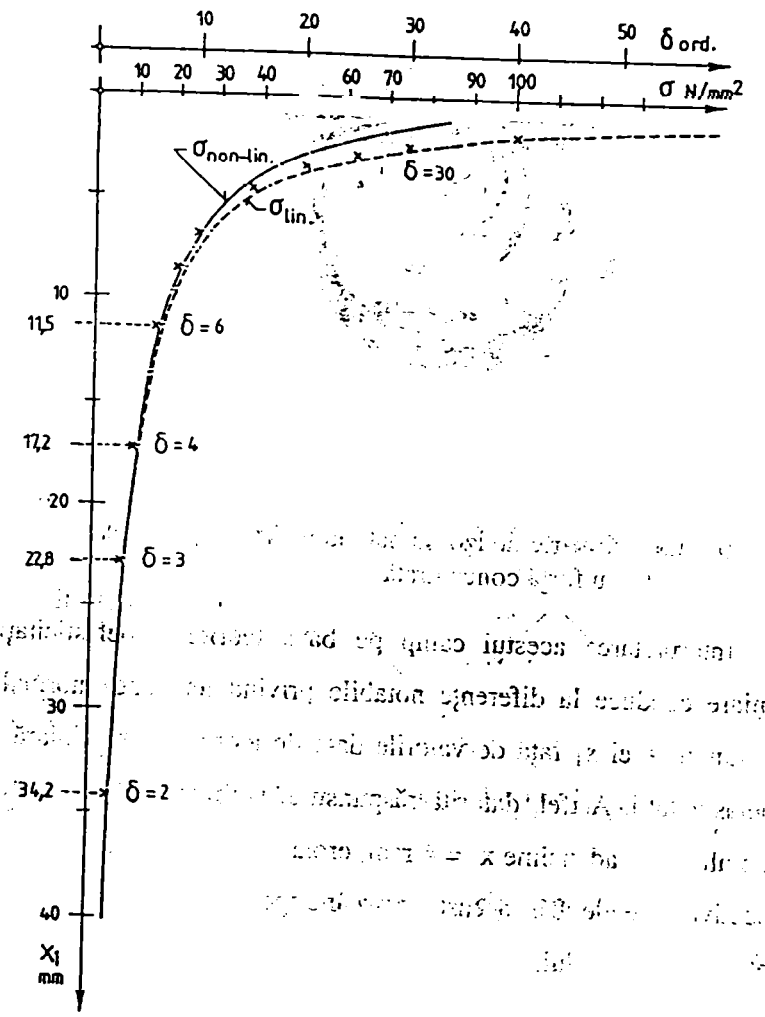
BUPT

3.5.2. Analiza compartativă prin fotoelasticitate plană liniară şi neliniară a stării de tensiune dintr-un semiplan elastic încărcat cu forţă concentrată

Clasica problemă a încărcării semiplanului elastic cu forţă concentrată conduce la câmpul de franje izocromate din figura 3.9.

Interpretarea acestui câmp pe baza teoriei fotoelasticităţii neliniare conduce la diferenţe notabile privind tensiunea normală de-a lungul axei x_1 faţă de valorile date de teoria clasică liniară a fotoelasticităţii. Astfel, datorită răspunsului neliniar al materialului modelului, la o adâncime x_1 = 4 mm, eroarea cu privire la tensiunea respectivă este de 8%, aceasta crescând pe măsura apropierii de frontiera semiplanului.

Fig.3.10. Variaţia tensiunii normale σ pe direcţia forţei concentrate aplicate după cele două teorii ale fotoelasticităţii: liniară (---), respectiv neliniară (____)



BUPT

A. GENERALITĂŢI SELECTATE CU APLICAREA FOTOELASTICITĂŢII PRIN REFLEXIE

3.6. Polariscopul cu reflexie

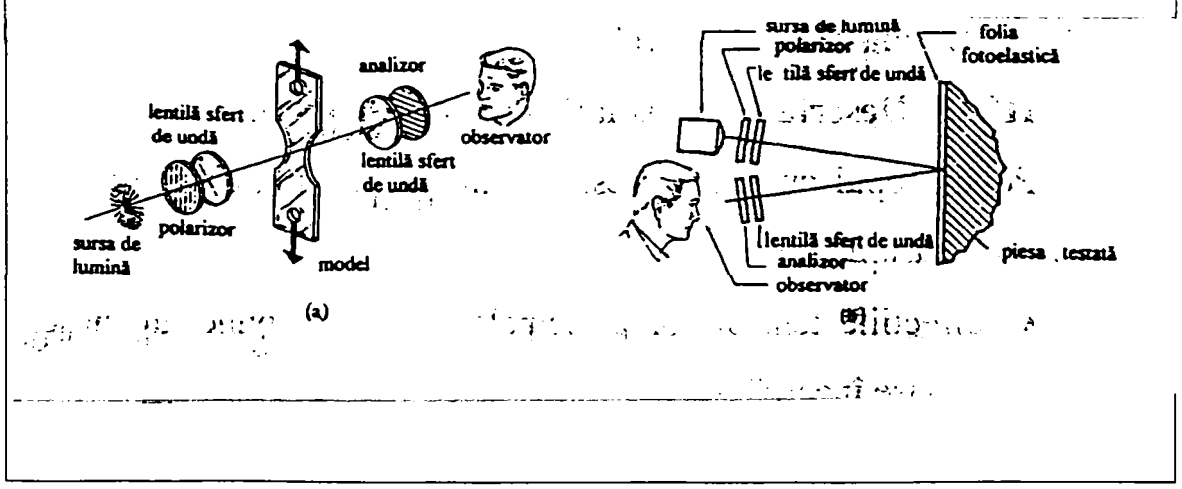
3.6.1. Descrierea schematică a polariscopului

Polariscopul cu reflexie este un instrument optic de precizie care poate măsura:

- direcţiile tensiunilor principale în fiecare punct al piesei supuse încercării ;
- diferenţa tensiunilor principale sau deformaţiilor (maximul tenxiunii tangenţiale) în fiecare punct ;
- valoarea tensiunilor principale în fiecare punct, pe frontierele neîncărcate şi în alte zone cu stare de tensiune uniaxială (cu aplicabilitate numai pentru materiale omogene, izotrope şi liniar elastice) .

O importantă caracteristică a aparatului este capacitatea de analiză a întregului câmp de tensiuni. Zonele puternic solicitate (potenţialele puncte de rupere) sunt vizualizate imediat de operator, ca şi zonele neîncărcate, zone unde se pot realiza economii de material.

Fig.3.11. Aranjamentul optic al polariscopului cu reflexie



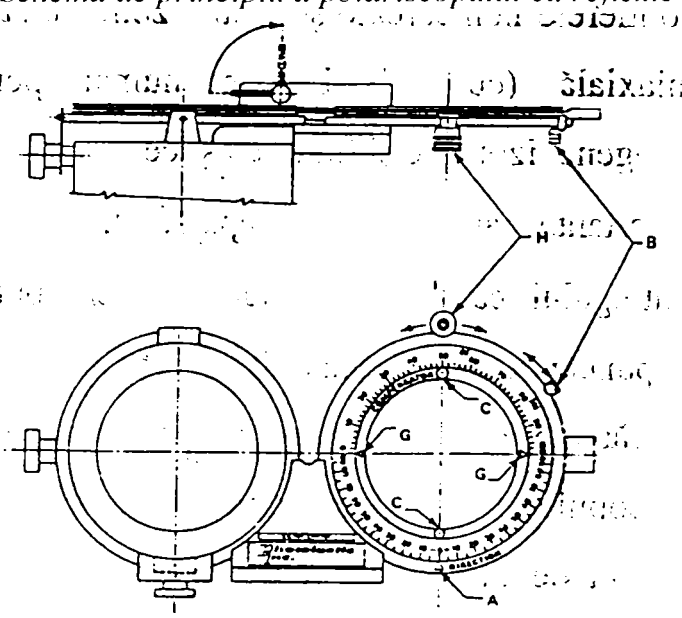
Polariscopul cuprinde două componente principale: ansamblul optic şi o sursă de lumină de mare intensitate. Ansamblul optic (fig.3.11) este compus din două lentile rotative (lentila polarizor şi ca lentila analizor), precum şi din două lentile "sfert de undă".

BUPT

Raza luminoasă incidentă este direcționată prin lentila polarizor, iar raza reflectată este direcționată prin lentila analizor. Lentilele sunt proiectate pentru a se roti independent, ceea ce permite măsurători rapide prin metoda de compensare Tardy.

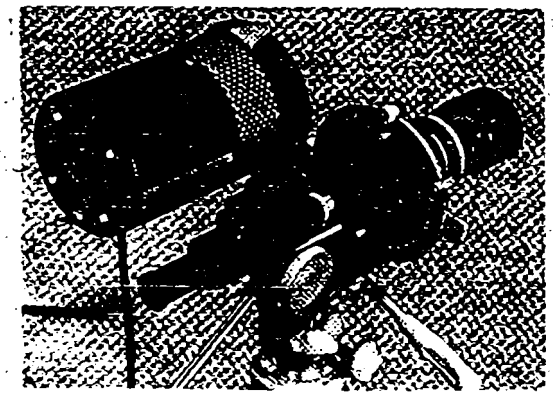
În figura 3.12 se prezintă schema de principiu a polariscopului cu reflexie.

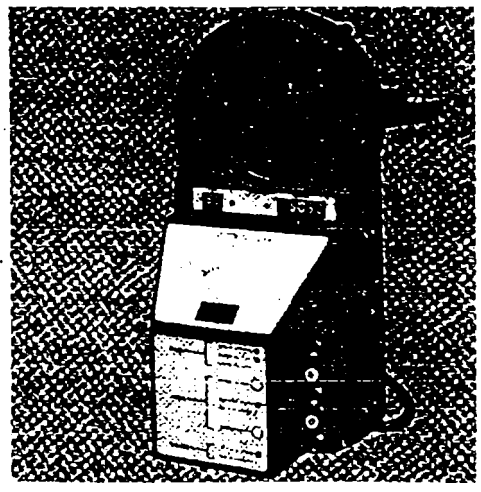
Fig.3.12. Schema de principiu a polariscopului cu reflexie



În cazul polariscopului cu reflexie există câteva variante constructive, prezentate în figura 3.13.

Fig.3.13. Variante constructive ale polariscopului cu reflexie





BUPT

- modelul 030 – oferă accesorii opționale, care pot acoperi un domeniu larg de măsurare a deformațiilor ;
- modelul 031 – sursa de lumină are greutate minimă și este focalizată ;
- modelul 131 – cu sistem de răcire pentru sursă și transformator ;
- modelul 040 – permite măsurători rapide și exacte asupra pieselor, încărcate static, cu afișaj numeric.

3.6.2. Materiale de acoperire

Selecția foliilor, funcție de proprietățile acestora, precum și de forma piesei de încercat, este o operație esențială pentru succesul analizei cu ajutorul fotoelasticimetriei prin reflexie și are o influență esențială în răspunsuri la întrebări ca :

- "*Cât de precis este ceea ce măsurăm* ?", sau
- "*Ce grad de precizie este cerut pentru aplicația dată* ?"

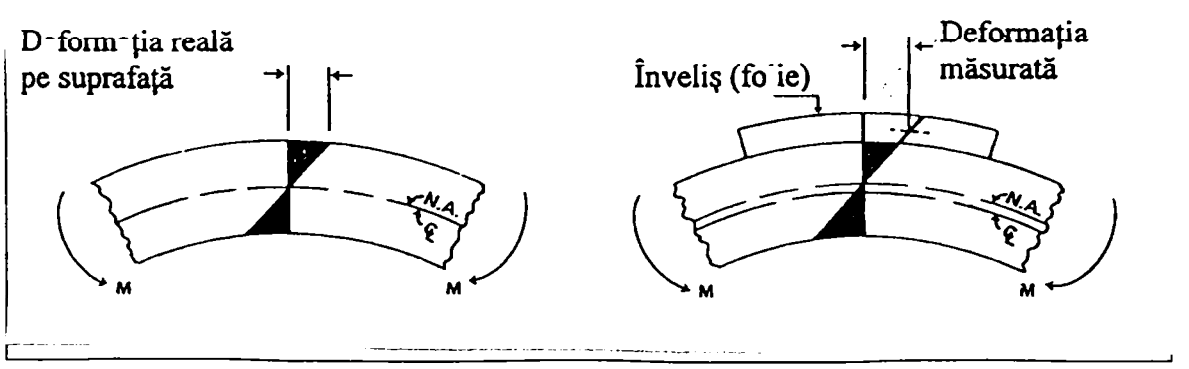
Materialele de acoperire sunt disponibile sub formă de coli plan și sub formă lichidă, putându-se aplica pe: metal, beton, plastic, cauciuc etc.

Materialele de acoperire sunt amestecuri de rășini în proporții controlate pentru a se asigura performanțe fotoelastice deosebite (f_ε = 980 μm/m fr). Sunt disponibile și truse de aplicare, special proiectate, conținând tot ceea ce este necesar pentru aplicarea foliei fotoelastice pe piesa de încercare.

Tehnologia de aplicare a foliei fotoelastice și a adezivului reflectorizant pe piesă trebuie să respecte instrucțiunile indicate de firmele producătoare.

În cazul aplicării foliilor fotoelastice pe suprafețe curbe, acestea trebuiesc "pregătite" în prealabil, pentru a reproduce forma piesei pe care se aplică. Această operație de "pregătire" este deosebit de pretențioasă, efectuându-se după prescripții speciale și urmărindu-se, în principal, neîntroducerea unor tensiuni inițiale în folie. În general, se recomandă ca grosimea foliei alese în astfel de aplicații să fie cu 20% mai mică decât raza de curbură a suprafeței curbe.

Fig.3.14.

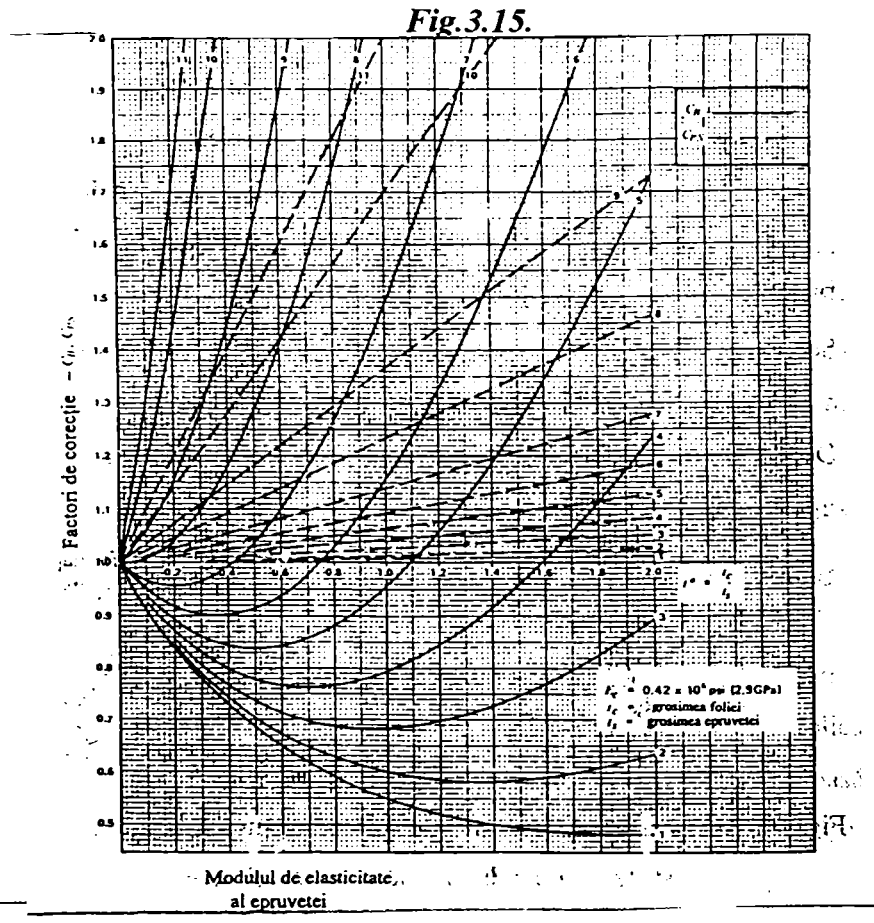


BUPT

O problemă deosebit de pretenţioasă, care poate afecta precizia măsurătorilor, este generată adesea de "efectul de întărire" al foliei, care este cu atât mai pronunţat, cu cât grosimea acesteia este mai mare. În cazul analizelor efectuate pe structuri de bare din profile uzuale (I, U, H), pe tuburi cu pereţi groşi sau plăci plane, efectul mai sus amintit este neglijabil şi poate fi ignorat. În schimb, în cazul membranelor supuse la încovoiere (fig.3.14) sau al oricărei structuri din materiale cu modul de elasticitate scăzut (de exemplu, plasticul) acest efect poate conduce la erori considerabile, datorită următorilor factori:

- planul neutru al secţiunii intersectează învelişul de acoperire (folia),
- secţiunea este, în general, înţepenită şi astfel curbura produsă de momentul încovoietor de încărcare este mică,
- deplasările medii în înveliş sunt mai mari decât deplasările de pe suprafaţa piesei analizate.

Fig.3.15.



Toţi aceşti factori conduc la ideea corectării datelor măsurate printr-un singur factor de corecţie "C" funcţie de un raport al modulelor de elasticitate, precum şi de un raport al grosimilor dintre piesă şi folie. Variaţia factorilor de corecţie (Cps – pentru suprafeţe plane, CB – pentru plăci sau bare supuse la încovoiere) pentru diferite materiale de structuri analizate, este prezentată în figura 3.15.

BUPT

Ideea este că aceşti factori de corecţie reprezintă raportul dintre tensiunile reale şi cele măsurate.

Se poate observa că pentru folii de grosime foarte mică, factorii de corecţie se apropie de unitate şi practic corecţia nu mai este necesară. De asemenea, se poate observa că o relativ mare variaţie a raportului dintre grosimea foliei şi cea a piesei are o influenţă nesemnificativă asupra valorii lui CB.

În tabelul 3.1 sunt prezentate valorile elongaţiilor maxime pentru câteva materiale tipice pentru învelişuri fotoelastice.

Tabelul 3.1

Materiale de acoperire	***Elongaţie maximă [%]***	***Aplicaţii tipice recomandate***
PS-1	10	Încercări pe metale, beton, sticlă
PS-2	3	
PS-8	3	
PL-1	3	
PL-8	3	
PS-3	30	Încercări pe materiale moi: cauciuc, plastic, lemn
PL-2	50	
PL-3	110	
PS-4	150	

Alegerea unei folii fotoelastice subţiri cu un modul de elasticitate longitudinal ridicat sau a unei folii mai groase, dar cu un modul de elasticitate mai redus, depind de tipul de aplicaţie.

De exemplu:

- Pentru deformaţii plastice localizate pe suprafeţe de dimensiuni reduse de selectează o folie de grosime mică, dar cu modul de elasticitate longitudinal considerabil, în scopul de a reduce influenţa "efectului de întărire" a foliei.
- Pentru o distribuţie de tensiuni în domeniul plastic se consideră cazul ideal de a alege o folie PS-1, datorită capacităţii sale de elongaţie de 10%.
- Pentru analiza propagării unor fisuri se alege o folie de grosime mai mare, dar cu un modul de elasticitate longitudinal mai scăzut.

BUPT

3.7. Analiza franjelor

Fotoelasticimetria oferă posibilitatea efectuării următoarelor tipuri de determinări:

1. determinarea deformațiilor, tensiunilor şi gradientului acestora ;
2. determinarea direcțiilor aferente deformațiilor principale şi tensiunilor, pentru toate punctele de pe folia fotoelastică ;
3. determinarea mărimii şi semnului tensiunilor tangențiale de-a lungul frontierei neîncărcate în toate regiunile unde starea de tensiune este monoaxială ;
4. determinarea mărimii şi semnului diferenței dintre deformațiile principale şi diferenței dintre tensiunile principale în orice punct de pe suprafața obiectului acoperit cu folie, pentru o stare de tensiune biaxială.

3.7.1. Interpretarea distribuției deformațiilor

În afara de capacitatea de a efectua măsurători exacte ale deformațiilor în orice punct ales, fotoelasticimetria are o posibilitate la fel de importantă pentru analiza tensiunilor. Aceasta este facilitatea de recunoaştere imediată a mărimii deformațiilor (şi tensiunilor), a unghiului de deformare şi distribuției generale a deformației. Această proprietate este unică la metodele fotoelastice de analiză a tensiunii. Aplicarea ei cu succes depinde numai de recunoaşterea ordinelor franjei după culoare şi de înțelegerea relației dintre ordinul franjei şi mărimea deformației.

În analiza tensiunilor, efectuată în scopul optimizării modelului, se pot face modificări în proiectare pentru a obține o greutate minimă, forma optimă, piesa adecvată funcțional etc. Observarea completă a distribuției tensiunilor indică cu uşurință efectele solicitării variabile şi direcția de încărcare, indicând un nivel de înțelegere inaccesibil în cazul măsurării deformației într-un singur punct.

3.7.2. Generarea franjelor

Se consideră că inițial piesa nu este încărcată, apoi se încarcă treptat.

Franjele vor apare la început în punctele cu tensiunile cele mai mari, aşa cum se poate observa în figura 3.16, în cazul filetelor. Pe măsură ce încărcarea creşte, apar treptat franje noi, iar franjele inițiale se deplasează către zone de tensiune mică.

Franjele se numerotează în ordinea apariției lor şi îşi vor păstra ordinul pe tot parcursul încărcării. Ele sunt continue şi nu se intersectează niciodată între ele.

Când vizualizăm piesa acoperită cu folie printr-un polariscop cu reflexie, franjele apar ca o serie de benzi de culori diferite (izocromate), în care fiecare bandă reprezintă un grad diferit de birefringență, corespunzând deformării din piesa încărcată.

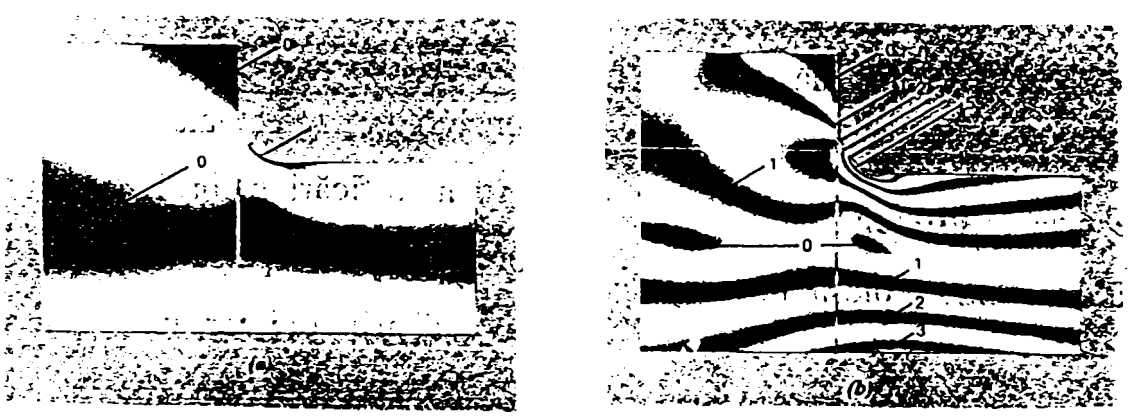
BUPT

Culoarea fiecărei benzi indică ordinul acesteia, conform tabelului 3.2, de un real interes din punct de vedere practic.

În concordanța cu noțiunile de optică generală, în cazul în care folosim lumină monocromatică, mărimea întârzierii de-a lungul unei franje este un multiplu întreg de lungimi de undă (λ, 2λ, 3λ , etc.), razele sunt defazate cu 180° şi există o anulare reciprocă, conducând la formarea unei benzi negre. Când întârzierea este un multiplu impar de $\lambda/2$ ($\lambda/2$, $3\lambda/2$, $5\lambda/2$ etc.), se obține o strălucire (extincție) maximă, razele fiind în fază.

a) încărcarea scăzută *b) încărcare mare*

Fig.3.16. *Generarea franjelor la încovoierea unui filet*



Deoarece intensitatea luminii este o funcție de " $\sin^2$ " al întârzierii, pe modelul analizat vor apare franje alternant luminoase şi întunecate.

Lumina albă, folosită pentru interpretarea franjelor în fotoelasticimetrie, este compusă din toate lungimile de undă ale spectrului vizibil. De aceea, întârzierea care cauzează ştergerea unei lungimi de undă, în general nu produce ştergerea altora.

Cu creşterea birefringenței, fiecare culoare din spectru este ştearsă pe rând, corespunzător lungimii ei de undă din spectrul vizibil (începând cu violetul, care corespunde celei mai mici lungimi de undă din spectrul vizibil), observatorul văzând culoarea complementară. Această culoare complementară este cea care realizează vizualizarea modelului franjei în lumina albă.

În tabelul 3.2 se prezintă ordinul franjei şi întârzierea corespunzătoare fiecărei culori.

BUPT

Tabelul 3.2

Culoarea	*Întărzierea [nm]*	*Ordinul franjei*
Negru	0	0
Gri	160	0,28
Alb	260	0,45
Galben deschis	345	0,6
Portocaliu	460	0,8
Roşu închis	520	0,9
Violet	575	1
Albastru închis	620	1,08
Albastru-verde	700	1,22
Verde-galben	800	1,39
Portocaliu	935	1,63
Roşu	1050	1,82
Violet	1150	2
Verde	1350	2,35
Verde-galben	1440	2,5
Roşu	1520	2,65
Trecerea Roşu-verde	1730	3
Verde	1800	3,1
Roz	2100	3,65
Trecerea Roz-verde	2300	4
Verde	2400	4,15

BUPT

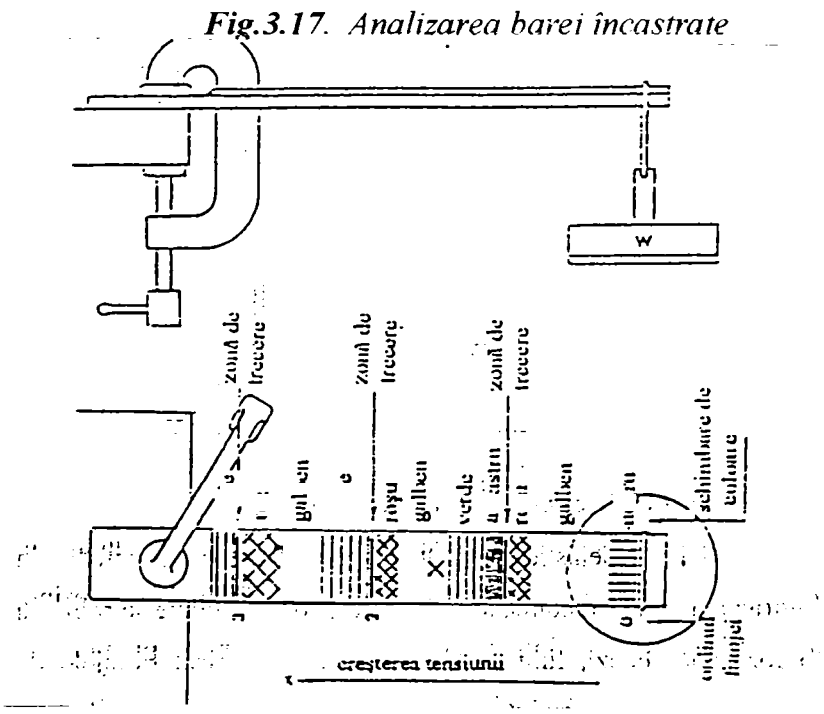
3.7. Identificarea franjelor

Dacă privim piesa neîncărcată acoperită cu folie, cu ajutorul polariscopului, folia va apărea neagră. Pe măsura ce încărcăm treptat piesa, regiunile cu tensiuni mari încep să se coloreze, la început gri, apoi alb, iar când are loc extincția violetului, va apare galbenul. Încărcând mai departe, la extincția albastrului apare portocaliul, iar la extincția verdelui este vizualizat roşu. Următoarea culoare care va dispare cu creşterea încărcării este galbenul, în locul ei apărând violetul, aceasta este urmată de extincția portocaliului, apărând albastrul.

Franja violet, distinsă cu uşurință între cea roşie şi cea albastră, este foarte sensibilă la cea mai mică modificare a deformării. Datorită preciziei sale, este selectată pentru a marca ordinul franjei N = 1. Apariția şi a altor culori indică prezența altor ordine de bandă: N = 2, N = 3, etc.

Continuând încărcarea piesei testate, se produce extincția roşului şi apare albastru-verde. Crescând şi mai mult încărcarea, are loc extincția violetului pentru a doua oară, reluându-se ordinea anterioară de apariție a culorilor.

Fig.3.17. Analizarea barei încastrate



În figura 3.17, se prezintă o metodă de identificare a franjelor în cazul unei grinzi încastrate solicitată la încovoiere.

Bara se acoperă cu folie fotoelastică şi se încastrează cu partea înfoliată în sus. Se atârnă o greutate la capătul liber al barei.

Aşa cum este cunoscut, întrârzierea creşte proporțional cu deformația.

În tabelul 3.13 se prezintă deformațiile corespunzătoare ordinului franjei.

BUPT

Tabelul 3.3

Ordinul franjei *N*	***Deformarea*** $\varepsilon_x - \varepsilon_y = Nf$
0 franja neagră	0
1 roşu-albastru	757 (μm / m) (1f)
2 roşu-verde	1514 (μm / m) (2f)
3 roşu-verde (2)	2271 (μm / m) (3f)

3.8. Semnificaţia cantitativă a franjelor

Franjele fotoelastice au câteva particularităţi folosite în identificarea şi interpretarea spectrului acestora. Franjele se prezintă sub formă de benzi, linii curbe sau cercuri închise. Franjele de ordinul zero sunt negre şi de obicei sunt prezente sub formă de pete izolate, linii sau zone, înconjurate de franje de ordin mai mare. Franjele nu se intersectează niciodată, putându-se determina ordinul franjei şi deformarea în orice punct de pe franjă.

Pe baza culorii se stabileşte dacă ordinul franjei creşte sau descreşte în direcţia respectivă. Presupunând că piesa testată are un unghi ascuţit, drept, sau proeminenţă, tensiunea în acea zonă va fi "0", observându-se o franjă de ordin "0", indiferent de mărimea încărcării.

Dacă franja de ordinul "0" nu este clară, franja de ordinul "1" poate fi adesea recunoscută datorită culorilor strălucitoare. Când obiectul testat poate fi încărcat treptat de la o stare iniţială netensionată, franja de ordinul "0" corespunzătoare fondului negru care acoperă întreaga folie poate fi urmărită de-a lungul întregului proces de încărcare.

Odată ce o franjă a fost identificată, se pot determina şi ordinele celorlalte franje, asigurându-se că direcţia de creştere a ordinului franjei este cea corectă. În plus, adesea în aplicaţiile practice se pot identifica două franje neconsecutive, de exemplu franjele de ordine "1", respectiv "3", franja de ordin "2" putând fi localizată cu o bună precizie între acestea.

Cu ajutorul acestui procedeu, se pot localiza cele mai deformate regiuni. Zonele cu franje înguste şi apropiate sunt caracterizate de tensiuni mari, iar zonele cu franje late (unde culoarea foliei este neglu uniform sau gri) sunt caracterizate de tensiuni mici.

BUPT

Frecvent, în procesul de localizare al franjelor de ordinele cele mai mari, analistul este condus către puncte critice sau pe o frontieră neîncărcată. În astfel de puncte, tensiunile principale nenule sunt tangente la frontieră, iar mărimea acestora poate fi determinată direct prin multiplicarea valorii unei benzi cu o constantă.

Cu polariscopul cu reflexie se poate determina valoarea tensiunii şi semnul acesteia, corespunzător întinderii sau compresiunii piesei studiate pe o frontieră neîncărcată.

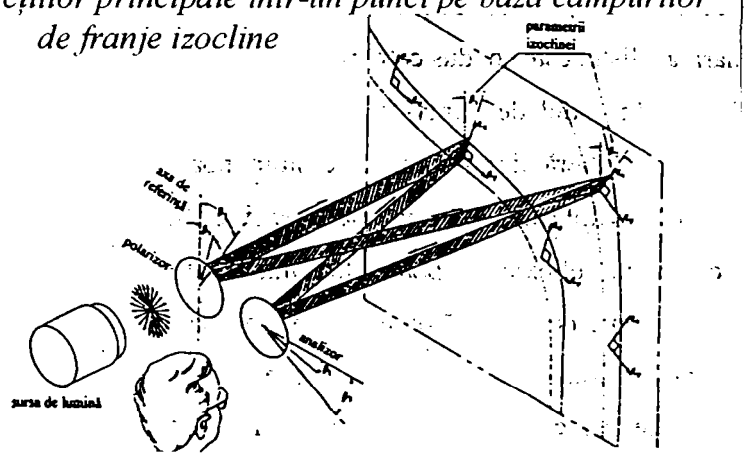
Procedeul de determinare a semnului este cel clasic, prin încărcarea frontierei şi observarea modulului de convergenţă al franjelor în punctul analizat.

3.9. Determinarea direcţiilor principale

3.9.1. Principiul de măsurare

Exactitatea măsurării ordinului franjelor prin metoda compensării absolute şi metoda incidenţei oblice necesită alinierea elementelor optice ale polariscopului cu direcţiile deformaţiilor principale şi direcţiile tensiunilor principale sau cu axa principală a piesei studiate. În general, direcţia axei principale variază de la punct la punct depinzând de forma piesei studiate şi de modul de încărcare.

Fig.3.18. Determinarea direcţiilor principale într-un punct pe baza câmpurilor de franje izocline



Direcţiile axelor principale pot fi obţinute cu ajutorul polariscopului, folosindune de proprietăţile izoclinelor (figura 3.18).

Direcţiile axelor principale pentru orice punct situat pe o izoclină, coincid cu axele polarizorului şi analizorului.

Direcţia axelor polarizorului / analizorului definesc direcţia axelor principale, oriunde de-a lungul unei izocline.

Pentru diferite poziţii ale punctelor, există izocline diferite de-a lungul cărora direcţiile axelor prioncipale coincid cu cele ale polarizorului P şi analizorului A.

BUPT

Dacă rotim împreună polarizorul şi analizorul, treptat, cu 90°, fiecare punct din câmpul vizual se va deplasa pe o izoclină.

Direcţiile principale de deformare sunt întotdeauna măsurate faţă de o axă dreaptă sau plan cunoscute.

Deci, primul pas pentru determinarea direcţiilor principale de deformaţie va fi alegerea unei referinţe cât mai convenabile.

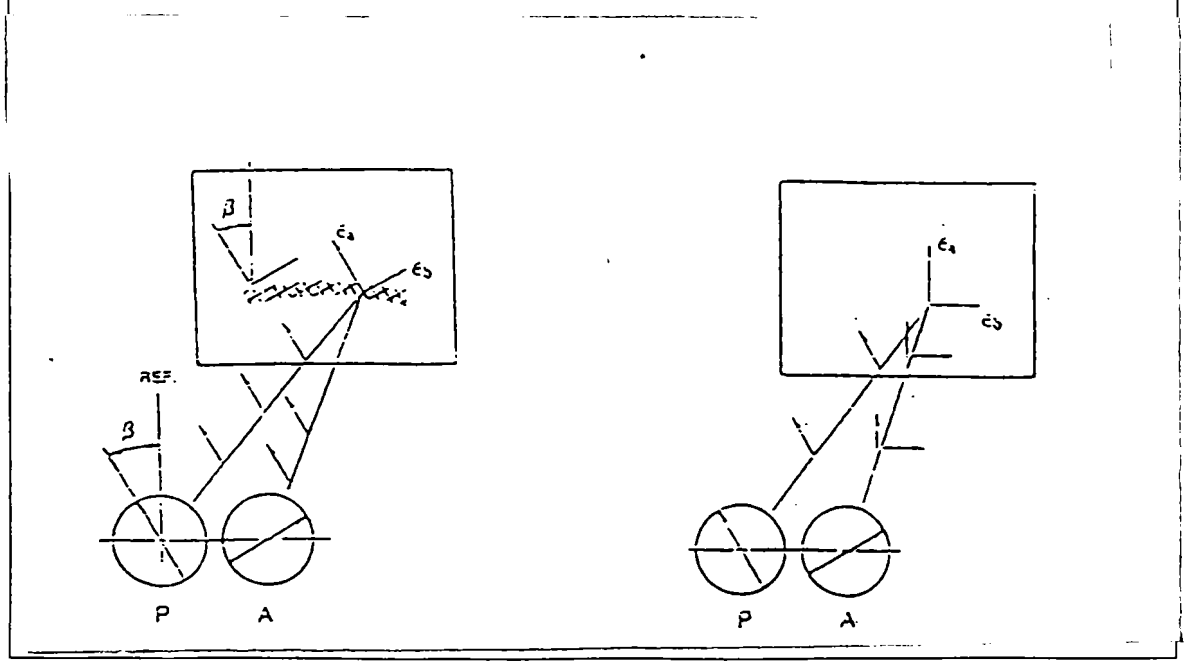
În majoritatea cazurilor, ca bază de referinţă se ia axa de simetrie a piesei, iar în alte cazuri e suficientă o linie verticală sau orizontală.

Când un fascicul de lumină plan polarizată traversează folia fotoelastică de pe piesă supusă la încercare, el se împarte în două unde, care se propagă cu viteze diferite de-a lungul direcţiei principale de deformare şi care sunt defazate.

a) *în fiecare punct unde P-A sunt paralel cu tensiunile principale se observă o bandă neagră*

b) *dacă P-A nu sunt paralele, lumina este transmisă şi se văd culorile*

Fig.3.19. *Determinarea direcţiilor principale funcţie de poziţiile axelor P şi A*



În figura 3.19 se prezintă determinarea direcţiilor principale ale tensiunii în două cazuri.

Dacă se vizualizează piesa cu ajutorul unui polariscop cu reflexie, figura 3.18, se observă apariţia unor linii negre (sau chiar arii). Aceste linii se numesc izocline.

În orice punct de pe izoclină, direcţiile principale de deformaţie sunt paralele cu direcţiile de polarizare ale polarizorului şi analizorului.

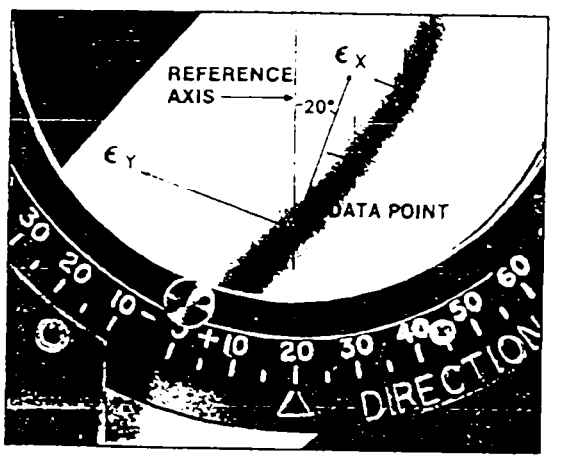
BUPT

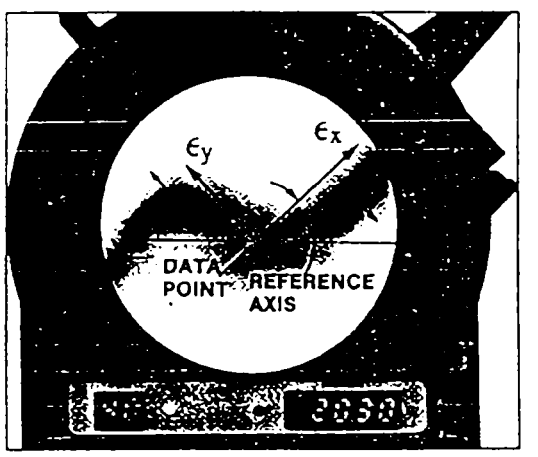
Ţinând cont de axa de referinţă aleasă, determinarea direcţiilor dintr-un punct se realizează simplu, prin rotirea polarizorului şi analizorului împreună, până la apariţia unei izocline negre peste acel punct.

Izoclinele se pot înregistra prin fotografierea sau prin trasare direct pe folia fotoelastică.

a) Model 031 *b) Model 040*

Fig.3.20. *Vizualizarea izoclinelor cu ajutorul polariscopului cu reflexie*





Dacă izoclinele sunt înguste, direcţiile lui ε_x şi ε_y variază rapid de la o localizare la altă, iar dacă izoclinele sunt late (sau chiar arii negre, direcţiile lui ε_x şi ε_y variază puţin în acea regiune.

3.9.2. Etape pentru determinarea direcţiilor principale într-un punct

În cele ce urmează se prezintă pas cu pas metoda de determinare a direcţiilor principale de deformaţie într-un punct de pe folia dotoelastică cu care este acoperită piesa testată:

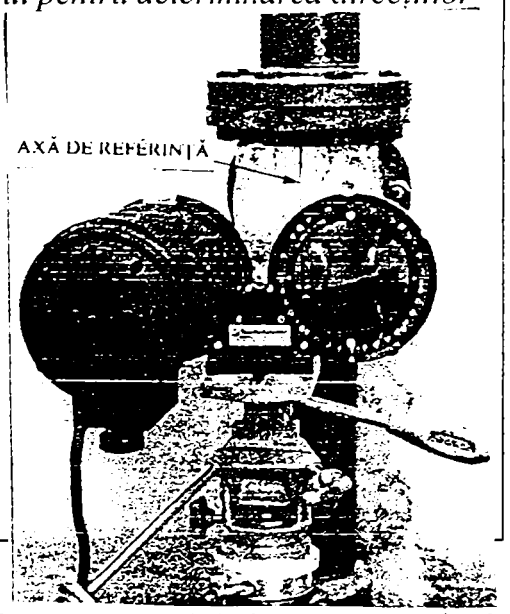
1. Se montează polariscopul astfel încât aria care ne interesează de pe suprafaţa piesei să fie bine iluminată cu ajutorul unei surse de lumină şi vizualizată uşor prin analizor.
2. Se alege axa de referinţă. În multe cazuri, axa de referinţă este dată de forma şi orientarea piesei studiate (axa de simetrie, limita de deformare a piesei, direcţia de aplicare a încărcării etc.) În alte cazuri este suficientă o axă de referinţă orizontală sau verticală.

BUPT

3. Se orientează polariscopul astfel încât una dintre axele sale să fie paralelă cu axa de referință aleasă. Când această condiție este satisfăcută, aparatul arată 0°, iar axa de polarizare a instrumentului va fi paralelă sau perpendiculară pe axa de referință.
4. Cu compensatorul în poziția 0° şi cu mânerul B în poziția M, se vizualizează suprafața acoperită, în stare neîncărcată. Suprafața acoperită trebuie să apară uniform neagră.
5. Se încarcă piesa treptat şi se observă deplasarea franjei inițiale cu creşterea încărcării. Cu un creion se marchează şi se numerotează pe folia fotoelastică franjele apărute la fiecare treaptă de încărcare.
6. Se analizează axele lentilei $\lambda/4$ cu axele polarizorului / analizorului, ceea ce transformă polarizorul cu reflexie într-un polariscop plan, suprapunându-se câmpul de izocline peste câmpul de izocromate.

Atâta timp cât indicația scalei DIRECTION este "0", se vizualizează câmpul de izocline pentru care tensiunile principale au direcțiile paralele cu axele polariscopului.

Fig.3.21. Modul de orientare al polariscopului pentru determinarea direcțiilor principale

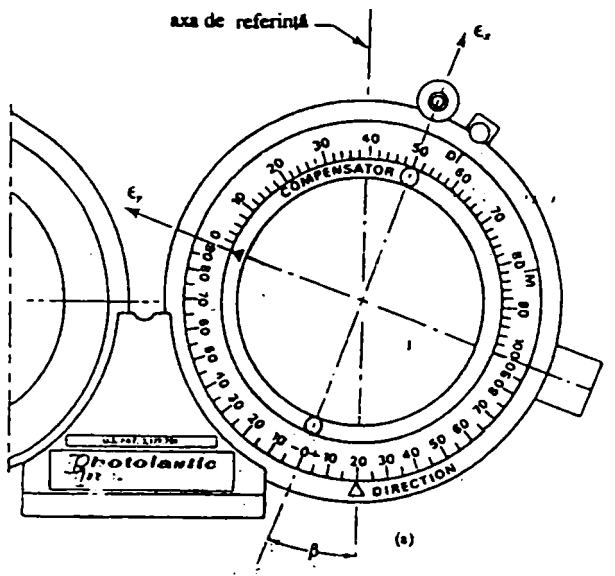


7. Câmpul de izocline se poate distinge față de câmpul de izocromate prin două metode:
   a. Se slăbeşte mânerul H şi se rotesc analizorul şi polarizorul împreună din 20 în 20 de grade. Izoclinele se deplasează în timpul rotirii, iar izocromatele rămân fixe.
   b. Dacă se încarcă sau se descarcă piesa, izocromatele se vor deplasa şi îşi vor schimba forma funcție de încărcare, iar izoclinele nu sunt afectate de modificarea încărcării.

BUPT

8. De la mânerul H, se fixează indicația scalei DIRECTION la "0" și se observă punctul de analizat, însemnat pe folie. Exceptând o eventuală coincidență, izoclina de ordin "0" nu trece prin punct.
9. Se rotește ansamblul polarizor / analizor până când izoclina neagră trece prin punctul studiat. Se reglează până când izoclina se suprapune peste punct. Axele ansamblului polarizor / analizor coincid acum cu direcțiile principale de deformație, ε_x și ε_y în punctul respectiv și pentru orice punct de pe axa izoclină. Aceasta situație este prezentată în figura 3.22. Scala DIRECTION indică rotația polarizorului / analizorului (20°), precum și direcția unei axe principale. Prin convenție, direcția analizorului este direcția lui ε_x iar ε_y este perpendiculară pe această.

Fig.3.22.



3.9.3. Direcțiile principale de suprafețe libere

Pentru determinarea direcțiilor principale de deformație pe o arie mai mare sau pe toată suprafața acoperită cu folie fotoelastică, procedeul este identic cu cel dinainte pentru primele 7 puncte.

În continuare, procedeul urmează etapele:

8. De la mânerul H se fixează scara DIRECTION la "0", iar cu un creion se trasează izoclinele.
9. Se marchează izoclinele cu ajutorul dispozitivului DIRECTION ("0" în acest caz). Se repetă procedeul de la punctul 8, fixând indicația DIRECTION din

BUPT

15 în 15 grade până la 90° şi se trasează izoclinele pe folie pentru fiecare fază, notând pe ele unghiul corespunzător. Izoclina corespunzătoare unghiului de 90° coincide cu cea de la 0°. Dacă există puncte singulare (unde $\varepsilon_x - \varepsilon_y = 0$ şi $N = 0$) în câmpul vizual toate izoclinele trec prin astfel de puncte.

10. Se transformă izoclinele pe o foaie de hârtie.

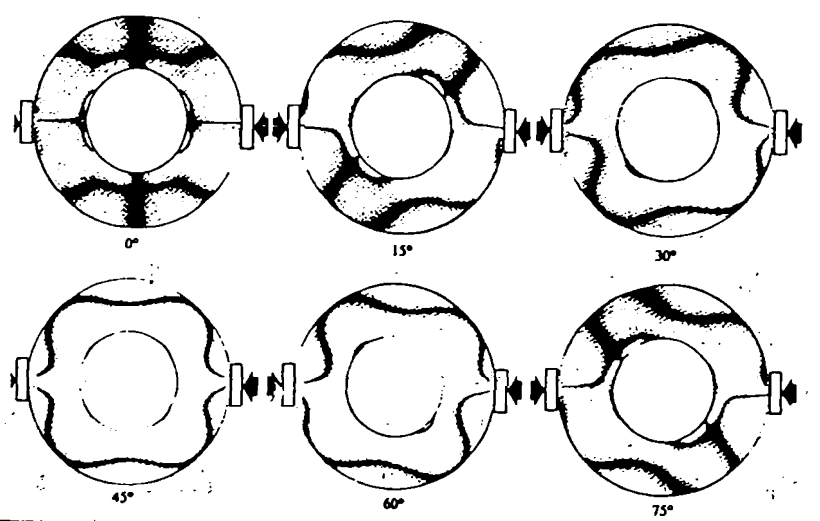
O altă variantă presupune înregistrarea mai rapidă şi mai exactă a izoclinelor prin fotografiere.

Procedeul de realizare coincide cu cele de mai sus până la punctul 7, apoi se urmează etapele:

8. Se instalează aparatul de fotografiat cu film color pe polariscop, după încărcarea modelului. De la mânerul H se fixează scala DIRECTION "0", marcându-se parametrul unghiular ("0" în acest caz) pentru o zonă convenabilă din câmpul de vizualizare şi se fotografiază izoclinele.
9. Se repetă procedeul de la etapa a 8-a, fixând scala DIRECTION din 15 în 15 grade, până la 90°, şi se fac fotografii pentru fiecare caz.
10. Se prelucrează filmul, se proiectează fiecare poziţie pe o foaie de hârtie şi se notează pe fiecare izoclină unghiul corespunzător. Se identifică parametrul unghiular al fiecărei izocline.

3.9.4. Aplicaţie. Analiza prin fotoelasticitate a unui inel supus la compresiune

Fig.3.23. Câmpuri de franje izocline la compresiunea diametrală a inelului



BUPT

Un exemplu al acestui procedeu este prezentat în figura 3.23 pentru un inel supus la compresiune diametrală, problema analizată teoretic frecvent în cadrul teoriei elasticității. În această figură sunt vizualizate câmpurile de izocline.

Izoclinele pot fi combinate, obținându-se pe o singură schiță, prin copierea de pe fotografii pe o foaie de hârtie, ca în figura 3.24.a.

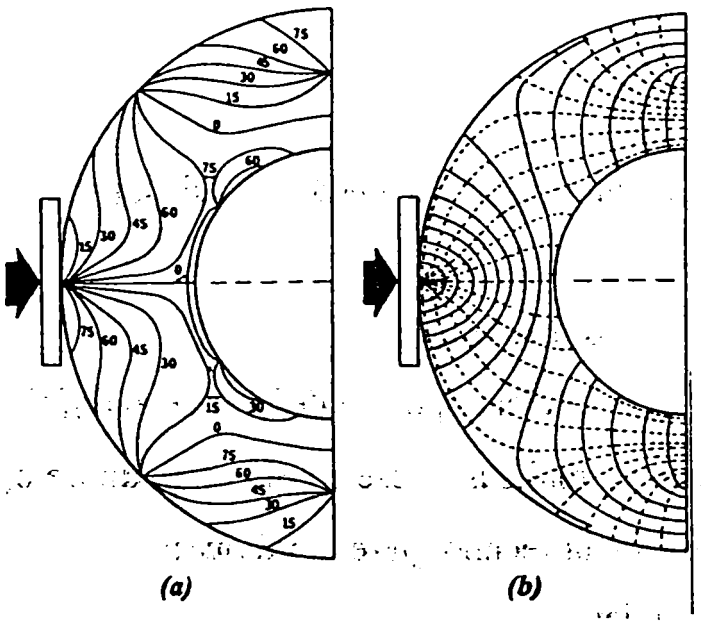
Deoarece inelul este simetric, analiza se poate efectua doar pentru jumătate de inel.

Familia izoclinelor poate fi utilizată la construirea familiei izostaticelor, ca în figura 2.24.b.

Liniile izostatice au proprietatea de a fi tangente la direcțiile tensiunilor principale în orice punct reprezentând traiectoriile acestora.

a) *b)*

Fig.3.24



Algoritmul grafic pentru efectuarea unei astfel de construcții este prezentat în [ ], [ ], [ ] etc.

BUPT

3.10. Determinarea cantitativă a tensiunilor şi deformaţiilor

3.10.1. Relaţii între ordinul franjei şi mărimea tensiunilor şi deformaţiilor

Ordinul franjei, care se observă pe folia fotoelastică, este proporţional cu diferenţa dintre deformaţiile principale din folie (şi de pe suprafaţa piesei testate), conform relaţiei:

$$\varepsilon_x - \varepsilon_y = Nf \tag{3.44}$$

unde:

ε_x, ε_y – deformaţiile specifice principale ;
N – ordinul franjei ;
f – valoarea benzii ;

$$f = \frac{\lambda}{2tK}$$

unde:

λ – lungimea de undă a radiaţiei luminoase (pentru lumină albă λ = 575 mm) ;
t – grosim ea foliei ;
K – coeficient optic de deformare al foliei.

Din cele de mai sus reiese că diferenţa dintre ε_x şi ε_y poate fi obţinută prin simpla recunoaştere a ordinului franjei şi multiplicarea cu valoarea franjei.

Ecuaţia (3.44) se transformă prin introducerea legii lui Hooke, pentru starea de tensiune biaxială în:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-v^2}\left(\varepsilon_x + v \cdot \varepsilon_y\right) \tag{3.45}$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-v^2}\left(\varepsilon_y + v \cdot \varepsilon_y\right) \tag{3.46}$$

Din (3.45) şi (3.46) rezultă:

$$\sigma_x - \sigma_y = \frac{E}{1+v}\left(\varepsilon_x - \varepsilon_y\right) \tag{3.47}$$

Din (3.44) şi (3.47) rezultă:

$$\sigma_x - \sigma_y = \frac{E}{1+v} \cdot N \cdot f \tag{3.48}$$

BUPT

unde:

σ_x , σ_y – tensiunile principale ;

E – modulul de elasticitate.

Pentru forfecare, ecuația (3.44) devine:

$$\gamma_{xy} + N \cdot f$$

unde: γ_{xy} – lunecare specifică.

Tensiunea maximă de forfecare este:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \Rightarrow \tau_{max} = \frac{1}{2}\left(\frac{E}{1+v}\right) \cdot N \cdot f \cdot s \qquad (3.49)$$

Ecuațiile (3.44) şi (3.49) ne dau diferența deformațiilor principale, nu valorile lor.

Pentru a determina mărimea şi semnul deformațiilor principale sau tensiunilor, este necesară o a doua măsurare, de exemplu suma deformațiilor principale.

Există şi cazuri când din aceste ecuații putem obține toate informațiile necesare pentru analiza tensiunilor.

$$\sigma_x = \frac{E}{1+v} \cdot N \cdot f \qquad (3.50)$$

De exemplu, dacă $\sigma_y = 0$.

Considerăm, de exemplu, o piesă cu o gaură în punctele de pe marginea găurii, axele principale sunt normale, respectiv tangențiale la margine.

Starea de tensiune este monoaxială, iar tensiunea este tangentă la marginea găurii.

Sunt multe cazuri, cum ar fi în general obiectele în care starea de tensiune pe marginea neîncărcată este întotdeauna monoaxială (flanşe, caneluri). Pentru aceste cazuri, tensiunea principală este tangentă la margine şi se poate determina din ordinul franjei, folosind ecuația (3.50) sau multiplicând ordinul franjei cu o constantă.

În figura 3.25 s-a considerat o piesă de oțel, care s-a acoperit cu folie fotoelastică în zona indicată pentru determinarea unei stări de tensiune monoaxiale pe frontierele neîncărcate ale acesteia.

Încărcând piesa şi vizualizând-o cu ajutorul polariscopului cu reflexie, se observă o franjă de ordinul 2 în punctul a şi ¾ în punctul b.

Valoarea franjei este de 1100 $\mu\varepsilon$ – pentru această folie.

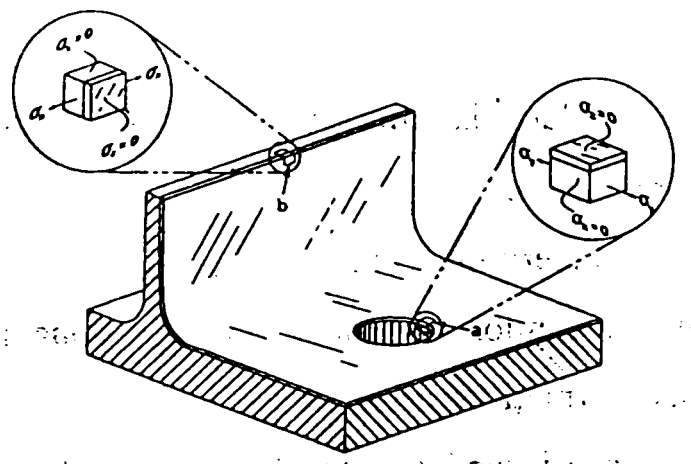
Tensiunea în punctul a se calculează cu ecuația (3.8), pentru oțel $\frac{E}{1+v} = 162\,\text{GPa}$.

BUPT

$$\sigma_x = 162 \cdot 10^9 \cdot 1100 \cdot 10^{-6} \cdot 2 = 356\,\text{MPa} \qquad (3.51)$$

Legea lui Hooke se aplică numai la materiale omogene şi izotrope, în domeniul liniar elastic.

Fig.3.25. Starea de tensiune monoaxială pe marginile libere



Diferența dintre deformațiile principale se poate determina cu ecuația (3.44), iar diferența dintre tensiunile principale cu ecuația (3.5), pentru orice punct de pe folia fotoelastică.

În punctele în care starea de tensiune este monoaxială, cu ecuația (3.8) se obține tensiunea principală.

Rezultatul este obținut prin multiplicarea ordinului franjei cu ajutorul polariscopului cu reflexie.

BUPT

3.10.2. Metoda măsurării într-un punct

Primul pas al măsurătorii constă în vizualizarea întregii arii şi atribuirea pentru fiecare franjă a unui ordin N = 1, 2, 3 etc. În fiecare punct de pe franjă N este cunoscut astfel că se poate estima diferenţa $\varepsilon_x - \varepsilon_y$ conform relaţiei (3.44). În general, însă, punctul în care efectuăm măsurătoarea va fi localizat între franje şi va trebui să stabilim un ordin fracţionar în acel punct. Tehnica folosită în acest scop se numeşte compensare.

Se folosesc două metode:

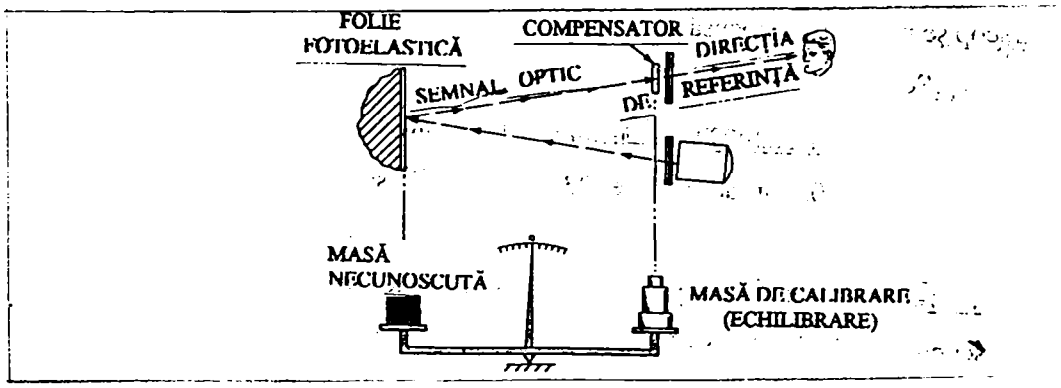
1. ***Metoda compensării absolute*** – utilizând polariscopul cu reflexie model 030, cu accesoriile 232 sau 632 (sau modelul 040).
2. ***Metoda Tardy*** – folosind analizorul din componenţa polariscopului cu reflexie model 031.

3.10.2.1. Măsurarea ordinului franjei, la incidenţă normală, utilizând metoda compensării absolute

3.10.2.1.1. Principiul compensării absolute

Principiul compensării absolute constă în introducerea în drumul luminii a unui compensator cu birifringenţă variabilă, de semn opus faţă de cea din folia fotoelastică. Când birifringenţa variabilă se modifică pentru a egala mărimea birefringenţei din folia fotoelastică, birefringenţa netă din drumul luminii va fi nulă.

Fig.3.26. *Principiul de funcţionare al compensatorului*



Din punct de vedere al utilizatorului, această birefringenţă netă nulă este uşor de recunoscut, deoarece produce o franjă neagră în locul franjei colorate existente.

Dispozitivul cu care se modifică birefringenţa se numeşte compensator.

Pricipiul de funcţionare al compensatorului este prezentat schematic în figura 3.26, în analogie cu balanţa mecanică.

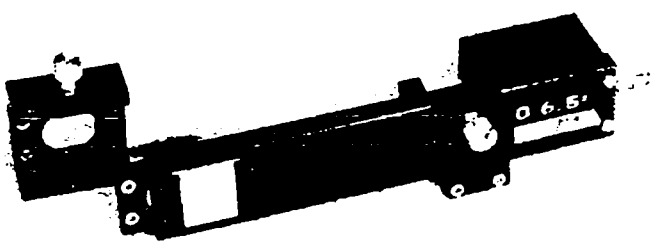
BUPT

Astfel, birefringența indusă de deformare (sau semnalul optic) este reprezentată de masa necunoscută de pe talerul din stânga. Cu ajutorul maselor cunoscute de pe talerul din dreapta se echilibrează balanța, acul indicator fiind la zero. Operarea cu ajutorul compensatorului este identică cu cea a balanței, birefringența indusă de compensator este modificată până când echilibrează birefringența indusă de folia fotoelastică.

3.10.2.1.2. Măsurarea ordinului franjei cu ajutorul compensatorului 232

Compensatorul model 232 este reprezentat în figură 3.27.

Fig.3.27.



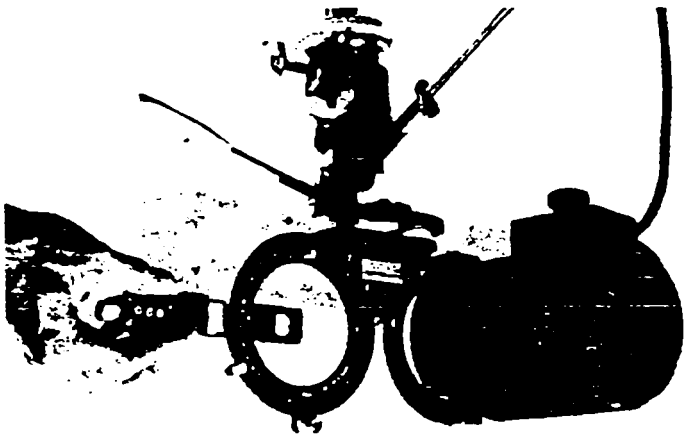
Procedeul de măsurare a ordinului franjei cu ajutorul compensatorului cuprinde următoarele etape:

1. Se ataşează compensatorul la polariscop ca în figură 3.28, iar scala COMPENSATOR se fixează la "0".
2. Cu ajutorul mânerului B al polariscopului, se poziționează scala DIRECTION. Vizualizând punctul pe care vrem să-l studiem (în care dorim să estimăm starea de tensiune), de pe folia fotoelastică prin lentila analizor (dar nu şi prin fereastra compensatorului) se slăbeşte mânerul H şi se roteşte ansamblul polarizor / analizor până când izoclinele se suprapun peste punct. Axele polarizorului şi analizorului sunt acum aliniate cu axele principale în punctul analizat, pregătindu-se măsurarea ordinului franjelor cu ajutorul compensatorului. Axa compensatorului trebuie să fie întotdeauna aliniată cu direcția principală corespunzătoare deformației maxime. În această etapă,

BUPT

acestea pot să coincidă, acest aspect observându-se în pasul următor şi se poate corecta prin rotirea ansamblului polarizor / analizor cu 90°, cu ajutorul mânrului H.

Fig.3.28. Montarea compensatorului la polariscop



3. Se deplasează mânerul B în poziția M (magnitudine). Izoclinele nu vor mai apare, ci numai izocromatele. Observând punctul studiat prin fereastra compensatorului şi rotind rotița compensatorului în sens orar, se introduce o birefringență în drumul luminii. Se continuă rotirea până când franja neagră de ordinl "0" se suprapune peste punctul studiat. În acest moment, birefringența indusă de folie va fi anulată de compensator şi astfel se realizează compensarea absolută. Dacă nici o franjă nu se suprapune peste punct, aceasta se datorează faptului că axa compensatorului este aliniată cu direcția deformației specifice principale minime. În acest caz, compensatorul adaugă o birefringență de acelaşi semn cu cea introdusă de folie şi compensarea nu mai este posibilă. Ca urmare, se poziționează compensatorul la "0" şi se roteşte ansamblul polarizor / analizor cu 90°. Acesta va alinia axa compensatorului cu deformația specifică principală maximă, permițând anularea birefringenței induse de deformare. Se citeşte parametrul izoclinic β de pe scala secundară DIRECTION şi se înregistrează cu semnul corespunzător. Se roteşte rotița compensatorului în sens orar până când se vizualizează punctul studiat prin fereastra compensatorului şi se continuă rotirea până când franja neagră trece prin acest punct.
4. Se citeşte contorul numeric al compensatorului şi se înregistrează rezultatul.

BUPT

5. Corespunzător valorii pe care o indică compensatorul (abscisa pe grafic) se obține ordinul franjei (ordonata pe grafic). În figura 3.30 se prezintă graficul cu ajutorul căruia se interpretează citirea compensatorului.

Fig.3.29.

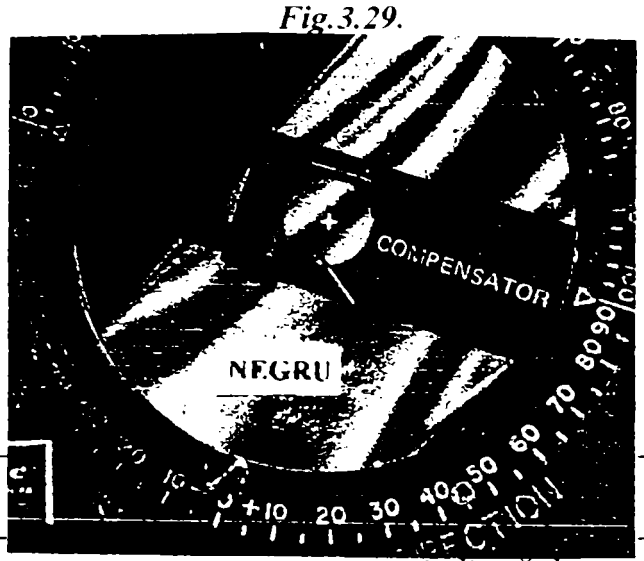
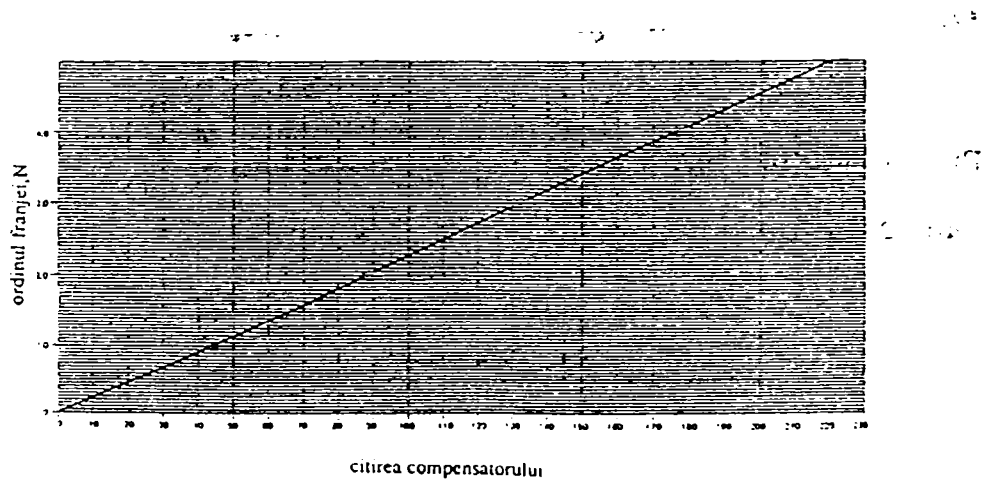


Fig.3.30. *Nomograma pentru compensare indicată de catalog "Operating Instructions and Technical Manual", Vishay Measurements Group*



6. Se calculează diferența deformațiilor specifice și a tensiunilor principale:

BUPT

$$\varepsilon_1 - \varepsilon_2 = N \cdot f$$

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{E}{(1+v)} \cdot N \cdot f \qquad (3.52)$$

3.10.2.1.3. Etalonarea compensatorului

Anterior s-a arătat cum se interpretează câmpul de franje, într-un punct arbitrar de pe piesa acoperită cu folie fotoelastică.

În vederea unei etalonări se impune o operație de triere a franjelor.

Pentru o primă triere, cu ajutorul mânrului B, se aliniază axa compensatorului în direcția transversală pe axa longitudinală a piesei. Axele ansamblului polarizor / analizor sunt aliniate cu axele principale ale piesei.

Deformația pe lungimea piesei se consideră pozitivă, în timp ce deformația pe direcția transversală este mai micşi negativă. Astfel, axa compensatorului este aliniată cu ε_2 , nu cu ε_1 şi compensatorul nu este capabil să realizeze compensarea în această poziție.

Pentru a verifica aceasta, se roteşte rotița compensatorului în sens orar, observând că ordinul franjei creşte pe măsură ce rotim mânerul, deoarece compensatorul adaugă o birefringență în plus. În continuare, se roteşte ansamblul polarizor / analizor cu 90° până când axa compensatorului este paralelă cu axele piesei (şi cu ε_1). Aceasta reprezintă o posibilitate de verificare a orientării corecte a compensatorului.

Începând de la indicația "0", se roteşte butonul compensatorului în sens orar, şi se observă că franjele de ordine mici (corespunzătoare sfârşitului încărcării piesei) sunt aproape de punctul studiat.

Când franja de ordinul "0" (neagră) se suprapune peste punct, se citeşte contorul compensatorului, iar de pe grafic se obține ordinul franjei.

Dacă axa compensatorului este aliniată cu ε_1 (şi cu σ_1), deformațiile şi tensiunile principale maxime pot fi determinate uşor prin observarea secvenței colorate în punctul testat, când se introduce o birefringență în fața compensatorului. Astfel, dacă compensatorul este aliniar cu ε_2 , ordinul franjei observată prin fereastră, va creşte cu adăugarea birefringenței şi culorile care vor apare în vecinătatea punctului vor fi, în ordine, galben-roşu-verde.

Când compensatorul este aliniat cu ε_1 , birefringența adăugată o va anula pe cea din folie, reducând ordinul franjei, iar culorile vor fi, în ordine, galben-verde-roşu.

BUPT

3.10.2.1.4. Aplicație. Utrilizarea compensatorului în analiza unei stări monoxiale de tensiune

Se consideră bara din figura 3.31 care este acoperită cu folie fotoelastică pe una din suprafețe, bara fiind supusă la încovoiere (stare de tensiune monoaxială).

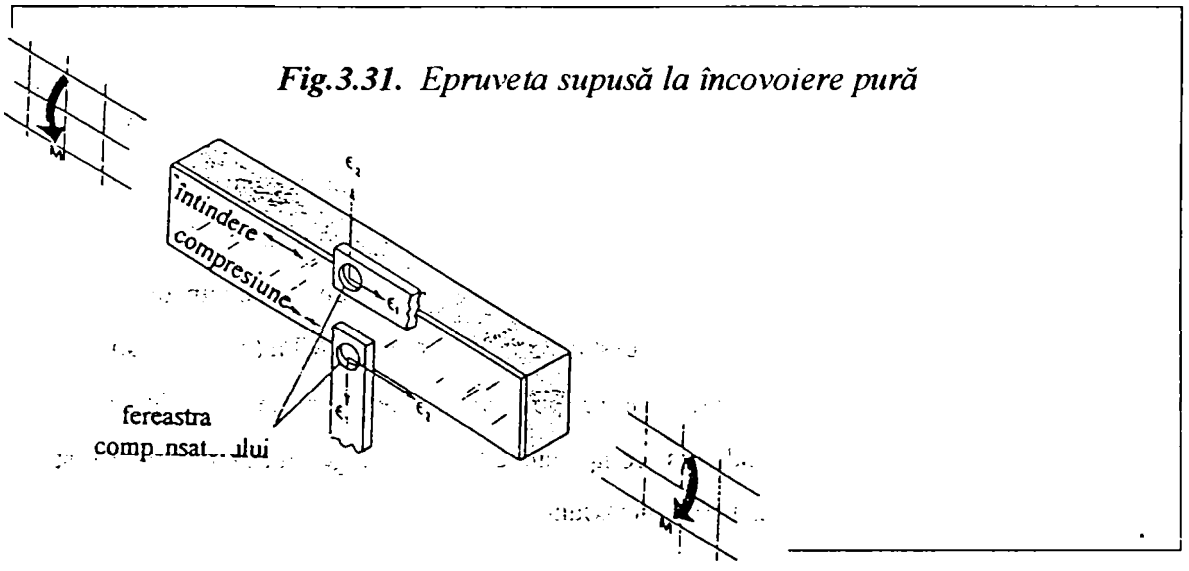


Fig.3.31. *Epruveta supusă la încovoiere pură*

Aşa cum este binecunoscut, deformația longitudinală variază liniar, de la deformația maximă de întindere a părții superioare a barei, la deformația maximă de compresiune a părții inferioare a acesteia.

Deoarece axa compensatorului este întotdeauna aliniată cu deformația principală maximă, orientarea compensatorului poate fi orizontală pentru măsurarea deformației de întindere, sau verticală, pentru măsurarea deformației de compresiune.

În cele ce urmează se prezintă modul de lucru pentru un caz concret de încărcare. Astfel, se fixează compensatorul la "0", apoi se reglează până când apar franjele negre. Pe scala compensatorului citim valoarea 92, căreia îi corespunde pe grafic ordinul franjei N = 2, 1. Valoarea franjei pentru această folie fotoelastică este f = 950 με/fr, iar constantele elastice sunt: E = 72,5 GPa ; v = 0,33.

Ca urmare:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{72{,}5 \cdot 10^3}{(1+0{,}33)} \cdot 950 \cdot 10^{-6} \cdot 2{,}1 = 109 \text{ MPa} \qquad (3.53)$$

Deoarece starea de tensiune este monoaxială, $\sigma_2 = 0$ pentru partea superioară a barei. Rezultă că, $\sigma_1 = 109\,\text{MPa}$.

Pentru partea inferioară a barei, citirea compensatorului va fi identică.

BUPT

În acest caz, $\sigma_1 = 0$, $\sigma_2 = -109$ MPa (compresiune).

În continuare se pot calcula deformațiile specifice ε_1 și ε_2 de întindere și compresiune, sau utilizând legea lui Hooke pentru starea de tensiune monoaxială.

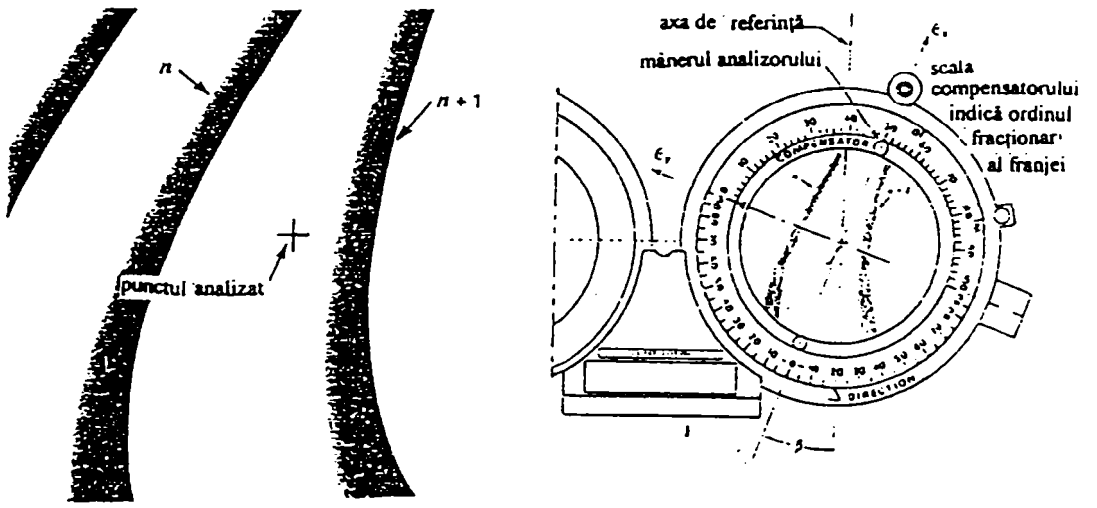
3.10.2.2. Măsurarea ordinului franjei, la incidență normală, utilizând metoda Tardy

3.10.2.2.1. Principiul metodei Tardy

Metoda Tardy de compensare este relativ simplui, obținându-se rezultate precise la măsurarea ordinului fracționar al franjelor. Totuşi, metoda necesită un operator mai experimentat decât pentru metoda compensării absolute, care să interpreteze cu uşurință câmpul de franje.

Din punct de vedere practic, metoda Tardy de compensare este limitată în aplicare până la franjele de ordinul 4, deoarece pentru ordine ale franjelor mai mari, acestea sunt prea pale pentru o măsurare corectă cu această metodă.

Fig.3.32. Măsurarea ordinului franjelor cu metoda Tardy



Principiul compensării cu metoda Tardy constă în:

- alinierea axelor polarizorului / analizorului cu direcțiile principale de deformație ,
- rotirea lentilei sfert de undă este rotită cu 45° față de axa polarizorului (poziția M) ,

BUPT

- rotirea analizorului cu unghiul α, ceea ce va deplasa franjele până când una dintre acestea va trece prin punctul analizat. Astfel, la ordinul fracționar al franjelor prin punct, trebuie adunat α / 180° (sau scăzut, funcție de sensul de rotație).

Se consideră, spre exemplu, un punct pe care vrem să-l studiem, de pe folia fotoelastică. În general, franja nu va trece direct prin acel punct, punctul se va putea situa oriunde între cele două franje – una de ordin N şi cealaltă de ordin N + 1 (fig.3.32).

După rotirea analizorului, ordinul fracționar al franjei "r" este citit direct pe ecranul analizorului.

Pentru măsurarea ordinului fracționar cu metoda Tardy, se foloseşte polariscopul cu reflexie model 030, al cărui analizor este gradat de la 0 la 100. Precizia de măsurare este 0,05 pentru fiecare franjă.

În continuare se prezintă pas cu pas procedeul de măsurare al ordinului franjei cu ajutorul polariscopului cu reflexie model 030, utilizând metoda Tard de compensare. Practic, etapele care trebuie parcurse sunt următoarele:

1. Cu mânerul B în poziția M, se examinează zona în care se intenționează măsurarea deformației şi se trasează izoclinele (0, 1, 2, 3, ...) pe folia fotoelastică, cu un creion notându-se pe ele ordinul franjei ;
2. Se marchează punctul pe folie, ca în figura 3.32 ;
3. Cu ajutorul mânerului B se roteşte scala DIRECTION astfel încât să se observe izoclinele învecinate punctului ;
4. Se destrânge mânerul B şi se roteşte ansamblul polarizor / analizor înapoi, determinând deplasarea izoclinelor peste punctul studiat. Axele polarizorului / analizorului coincid acum cu direcțiile principale de deformație în punct şi mânerul H este în direcția lui σ_x , iar σ_y este perpendicular pe aceasta ;
5. Se roteşte mânerul D în poziția M, se aduc axele polarizorului şi analizorului în poziția de perpendicularitate şi se realizează condiția de polarizare circulară, care elimină izoclinele ;
6. Se roteşte analizorul în sens orar, cu ajutorul mânrului C şi se observă că izocromatele se deplasează odată cu rotirea analizorului. Se continuă rotirea analizorului până când o izocromată se suprapune peste punctul studiat şi se citeşte ordinul fracționar al franjei (r) de pe scala compensatorului.
7. Dacă prin rotirea analizorului în sens orar, franja de ordinul n se deplasează spre punct, ordinul franjei este:

$$N = n + r$$

Dacă franja de ordinul n+1 se deplasează spre punct, ordinul franjei este:

$$N = n + 1 - r \qquad (3.54)$$

8. Se calculează diferența dintre deformațiile specifice principale în punctul analizat cu relația (3.44):

BUPT

$$\varepsilon_x - \varepsilon_y = Nf \tag{3.55}$$

şi respectiv diferenţa dintre tensiunile principale cu relaţia (3.48):

$$\sigma_x - \sigma_y = \frac{E}{1+v} \cdot N \cdot f \tag{3.56}$$

unde:

E – modulul de elasticitate:
V – coeficientul lui Poisson
F – valoarea benzii pentru folia fotoelastică

La utilizarea polariscopului cu reflexie model 030 trebuie să se ţină seama de câteva convenţii de notaţii şi de semn, după cum urmează:

Axele X şi Y se consideră că sunt ataşate polarizorului / analizorului (nu obiectului testat); axa X coincide cu axa polarizorului, iar axa Y este perpendiculară pe aceasta. Când o izoclină se suprapune peste punctul studiat, aliniem axele polarizorului / analizorului cu direcţiile tensiunilor principale (pasul 4). Astfel, axa X poate fi aliniată cu tensiunea principală maximă sau minimă.

Dacă axa X coincide cu tensiunea principală maximă, se roteşte analizorul în sens orar (pasul 7). În acest caz diferenţa $\sigma_x - \sigma_y$ este evident pozitivă, iar odinul N este tot pozitiv. În mod analog, dacă axa X coincide cu tensiunea principală minimă, se roteşte analizorul în sens trigonometric, respectându-se acelaşi procedeu. În acest caz, $\sigma_x - \sigma_y < 0$, iar $N < 0$.

3.10.2.2.2. Determinarea tensiunilor şi deformaţiilor principale prin metoda Tardy de compensare

Cu informaţiile obţinute de la măsurarea ordinelor franjelor, la incidenţă normală, se determină numai diferenţa dintre tensiunile principale sau dintre deformaţiile specifice principale.

Pentru a determina semnul şi valoarea tensiunii principale şi a deformaţiilor specifice principale, trebuie să aflăm şi suma acestora.

Un caz particular este acela în care piesa testată nu este încărcată pe frontieră. În acest caz axele principale sunt tangente şi perpendiculare pe frontiera de separaţie în orice punct şi starea de tensiune este monoaxială, cu numai una dintre tensiuni diferită de "0", şi anume cea tangentă la frontieră de separaţie.

Procedeul de măsurare al ordinului franjei, pentru un punct de pe frontiera de separaţie sau pentru o solicitare monoaxială cu metoda Tardy de compensare, este identic cu cel de la solicitarea biaxială, înlocuindu-se una dintre tensiunile principale sau deformaţiile specifice principale cu "0".

BUPT

3.10.2.2.3. Analiza stării de tensiune monoaxială

Pentru interpretarea câmpului de izocline, se încarcă piesa pentru a se putea vizualiza câteva franje de-a lungul acesteia.

În continuare este necesară parcurgerea următoarelor etape:

1. Cu mânerul B în poziția M, se marchează franjele şi se numerotează ordinul acestora.
2. Se selectează punctul în care se efectuează analiza, considerându-l arbitrat între franja de ordinul 1 şi cea de ordinul 2 şi mărcându-l pe folie.
3. Cu mânerul B menținut în poziția D, se destrânge mânerul H şi se obține o izoclină peste punctul studiat, prin rotirea ansamblului polarizor / analizor, până când mânerul H este aliniat cu axa piesei, care coincide cu axa principală în acel punct. În acest caz, deoarece starea de tensiune este monoaxială, exceptând punctele de prindere şi cele de încărcare, izoclinele vor acoperi toată suprafața acoperită cu folie a piesei.
4. Cu mânrul B în poziția M, pentru a elimina izoclinele, se roteşte analizorul în sens orar. Franja de ordinul 1 se va deplasa aproape de punctul studiat, deoarece axa X a polarizorului este aliniată cu tensiunea principală cea mai mare (tensiunea de încovoiere de-a lungul axei piesei produce întindere, iar tensiunea transversală este nulă). Se roteşte analizorul până când franja de ordinul 1 se suprapune peste punct.
5. Se citeşte ordinul fracționar al franjei de pe scala compensatorului şi se calculează ordinul total al franjei cu relația:

$$N = n + r \quad (N > 0) \tag{3.57}$$

6. Se calculează tensiunea din punct, cu relația:

$$\sigma_x - 0 = \frac{E}{(1+v)} \cdot N \cdot f, \tag{3.58}$$

respectiv

$$\sigma_x = \frac{E}{(1+v)} \cdot f(n+r) \tag{3.59}$$

7. Începând cu pasul 3, se repetă procedeul de mai sus, cu axa X a polarizorului / analizorului perpendiculară pe axa longitudinală a piesei. În acest caz, axa X este aliniată cu tensiunea principală cea mai mică (0), iar prin rotirea analizorului vom obține franja de ordinul 2 aproape de punctul de analizat. Se roteşte analizorul până când aceasta se suprapune peste punct.

BUPT

8. Se citeşte noua valoare "r" de pe scala compensatorului şi se calculează ordinul total al franjei cu relaţia:

$$N = -(n + 1 - r) \quad (N < 0) \tag{3.60}$$

9. Se calculează tensiunea de-a lungul axei piesei (care este acum σ_y), cu relaţia:

$$0 - \sigma_y = \frac{E}{(1+v)} \cdot N \cdot f, \tag{3.61}$$

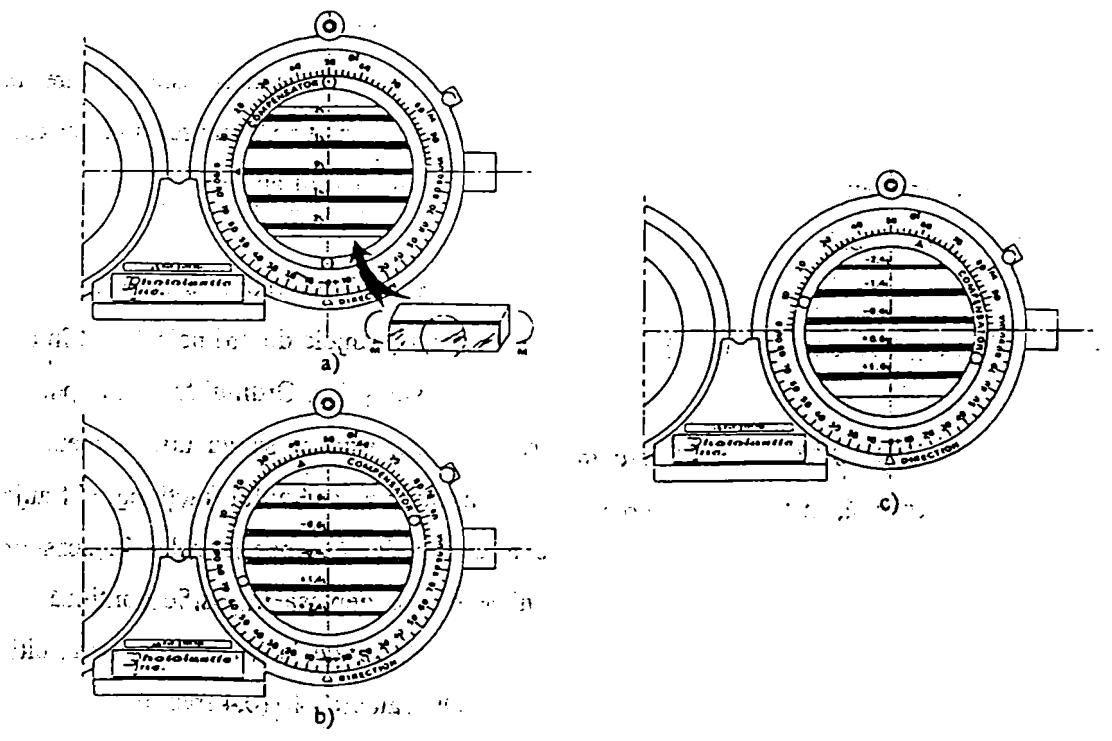
respectiv

$$-\sigma_y = -\frac{E}{(1+v)} \cdot f(n + 1 - r) \tag{3.62}$$

$$\sigma_y = \frac{E}{(1+v)} \cdot f(n + 1 - r) \tag{3.63}$$

3.10.2.3. Aplicaţie. Metoda Tardy aplicată la o stare monoaxială de tensiune

Fig.3.33. *Determinarea experimentală a ordinului fracţionar de bandă*



BUPT

În figură 3.33, se prezintă câmpul de franje de pe suprafață a piesei solicitată la încovoiere pură, acoperită cu o folie fotoelastică, care este vizualizată prin intermediul analizorului.

Pentru acest caz, deformația longitudinală variază liniar cu înălțimea piesei, de la deformația corespunzătoare întinderii maxime a părții superioare, la deformația nulă corespunzătoare axei neutre, până la deformația corespunzătoare compresiunii maxime a părții inferioare.

Polarizorul şi analizorul au axele aliniate cu axele principale ale piesei.

Cu scala COMPENSATOR fixată la 0, se observă franja de ordinul 0 pe axa neutră şi franjele de ordinele 1 şi 2 în ambele părți ale franjei de ordinul 0, sus şi jos. Ordinul franjei în punctul analizat este situat între 2 şi 3, ca urmare se va utiliza metoda Tardy de compensare pentru măsurarea ordinului fracționar al franjei.

Dacă se roteşte rotița compensatorului în sens orar, se va observa că franjele se vor deplasa în jos. Se continua rotirea până când franja de ordinul 2 ajunge la limita inferioară, citindu-se pe scala COMPENSATOR valoarea 40 (0,4 franje). Se determină ordinul total al franjei:

$$N = n + r = 2 + 0{,}4 = 2{,}4 \tag{3.64}$$

Pentru folia fotoelastică

$$f = 950\frac{\mu\varepsilon}{fr};\quad E = 207\ \text{GPa};\quad v = 0{,}285 \tag{3.65}$$

Ca urmare:

$$\sigma_x = 0 \Rightarrow -\sigma_y = \frac{207\cdot 10^9}{1{,}285\cdot 950\cdot 10^{-6}\cdot 2{,}4} = -367\ \text{MPa (compresiune)} \tag{3.66}$$

Se observă partea superioară, în timp ce se continuă rotirea rotiței compensatorului, în sens orar. Când franja de ordinul 2 ajunge la limita superioară, pe scala COMPENSATOR se va citi valoarea 60 (0,6 franje).

Se determină ordinul franjei:

$$N = -(n + 1 - r) = (-2 + 1 - 0{,}6) = -2{,}4$$

$$\sigma_x = 0 \Rightarrow -\sigma_y = \frac{207\cdot 10^9}{1{,}285\cdot 950\cdot 10^{-6}\cdot(-2{,}4)} = 367\ \text{MPa (întindere)} \tag{3.67}$$

BUPT

3.11. Separarea deformațiilor specifice principale

Polariscopul cu reflexie model 030 este folosit, mai întâi în incidență normală pentru identificarea zonelor mai solicitate, şi apoi în incidență oblică, pentru zonele critice, în vederea determinării direcțiilor principale şi valorilor diferențelor tensiunilor principale. Adesea este necesară separarea tensiunilor principale.

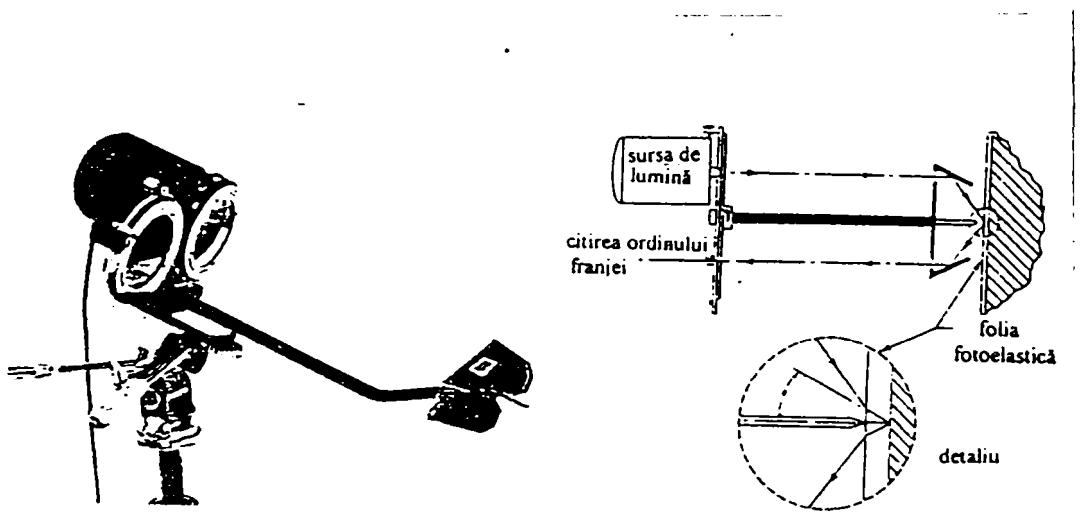
Prin procedeul cu incidență oblică, deoarece rezultatele pot fi afectate de arori, se recomandă mai întâi măsurători pe o piesă cu o stare de tensiune (deformație specifică) cunoscută, pentru ca operatorul să-şi dezvolte o tehnică proprie de măsurare.

Pentru zone greu accesibile şi cu puternice concentrări de tensiuni nu se poate folosi metoda fotoelastică prin incidență oblică şi se recomandă măsurători tensometrice.

3.11.1. Dispozitivul pentru incidență oblică

a) Montarea dispozitivului pentru incidență oblică pe polariscop *b) Schema optică*

Fig.3.34.



a) Montarea dispozitivului pentru incidenţă oblică pe polariscop

b) Schema optică

În figura 3.34.a este prezentată piesa anexă care se montează la polariscop pentru incidență oblică, iar în figura 3.34.b este ilustrată schema optică.

Piesa anexă cuprinde oglinzi formate şi un dispozitiv pentru centrarea capului cu oglinzi în punctul testat şi pentru stabilirea distanței de la capul cu oglinzi la suprafață. Brațul-suport telescopic, se montează cu uşurință pe corpul polariscopului.

BUPT

3.11.2. Alinierea pentru separarea tensiunilor principale

Procedeul prin incidenţă impune câteva reguli speciale de aliniere. Nu numai axele polarizorului / analizoreului trebuie să fie paralele cu direcţiile principale în punctul investigat, dar şi axele de simetrie ale oglinzilor trebuie să fie paralele cu aceste direcţii.

Dacă capul cu oglinzi este montat rigid pe polariscop, cu axele de simetrie paralel cu cele ale aparatului, aceasta înseamnă că mânerul H trebuie întotdeauna aşezat astfel ca pe scala DIRECTION să fie indicat 0^0 sau 90·

Pentru o aliniere simultană a axelor oglinzilor şi a axelor polarizorului / analizorului cu direcţiile principale, întregul cap optic al polariscopului trebuie rotit până când o izoclină este adusă în punctul investigat. Aceeaşi orientare a polariscopului este menţinută atât pentru incidenţă normală, cât şi pentru incidenţă oblică.

În continuare se prezintă pas cu pas procedeul de măsurare al ordinelor franjelor:

1. Se verifică curăţenia oglinzilor (curăţire prin frecare uşoară cu Neutrasol),
2. Se montează polariscopul pe trepied şi apoi braţul pentru incidenţă oblică, conform figurii 3.34.a.
3. Se potriveşte trepiedul şi suportul oblinzilor cu indicatorul (de pe capul cu oglinzi) lângă punctul testat.
4. Cu mânerul H se direcţionează polarizorul / analizorul astfel ca pe scala DIRECTION să fie indicat "0" (ceea ce înseamnă alinierea axelor polarizorului / analizorului cu cele ale oglinzilor) .
5. Se verifică orientarea analizorului astfel ca săgeata G să fie în dreptul indicaţiilor "0" şi "100".
6. Se conectează sursa de lumină şi se roteşte mânerul B pe scala DIRECTION, îndepărtând lamele sfert de undă şi suprapunând câmpul de izocline peste cel de izocromate.
7. Se observă punctul investigat prin analizor (nu prin oglinzile de incidenţă oblică şi nici prin compensator). Se roteşte întregul instrument în planul său până când o izoclină trece prin punct. Acum axele ansamblului polarizor / analizor şi ale oglinzilor sunt paralele cu direcţiile principale în punctul studiat.

Aparatul este astfel pregătit pentru analize prin incidenţă normală şi oblică.

BUPT

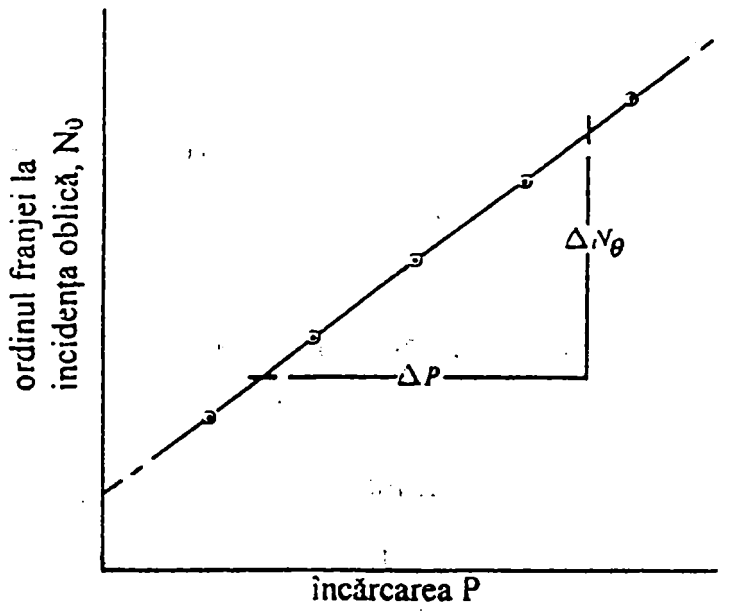
3.11.3. Procedeul de măsurare

Este mai convenabil să efectuăm măsurătorile pentru fiecare punct, succesiv, în incidență normală şi apoi în incidență oblică. Dacă se încarcă treptat piesa studiată şi se măsoară ordinul franjei pentru fiecare pas, se obține graficul din figura 3.36, din care se determină panta dreptei, $\frac{\Delta N_\theta}{\Delta P}$.

În general, este necesară parcurgerea următoarelor etape:

1. Cu indicatorul centrat pe punctul testat, se roteşte mânerul B în poziția M (pentru măsurare). Dacă pe imaginea punctului apare sursa de lumină sau paraziți de reflexie, se reglează sursa de lumină.
2. Când se observă punctul studiat prin intermediul obglinzii, se determină ordinul franjei la incidența oblică, N_θ , utilizând metoda compensării absolute sau metoda Tardy de compensare.

Fig.3.35. Ordinul franjei funcție de încărcare



3. Se repetă măsurătoarea pentru incidență oblică, succesiv cu creşterea încărcării şi se înregistrează ordinul franjei în funcție de încărcare, adică $N_\theta = f(P)$.
4. Menținând încărcarea polariscopului, se îndepărtează capul cu oglinzi, suficient pentru a permite observarea punctului studiat prin analizor. Se măsoară ordinul franjei la incidență normală, N_n.

BUPT

3.11.4. Prelucrarea datelor şi separarea deformaţiilor specifice principale cu ajutorul nomogramelor

În mod practic, înaintea efectuării calculului trebuie parcurse următoarele etape:

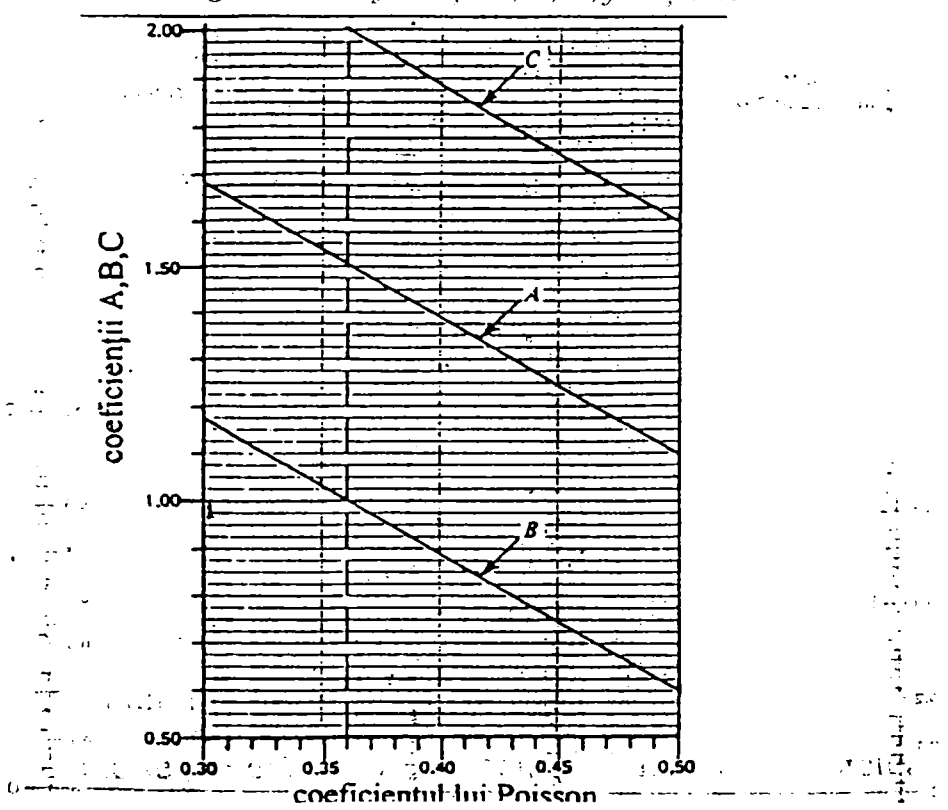
1. Se corectează valorile ordinelor franjelor, la incidenţă oblică, N_θ.
2. Se determină panta $\frac{\Delta N}{\Delta P}$, care se înmulţeşte cu încărcarea pentru a obţine valoarea lui N_θ.
3. Valoarea lui N_θ şi cea corespunzătoare incidenţei normale N_n, se introduc în relaţia următoare pentru determinarea deformaţiilor specifice principale şi a tensiunilor principale:

$$\varepsilon_x = f(1{,}5N_\theta - N_n) \tag{3.68}$$

$$\varepsilon_x = f(1{,}5N_\theta - 2N_n) \tag{3.69}$$

cu: N_θ, N_n – ordinele franjelor la incidenţă oblică şi incidenţă normală.

Fig.3.36. Coeficienţii A, B, C, funcţie de ν



BUPT

Pentru domeniul elastic, tensiunile principale se calculează cu relațiile (3.45), (3.46).

Pentru folia fotoelastică v = 0,36.

Ecxuațiile (3.68) şi (3.69) se scriu sub formă generalizată:

$$\varepsilon_x = f(AN_\theta - BN_n) \tag{3.70}$$

$$\varepsilon_x = f(AN_\theta - CN_n) \tag{3.71}$$

Coeficienții A, B, C se aleg din graficul din figura 3.36 în funcție de coeficientul lui Poisson, v.

În continuare se efectuează calculul:

De exemplu, pentru v = 0,45, de pe grafic obținem valorile:

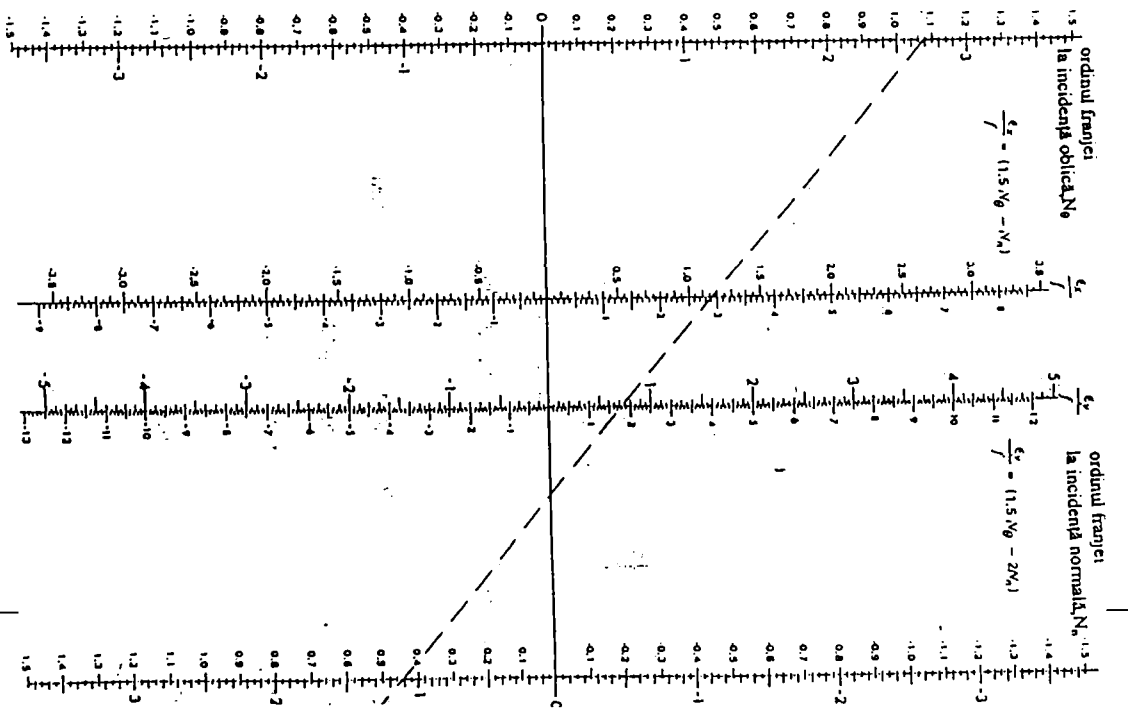
$$A = 1{,}24; \quad B = 0{,}74; \quad C = 1{,}74 \tag{3.72}$$

Ecuațiile (3.68) şi (3.69), vor deveni:

$$\varepsilon_x = f(1{,}24N_\theta + 0{,}74N_n) \tag{3.73}$$

$$\varepsilon_x = f(1{,}24N_\theta + 1{,}74N_n) \tag{3.74}$$

Fig.3.37. Nomograma pentru separarea deformațiilor specifice principale prin metoda incidenței oblice



BUPT

Soluțiile ecuațiilor (3.68) şi (3.69) se pot aproxima rapid cu ajutorul nomogramelor din figura 3.37. Intersecția dreptei determinată de N_θ şi N_n cu $\frac{\varepsilon_x}{f}$ şi $\frac{\varepsilon_y}{f}$ conduce la două valori , care, înmulțite cy "f", reprezintă valorile deformațiilor specifice ε_x şi ε_y. Alegerea scalelor de lucru se realizează în următorul mod:

a) Dacă N_n şi $N_\theta < 1,5$, se utilizează scalele din stânga.
b) Dacă N_n sau N_θ sunt cuprinse în intervalul [1,5 ; 3,5], se utilizează scalele din dreapta.
c) Dacă N_n sau $N_\theta > 3,5$, se utilizează scalele din stânga, dar multiplicând toate valorile cu 10.

Astfel, pentru un caz concret de încărcare:

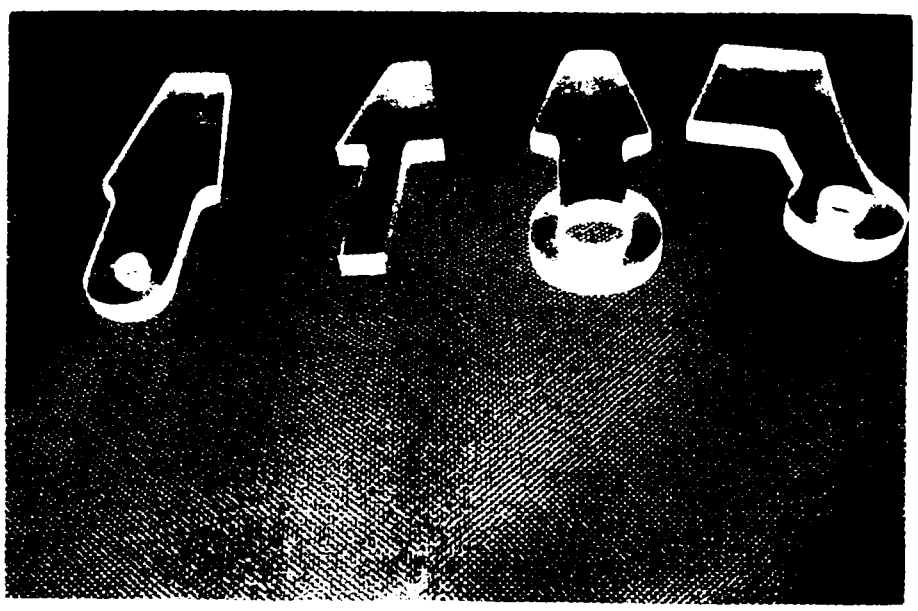
$$N_n = 1,1;\ N_\theta = 2,7 \Rightarrow \frac{\varepsilon_x}{f} = 2,9 \quad \text{si} \quad \frac{\varepsilon_y}{f} = 1,8 \qquad (3.75)$$

din figura 3.36). Pentru o folie fotoelastică cu $f = 920$ $\mu\varepsilon$/fr.

3.11.5. Analiza fotoelastică a capetelor de prindere a cablului

Modelele fotoelastice ale rodantelor de fixare ale capetelor de prindere sau "papucilor" de cablu sunt prezentate în figura 3.38:

Fig.3.38. Modele fotoelastice capete de prindere



BUPT

Analiza fotoelastică s-a efectuat pe un polariscop optic clasic aflat în dotarea laboratorului "Rezistența materialelor" compus din sursa de lumină monocromatică, lentila analizor, lentila polarizor, dispozitiv de încărcare.

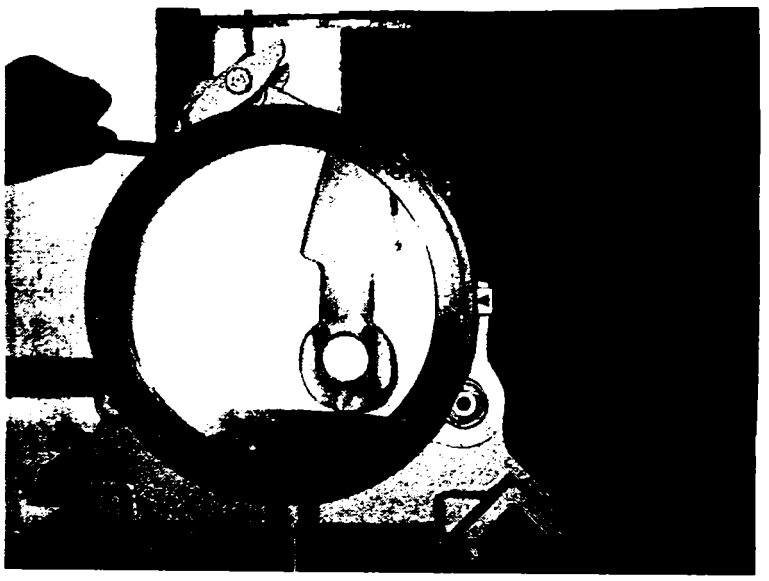
Imagini ale câmpului de franje vizualizate prin lentila analizor sunt prezentate în figurile 3.39; 3.40; 3.41; 3.42; 3.43; 3.44; 3.45; 3.46; 3.47, pentru diferite încercări simulate şi pentru formele de fixare prezentate în figura 3.38.

Pe baza relației:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = N \cdot f_\sigma$$

cu $f_\sigma = 300N / f_r$, obținută la etalonare s-au determinat valori maxime ale tensiunilor în sistemul de prindere de 80 – 100 MPa pentru tensiuni în cablu de 400-500 MPa la aplicarea aceleiaşi forțe de tracțiune. Deci capetele ale cablului respectă o importantă condiție cerută în practică, şi anume, să aibă o rezistență şi o durabilitate mai bună decât cea a cablului, în condițiile existenței unui coeficient de siguranță corespunzător.

Fig.3.39



BUPT

Fig.3.40

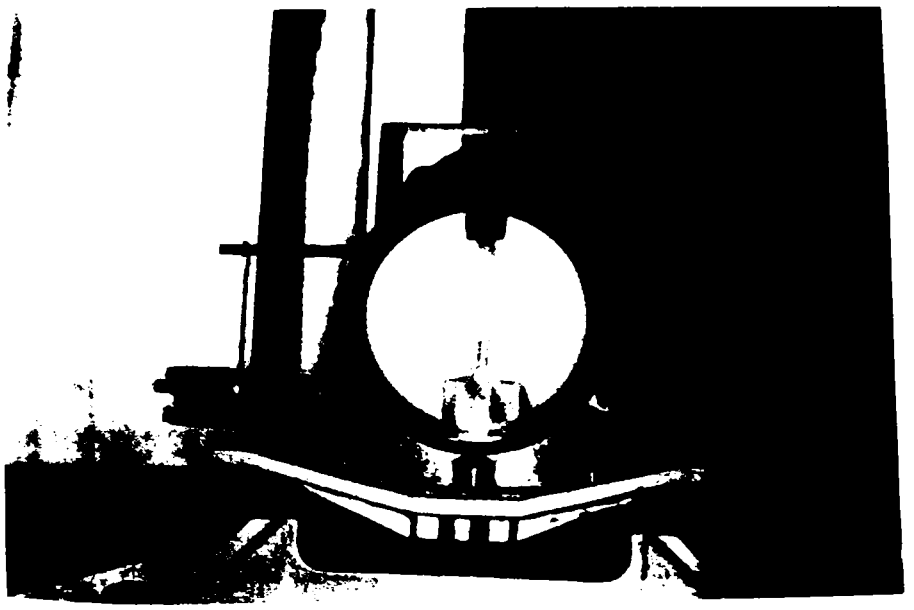
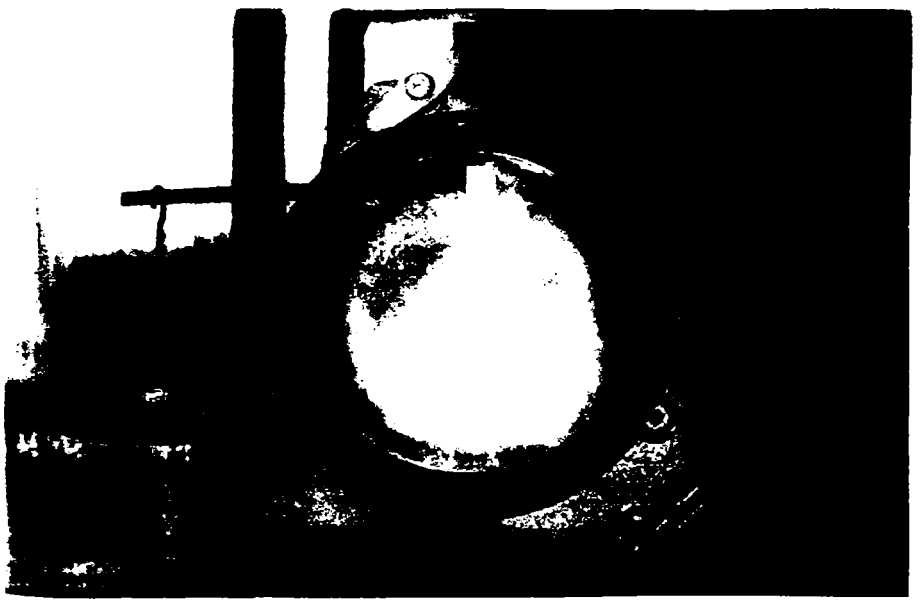


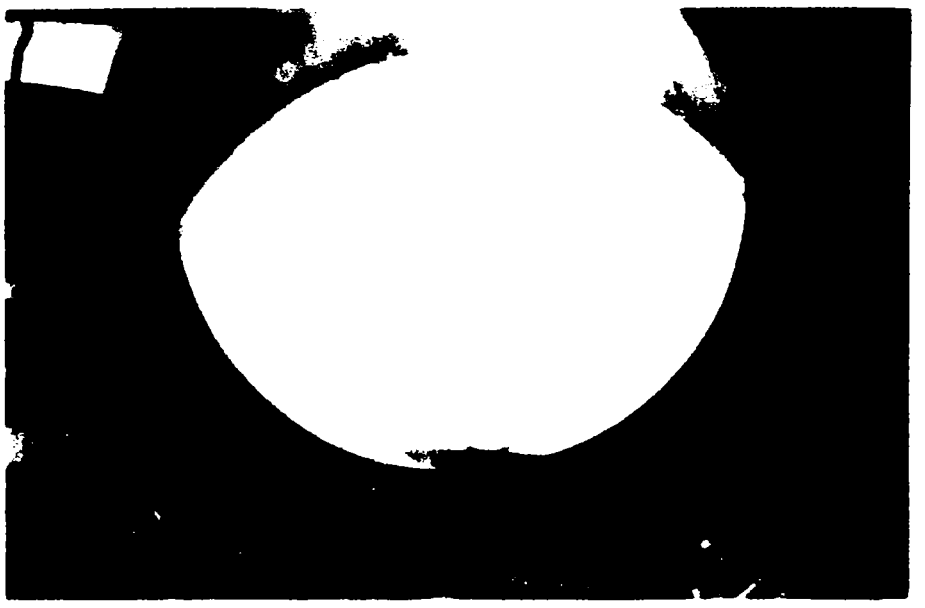
Fig.3.41



BUPT

Fig.3.42

Fig.3.43



BUPT

Fig.3.44

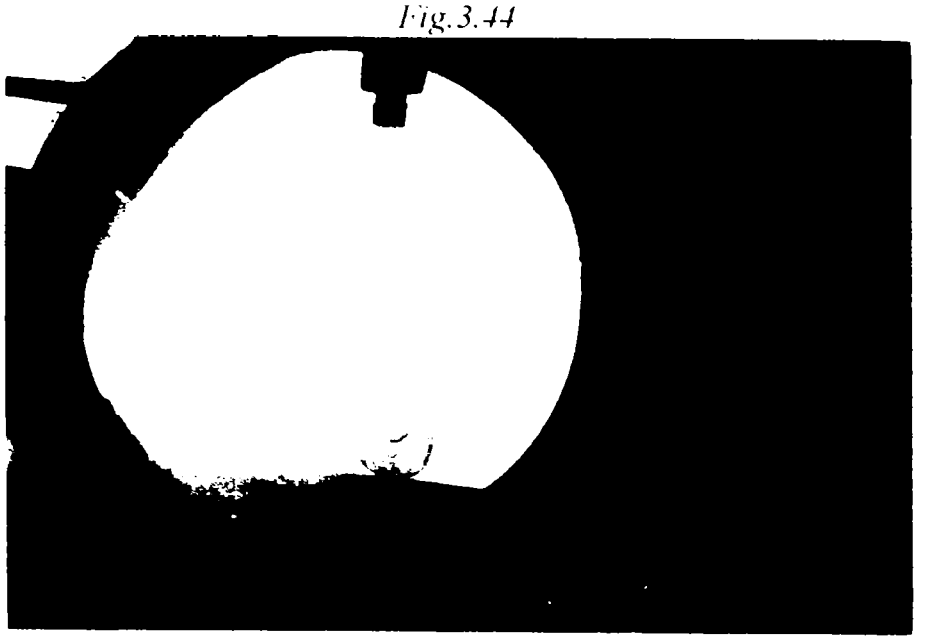
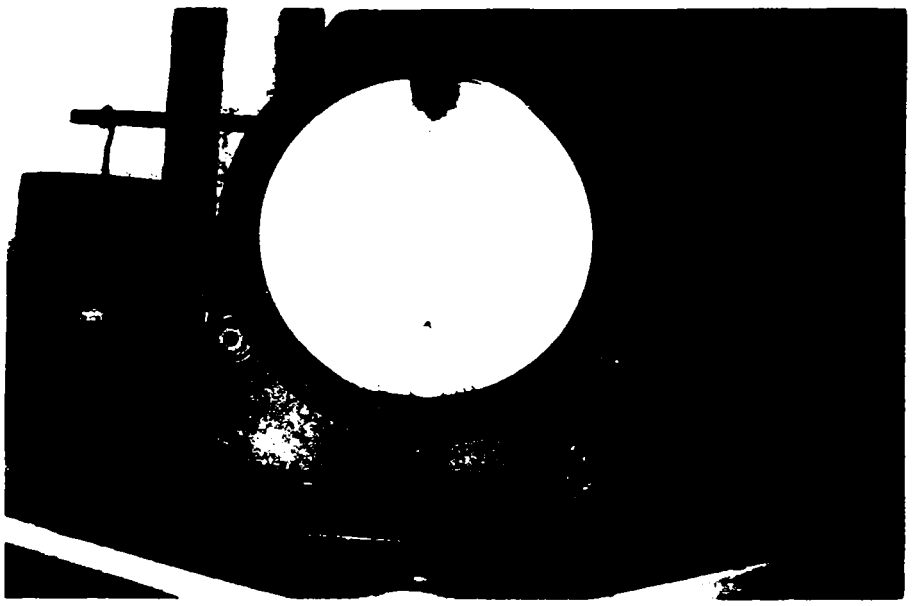


Fig.3.45



BUPT

Fig.3.46

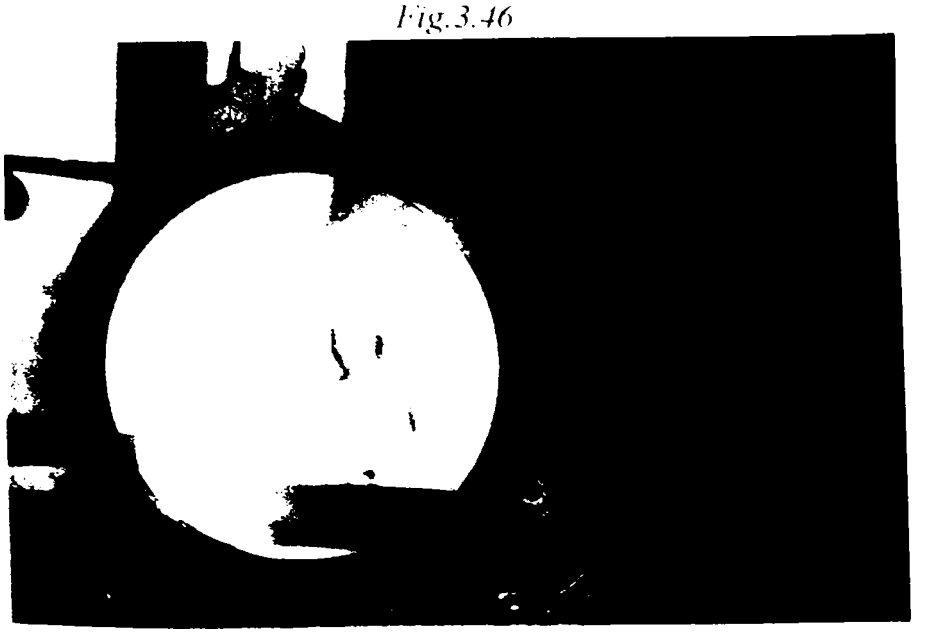
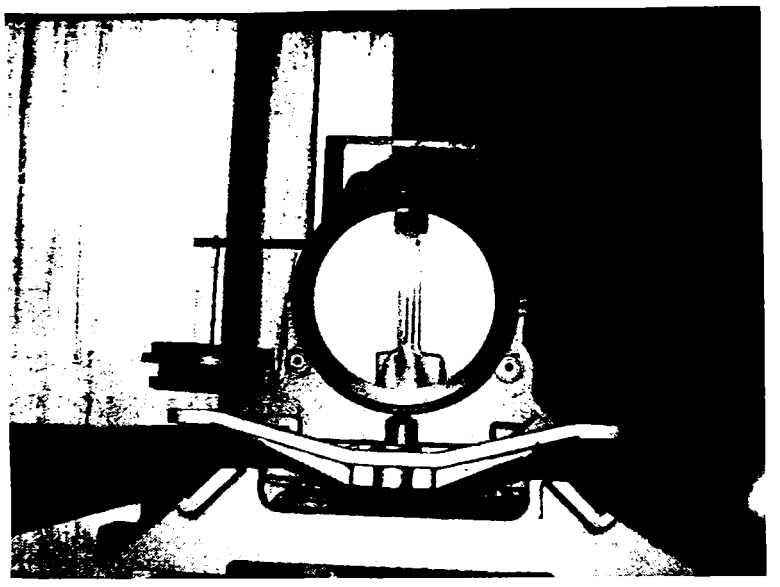


Fig.3.47



BUPT

Capitolul 4

CONTRIBUȚII PRIN APLICAREA METODEI ELEMENTULUI FINIT

GENERALITĂȚI SELECTATE ŞI CONTRIBUȚII PRIN APLICAREA PROGRAMULUI COSMOS DESIGN STAR

4.1. Discretizarea modelului în programul Cosmos Design Star

Metoda elementelor finite prezintă o tehnică numerică sigură pentru analiza proiectelor inginereşti. Procesul începe cu crearea modelului geometric. Apoi programul subdivide modelul în mici părți cu forma simplă, numite elemente, conectate în puncte commune, noduri sau puncte nodale.

Programul de calcul al elementelor finite consideră modelul ca o rețea discretă de elemente interconectate.

Metoda se bazează pe faptul că comportarea fiecărui element variază într-o manieră particulară cunoscută pentru diferite condiții,

Metoda anticipează comportarea modelului prin prelucrarea informației obținute de la toate elementele care constituie modelul.

Discretizarea este un pas crucial în proiectarea analizei. Discretizare automată generează o structură bazată pe mărimea globală a elementului şi specificarea unei discretizări locale controlate. Discretizarea controlată ne permite să atribuim diferite dimensiuni ale elementelor în apropierea muchiilor, colțurilor şi fețelor modelului. Programul estimează o mărimea globală pentru modelul analizat, ținând cont de volumul lui, aria laterală şi alte elemente geometrice. Mărimea discretizării generate (număr de noduri şi elemente) depinde de geometria şi dimensiunile modelului ca şi de ordinul elementului ales (calitatea grosolană sau fină), dimensiunea elementului, toleranța discretizării, controlul discretizării şi specificările pentru suprafețele în contact.

Pentru etapele preliminare ale calculului, când rezultatele apropximative sunt suficiente, se poate atribui un element de discretizare cu dimensiunea mai mare, obținând astfel o soluție a problemei mai rapide. Însă pentru mai multă acuratețe a rezultatelor, se recomandă utilizarea unei discretizări fine a modelului.

Cosmos / Design Star poate genera elemente tetraedale solide sau elemente triunghiulare pentru învelişuri subțiri. Utilizând elemente tetraedale la discretizarea pieselor subțiti generăm un număr mare de elemente finite, iar metroda devine ineficientă. Când definim un studiu, se poate selecta tipul elementului pentru discretizare: ca elementul solid sau ca înveliş. Când discretizăm un model, sau un ansamblu ca element solid putem alege două opțiuni:

- Calitatea grosolană (draft) de discretizare. Discretizarea automată creează elemente tetraedale solide lineare.

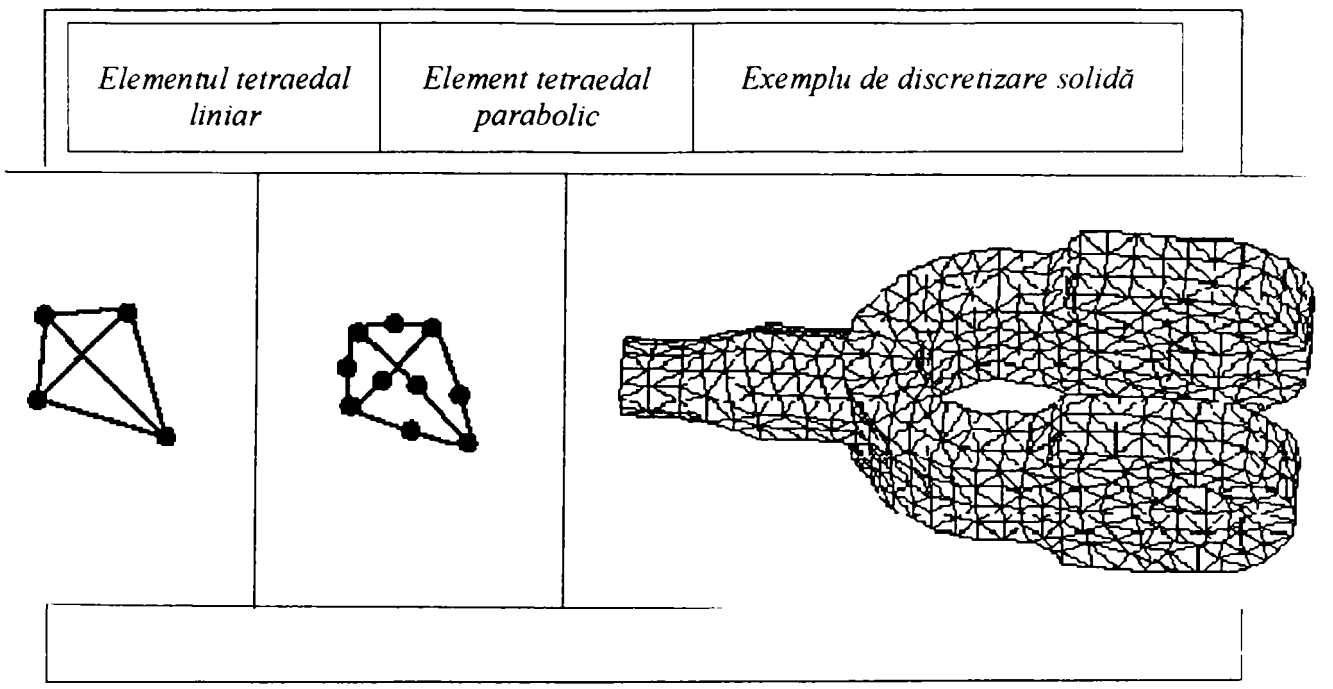
BUPT

- Calitatea fină (high) de discretizare. Discretizarea automată creează elemente tetraedale solide parabolice.

Elementele finite lineare sunt denumite de ordinul întâi, sau de ordin inferior. Elementele parabolice se numesc de ordinul doi, sau de ordin superior.

Un element linear tetraedal este definit prin patru puncte nodale în colțuri şi cu şase muchii drepte. Un element tetraedal parabolic are patru puncte modale în colțuri, şase puncte nodale la mijloc şi şase muchii.

Figura de mai jos prezintă schematic un element tetraedal liniar şi unul parabolic şi un exemplu de discretizare solidă.



Pentru aceeaşi densitate a discretizării (acelaşi număr de elemente şi număr de puncte nodale) elementele parabolice exprimă rezultate mai exacte decât elementele lineare pentru că:

1) frontierele curbe sunt respectate mult mai exact, şi
2) reproduc mai bine aproximările matematice.

Aşadar, elementele parabolice necesită putere de calcul mai mare decât elementele lineare.

Fiecare punct nodal dintr-un element solid are trei grade de libertate care sunt translații după cele trei direcții ortogonale.

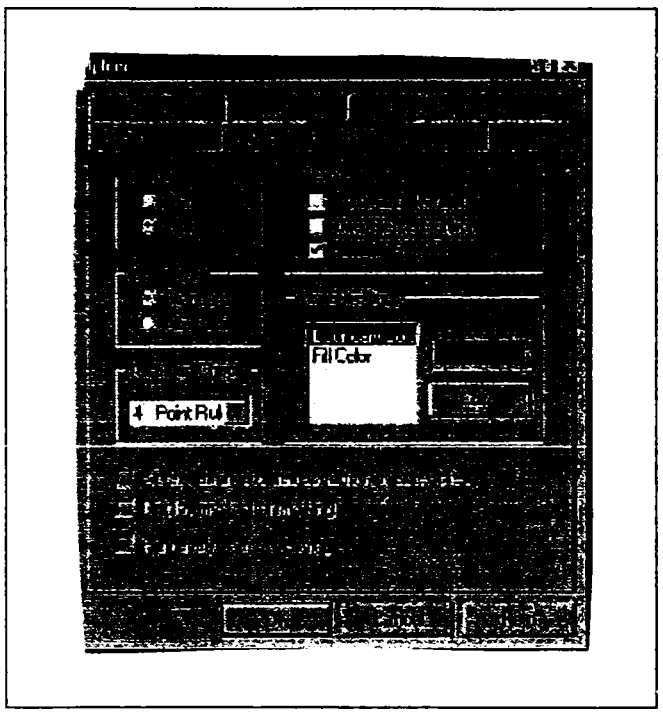
Cosmos / Design Star foloseşte direcțiile x, y şi z pentru un sistem cartezian global cu referința în formularea problemei.

4.1.1. Parametrii discretizării

Discretizarea modelului se poate efectua cu clic dreapta pe icoana Mesh în arborele de vizualizare şi prin selecția Create. Generarea discretizării depinde de următorii factori:

BUPT

a) Tipul discretizării (solid sau înveliş) al studiului curent ;
b) Opţiunile de discretizare active ;
c) Specificaţiile de control al discretizării ;
d) Opţiunile de contact / deschidere (spărtură) Contact / Gap ;
e) Dimensiunea globală a elementului (specificată în caseta de dialog a discretizării) ;
f) Toleranţa dimensiunii elementului (specificată în caseta de dialog a discretizării).



4.1.2. Opţiuni de discretizare

Opţiunile de discretizare se stabilesc în tabelul Mesh din caseta de dialog Options. Pentru a stabili opţiunile de discretizare se dă clic pe meniul Tools din bara de meniuri şi se selectează Options. În caseta de dialog Options se dă clic pe tabele Mesh. Tabele Mesh din caseta de dialog Options permite următoarele opţiuni:

- calitatea discretizării: calitate grosolană (de ordin inferior) sau calitate fină (de ordin superior) a elementelor ;
- schema de discretizare: Standard sau Alternativ ;
- controlul discretizării (tranziţie automată, definită de utilizator, şi suprafeţe netede) ;
- verificarea Jacobiană (se selectează numărul punctelor de integrare care se vor folosi în veridicarea calităţii elementelor).
  - Cosmos / Design continuă să folosească opţiunile de discretizare activă în timp ce noi le modificăm ,
  - Opţiunile de discretizare sunt un factor esenţial în determinarea calităţii rezultatelor. Rezultate bazate pe diferite opţiuni de setare pot converge una către cealaltă doar dacă dimensiunea elementului utilizat este suficient de mică.

4.1.3. Calitatea

Setaţi calitatea discretizării preferată.

Grosolană (Draft): Fiecare element solid va avea doar patru puncte nodale. Fiecare element de înveliş subţire va avea trei puncte nodale. Nu există puncte nodale pe mijlocul muchiilor (laturilor) ;

BUPT

Fină (High): Fiecare element solid va avea zece puncte nodale; patru colțuri nodale şi câte un punct nodal la mijlocul fiecărei muchii (un total de şase puncte nodale mediane). Fiecare element de înveliş va avea şase puncte nodale, trei puncte nodale în colțuri şi trei puncte nodale mediane.

* Este o recomandare stringentă a se utiliza opțiunea fină pentru calitatea discretizării în analiza finală şi pentru modelele cu geometrii curbate. Calitatea grosolană pentru discretizare poate fi utilizat pentru o evaluare rapidă.

4.1.4. Tipul discretizării

Setarea tehnicii de discretizare recomandată a fi utilizată.

Standard. Activează modelul de discretizare Veronoi – Delaunay pentru operațiile de discretizare care urmează. Aceasta este o nouă discretizare introdusă în această ediție de program Cosmos. Această discretizare este mai rapidă decât discretizarea alternativă utilizată în versiunile anterioare şi poate fi utilizată în cele mai multe cazuri.

Alternativă. Activează modelul de discretizare „Față avansată" pentru operațiile de discretizare care urmează. A fost singura discretizare posibilă în variantele anterioare ale programului Cosmos. Folosim această discretizare doar ca alternativă, când discretizarea Strandard eşuează cu dimensiunile elementelor variabile. Debifați opțiunile „Tranziție automată" şi „Control definit de utilizator" când se foloseşte acest model de discretizare.

Verificare Jacobiană. Alege numărul punctelor de integrare care vor fi folosite în verificarea nivelului de distorsiune al elementului tetraedal)verificarea nu se foloseşte la elemente pentru învelişuri). Putem selecta 4, 16 sau 29 puncte de integrare. Vezi „Calitatea controlului discretizării" din secțiunea de mai jos pentru mai multe detalii.

Controlul discretizării. Alege opțiunile pentru controlul discretizării. Controlul discretizării atribuie distribuția dimensiunii elementelor şi tranziția parametrilor pentru entitățile selectate.

Dimensiunea elementului specificată pentru o entitate se foloseşte ca dimensiune medie aleasă a elementelor propagate de la entitate. Se poate aplica controlul discretizării la vârfuri (vertices), muchii, fețe şi / sau componente asamblate.

- A discretiza modelul fără nici un control al discretizării, deselectați toate căsuțele de verificare din Mesh Control Box cu excepția Smooth Surface (suprafețe netede).

Tranziția automată. Când verifică, programul aplică automat controlul discretizării la forme (features), detalii, găuri şi racordări. Deselectați tranziția automată înainte de a discretiza modele mari cu multe forme mici şi detalii pentru a preveni generarea unui foarte mare număr de elemente necesare.

Control definit de utilizator. Când verifică, programul aplică toate controalele definite de utilizator pentru discretizare la: vârfuri, muchii, fețe şi componente. La specificarea controlului discretizării pentru un grup de entități, selectați-le şi apoi cu clic dreapta pe icoana Mesh şi apoi selectați Apply Control.

Fețe netede. Când verifică, programul reaşează uşor elementele nodale de contur pentru a îmbunătăți discretizarea inițială.

BUPT

Setări vizuale. Alegeţi culorile preferate pentru reprezentarea discretizării.

Culoarea conturului. Alegeţi culoarea care să fie utilizată pentru reprezentarea muchiilor elementului.

Culoarea feţei inferioare a învelişului. Alegeţi culoarea pentru faţa inferioară a învelişului. Aceasta este importantă la diferenţierea între faţa inferioară şi superioară a elementului învelişului.

Pentru a schimba culoarea, selectaţi culoarea de schimbat dorită, clic pe butonul Edit, alegeţi o culoare şi clic OK.

4.1.5. Parametrii de control ai discretizării

Parametrii de control ai discretizării sunt:

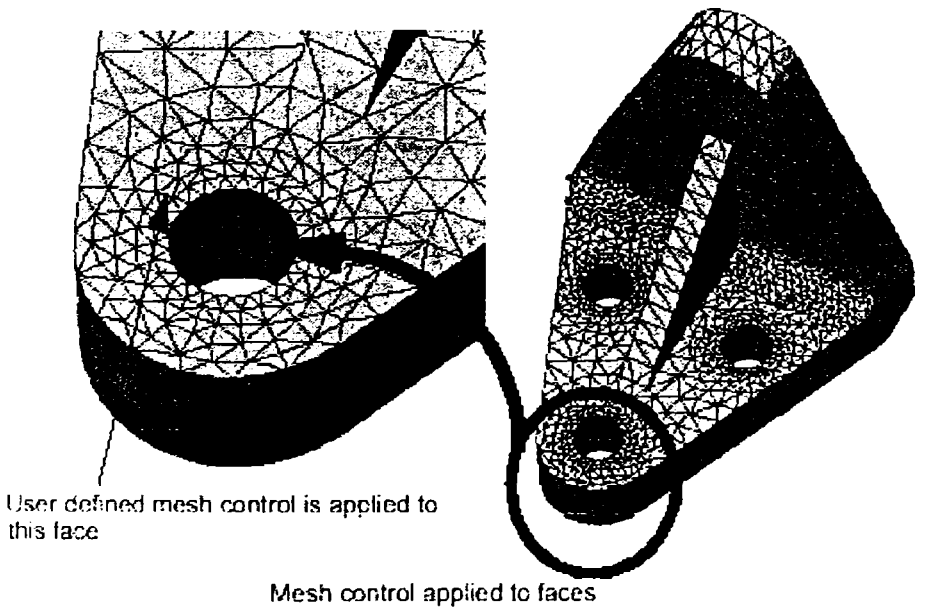
- dimensiunea elementului pentru entitatea specificată (e),
- progresia raţiei elementului (r),
- numărul de straturi al elementelor (n),

Presupunând că dimensiunea globală a elementului folosită la discretizare este E, media dimensiunii elementului în straturi propagată de la entitate va fi: e, $e \cdot r$, $e \cdot r^2$, $e \cdot r^3$, etc. Dacă media calculată a dimensiunii elementului pentru un strat depăşeşte E, programul foloseşte pe E implicit. Dacă numărul de straturi specificat (n) este prea mic pentru o tranziţie netedă, programul poate adăuga mai multe straturi.

Discretizarea se propagă de la vârfuri spre muchii, de la muchii spre feţe şi de la feţe spre componente.

4.1.6. Exemple ale controlului discretizării

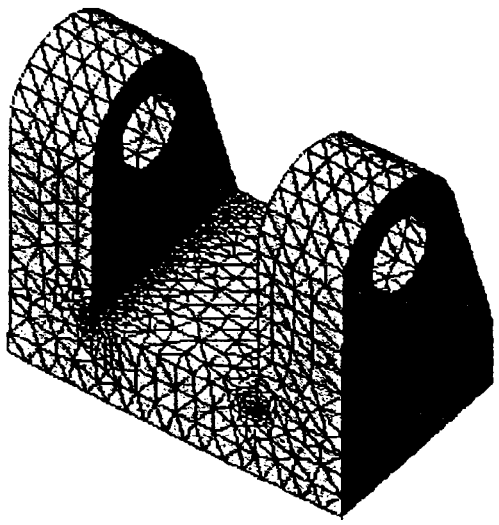
Controlul discretizării definit de utilizator este aplicat pe această faţă	*Controlul discretizări aplicat la feţei*



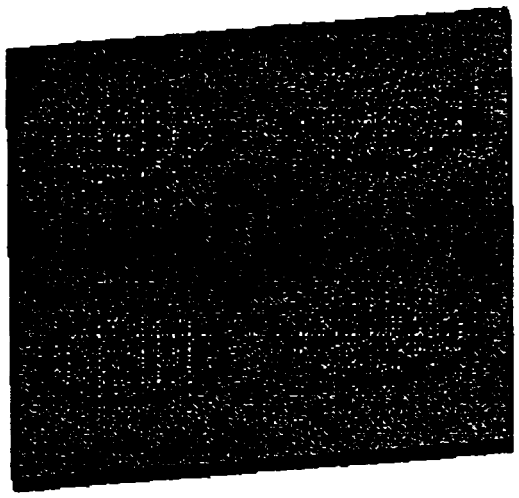
BUPT

Figurile ilustrează controlul discretizării pe entități diferite.

Controlul discretizării aplicat la muchii	*Controlul discretizării aplicat la componente*

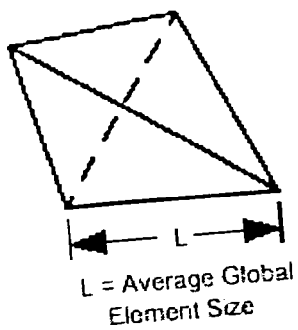


Mesh control applied to edges.



Mesh control applied to components

Crearea discretizării



Cosmos sugerează valoarea funcției de volumul modelului şi suprafața laterală a acestuia. Unitatea de măsură sugerată de dimensiunea globală a elementului este metrul, însă se poate specifica o altă unitate preferată pentru lungime. Pentru [illegible] lungimii preferate, clic Tools, Options, Units.

Folosiți o dimensiune mică a elementului pentru rezultate mai exacte sau o dimensiune mare a elementului pentru soluții rapide.

Toleranța

Să controlăm toleranța la crearea elementelor. Valoarea prestabilită este 5% din dimensiunea globală a elementului. Prin mărirea toleranței se pot discretiza modele pe care nu le-am putut discretiza cu toleranța prestabilită.

Verificarea calității discretizării

Calitatea discretizării este cheia în acuratețea rezultatelor. Cosmos folosește 2 verificări la măsurarea calității elementelor:

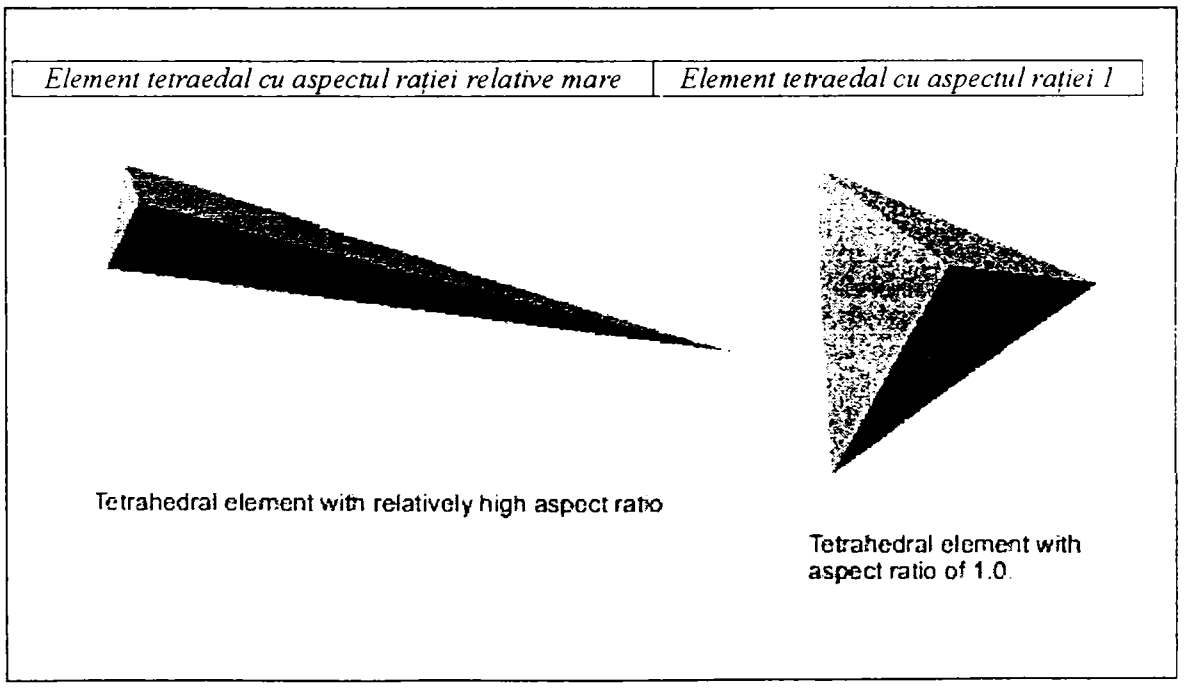
BUPT

- verificarea aspectului raţiei ;
- verificarea Jacobiană.

Verificarea aspectului raţiei

Acurateţea numerică este cel mai bine realizată la o discretizare perfect uniformă cu elemente tetraedale a căror muchii sunt egale cu lungimea. Pentru o geometrie generală, nu este posibil a se crea o discretizare cu elemente tetraedale perfecte. Datorită colţurilor mici, curbelor geometrice, detalii subţiri şi colţuri drepte unele dintre elementele generate pot avea muchii mai lungi decât altele. Când muchiile unui element devin mult mai diferite ca lungime, acurateţea elementelor este afectată.

Aspectul raţiei pentru un element tetraedal perfect se foloseşte ca bază de calcul pentru calculul aspectului raţiei celorlalte elemente. Aspectul raţiei pentru un element este definit de raţia celorlalre elemente. Aspectul raţiei pentru un element este definit ca raţia între muchia cea mai lungă şi cea mai scurtă normală a unui vârf (vertex) la planul normal opus cu respectarea tetraedului perfect. Ca definiţie, aspectul raţiei pentru un element tetraedal perfect este 1. Verificarea aspectului raţiei presupune muchii drepte conectate cu cele patru puncte nodale. Verificarea aspectului raţiei este folosită automat de program la verificarea calităţii discretizării.



Verificarea Jacobiană

- Această verificare este folosită pentru studiul solidelor.

Elementele parabolice pot trasa geometrii curbate cu o acuratete mult mai mare decât elementele lineare de aceeaşi mărime. Punctele nodale mediane din conturul muchiilor unui element sunt amplasate pe geometria curentă a modelului. În extremele ascuţite sau frontierele curbe amplasarea punctelor nodale mediane pe geometria actuală poate genera elemente distorsionate cu muchii care să se intersecteze.

BUPT

Jacobianul pentru un element foarte distorsionat devine negativ. Un element cu un Jacobian negativ face ca analiza programului să fie oprită.

În loc să calculeze matricea rigidă elementară, programul execută integrarea proceselor peste domeniul elementului. Integrarea procesului este simplificată prin evaluarea funcțiilor de interes care descriu poziția în interioarul elementului. Aceste poziții se numesc puncte Gaussiene. Pentru finalitatea verificării calității elementelor parabolice, Cosmos ne oferă alegerea bazei de verificare Jacobiana la 4, 16 sau 29 puncte Gauss.

Rația Jacobiană a elementului tetraedal parabolic, cu toate punctele nodale mediane poziționate exact la mijlocul muchiei este 1. Rația Jacobiană crește dacă crește și curbura muchiilor. Rația Jacobiană pentru un punct în interiorul elementului asigură o măsură a gradului de distoriune a elementului la acea poziție. Cosmos calculează rația Jacobiană pentru un număr ales de puncte Gauss pentru fiecare element tetraedal. O rație de 40 sau mai puține puncte Gauss este acceptată. Cosmos ajustează automat poziția punctelor nodale mediane pentru elemente distorsionate pentru a fi sigur că trece de verificarea Jacobiană.

Pentru a seta un număr de puncte nodale de integrare folosite la verificarea Jacobiană, se dă clic pe mediul Tools și selectăm Options. În caseta de dialog Options alegem numărul dorit de puncte nodale din mediul derulant Jacobian Check și apoi clic pe OK.

Opțiunile de contact pentru studiul static și termic

Icoana Contact/Gaps apare în directorul studiu dacă:

1. Este deschis un ansamblu solid, și
2. Tipul studiului este static sau termic.

Meniul clic dreapta pentru directorul Contact / Gaps conține următoarele opțiuni:

- Atingerea fețelor: contact permanent (bonded) ;
- Atingerea fețelor: liberă ;
- Atingerea fețelor: punct nodal cu punct nodal (nod cu nod) .

Una dintre aceste opțiuni trebuie selectată. Ne vom referi la opțiunile de selectare din condițiile globale de contact.

În plus, meniul mai conține două opțiuni:

- Definește perechea în contact (ne referim aici ca și contact local sau față cu față);
- Definește componentele în contact (ne referim aici la contactul componentelor).

După setarea unei opțiuni de contact global pe care o aplicăm la toate fețele care se ating, puteți redefini diferite opțiuni de contact fețe cu fețe și / sau componente. Fiecare condiție de contact față cu față sau component este reprezentată de o icoană în directorul Contact / Gaps.

Opțiuni globale Contact / Gaps

Următoarele opțiuni globale sunt disponibile:

Atingerea fețelor: Contact permanent

Toate fețele care se ating vor fi în contact permanent în toate punctele lor de contact. Pentru studii termice, căldura devine flux prin conducție.

Atingerea fețelor: Liberă

Toate fețele care se ating devin libere la deplasarea în orice direcție. Fețele libere se pot întrepătrunde, fizic imposibil. Specificând această opțiune pemtru unele fețe se

BUPT

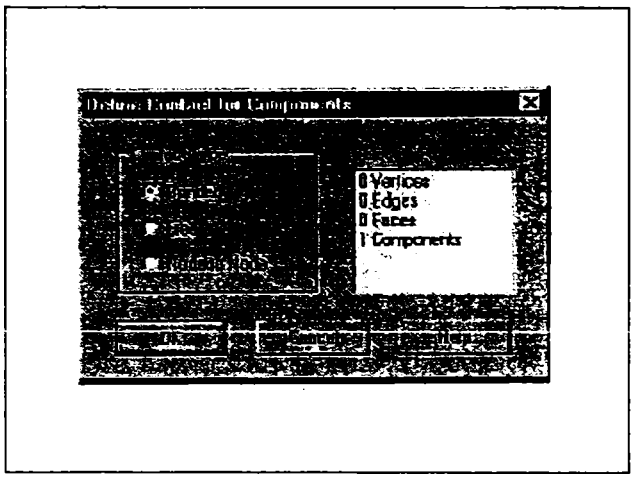
poate accelera procesul iterativ al contactului. Va trebui să utilizați această opțiune când sunteți absolut siguri că încărcarea specificată nu va cauza atingerea fețelor ca ele să se întrepătrundă. Pentru studii termice, această condiție va izola contactul fețelor.

Atingerea fețelor: Nod cu nod

Programul creează elemente sparte (gap) conectate corespunzător nodurilor de-a lungul fețelor. Fețele se pot deplasa una față de cealaltă, dar se respectă condiția fizică de întrepătrundere. Pentru studii termice, căldura devine flux prin conducție.

- Specificațiile globale vor fi utilizate pentru toate fețele în contact ale modelului pentru care nu au fost definite setări față cu față sau setări de componente. Fețele în contact pot fi în contact total sau parțial.

Pentru a seta opțiunile globale de Contact / Gaps – clic dreapta pe directorul Contact / Gaps și setăm opțiunile dorite.

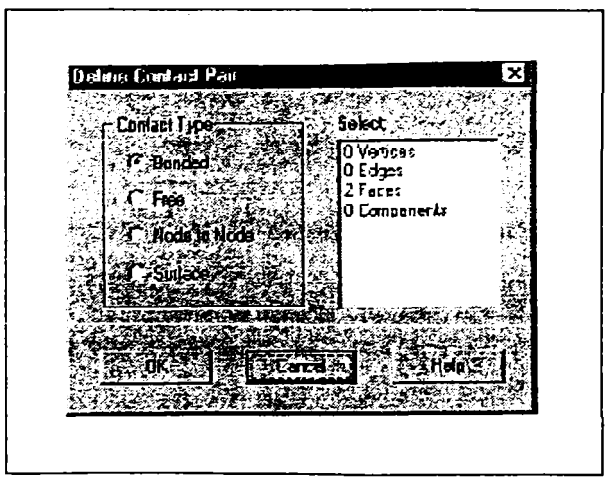


Opțiunile Contact Component

Pentru a avea productivitate, puteți selecta una sau mai multe componente și să specificați opțiunile de contact pentru interfața lor cu toate celelalte componente din ansamblu. Aceasta ne economisește timp pentru că nu trebuie să specificăm contactul pentru perechile de fețe individual. Setările contactului component trece peste setările globale.

Pentru a specifica condiția de contact permanent:

1. În arborele de vizualizare selectați componentele dorite ;
2. Clic dreapta pe directorul Contact / Gaps și selectați Define Contact for Components ;
3. Verificați opțiunile de contact dotrite ;
4. Clic pe OK.



Opțiunile locale de contact (față cu față)

Contactul local definește tipul contactului pentru perechile de fețe.

Pentru a defini un contact față cu față:

1. Selectați cele două fețe ;
2. Clic dreapta pe directorul Contact / Gaps și selectați Define Contact Pair ;
3. Verificați opțiunile dorite de contact ;
4. Clic pe OK.

Sunt disponibile următoarele opțiuni locale Contact / Gaps:

BUPT

Contact permanent (bonded)

Selecția perechiloir de fețe va fi în contact permanent în punctele lor de contact (noduri).

Liberă

Perechea de fețe selectată va fi liberă să se mişte în orice direcție. Fețele libere pot penetra una în cealaltă, fizic imposibil. Specificând aceasta opțiune pentru aceleaşi fețe se poate accelera procesarea iterativă de contact. Puteți folosi această opțiune când sunteți siguri că încărcările specificate nu vor cauza fețele la penetrarea lor. Pentru studii termice, fețele vor fi etanşe (izolate).

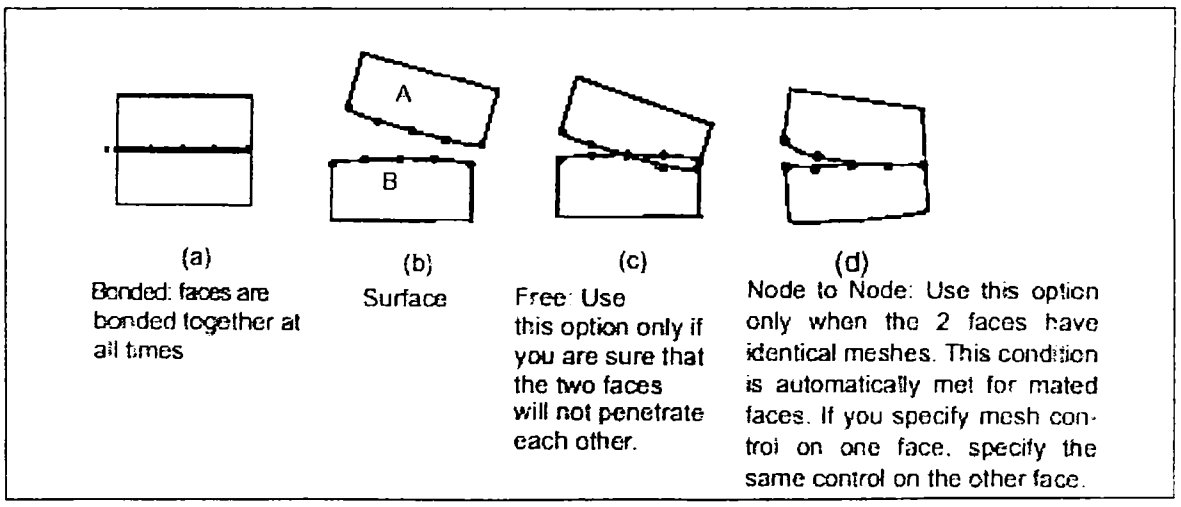
Nod cu nod

Programul creează conectarea elementelor crăpate „gap" corespunzătoare nodurilor de-a lungul perechii de fețe selectate. Fețele se pot deplasa una față de cealaltă, însă respectă cerința fizică de nepătrundere. Folosim această opțiune când discretizarea pentru cele două fețe este identică şi când lunecarea este neglijabilă. Pentru studii termice, căldura devine flux prin conducție.

Suprafața

Programul creează automat noduri cu arii perechi. Fiecare nod dintr-o față este asociată cu aria definită de nodurile din cealaltă față. Fețele se pot deplasa una față de cealaltă, însă respectă condiția fizică că ele nu pot interfera. Discretizarea pentru ambele fețe poate fi sau nu identică. Lunecările infinitezimale sunt acceptate. Această opțiune nu este valabilă pentru contactul global sau component.

Diferite opțiuni de contact sunt ilustrate în figurile următoare pentru studii statice:



a) Contact permanent. Fețele sunt în contact permanent tot timpul ,

b) Suprafață

c) Liberă. Folosim această opțiune doar atunci când suntem siguri că cele două fețe nu vor interfera.

d) Nod cu nod. Folosiți această opțiune doar atunci când cele două fețe au aceeaşi discretizare. Această condiție este făcută automat pentru fețe perechi. Dacă

BUPT

specificăm controlul discretizării pentru o față, trebuie să specificăm același control și pentru cealaltă față.

Forțartea condițiilor multiple de contact definite

Când specificăm atribuirea contactului multiplu, ele sunt forțate astfel:

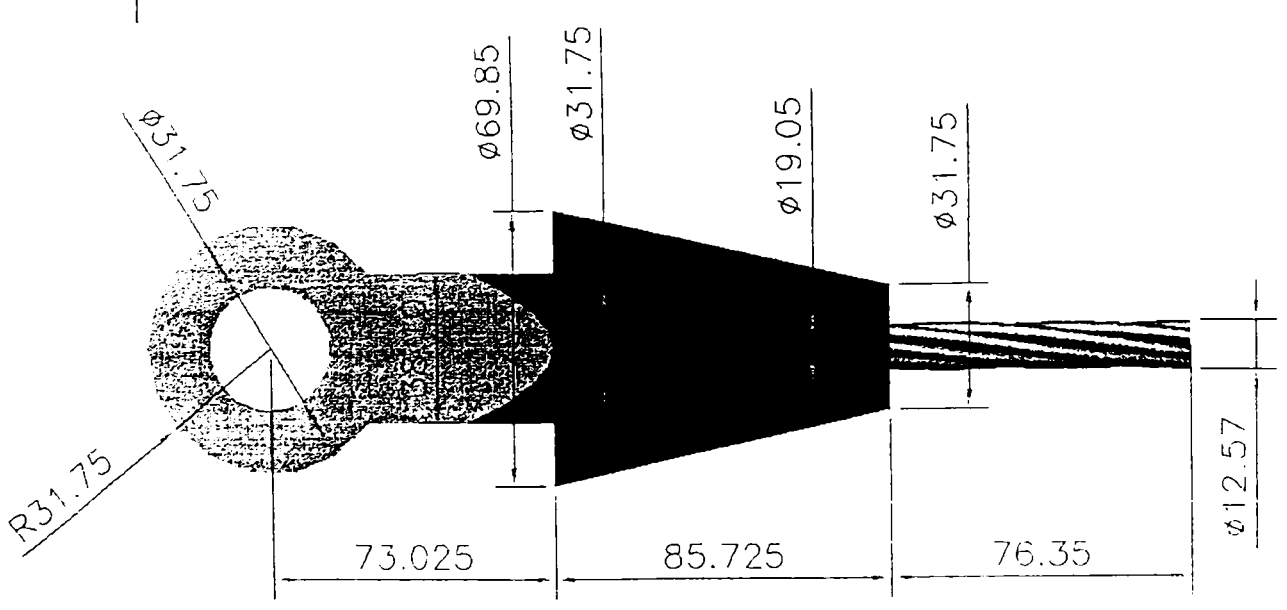
- Setările Local (față cu față) rescrise cu setări globale și setări component ;
- Setările Contact Component rescrise cu setările globale ;
- Condițiile contactului global vor fi folosite pentru toate fețele în contact pentru care nu au fost modificate componentele sau condițiile de contact global.

Rediscretizarea

Când rediscretizăm un studiu, toate icoanele asociate pentru rezultate vor fi marcate cu un X roșu, ceea ce indică că acele rezultate nu mai sunt valabile. Aceste marcaje vor dispărea atunci când rulăm studiul din nou. Amintiți-vă că schimbările în opțiunile de discretizare și în specificațiile contact vor avea efect doar dacă discretizăm modelul după setarea acestora. Amintiți-vă că specificațiile controlului discretizării au efect doar dacă steagul „User defined" din caseta de dialog pentru opțiunile discretizării este activă (în timpul discretizării).

4.2. Pentru cazul studiat: CABLU DE TRACTIUNE

Fig.4.1. *Dimensiuni constructive*



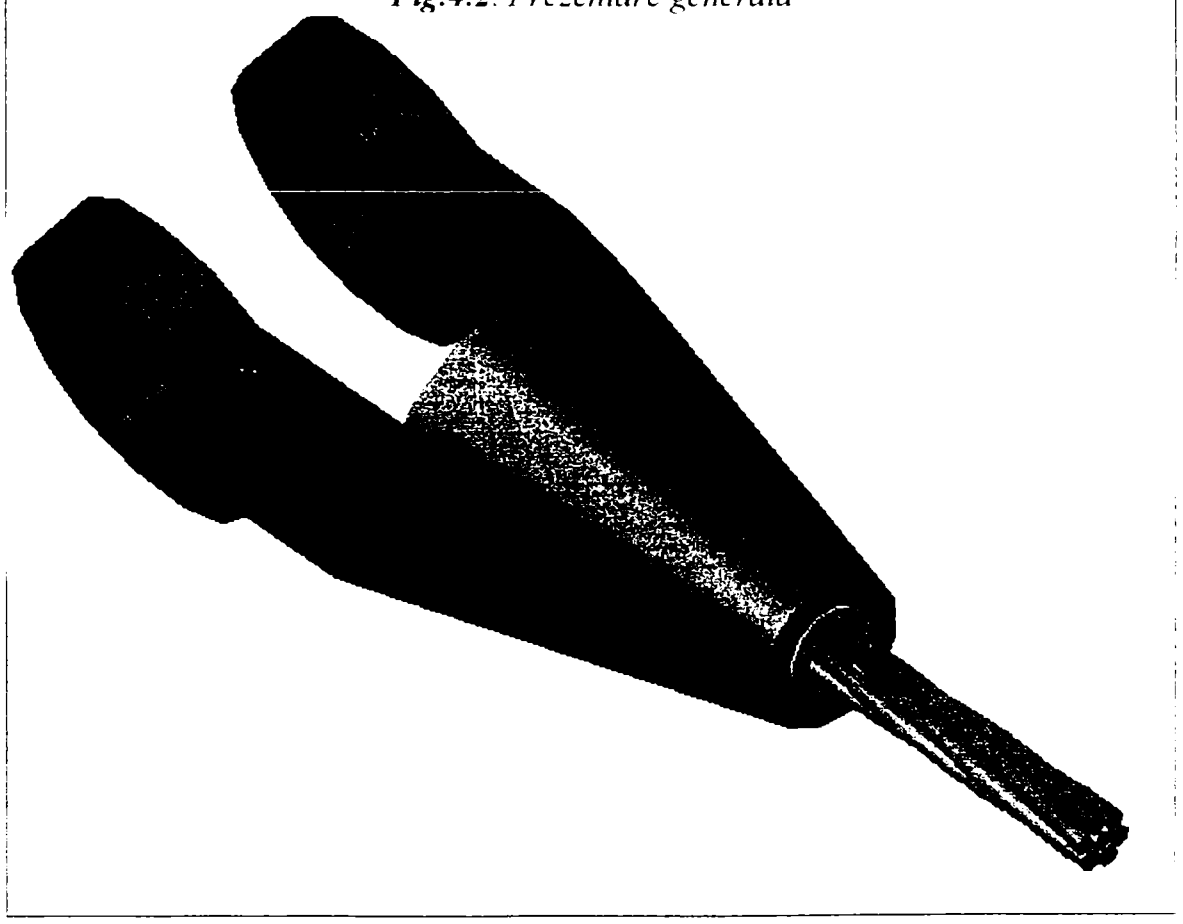
BUPT

S-a modelat ansamblul format dintr-un toron cu 7 fire, corpul de prindere al cablului, precum şi umplutura de zinc dintre capătul toronului şi corpul de prindere, în vederea analizei statice prin metoda elementelor finite, pentru o forţă de tracţiune de 59,6 kN.

- diametrul toronului este de 12,57 mm ;
- diametrul firului central al toronului 4,24 mm ;
- diametrul firelor exterioare 4,17 mm ;
- lungimea pasului de răsucire a firelor 184,15 mm ;
- lungimea toronului luată în analiza cu elemente finite 76,35 mm.

Principalele dimensiuni pentru subansamblul modelat sunt prezentate în figura 4.1.

Fig.4.2. Prezentare generală



Vederi spaţiale pentru ansamblu în studiu sunt prezentate în figura 4.2 şi 4.3.

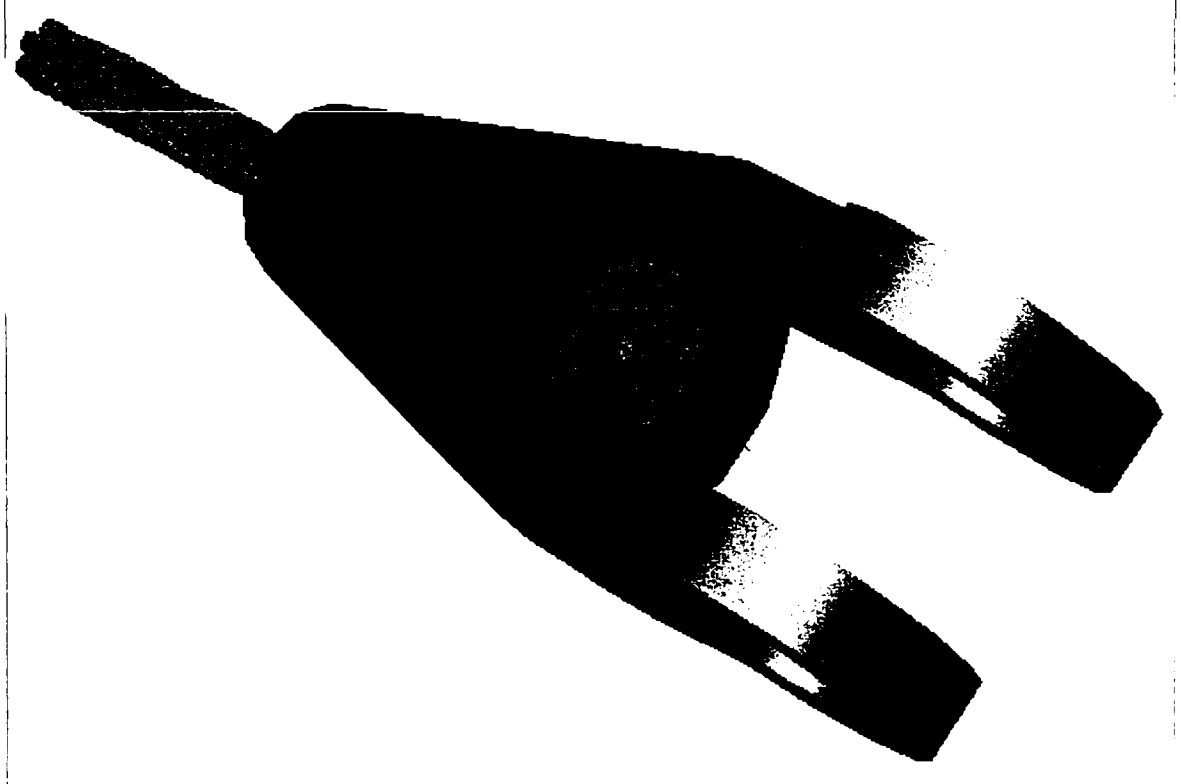
Pentru analiza statică prin metoda elementelor finite am ţinut cont de contactul dintre firele toronului, umplutura de zinc şi corpul de prindere.

BUPT

Materialele considerate în analiză sunt:

- pentru corpul de prindere – oțel obișnuit ,
- pentru toron:
  - coeficientul Poisson 0,3 ;
  - modulul de elasticitate longitudinal E = 207 Gpa ;
  - materialul considerat – oțel aliat cu limita de curgere 1724 Mpa ,
- pentru umplutura de zinc:
  - coeficient Poisson 0,3 mm ;
  - modulul de elasticitate longitudinal E = 552 Mpa ;
  - limita de curgere 220 Mpa ;
  - coeficientul static de frecare considerat în analiză are valoare 0,15

Fig.4.3. *Prezentare generală*



Schema de încărcare şi constrângere (rezemările) aplicate ansamblului sunt ilustrate în figura 4.4.

BUPT

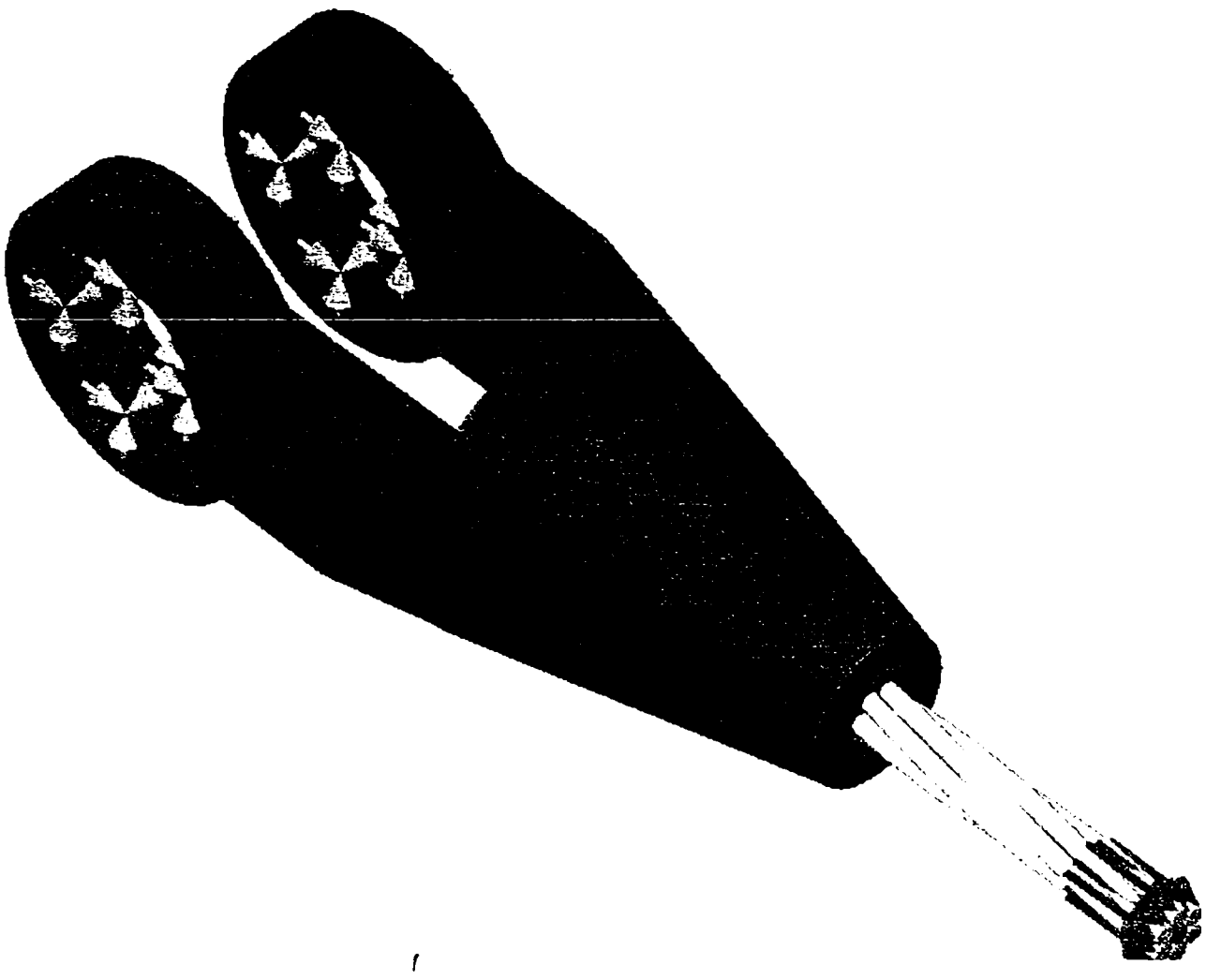
Discretizarea am realizat-o cu elemente tetraedale cu fețe paraboidale cu 4 puncte de verificare Jacobiană.

Detalii privind:

- numărul de noduri,
- numărul de elemente finite luat în calcul,
- dimensiunea medie a elementului finit, etc.,

sunt prezentate în fig.4.5.

Fig.4.4. *Constrângeri și încărcare*



Aspectul final al discretizării modelului este ilustrat în figura.4.6, iar un detaliu al discretizării în zona de îmbinare toron – umplutura zinc – corp de prindere se poate vizualiza în figura 4.7.

BUPT

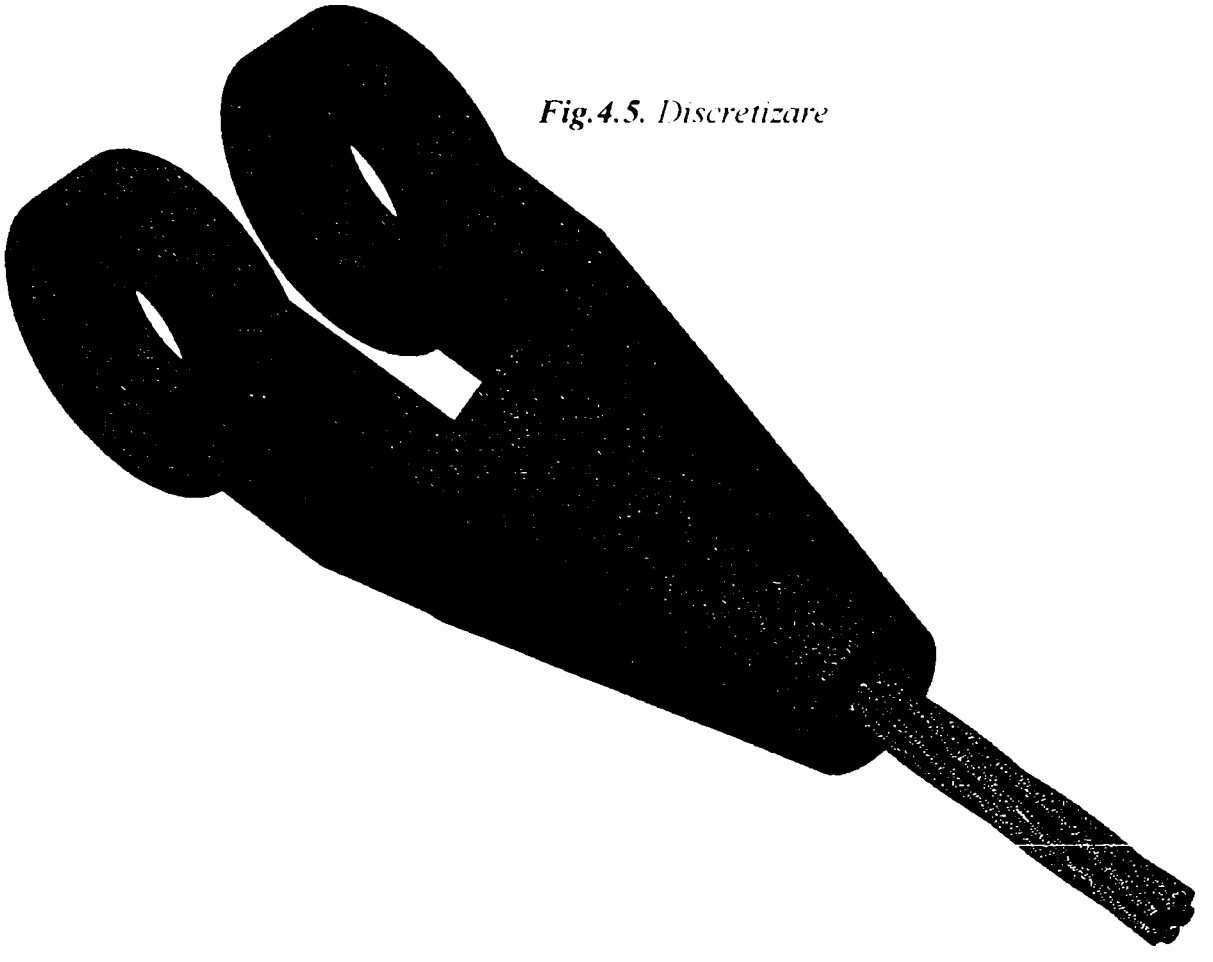
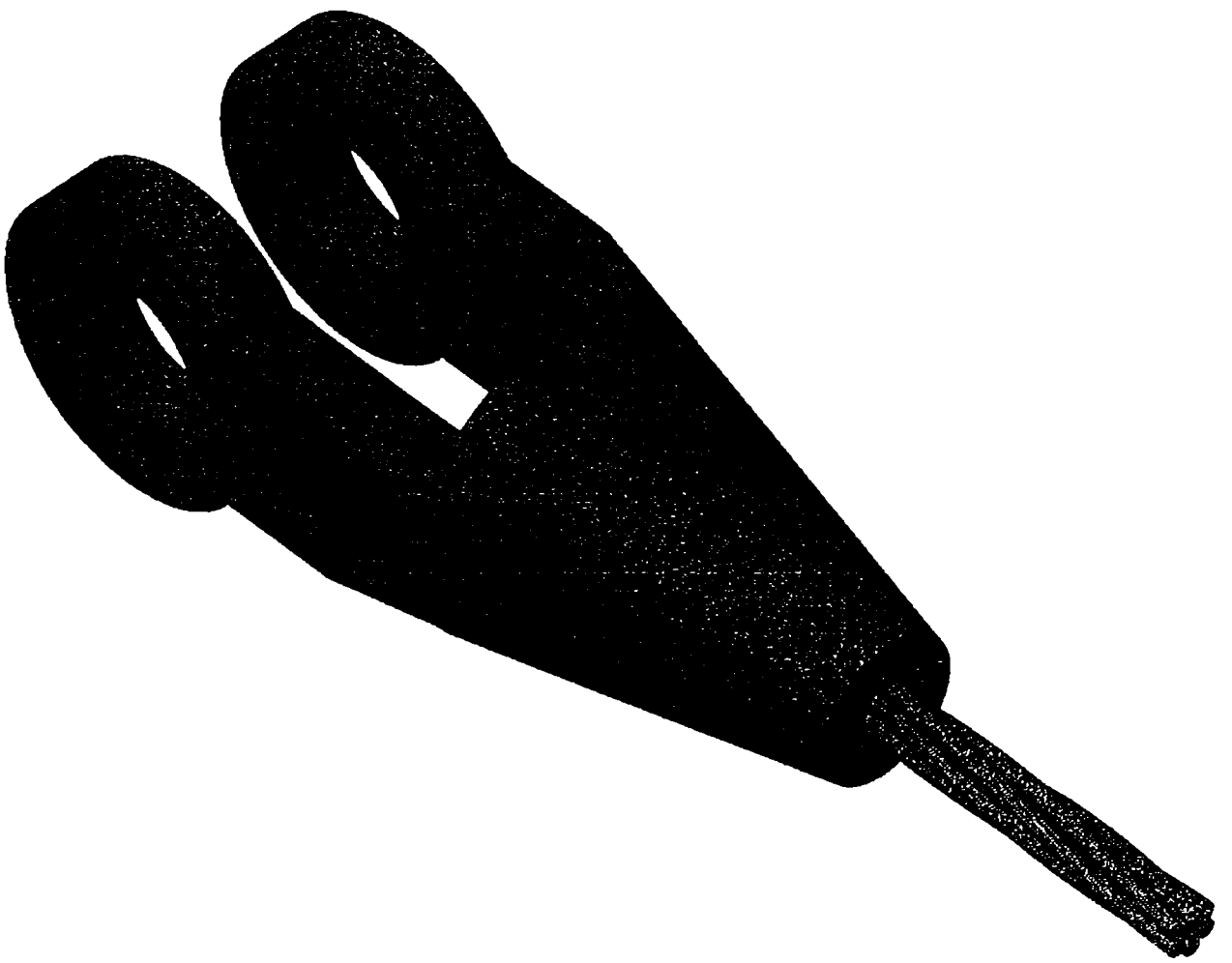


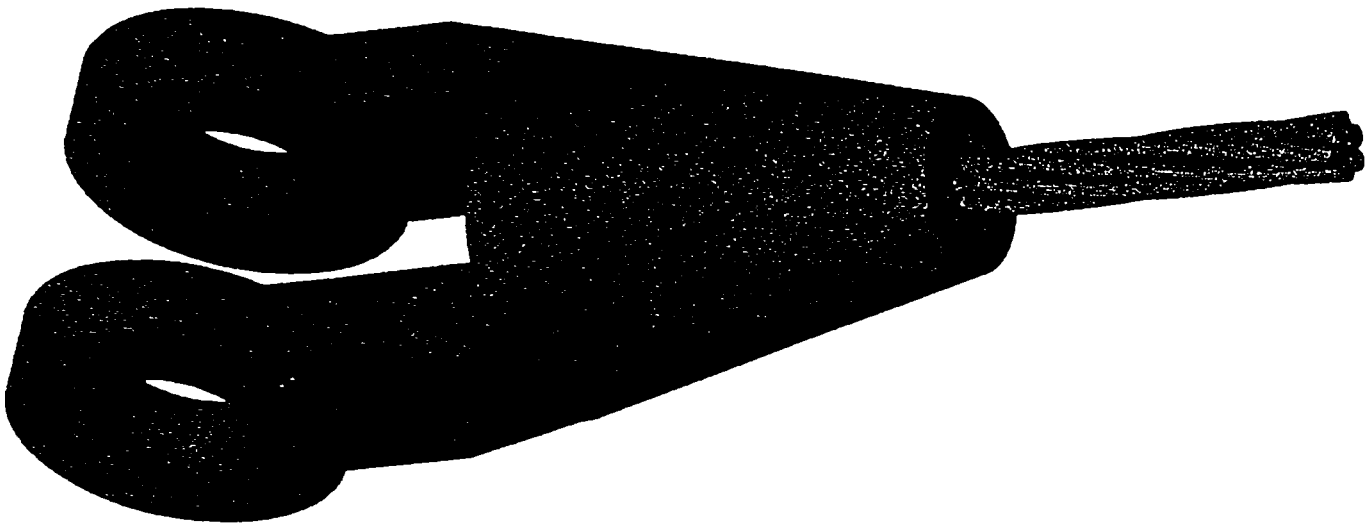
Fig.4.5. Discretizare

Fig.4.6. Discretizare



BUPT

Fig.4.7. Discretizare, detaliu



Rezultatele analizei statice cu elemente finite (tensiuni echivalente von Mises, deformații specifice) sunt prezentate în figurile 4.8, 4.9, 4.10, 4.11 și 4.12.

Fig.4.8. Deformații specifice

BUPT

Fig.4.9. Tensiuni echivalente von Mises

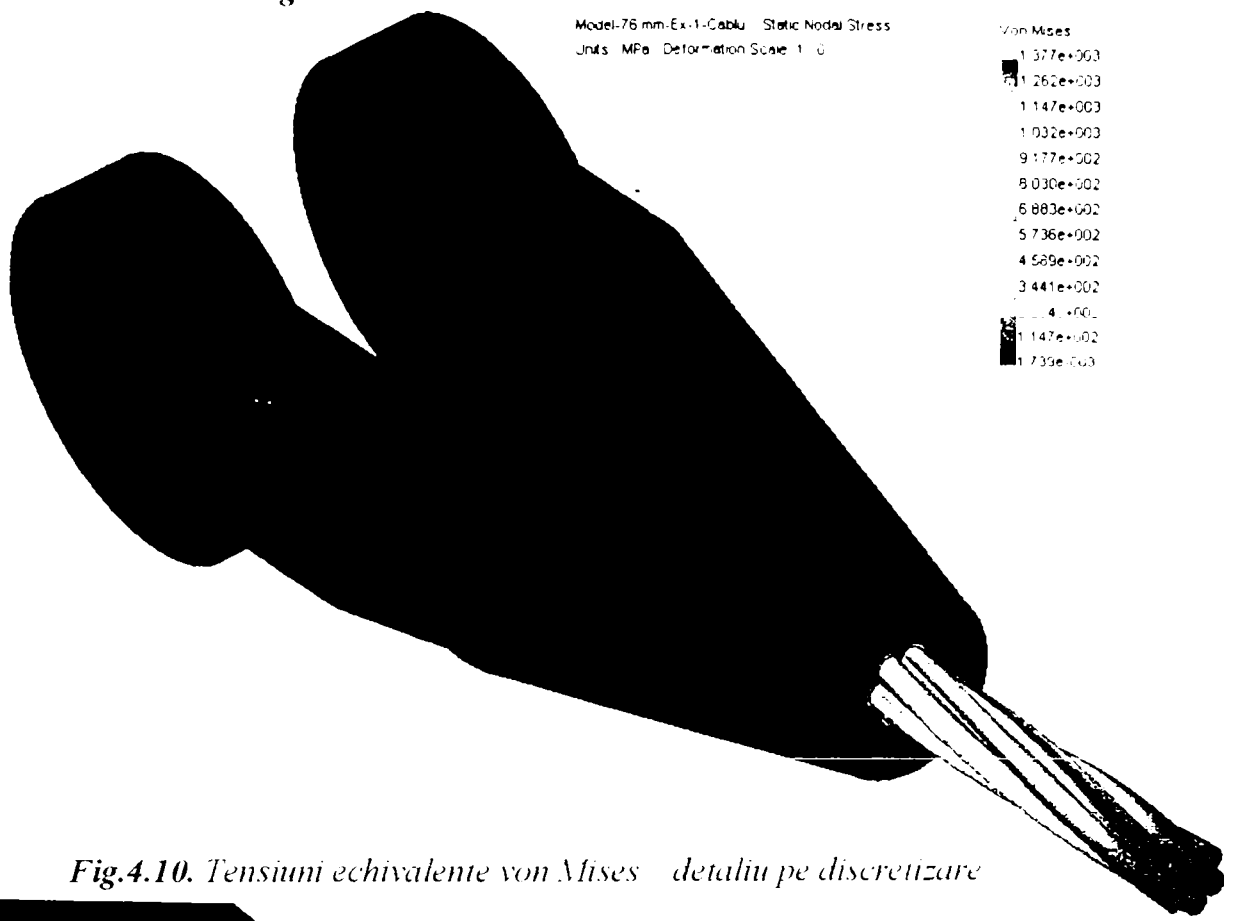
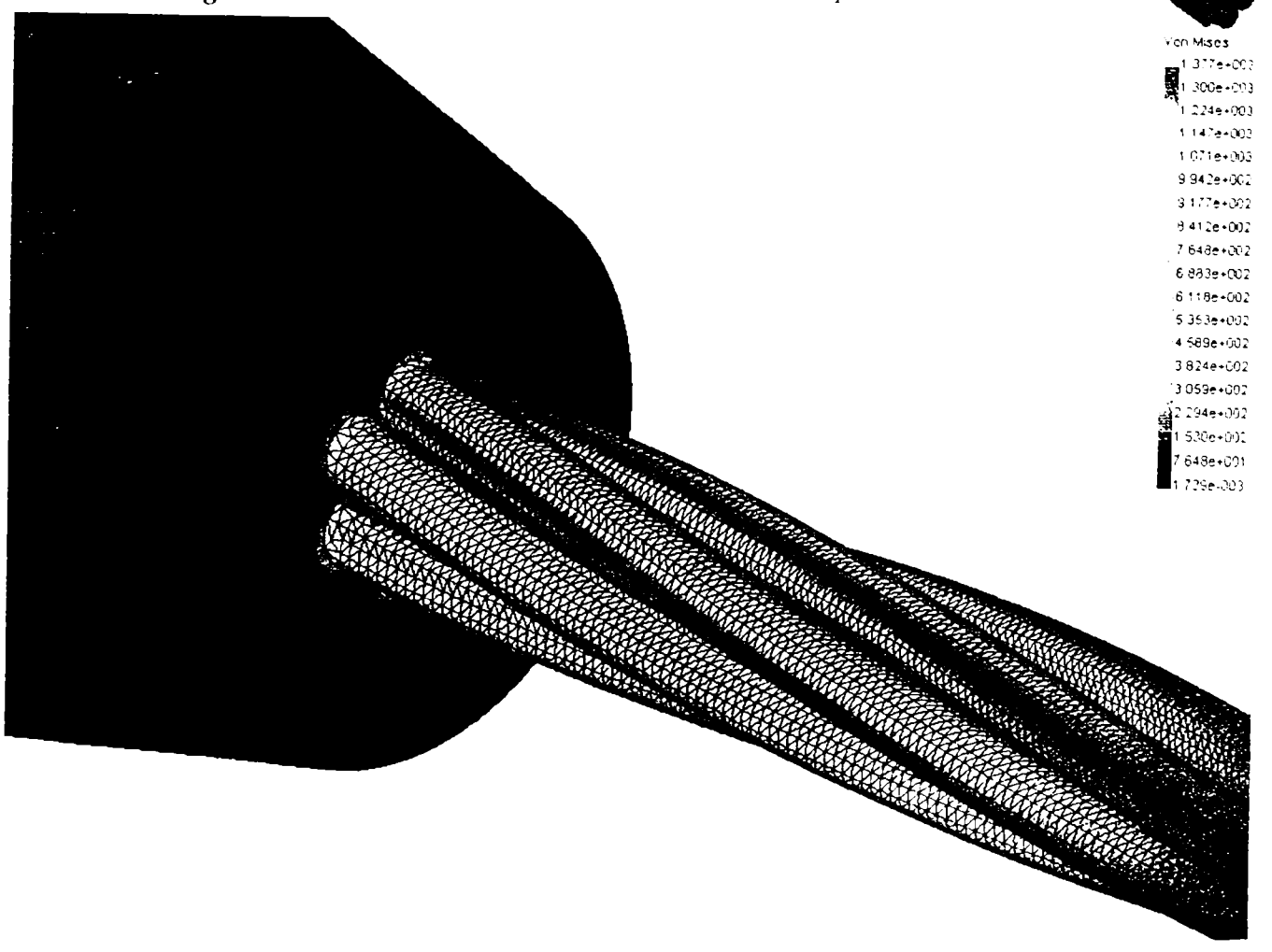


Fig.4.10. Tensiuni echivalente von Mises detaliu pe discretizare



BUPT

Fig.4.11. Tensiuni echivalente von Mises în cablu

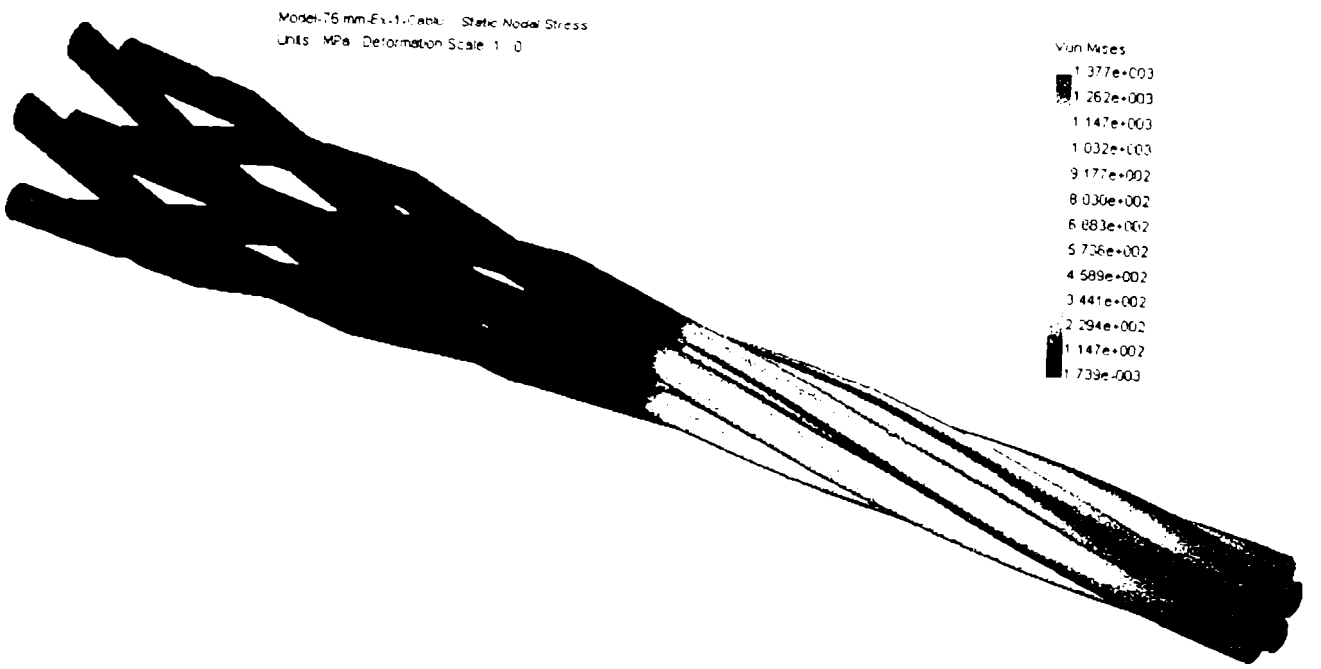
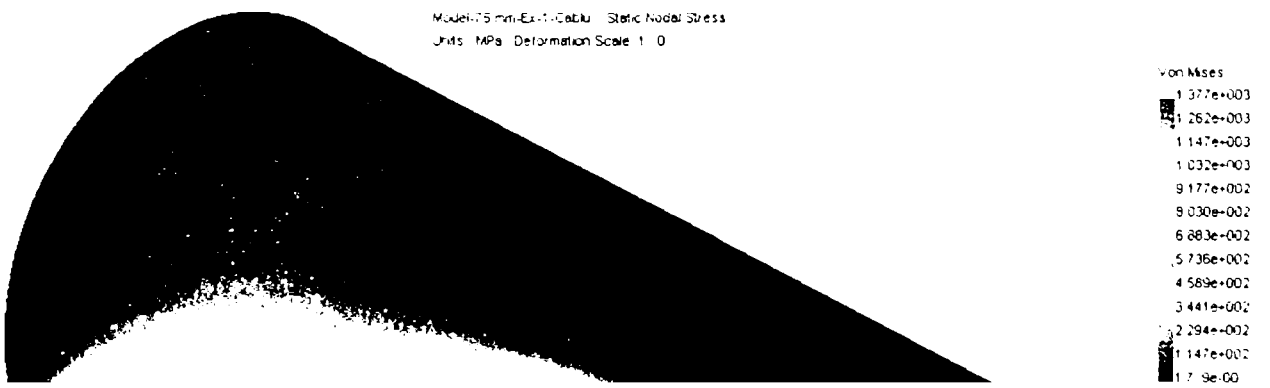


Fig.4.12. Tensiuni echivalente în manşonul din zinc turnat



BUPT

4.3. Contribuţii aplicative privind

EXPLICAŢII, DESCRIERE, COMPARAŢII (Ex.3)

Ex.1.

S-a modelat ansamblul format dintr-un toron cu 7 fire, corpul de prindere al cablului, precum şi umplerea de zinc, dintre capătul toronului şi corpul de prindere, în vederea analizei statice prin metoda elementelor finite, pentru o forţă de tracţiune de 59,6 kN.

Diametrul toronului este de 12,57 mm; diametrul firului central al toronului 4,24 mm; diametrul firelor exterioare 4,17 mm; lungimea pasului de răsucire a firelor 184,15 mm; lungimea toronului luată în analiza cu elemente finite 76,35 mm. Principalele dimensiuni pentru subansamblul modelat sunt prezentate în fişierul „Cotare.bmp". Vederi spaţiale pentru ansamblul în studiu sunt prezentate în fişierele „Vedere-1.bmp" şi „Vedere-2.bmp".

Pentru analiza statică prin metoda elementelor finite s-a ţinut cont de contactul dintre firele toronului, umplutura de zinc şi corpul de prindere. Materialele considerate în analiză sunt:

- pentru corpul de prindere – oţel obişnuit ;
- pentru toron: coeficient Poisson 0,3 ; modulul de elasticitate longitudinal E = 207 Gpa ; materialul considerat – oţel aliat cu limita de curgere 1724 Mpa;
- pentru umplutura de zinc: coeficient Poisson 0,3 ; modulul de elasticitate longitudinal E = 552 Mpa ; limita de curgere 220 Mpa ;

Schema de încărcare şi constrângerile (rezemările) aplicate ansamblului sunt ilustrate în fişierul „Încărcări–rezemări.bmp".

Discretizarea s-a realizat cu elemente tetraedale cu feţe paraboidale cu 4 puncte de verificare Jacobiană. Detalii privind numărul de noduri, numărul de elemente finite luate în calcul, dimensiunea medie a elementului finit etc., sunt prezentate în fişierul „Mesh-detalii.bmp". Aspectul final al discretizării modelului este ilustrat în fişierul „Mesh.bmp", iar un detaliu al discretizării în zona de îmbinare toron – umplutura zinc – corp de prindere se poate vizualiza pe fişierul „Mesh-detaliu.bmp".

Rezultatele analizei statice cu elemente finite (tensiuni echivalente von Mises, deformaţii specifice) sunt prezentate în fişierele „Deformaţii specifice.bmp" ; „von Mises-1.bmp" ; „von Mises-cablu.bmp" , „von Mises-mesh-detaliu.bmp" ; von Mises-Zn-turnat.bmp".

Ex.2-1

S-a modelat ansamblul format dintr-un cablu şi corpul de prindere al cablului împreună cu bolţul de fixare şi şplintul din bolţ, în vederea analizei statice prin metoda elementelor finite prin forţă de tracţiune de 59,6 kN.

Diametrul cablului este de 87 mm. Principalele dimensiuni pentru ansamblul modelat sunt prezentate în fişierul „Cotare.bmp". Vederea spaţială pentru ansamblul în studiu este prezentată în fişierul „Vedere.bmp".

BUPT

Pentru analiza statică prin metoda elementelor finite am ținut cont de contactul dintre cablu și corpul de prindere. Materialele considerate în analiză sunt:

- pentru corpul de prindere - oțel obnișnuit ;
- pentru cablu: coeficientul Poisson 0,3 ; modulul de elasticitate longitudinal E = 207 Gpas ; materialul considerat – oțel aliat cu limita de curgere 1724 Mpa ;
- coeficientul static de frecare considerat în analză are valoare 0,15.

Schema de încărcare și constrângerile (rezemările) aplicate ansamblului sunt cele prezentate la Ex.1 și fișierul „Mesh-1.bmp".

Discretizarea s-a realizat cu elemente tetraedale cu fețe paraboidale cu 4 puncte de verificare Jacobiană.

Detalii privind numărul de noduri, numărul de elemente finite luate în calcul, dimensiunea medie a elementului finit, etc., sunt prezentate în fișierul „Mesh-2.bmp". Aspectul final al discretizării modelului este ilustrat în fișierul „Mesh-1.bmp" și „Mesh-2.bmp".

Rezultatele analizei statice cu elemente finite (tensiuni echivalente von Mises, deformații specifice) sunt prezentate în fișierele „Deformații specifice.bmp"; „von Mises-secțiune-jumatate transparent.bmp.bmp".

Ex.2-Laborator

S-a modelat ansamblul format dintr-un toron cu 7 fire, corpul de prindere al cablului, precum și umplutura de zinc dintre capătul toronului și corpul de prindere în vederea analizei statice prin metoda elementelor finite, pentru o forță de tracțiune de 59,6 kN.

Diametrul toronului este de 12,57 mm ; diametrul firului central al toronului 4,24 mm ; diametrul firelor exterioare 4,17 mm ; lungimea pasului de răsucire a firelor 184,15 mm ; lungimea toronului luată în analiza cu elemente finite 76,35 mm. Principalele dimensiuni pentru subansamblul modelat sunt prezentate în fișierul „Cotare.bmp". Vederi spațiale pentru ansamblu în studiu sunt prezentate în fișierele „Vedere-1.bmp" și „Vedere-2.bmp".

Pentru analiza statică prin metoda elementelor finite s-a ținut cont de contactul dintre firele toronului, umplutura de zinc și corpul de prindere. Materialele considerate în analiză sunt:

- pentru corpul de prindere – oțel obișnuit ;
- pentru toron: coeficientul Poisson 0,3 ; modulul de elasticitate longitudinal E = 207 Gpa ; materialul considerat – oțel aliat cu limita de curgere 1724 Mpa ;
- pentru umplutura de zinc: coeficientul Poisson 0,3 ; modulul de elasticitate longitudinal E = 552 Mpa ; limita de curgere 220 Mpa ;
- coeficientul static de frecare considerat în analiză are valoare 0,15.

Schema de încărcare și constrângere (rezemările) aplicate ansamblului sunt ilustrate în fișierul „Incarcari-rezemari.bmp".

Discretizarea s-a realizat cu elemente tetraedale cu fețe paraboidale cu 4 puncte de verificare Jacobiană.

BUPT

Detalii privind numărul de noduri, numărul de elemente finite luate în calcul, dimensiunea medie a elementului finit etc., sunt prezentate în fişierul „Mesh-detalii.bmp" Un detaliu al discretizării în zona de îmbinare toron – umplutura zinc – corp de prindere se poate vizualiza pe fişierul „Mesh-detaliu.bmp".

Rezultatele analizei statice cu elemente finite (tensiuni echivalente von Mises, deformaţii specifice) sunt prezentate în fişierele „Deformatii specifice.bmp" ; „von Mises-1.bmp" ; „von Mises-Cablu.bmp" ; „von Mises-Zn turnat.bmp".

Ex.3 – Fig. 8.a

S-a modelat ansamblul format dintr-un cablu, corpul de prindere al cablului, precum corpul din zinc peste care se înfăşoară cablul, brida de fixare a capătului liber al cablului, în vederea analizei statice prin metoda elementelor finite, pentru o forţă de tracţiune de 59,6 kN, pentru varianta în care axele verticale ale cablului şi corpului de prindere al cablului au aceeaşi direcţie – varianta recomandată de fixare a cablului.

Diametrul toronului este de 12,57 mm. Vederi spaţiale pentru ansamblul în studiu sunt prezentate în fişierul „:Fig 8-a-VEDERE.bmp".

Pentru analiza statică prin metoda elementelor finite s-a ţinut cont de contactul dintre firele toronului, umplutura de zinc şi corpul de prindere. Materialele considerate în analiză sunt:

- pentru corpul de prindere – oţel obişnuit ;
- pentru toron: coeficientul Poisson 0,3 ; modulul de elasticitate longitudinal E = 207 Gpa ; materialul considerat – oţel aliat cu limita de curgere 1724 Mpa ;
- pentru umplutura de zinc: coeficientul Poisson 0,3 ; modulul de elasticitate longitudinal E = 552 Mpa ; limita de curgere 220 Mpa ;
- coeficientul static de frecare considerat în analiză are valoare 0,15.

Schema de încărcare şi constrângere (rezemările) aplicate ansamblului sunt ilustrate în fişierul „Fig 8-a-mesh-2.bmp".

Discretizarea s-a realizat cu elemente tetraedale cu feţe paraboidale cu 4 puncte de verificare Jacobiană.

Detalii privind numărul de noduri, numărul de elemente finite luate în calcul, dimensiunea medie a elementului finit etc., sunt prezentate în fişierul „Mesh-informatii.bmp".O vedere cu discretizarea obţinută mai poate fi urmărită şi pe fişierul „Fig 8-a-Mesh.bmp".

Rezultatele analizei statice cu elemente finite (tensiuni echivalente von Mises, deformaţii specifice) sunt prezentate în fişierele „Fig 8-a-deformatii.bmp" ; „Fig 8-a-von Mises-ans.bmp" . Fişierele „Fig 8-a-von Mises cablu.bmp", „Fig 8-a-von Mises-Zn.bmp" şi „Fig 8-a-von Mises-papuc.bmp" prezintă valorile tensiunii echivalente von Mises pentru fiecare element de rezistenţă în parte, adică pentru cablu, pentru corpul din zinc şi pentru corpul de prindere.

Ex.3-Fig. 8-b

S-a modelat ansamblul format dintr-un cablu, corpul de prindere al cablului, precum corpul din zinc peste care se înfăşoară cablul, brida de fixare a capătului liber al

BUPT

cablului, în vederea analizei statice prin metoda elementelor finite, pentru o forță de tracțiune de 59,6 kN, pentru varianta în care axele verticale ale cablului şi corpului de prindere al cablului nu au aceeaşi direcție – varianta nerecomandată de fixare a cablului. În acest caz cablul prezintă o „frântură" la contactul dintre corpul de zinc şi corpul de prindre,

Diametrul toronului este de 12,57 mm. Vederi spațiale pentru ansamblul în studiu sunt prezentate în fişierul „:Fig 8-b-Vedere.bmp".

Pentru analiza statică prin metoda elementelor finite s-a ținut cont de contactul dintre firele toronului, umplutura de zinc şi corpul de prindere. Materialele considerate în analiză sunt:

- pentru corpul de prindere – oțel obişnuit ;
- pentru toron: coeficientul Poisson 0,3 ; modulul de elasticitate longitudinal E = 207 Gpa ; materialul considerat – oțel aliat cu limita de curgere 1724 Mpa ;
- pentru umplutura de zinc: coeficientul Poisson 0,3 ; modulul de elasticitate longitudinal E = 552 Mpa ; limita de curgere 220 Mpa ;
- coeficientul static de frecare considerat în analiză are valoare 0,15.

Schema de încărcare şi constrângere (rezemările) aplicate ansamblului sunt ilustrate în fişierul „Fig 8-b-incarcari-restrictii.bmp".

Discretizarea s-a realizat cu elemente tetraedale cu fețe paraboidale cu 4 puncte de verificare Jacobiană.

Detalii privind numărul de noduri, numărul de elemente finite luate în calcul, dimensiunea medie a elementului finit etc., sunt prezentate în fişierul „Mesh-informatii.bmp".O vedere cu discretizarea obținută mai poate fi urmărită şi pe fişierul „Fig 8-b-Mesh.bmp".

Rezultatele analizei statice cu elemente finite (tensiuni echivalente von Mises, deformații specifice) sunt prezentate în fişierele „Fig 8-b-deformatii.bmp" ; „Fig 8-b-von Mises-ans.bmp". Fişierele „Fig 8-b-von Mises cablu.bmp" ; „Fig 8-b-von Mises-Zn.bmp" şi „Fig 8-b-von Mises-papuc.bmp" prezintă valorile tensiunii echivalente von Mises pentru fiecare element de rezistență în parte, adică pentru cablu, pentyru corpul de zinc şi pentru corpul de prindere. Fişierul „Fig 8-b-von Mises.sectiune.bmp" ilustrează tensiunile echivalente pentru o semi secțiune din ansamblul analizat.

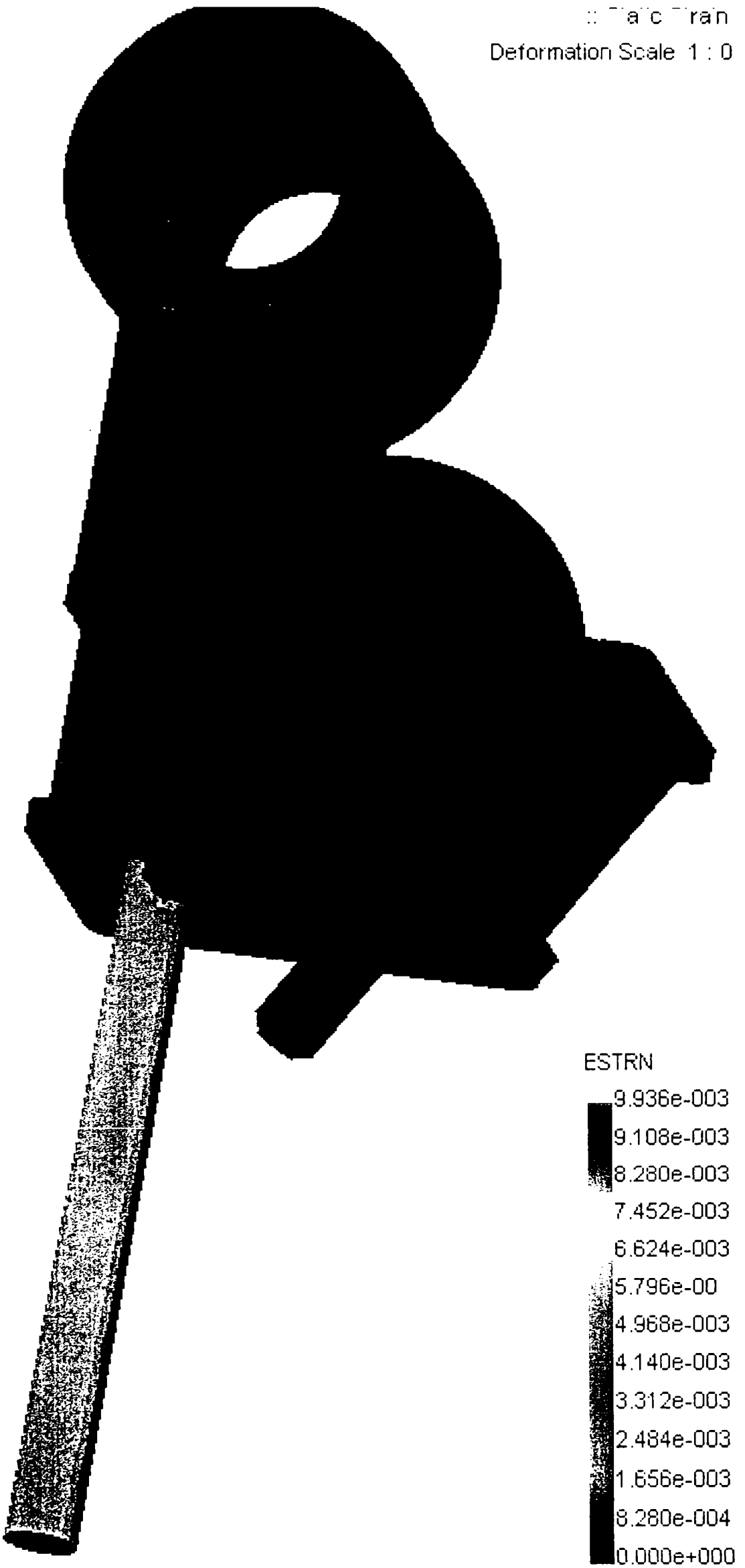
Ex.3-Fig.9

Este prezentată modelarea pentru trei cazuri practice şi uzuale folosite pentru fixarea cablurilor de tracțiune, mergând pe principiul prezentat în **Ex.3-Fig.8-a**.

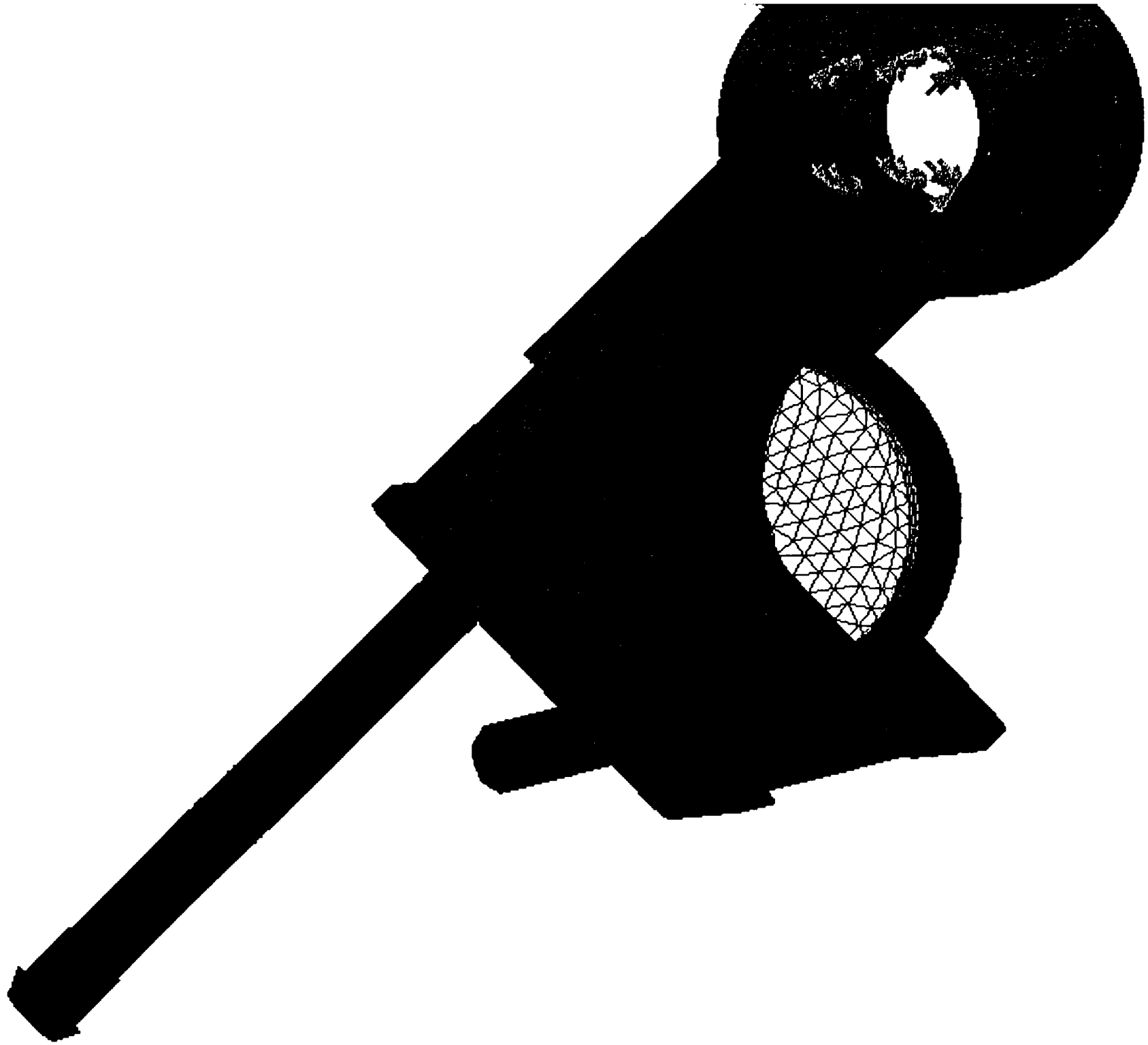
În primul caz, se mai pune o bucată de cablu peste capătul cablului la fixarea bridei ; în al doilea caz, corpul de prindere are un adaos peste care este trecută brida de strângere ; în cazul ai treilea, corpul de zinc are prevăzută o gaură de trecere prin care este trecută brida de fixare a cablului.

Cele trei variante mai sus menționate sunt ilustrate în fişierul „Fig.9-a-b-c.JPG".

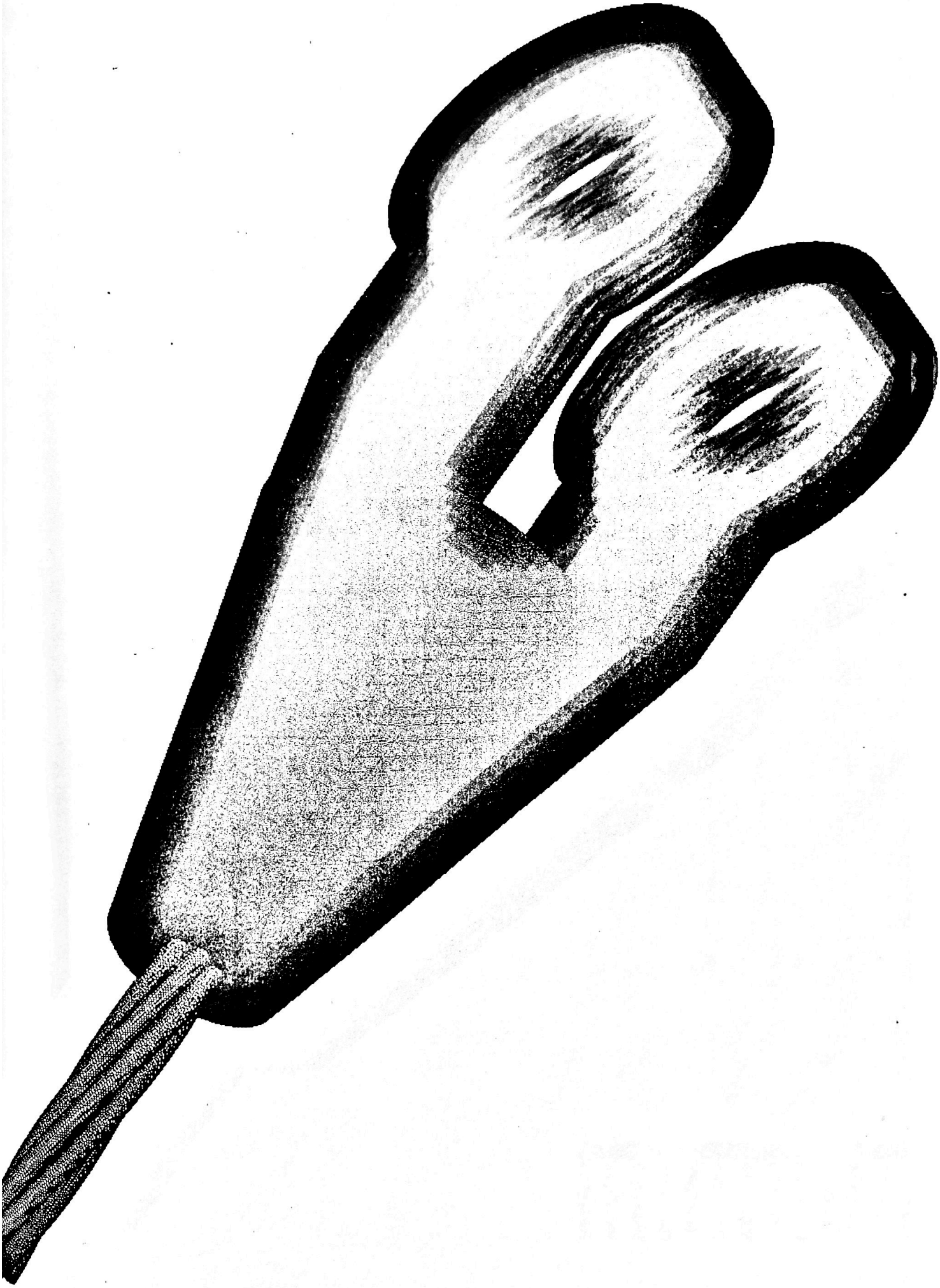
BUPT


Plastic Strain
Deformation Scale 1 : 0
ESTRN
9.936e-003
9.108e-003
8.280e-003
7.452e-003
6.624e-003
5.796e-00
4.968e-003
4.140e-003
3.312e-003
2.484e-003
1.656e-003
8.280e-004
0.000e+000

BUPT

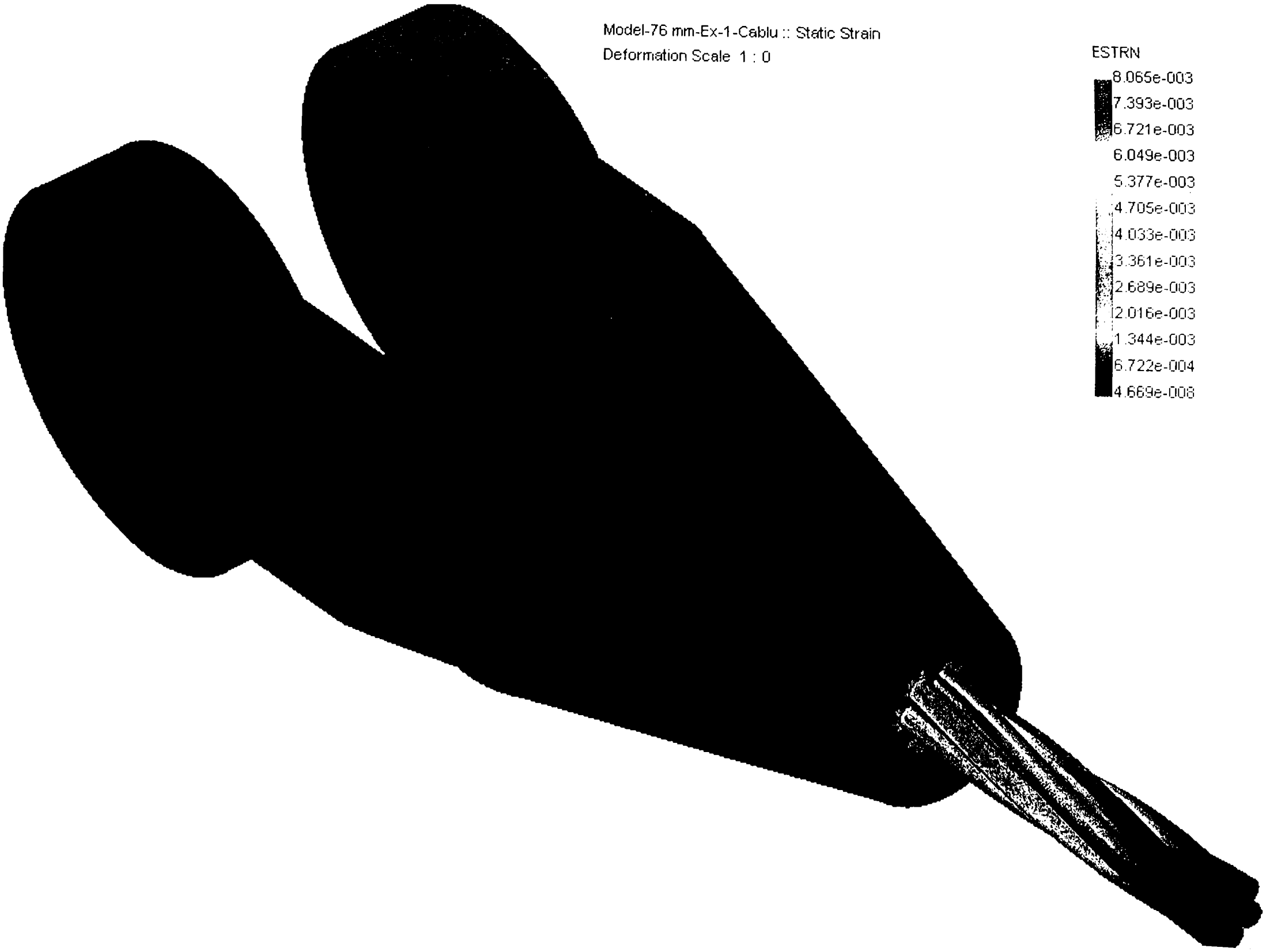


BUPT

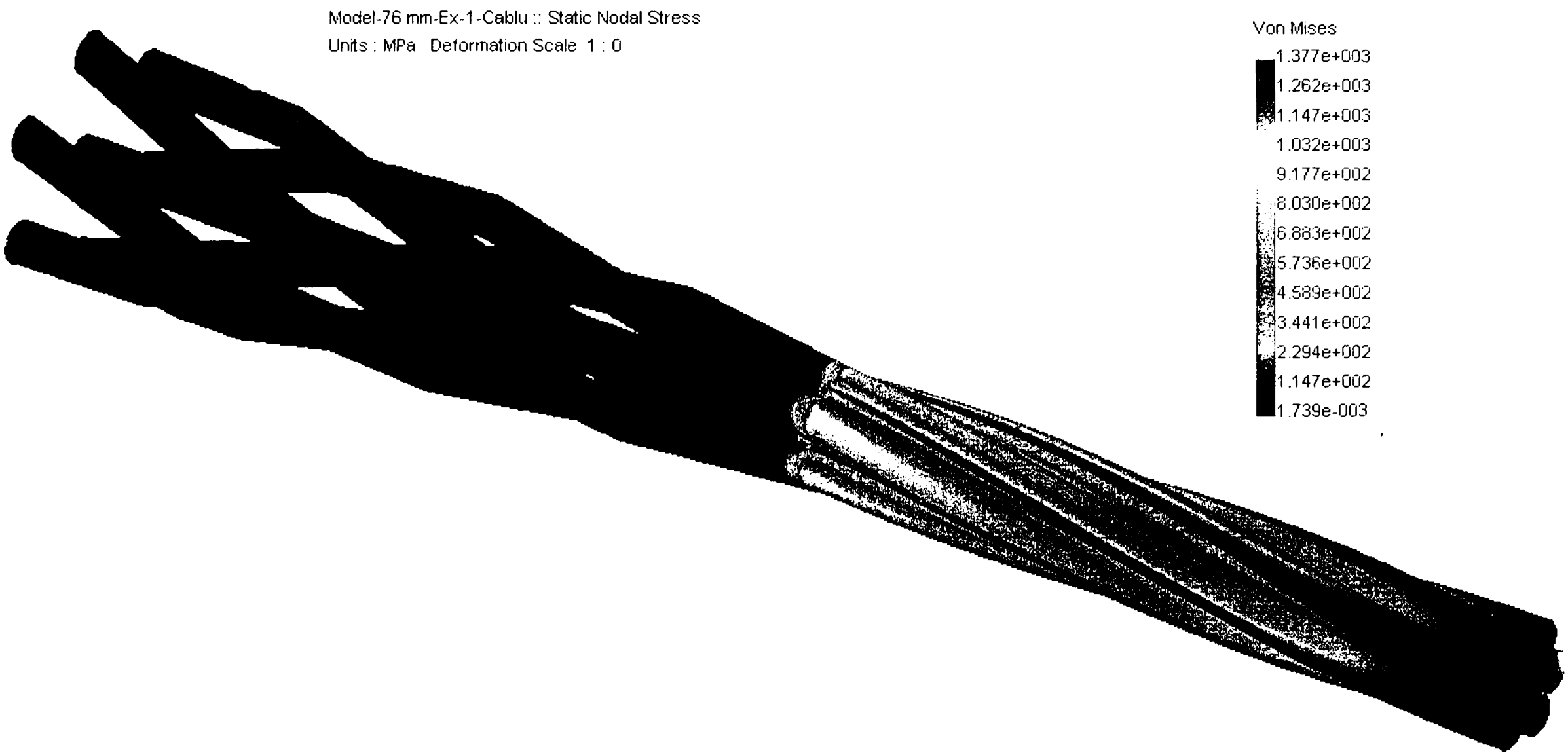


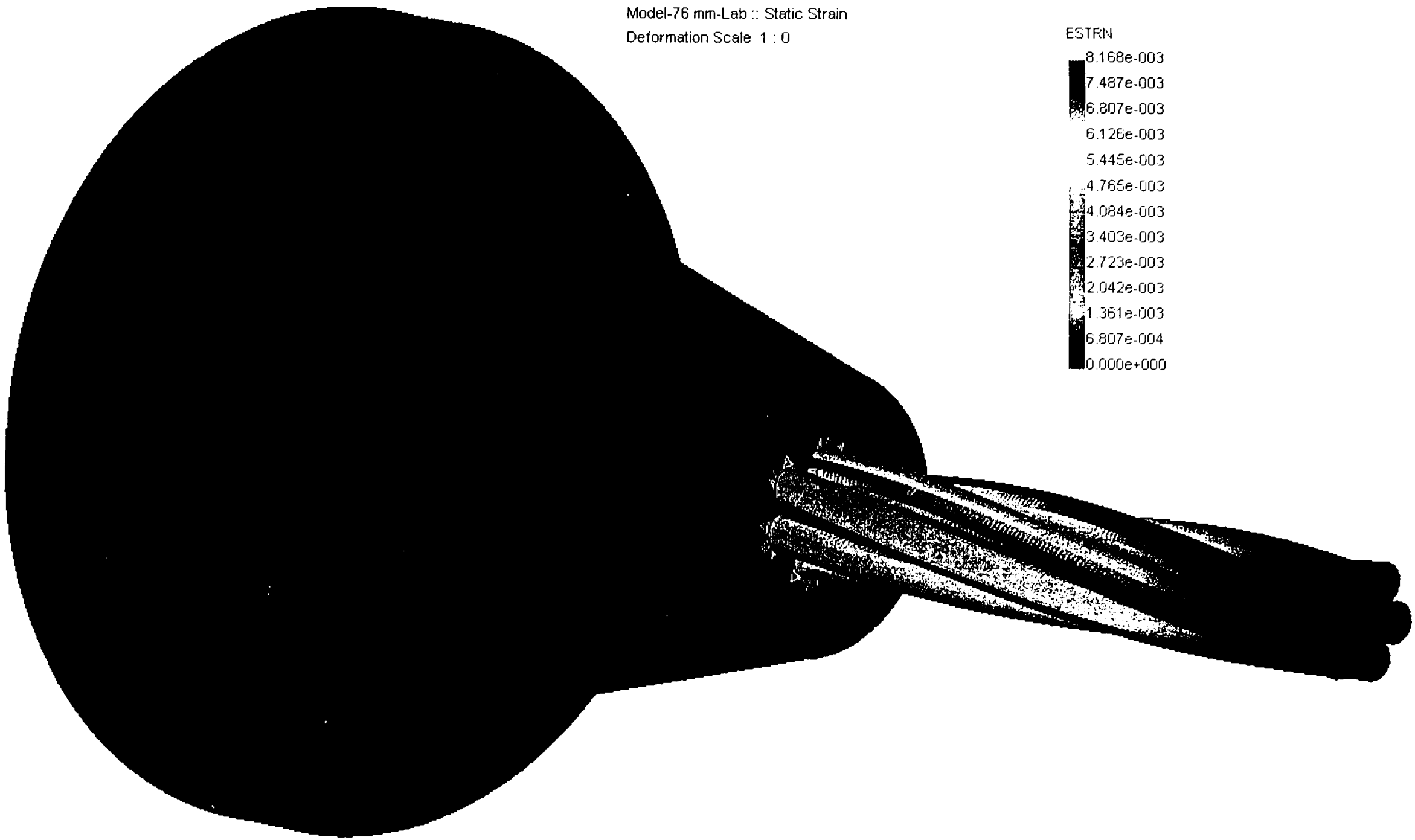
BUPT

BUPT

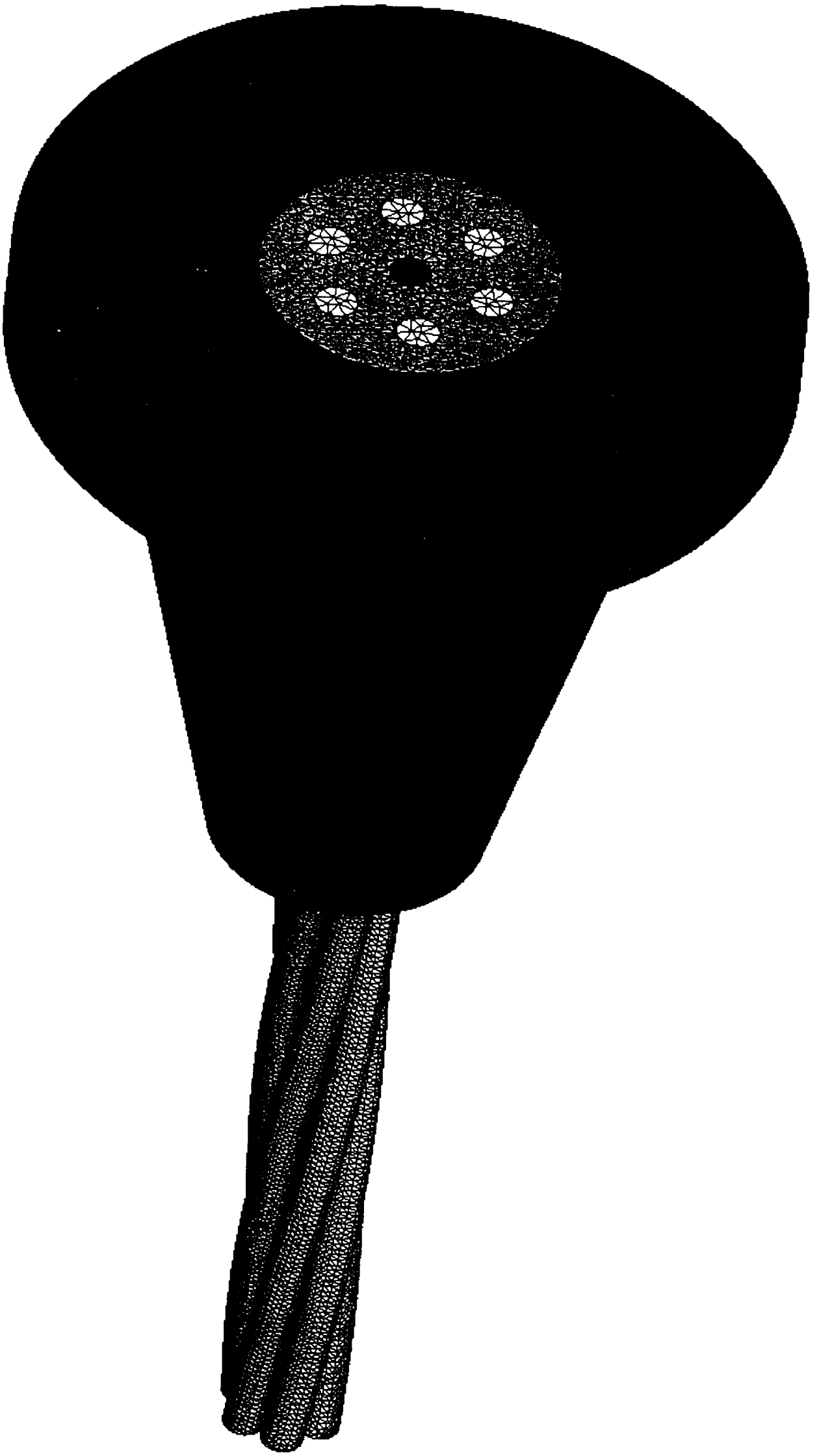

Model-76 mm-Ex-1-Cablu :: Static Strain
Deformation Scale 1 : 0
ESTRN
8.065e-003
7.393e-003
6.721e-003
6.049e-003
5.377e-003
4.705e-003
4.033e-003
3.361e-003
2.689e-003
2.016e-003
1.344e-003
6.722e-004
4.669e-008

BUPT


Model-76 mm-Ex-1-Cablu :: Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 0
Von Mises
1.377e+003
1.262e+003
1.147e+003
1.032e+003
9.177e+002
8.030e+002
6.883e+002
5.736e+002
4.589e+002
3.441e+002
2.294e+002
1.147e+002
1.739e-003

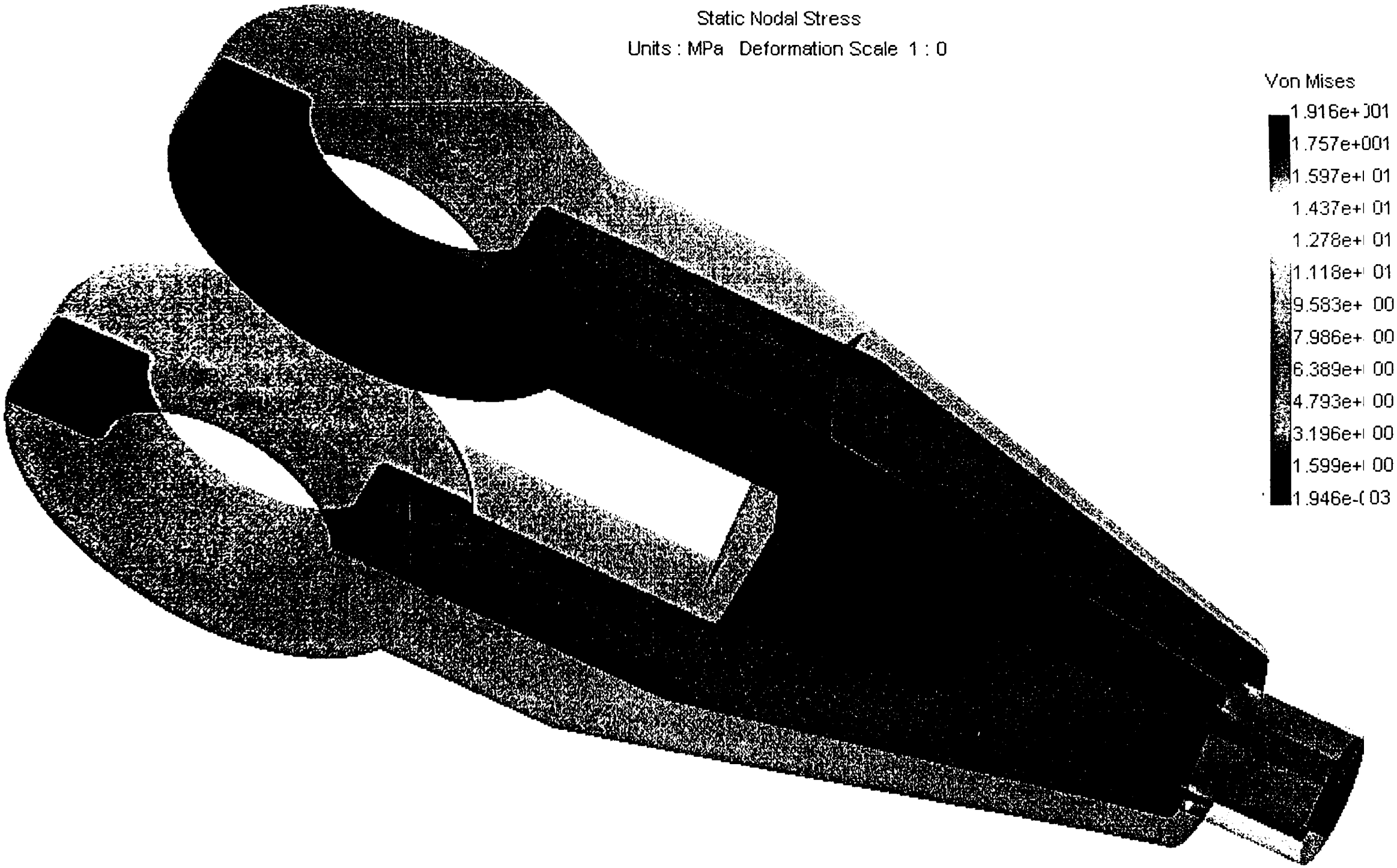

Model-76 mm-Lab :: Static Strain
Deformation Scale 1 : 0
ESTRN
8.168e-003
7.487e-003
6.807e-003
6.126e-003
5.445e-003
4.765e-003
4.084e-003
3.403e-003
2.723e-003
2.042e-003
1.361e-003
6.807e-004
0.000e+000

BUPT

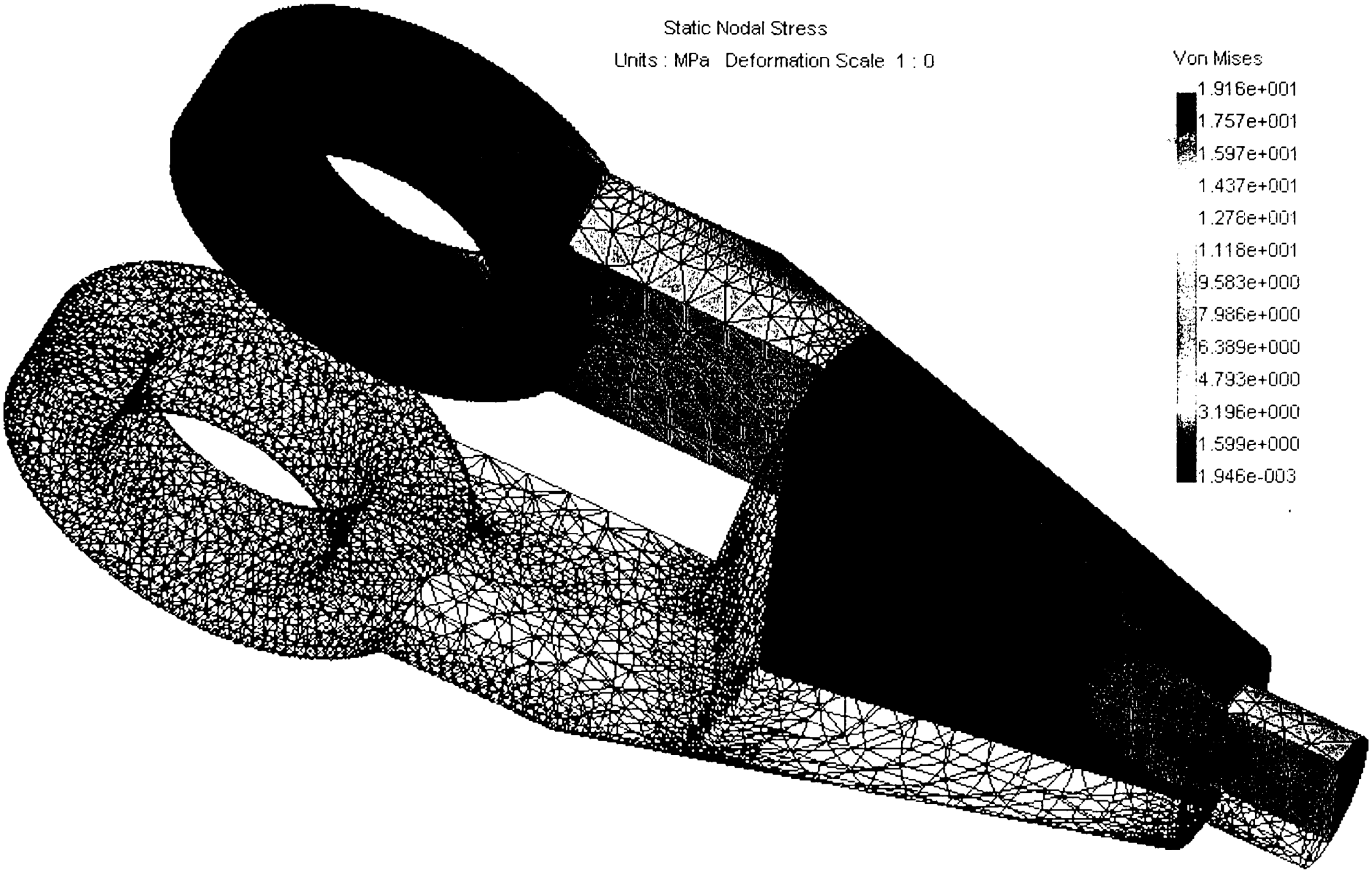


BUPT

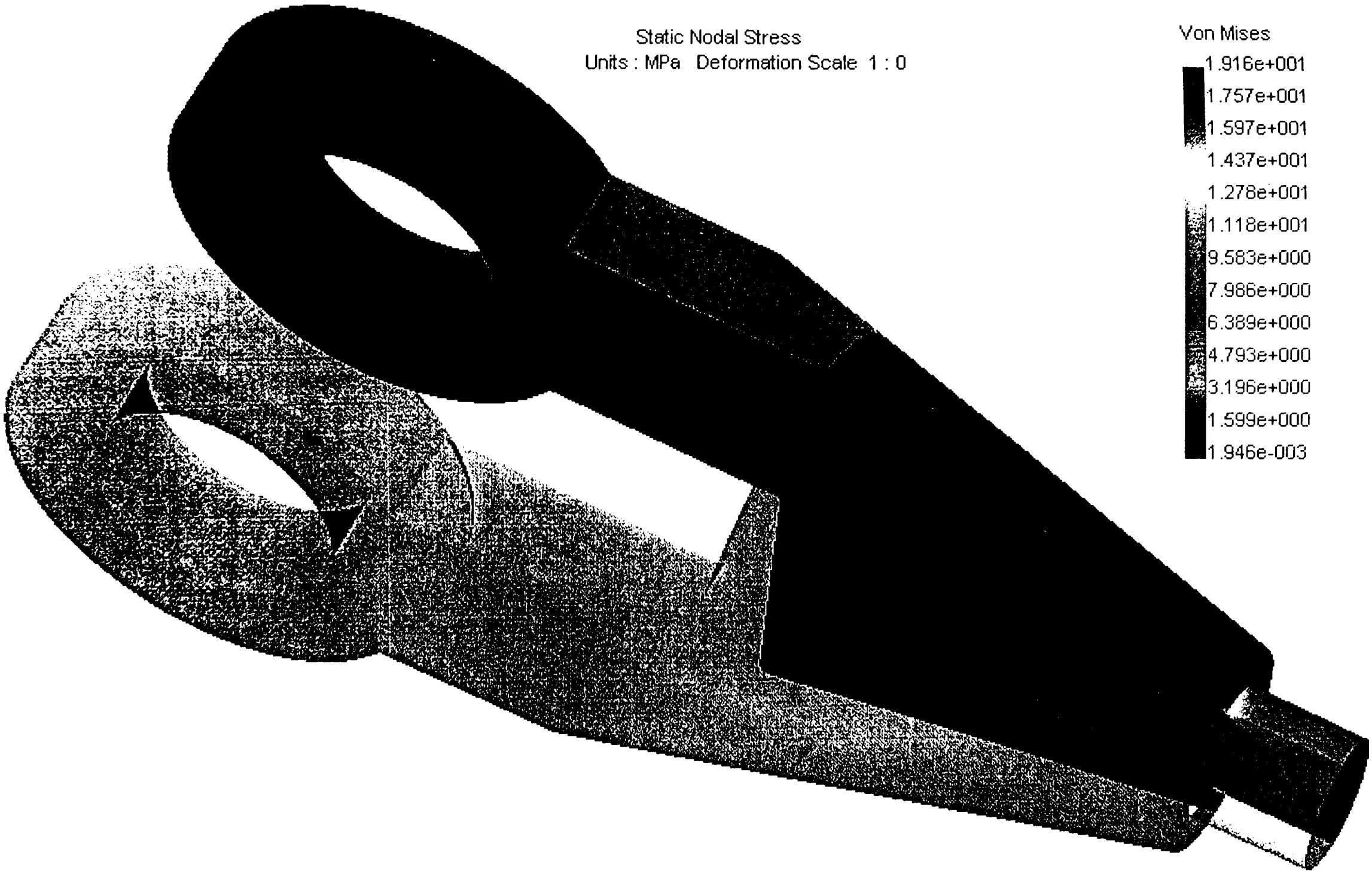
BUPT


Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 0
Von Mises
1.916e+001
1.757e+001
1.597e+001
1.437e+001
1.278e+001
1.118e+001
9.583e+000
7.986e+000
6.389e+000
4.793e+000
3.196e+000
1.599e+000
1.946e-003

BUPT


Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 0
Von Mises
1.916e+001
1.757e+001
1.597e+001
1.437e+001
1.278e+001
1.118e+001
9.583e+000
7.986e+000
6.389e+000
4.793e+000
3.196e+000
1.599e+000
1.946e-003

BUPT


Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 0
Von Mises
1.916e+001
1.757e+001
1.597e+001
1.437e+001
1.278e+001
1.118e+001
9.583e+000
7.986e+000
6.389e+000
4.793e+000
3.196e+000
1.599e+000
1.946e-003

Capitolul 5

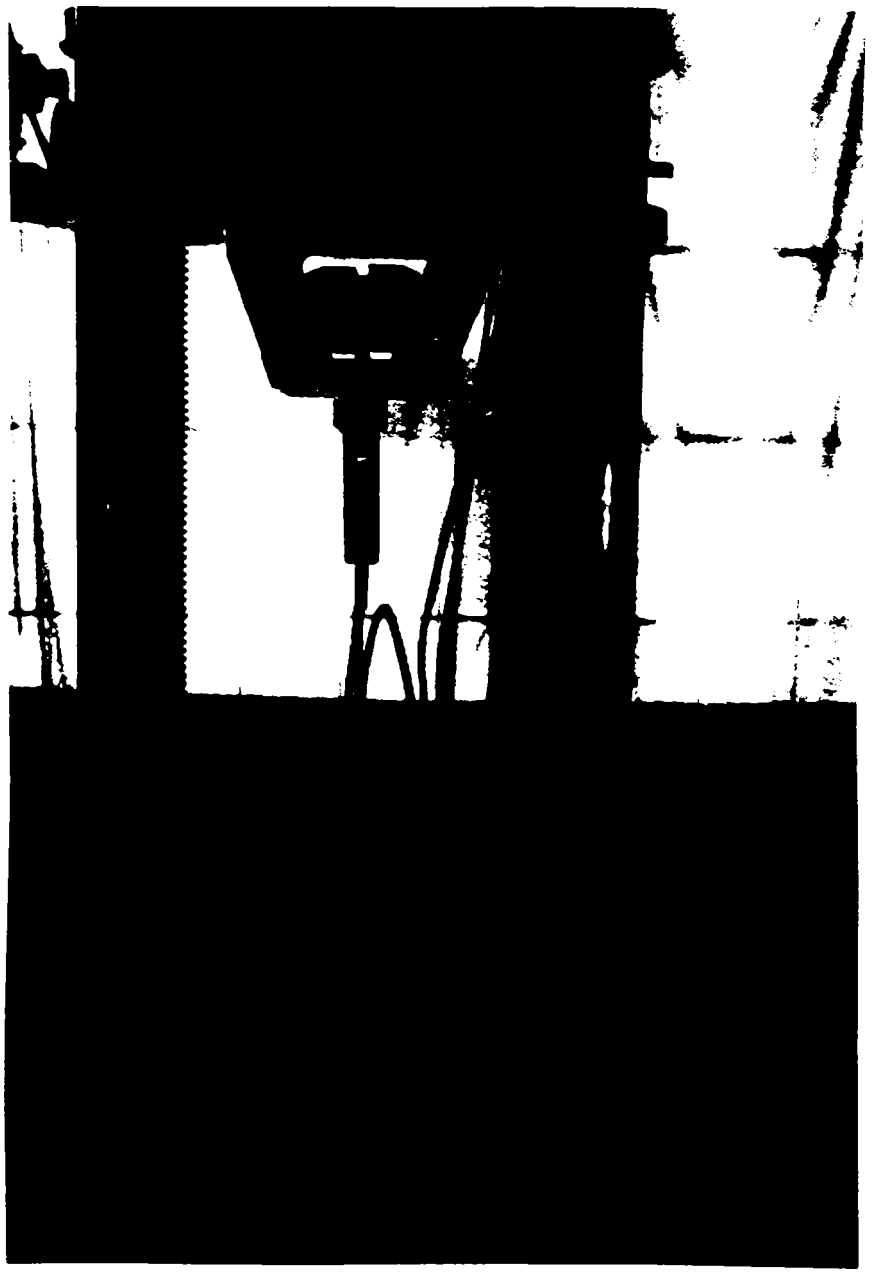
GENERALITĂȚI SELECTATE ŞI CONTRIBUȚII PRIVIND ÎNCERCĂRILE DISTRUCTIVE DE RUPERE STATICĂ, RUPERE PRIN ŞOC ŞI OBOSEALĂ

Fig.5.1

Studiul experimental al ansamblului element terminal (ochete) – dispozitiv de fixare (fig.5.1) a cuprins:

BUPT

Fig.5.2



- încercări cu pană la rupere statică,

BUPT

- încercări la rupere prin şoc,
- încercări la oboseală.

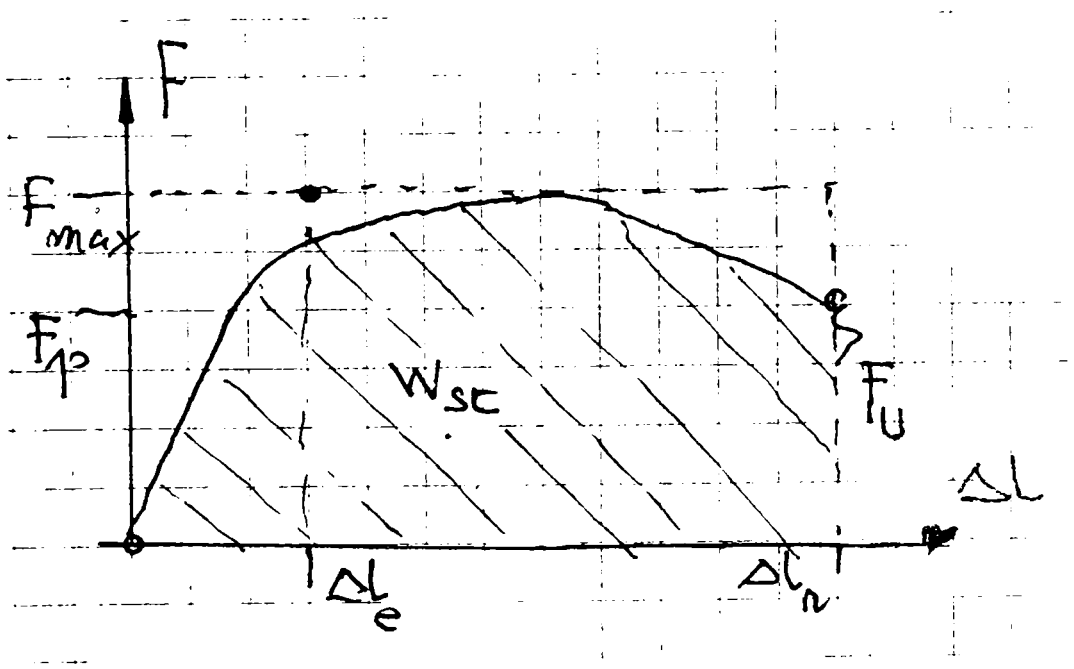
5.1. Încercări la rupere statică

Încercările la rupere statică au fost efectuate pe o maşină universală de tracţiune de 1000 kN adaptată condiţiilor de încercare specifice acestui element de rezistenţă (fig.5.2). Cele două capete ale probei au fost fixate în bacurile maşinii şi s-au aplicat forţe continuu crescătoare până la rupere.

Măsurarea deformaţiilor sau momentul zero a coincis cu începutul fixării complete a ansamblului, în penele de fixare ale dispozitivului de prindere.

Alungirea cablului a fost înregistrată pe baza deplasării bacului superior al maşinii de încercat faţă de bacul inferior. Diagramele forţă – deplasare (F - $\Delta\ell$) până la ruperea conductorului s-a reprezentat prin puncte. În figura 5.3 este r eprezentată o asemenea diagramă.

Fig.5.3



Pe baza acestor diagrame s-au putut determina forţele la rupere, alungirile la rupere, precum şi energia totală de deformaţie.

Energia totală de deformaţie la rupere statică W_{st} s-a obţinut prin planimetrarea diagramelor F - $\Delta\ell$.

BUPT

Aproximând suprafața diagramei cu un trapez rezultă:

$$W_{st} = \frac{\Delta\ell_r + (\Delta\ell_r - \Delta\ell_c)}{2} F_{max} \qquad (5.1)$$

În tabelul 5.1 sunt indicate o serie de caracteristici obținute în urma acestor încercări.

Tabelul 5.1

Nr. crt.	F_p *[kN]*	F_{max} *[kN]*	F_u *[kN]*	$\Delta\ell_c$ *[mm]*	$\Delta\ell_r$ *[mm]*	W_{st}
1.	90,6	92,5	86,6	7	61	5318
2.	91,7	94,2	76,5	11	67	5793
3.	89,5	93,6	82,4	8	63	5522,4
4.	79,6	97,4	90,3	9	70	6379,7
5.	87,5	91,2	85,2	6	59,8	5180,16
6.	90,6	95,6	87,6	10	66	5831,6
Medii	88,25	94,08	84,7	8,5	64,4	5670,86

Valorile teoretice ale tensiunilor care apar în cele două materiale (oțel şi inima vegetală) din componența cablului, care formează elementul terminal sunt date de relațiile:

$$\sigma_{OL} = E_{OL} \frac{F}{E_{OL}A_{OL} + E_c A_c}; \quad \sigma_c = E_c \frac{F}{E_{OL}A_{OL} + E_c A_c} \qquad (5.2)$$

Analizând cele două relații este evident că $\sigma_{OL} > \sigma_c$, fapt ce se justiciă şi fără modul de rupere a cablului. Ruperea a debutat în firele din oțel şi a continuat cu firele de cânepă, care formează inima cablului (fig.5.4).

Valorule teoretice ale tensiunilor σ_{OL} si σ_c au fost cercetare cu nişte coeficienți subunitari care iau în considerare influența înfăşurării, forțele aplicate, frecarea firelor etc.

BUPT

Fig. 5.4

Ecuația compozitului – cablu cu inima vegetală (cânepă):

$$A\sigma_r = A_c\sigma_{rc} + A_{OL}\sigma_{r_{OL}}$$

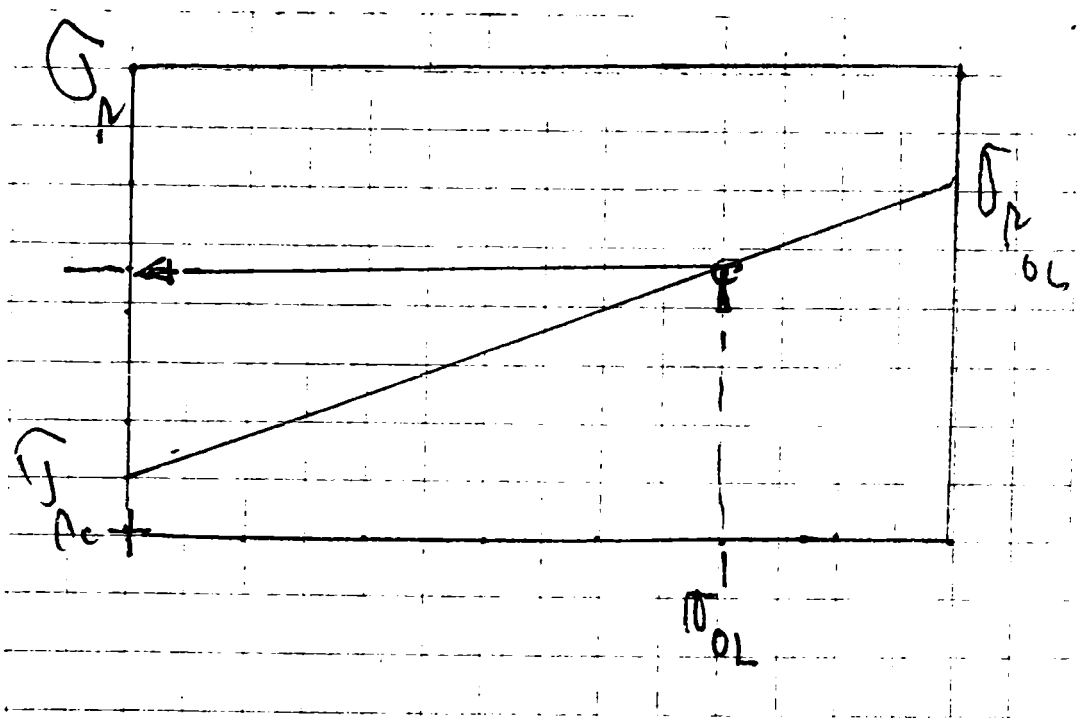
$$\sigma_r = \frac{A_c}{A}\sigma_{rc} + A_{OL}\sigma_{r_{OL}}$$

BUPT

$$\frac{A_c}{A} = \frac{V_c}{V} = v_c \qquad \text{(procentajul volumic de cânepă)}$$

$$\frac{A_{OL}}{A} = \frac{V_{OL}}{V} = v_{OL} \text{ (procentajul volumic de otel)}$$

Fig.5.5



$$\sigma_r = \sigma_{rc} v_c + \sigma_{r_{OL}} v_{OL}$$

$$v_c + v_{OL} = 1 \;\Rightarrow\; v_c = 1 - v_{OL}$$

$$\boxed{\sigma_r = \sigma_{rc}\left(1 - v_{OL}\right) + \sigma_{r_{OL}} v_{OL}}$$

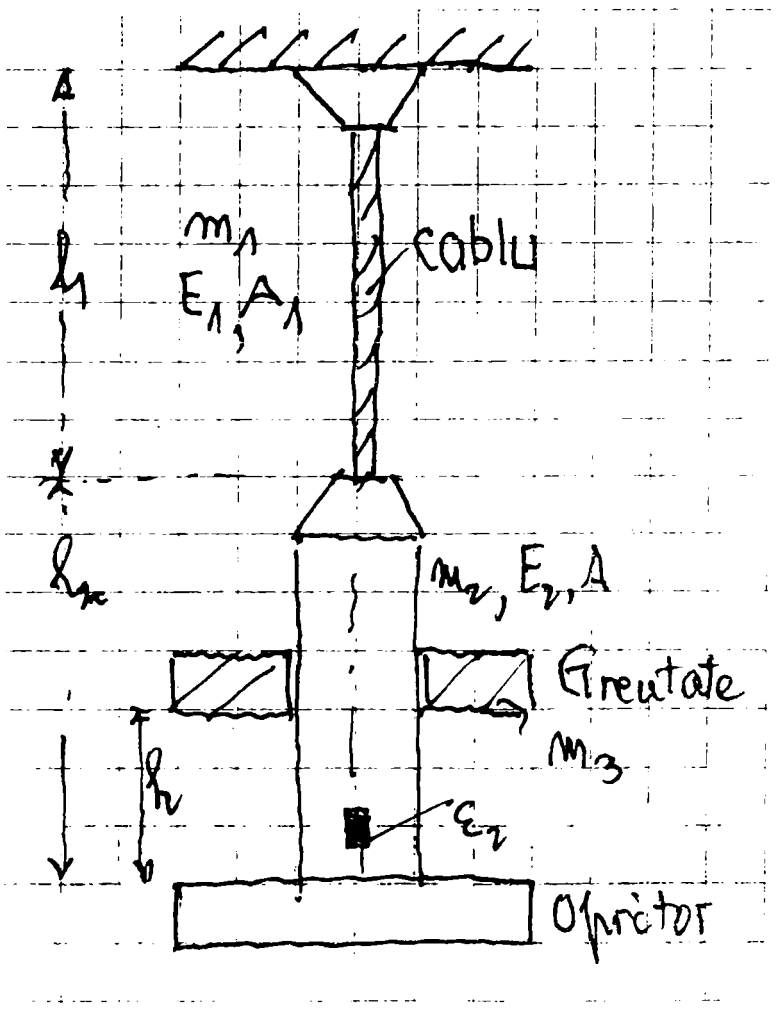
BUPT

5.2. Încercarea la rupere prin şoc

Întrucât în timpul funcționării cablul este supus la tracțiune dinamică, comportarea în asemenea condiții devine foarte importantă.

Pentru a evalua comportarea la şocuri s-a realizat o instalație folosind un sistem de prindere verticală a legăturii terminale ataşată de o bară pe care pot culisa greutăți cu mase diferite (fig.5.6).

Fig.5.6



Greutatea care cade de o înălțime h având în momentul şocului viteza $v_0 = \sqrt{2gh}$ supune cablul la tracțiune dinamică.

Pe baza notațiilor din figura 5.6, forța dinamică care solicită cablul la tracțiune poate fi calculată cu relațiile:

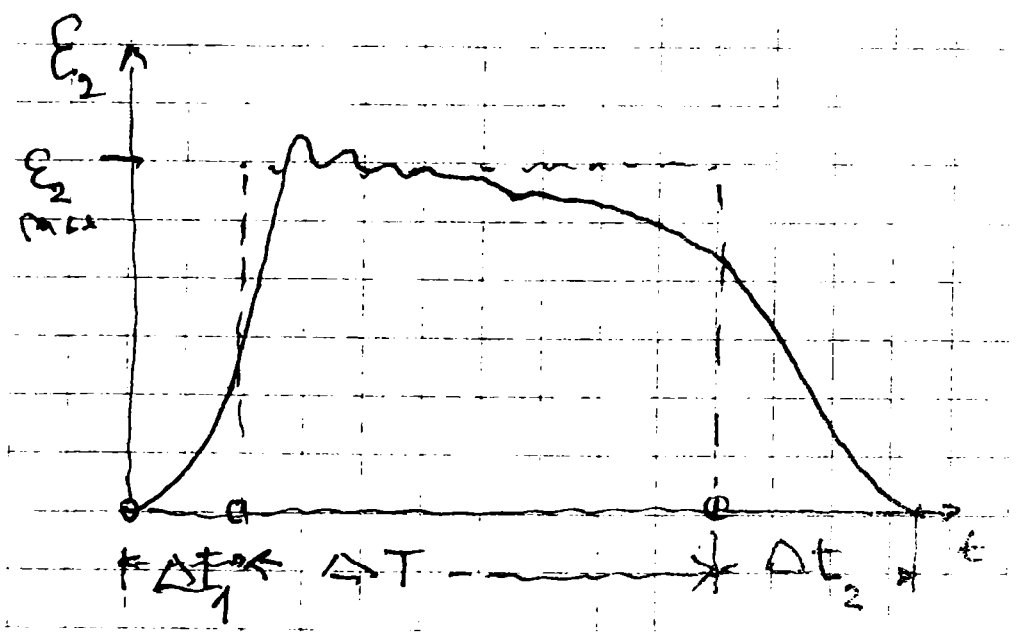
BUPT

$$F_d = m_3 g\left(1+\sqrt{1+\frac{2h}{\frac{m_3 g}{E_1 A_1}+\frac{m_3 g}{E_2 A_2}}}\right) \tag{5.3}$$

$$F_d = \sqrt{\frac{2gh\, m_3}{\frac{\ell_1}{E_1 A_1}+\frac{\ell_2}{E_2 A_2}}} \tag{5.4}$$

$$F_d = \sqrt{\frac{E_1 A_1}{\ell_1}\left(2gh\, m_3 - A_2 \ell_2 E_2 \varepsilon_2^2\right)} \tag{5.5}$$

Fig.5.7



BUPT

Ecuația (5.3) are la bază metoda multiplicatorului de impact. Dacă se ia în considerare că întreaga energie cinetică a masei în cădere se înmagazinează sub forma de energie de deformație în cablu şi bară, se obține ecuația (5.4).

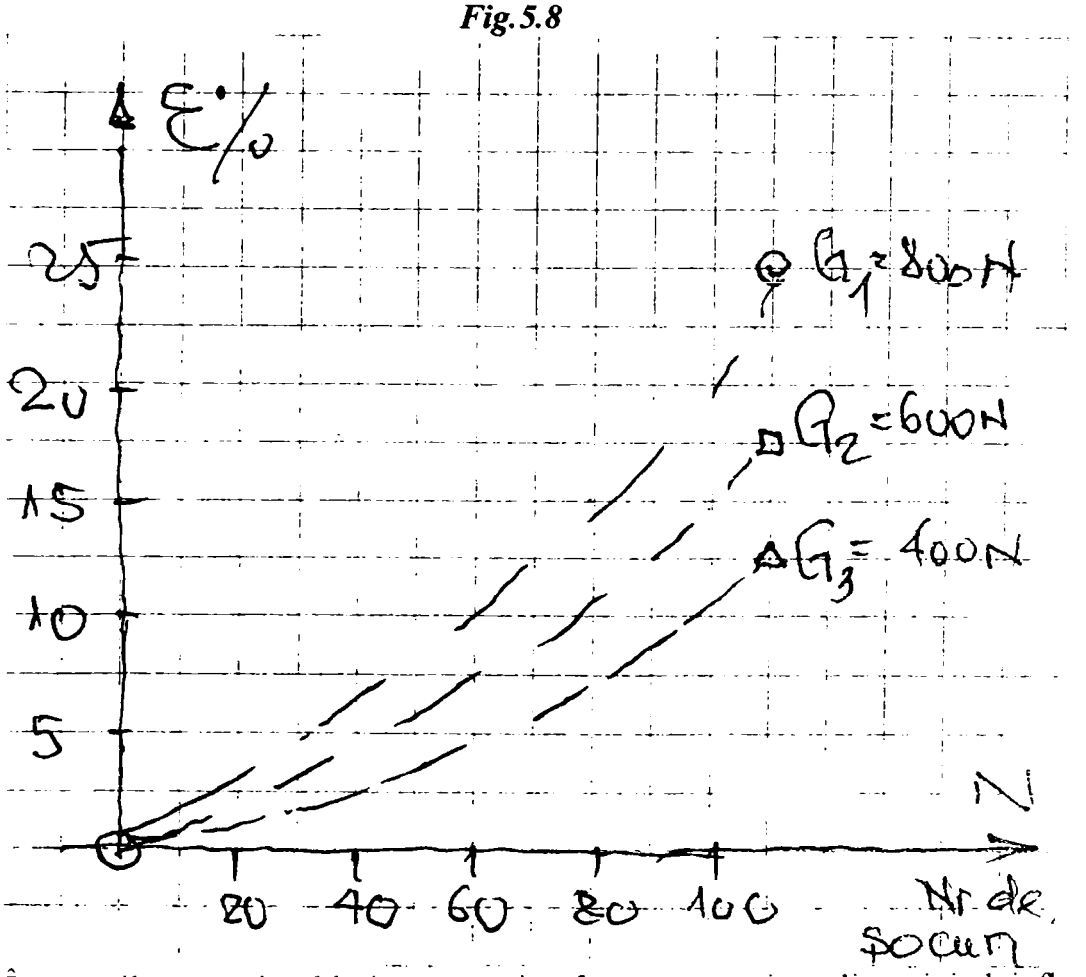
Ecuația (5.5) introduce ca necunoscută deformația specifică maximă ε_2 care apare în bară în momentul şocului. Această deformație a fost măsurată cu ajutorul unui traductor rezistiv fixat pe bară (fig.5.6).

Variația în timp a deformației specifice ε_2 este indicată în figura 5.7.

Întrucât ruperea printr-un singur şoc nu apare în general în condițiile reale de solicitare, a extins studiul comportării cablului la şocuri multiple (repetate).

S-au efectuat lansări cu greutățile $G_1 = 800$ N; $G_2 = 600$ N şi $G_3 = 400$ N de la înălțimea de 1,5 m.

Fig.5.8



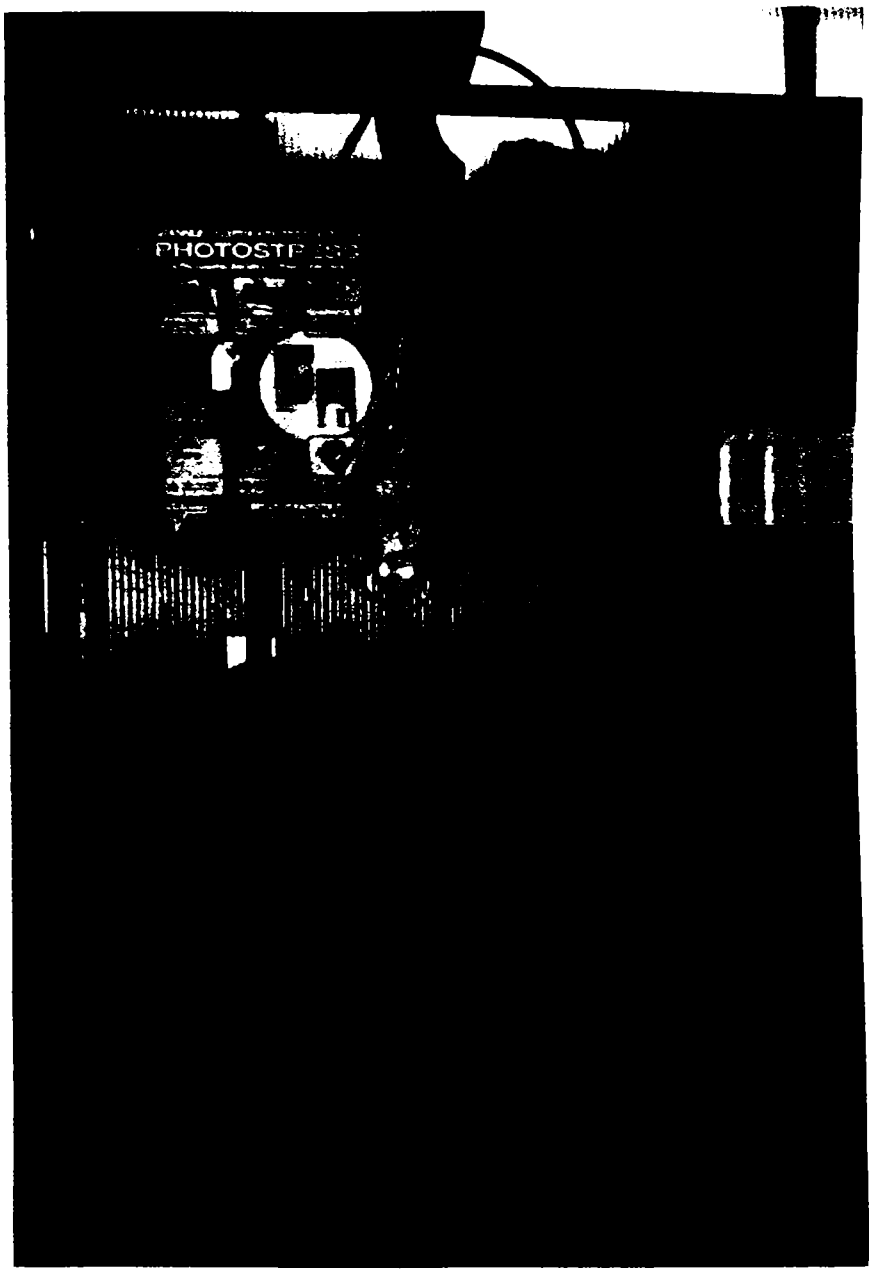
Încercările pe trei cabluri au permis efectuarea unui studiu privind influența şocurilor multiple asupra deformației specificxe a acestora (fig.5.8).

După aplicarea unor anumite numere de şocuri s-au efectuat măsurători asupra lungimii conductorului; obținând astfel deformațiile specifice.

BUPT

În figura 5.9 este prezentat aranjamentul experimental folosit de autor, iar în figura 5.10 este indicat modul de rupere al cablului corespunzător greutăţii $G_1 = 800\,N$.

Fig.5.9



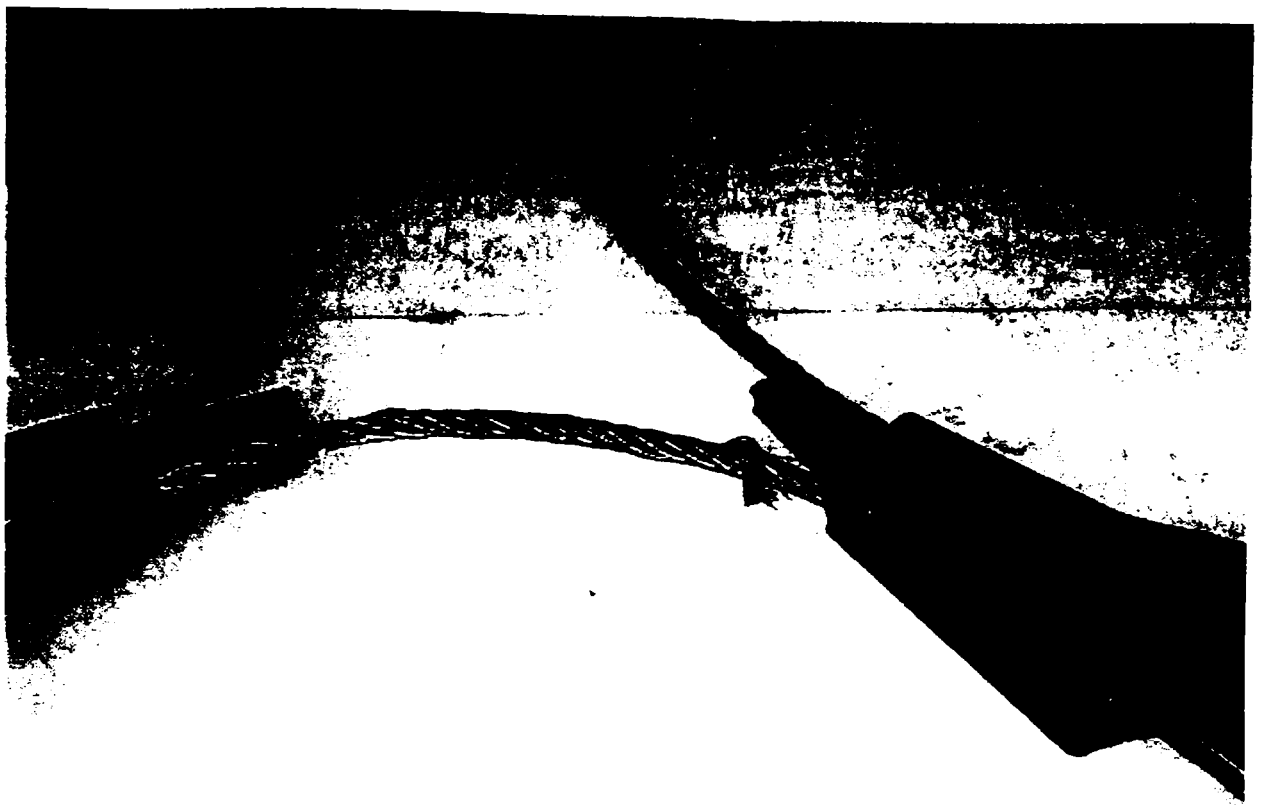
Acest studiu experimental a permis obţinerea unor corelaţii între numărul de şocuri şi durata unui şoc ΔT de forma:

BUPT

$$(N \cdot \Delta T)^{m_0} = D_0 ,$$

unde m_0 şi D_0 sunt două constante care depind de tipul cablului.

Fig.5.10



Pentru cazul analizat:

$$m_0 = 1{,}276 ; \quad D_0 = (0{,}27 + 0{,}002)\sigma_r) .$$

Aceasta reprezintă una dintre primele comunicări în acest domeniu şi ea dovedeşte o analogie cu comportarea unor oţeluri la şocuri repetate.

Exinderea studiilor în viitor vor elucida în ce măsură constantele m_0 şi D_0 depind şi de natura inimii conductorului.

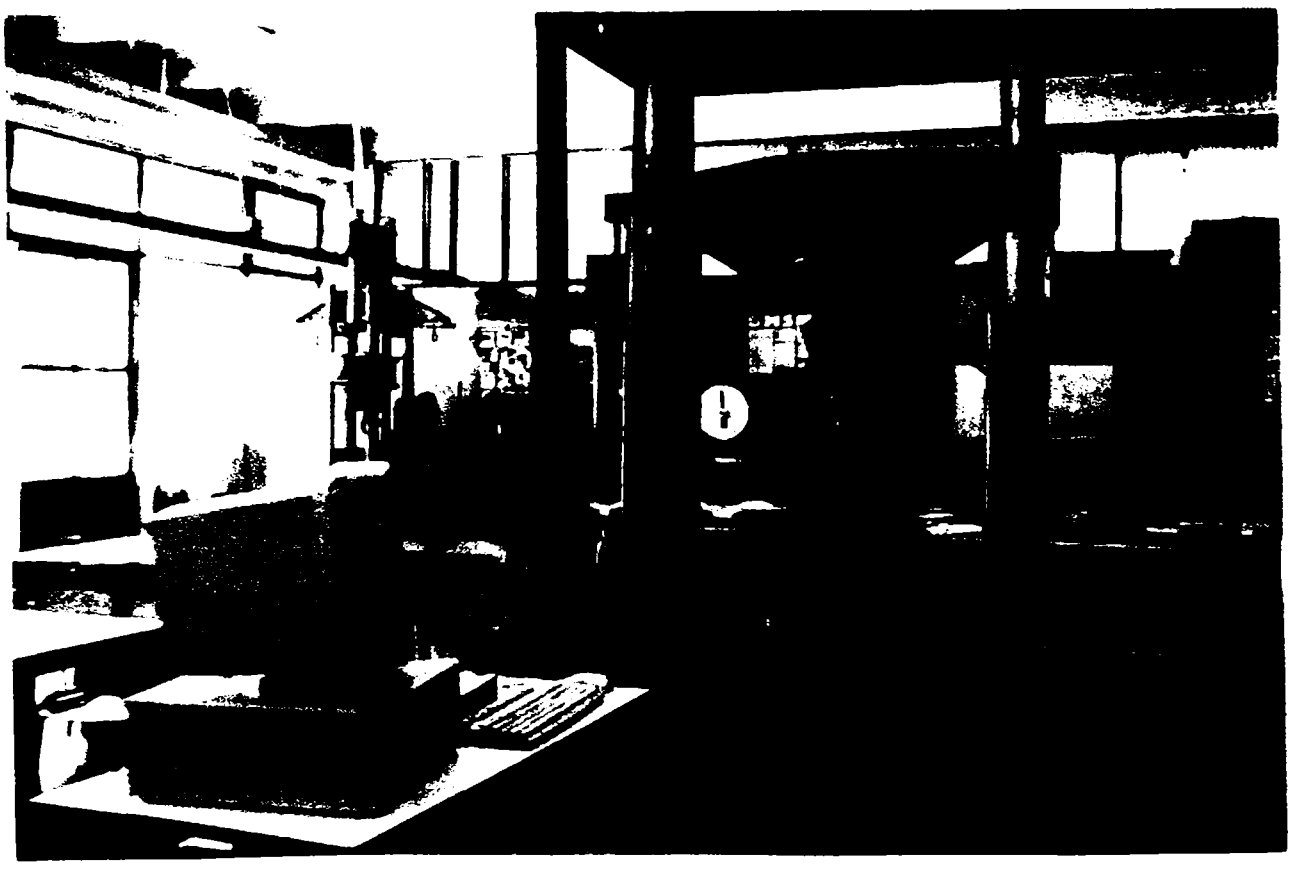
BUPT

5.3. Încercări la oboseală

Încercările la oboseală au fost efectuate pe o maşină de tracţiune – compresiune cu acţionare hidraulică de 1000 kN.

Maşina a fost echipată cu un sistem de înregistrare a spectrului de solicitare pe baza unui traductor de presiune introdus în circuitul de ulei al maşinii (fig.5.11).

Fig.5.11



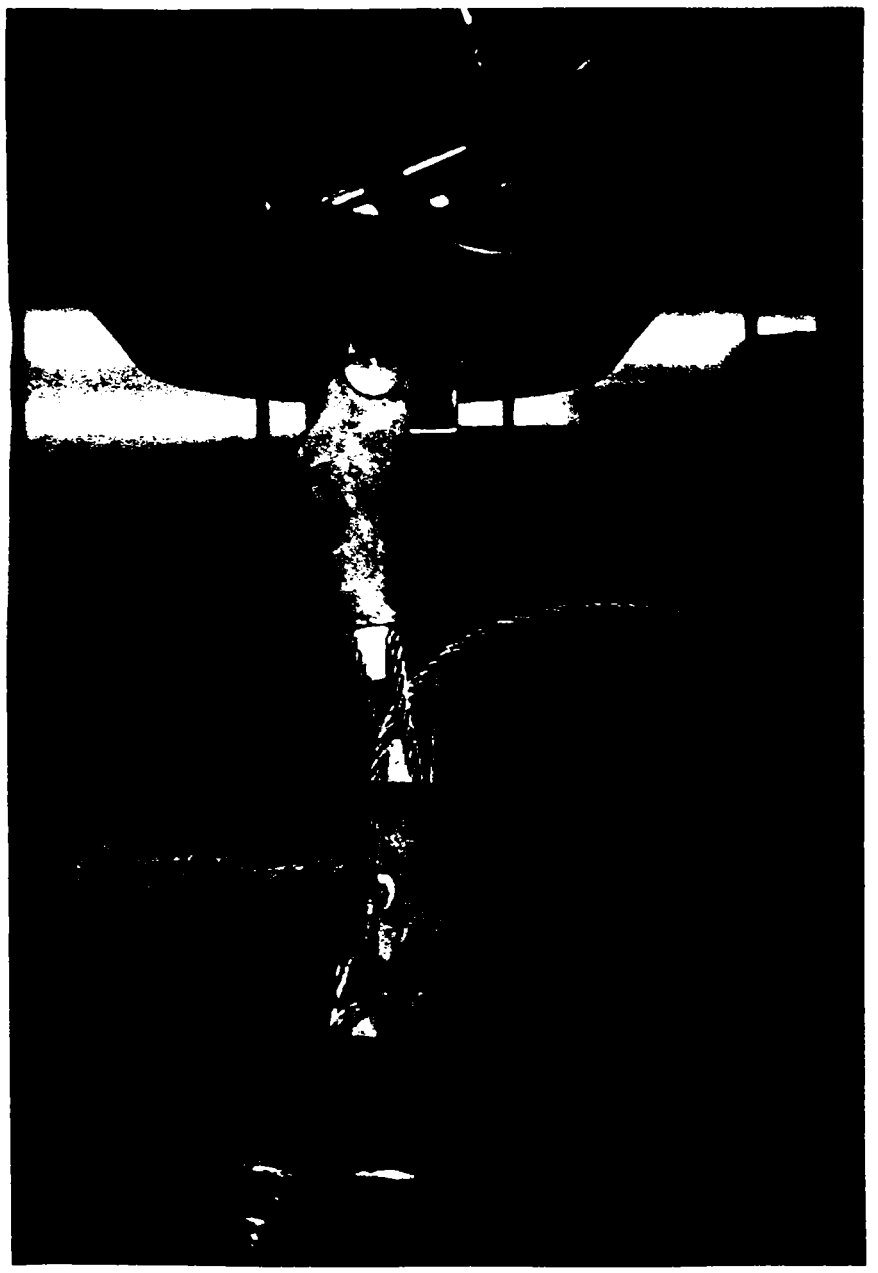
Spectrul de solicitare preluat de acest traductor a fost vizualizat pe display-ul unui calculator.

BUPT

Încercările au fost efectuate pentru mai multe grade de asimetrie $R = \frac{F_{min}}{F_{max}}$

În momentul ruperii cablului încercările au fost oprite şi s-au citit numerele de cicluri N până la rupere.

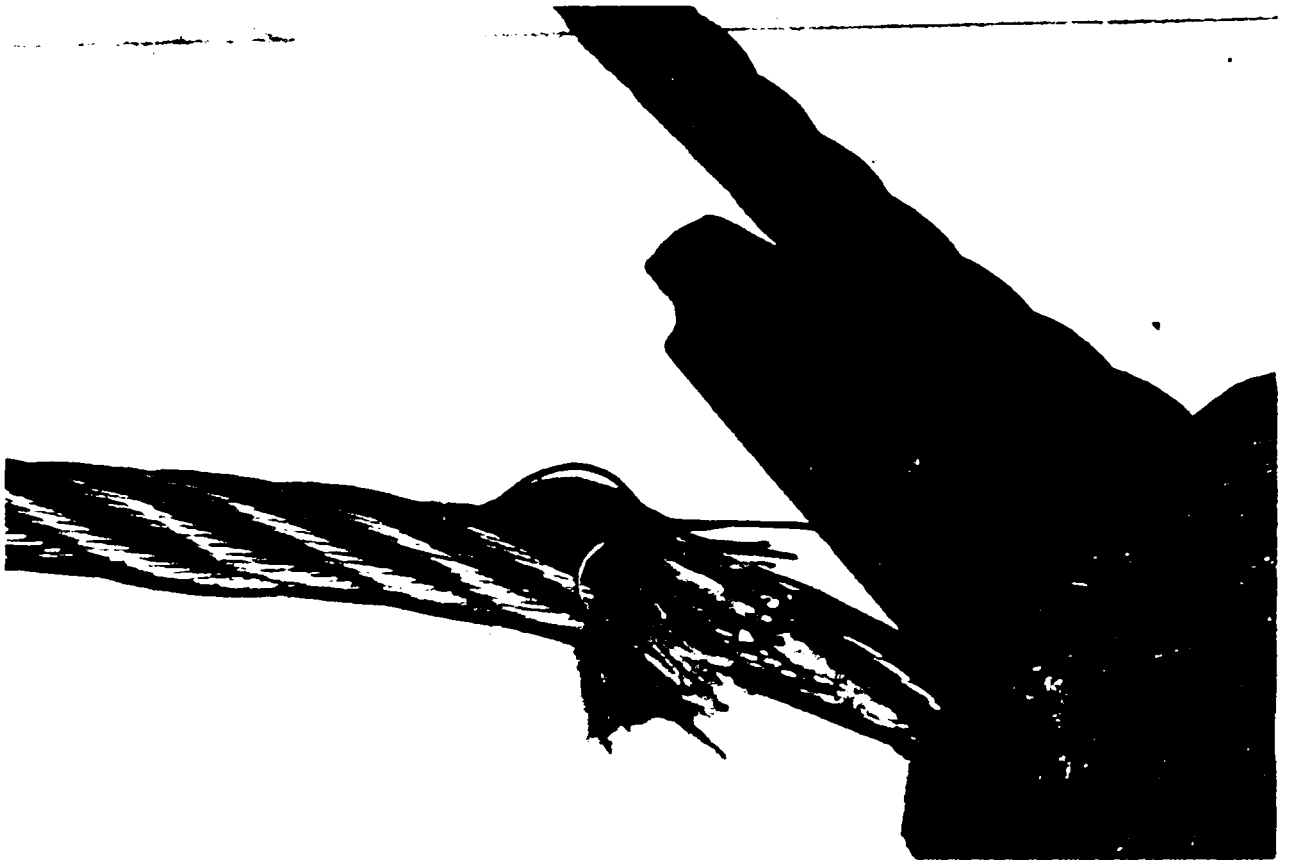
Fig.5.12



BUPT

Pe parcursul încercării cu ajutorul unui microscop s-a urmărit permanent starea firelor din oțel şi în mod deosebit apariția unor fisuri în acestea.

Fig.5.13



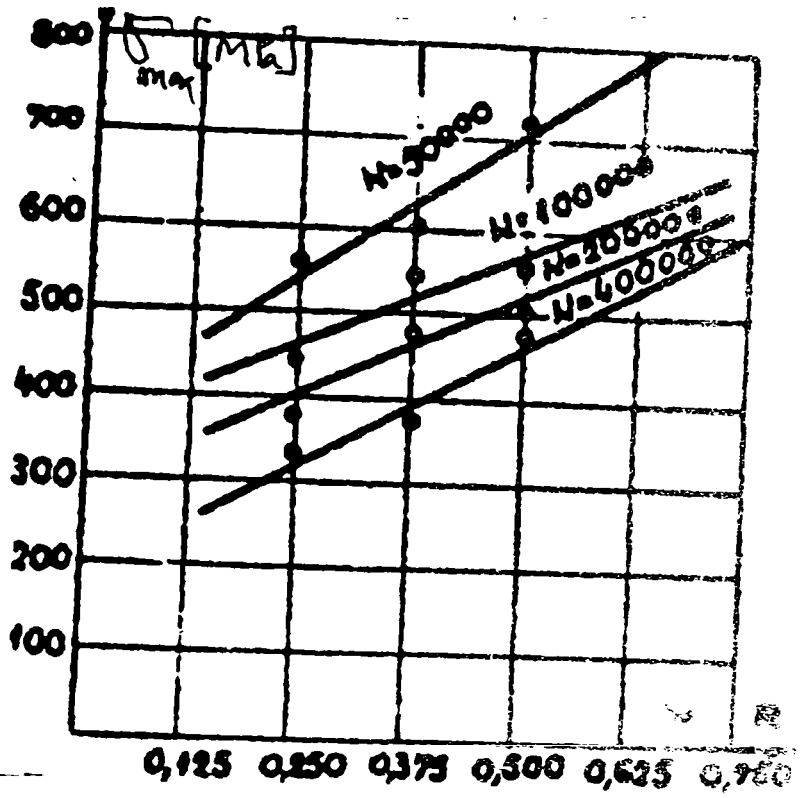
În figura 5.12 este indicat modul de fixare a cablului în bacurile maşinii de încercat, iar în figura 5.13 , modul de rupere a cablului.

Analiza microfractografică a firelor rupte a evidențiat faptul că fisurile au pornit din zonele cu frecare mare între fire, unde efectul de contact a avut un rol hotărâtor în inițierea ruperii.

BUPT

În figura 5.14 se dau rezultatele încercărilor la oboseală:

N (cicl)	$R = \frac{F_{min}}{F_{max}}$	σ_{max} [N/mm²]
50000	0,25	555
	0,375	605
	0,5	720
100000	0,25	455
	0,375	533
	0,5	583
200000	0,25	390
	0,375	475
	0,5	518
400000	0,25	323
	0,375	380
	0,5	475



Concluzii

- Încercările la tracțiune statică au permis determinarea unor caracteristici mecanice de bază ale cablului respectiv:
  - forțele la rupere,
  - alungirile la rupere,
  - energia de deformație înmagazinată până la rupere.

- Încercările la şocuri în condițiile reale de funcționare ale elementului terminal au evidențiat unele aspecte privind numărul de şocuri până la rupere, alungirile la rupere, precum şi o corelație între durata de aplicare a unui şoc ΔT şi numărul de şocuri până la rupere N.

- Încercările la oboseală pentru diferite grade de asimetrie au evidențiat influența acestora asupra numărului de cicluri până la rupere.

BUPT

Capitolul 6

CONSIDERAȚII FINALE, CONTRIBUȚII ŞI CONCLUZII

Teza de doctorat caută să răspundă unor întrebări găsite în bibliografia de specialitate analizată cu privire la cablurile de oțel şi legăturile terminale (de capăt) – ocheți, respectiv preocupările specialiştilor în acest domeniu care studiază şi publică prin OIPEEC.

Din primele contribuții personale aş menționa strângerea unei bibliografii vaste de peste 500 trimiteri – titluri, sortarea lor şi extragerea celor mai semnificative cercetări care se refereau şi se referă la tema studiată.

Caracterul pragmatic al lucrării a putut evidenția o serie de aspecte şi de a aborda studii experimentale care cuprind şi o largă paletă de originalitate.

Astfel, prin studiul fotoelastic a legăturilor terminale s-a putut evidenția starea de deformație şi de tensiune pentru diferite tipuri constructive, uzuale în tehnica maşinilor de ridicat şi de transportat, fiecare în parte reuşind să găsească aşa zisele puncte slabe prin localizarea tensiunilor maxime.

Studiile fotoelastice s-au putut realiza în Laboratorul de Rezistența Materialelor a Facultății de Mecanică din Universitatea "Politehnica" Timişoara, pe standul de fotoelasticitate din dotare. Pentru realizarea încărcărilor şi montarea în stand, respectiv fixarea modelelor s-au realizat prin autodotare, o serie de dispozitive specifice.

Materialul fotoelastic utilizat s-a obținut printr-o colaborare cu Laboratorul de fotoelasticitate din Catedra de Rezistența Materialelor a Universității Tehnice din Cluj-Napoca.

Alegerea formelor constructive pentru modelele utilizate şi debitarea, respectiv finisarea fiecărui model în parte, s-a făcut în atelierul Catedrei de Rezistența Materialelor.

Aceste căutări de localizare au coincis cu o serie de observații culese de la utilizatori şi care au menționat unele posibilități de îmbunătățire a formelor constructive şi adaptarea unor elemente de legătură terminale – ocheți mai rațional din punct de vedere al rezistenței.

Considerând că determinările fotoelastice efectuate necesită şi adaugarea unor verificări prin calcul numeric, s-a abordat metoda elementelor finite – MEF, care, pentru fiecare caz şi exemplu studiat, au confirmat rezultatele experimentale prin fotoelasticimetrie.

Abordarea MEF s-a făcut după un studiu prealabil de aplicare cât mai apropiată de elementul de rezistență studiat, prin discretizare corespunzătoare, încărcare corectă a elementelor discretizate şi obținerea imaginilor pentru deformații şi stări de tensiune.

Menționăm că aceste imagini au evidențiat zonele de tensiuni maxime, respectiv acele secțiuni de unde se pot inița fisuri care să genereze prin propagare ruperea.

BUPT

Ştiind din practica industrială că ruperile se localizează în special în legăturile terminale şi anume, acolo unde apare primul contact al capătului de cablu fixat în elementul de rezistenţă – ochet, s-a trecut în mod obligatoriu şi la încercări distructive prin rupere.

Încercările mecanice la rupere statică, şoc axial şi oboseală s-au putut realiza în Laboratorul de încercări şi şocuri, respectiv Laboratorul de încercări conductori şi cabluri a Catedrei de Rezistenţa Materialelor pe maşinile de încercat din dotare adaptând o serie de dispozitive de prindere în MAŞINA UNIVERSALĂ DE TRACŢIUNE STATICĂ, MAŞINA UNIVERSALĂ DE TRACŢIUNE CU PULSATOR, utilizând o serie de dispozitive de prindere specifice adaptate la probele de cabluri cu legături terminale, în care cablurile s-au fixat cu pană.

Probele au fost obţinute printr-o colaborare între Catedra de Rezistenţa Materialelor din Facultatea de Mecanică şi PROMPT S.A.Timişoara, respectiv Uzinele Mecanice Timişoara, care au în dotare şi utilizează astfel de elemente de legătură terminală pentru cabluri.

Prin încercările de rupere statică pe lângă determinarea forţelor de rupere, localizarea secţiunii de rupere, s-au determinat energiile (lucru mecanic) înmagazinale de la începutul încercării până la rupere prin planimetrarea ariei diagramei forţă – deformaţie şi prin aceasta s-a găsit o nouă caracteristică de interpretare a unei caracteristici foarte utile în interpretarea calităţii îmbinării cablu – element de legătură terminală. Prin încercările de rupere la întindere cu şoc axial s-au obţinut rezultate experimentale deosebit de utile, utilizând trei greutăţi în cădere de 800 N, 600 N şi 400N, care de asemenea au confirmat ruperi în secţiunile de fixare sau apropiate de acestea.

Încercările prin oboseală şi posibilitatea de evidenţiere a influenţei coeficientului de asimetrie R reprezintă de asemenea o contribuţie importantă care poate fi utilizată atât la alegerea, cât şi la aprecierea durabilităţii elementului de rezistenţă încercat.

Putem conchide printr-o succintă enumerare utmătoarele domenii de contribuţii personale şi originale:

- Sintetizarea unui material bibliografic exhaustiv pentru studiul acestui element de rezistenţă de legătură terminală – ochete la cabluri din oţel.
- Completarea unor aspecte interesante şi evidenţierea lor faţă de cele cunoscute în literatură prin determinări experimentale prin fotoelasticimetrie pe modele reprezentative.
- Aplicarea MEF în urma unui studiu prealabil pentru stabilirea elementului finit, discretizării şi încărcărilor ansamblului.
- Obţinerea imaginilor de stare de deformaţie şi tensiuni pentru principalele forme constructive studiate şi care confirmă rezultatele anterioare prin fotoelasticimetrie.
- Interpretarea rezultatelor de încercare la rupere statică prin diagramele forţă – deformaţie, localizarea secţiunilor de rupere şi validarea calitativă a ansamblului cablu – element terminal.
- Obţinerea unor rezultate importante pentru comportarea prin şoc a ansamblului.
- Obţinerea unor rezultate de comportare a legăturii terminale la oboseală.

BUPT

BIBLIOGRAFIE

1 Aida, T., Sato, S., Nakai, M. (1973), *Untersuchungen über die mechanischen Eigenschaften von Seilen*, Memoris of the Faculty of Engineering, Kyoto University, 35, p.141-163.

2 Altpeter, H. (1959), *Cablurile de sârmă. Construcția, fabricația şi aprecierea calității lor, IDT, Bucureşti.*

3 Altpeter, H. , *Einflüsse von sekundärer Biegung und ineren Drücken auf die Lebensdauer von Stahldrahtseilen.*

4 Apel, G. (1981), *The stranding factor,* OIPEEC RTC, Glasgow, p.1.1.1 –33.

5 Araujo, J.A. & Nowell, D. (1999) *Analysis of pad size effects in fretting fatigue using short crack arrest methodologies* Int. J. of Fatigue 21 (1999), p.947-956.

6 Arend, M. (1993) *The load transfer mechanisms anchoring high-strength tension elements* OIPEEC Round Table Conference "Application of wire rope endurance research", Delft, Sept.1993, Part III, Paper 5, p 52-67.

7 Arend, M. (1995), *Seilverankerunge. Braunschweig Wiesbaden:* Vieweg-Verlag (zugleich Diss.Universitat Stuttgart).

8 Arnold, H. (1977), *Einige bemerkenswerte Untersuxhungen und Zahlen aus dem Arbeitsgebiet des Institutes* (Some noteworthy research and results from the work of the work of the Institute) Bull.OIPEEC 30, p.39-51.

9 Arnold, H. (1978) *Load spectra in service,* Bull.OIPEEC No.32, p.14/16.

10 Avramescu, S. (1964), *Considerații asupra fabricării sârmei de oțel pentru cabluri de tracțiune,* Metalurgia 16, nr.17.

11 Babel, H. (1979), *Mettalische und nichtmetallische Futterwerkstoffe für Aufzugtreibscheiben.* Diss.Universität Karlsruhe.

12 Babeu, S.D. (1994), *Contaneizarea, o concepție logistică,* Lucr.Simpozion Național de Roboți Industriali, ediția a XII-a, Timişoara, vol.I, p.97-102.

BUPT

13 Babeu, S.D. (1996), *About fatigue of the ropes*, XIV International Conference on Material Hadhing and Warehousing, KIV ICMHW '96, Belgrade - Yu, p.2.16/2. 19.

14 Babeu, S.D. (1997), *Calcule de stabilitate ale unui excavator cu rotor port cupe* , Al VI-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, vol.II, Bucureşti, p.491-494.

15 Babeu, S.D. (1997), *Considerații generale privind condițiile de stabilități ale unui excavator cu rotor port cupe*, Al VI-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, vol.II, Bucureşti, p.483-486.

16 Babeu, S.D. (1997), *Cu privire la echilibrarea unui excavator cu rotor port cupe*, , Al VI-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, vol.II, Bucureşti, p.487-490.

17 Babeu, S.D. (1997), *Cumularea degradării pentru cablurile din oțel*, Lucr. Ses.de com. şt ale Universității "Aurel Vlaicu" Arad, vol.XIII, "Rezistența materialelor", p.183-192.

18 Babeu, S.D. (1997), *Influența suprasolicitărilor asupra durabilității cablurilor*, Lucr. Ses.de com. şt ale Universității "Aurel Vlaicu" Arad, vol.XIII, "Rezistența materialelor", p.179-182.

19 Babeu, S.D. (2000), *Studiul comportării mecanice a cablurilor în dimensiunea timp*, Teză de doctorat, U."P".Timişoara.

20 Babeu, S.D.(1996), *Rewiew to OIPEEC Bulletin/Berich Bolletine 71*, Bul.Şt. şi Tehnic al Universității "Politehnica" din Timişoara, Tom 41(55), Mecanica, p.230/231.

21 Babeu, T. (1993), *Considerations about wire rope fatigue testing*, OIPEEC, RTC-Delft, p.14-19.

22 Babeu, T. (1996), *Considerations concerning the service life of wire ropes*, OIPEEC, Bull.No.71, p.49-54.

23 Babeu, T. , *Considerations about wire rope fatigue testing*, OIPEEC RTC-Delft, p.13-19.

24 Babeu, T., Babeu, S.D. (1996), *Considerații privind rezistența în exploatare a cablurilor de la utilajele miniere*, Seminar ştiințific "Metode pentru determinarea rezervei de viață" Academia Română, Filiala Timişoara, Subcom. Şt.mat. "Politehnica" Timişoara.

BUPT

25 Babeu, T., Babeu, S.D. (1996), *Despre influenţa bazei de măsură în determinarea caracteristicilor elastice a conductorilor*, , în "Analele Univ.<<Eftimie Murgu>>"", Reşiţa.

26 Babeu, T., Babeu, S.D. (1996), *Diagrame ale ciclurilor limită şi simularea în laborator a durabilităţii cablurilor*, în "Analele Univ.<<Eftimie Murgu>>"", Reşiţa.

27 Babusic, V., Horbaniuc, D. (1962), *Contribuţii la studiul cablurilor din oţel*, Buletinul Institutului Politehnic Iaşi, tom VIII (XII), fasc.1-2.

28 Bahke, E. (1975), *Some problems of modern fatigue strengths investigation*, Bull.OIPEEC 26, p.16-21.

29 Bahke, E. (1985), *Proposals for the extensinus of OIPEEC's Block Program, Theoretical problems*, OIPEEC Bull., No.49, p.7-12.

30 Bar, S. (1958), *Die Verbindung zwischen Forderseil und Klemmkauschen unter statischer und dynamischer Belastung*. Gluckauf 94 37/38, p.1239-1303.

31 Bar, S. (1971) *Die Einspannwirkung von Klemmkauschen bei statischer und dinamischer Belastung* Gluckauf-Forschungshefte No.4.

32 Barsom, J.M. & Rolfe, S.T. (1987) *Fracture and fatigue control in structures* Applications of Fracture Mechanics, 2nd Edition, Prentice-Hall, Engelwood Cliffs, N.J.

33 Baum, R. (1961), *Biege - und Druckspannungen in Seilen beim Lauf uber Scheiben*, Draht-Welt, Nr.3, p.206-208.

34 Baumeister, J. (1989), *Phanomenologische Untersuchungen zu kunstharzvergossenen Seilendverbindungen*. Diss.Universitat Bochum.

35 Beblo, W. (1981), *Kinematic model of the process of elongation for mine hoisting ropes*, OIPEEC-RTC Krakow, p.194-197.

36 Beck , J.(1940) *Die Befestigung von Drahtseilen durch aufgezogene Stahlhulsen* Dissertation, Stuttgart.

37 Beck, J, (1940), *Die Befestigung von Drahseilen durch aufgezogene Stahlhulsen*. Diss.TH Stuttgart.

38 Beck, W. & Briem, U. (1993), *Correlation between endurance prediction and service life of running ropes*, OIPEEC RTC-Delft, p.16-23.

UNIV. "POLITEHNICA"
TIMIŞOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

39 Beck, W. (1981), *Ausfuhrungsformen und Verhalten des Langspleißes bei Dauerbeanspruchungen im Betrieb.* Beitrag zum 5. Internationalen Seilbahnkongreß in Munchen. OITAF- Dokumentation, p.119, Rom: OITAF – Sekretariat.

40 Beck, W. (1984) *Zur Weiterentwicklung magnetinduktiver Seilprufgerate* Kolloquium Fordertechnik,Universitat Stuttgart.

41 Beck, W. (1985), *Kraftubertragung zwischen Draht-und Vergußmetall.* DRAHT 36 6, p.286-288.

42 Becker, K. (1979) *La résistance à la fatigue des cables d'acier* Le Trefile 29(1979)5 , p.212-215.

43 Becker, K. (1985), *Untersuchungen an metallischen Seilvergussen.* DRAHT 36, p.64-66.

44 Beisteiner, F. (1960), *Versuche zur Ermittlung der Reibungszahl zwischen Seil- und Seilklemme bei Einseil-Schwebeliften und Schleppliften.* Z.VDI 102, p.1527-1534.

45 Bejan, M. (1996), *Unități de măsură*, Editura Echinox, Cluj-Napoca.

46 Bejan, M. (1997), *Unități de măsură*, Editura Casa Cărții de Știință, Cluj-Napoca.

47 Belikov, V.G., Berezhinsky, V.I., Bondarenko, V.I., Solomentsev, A.I. & Yesin, V.I. (1987) *SU 1312045 A1 Wedge socket* Inventions Bulletin19, Moscow.

48 Bellone, S. (1965), *Notizie sul comportmento in servizio di una fune flessibile* (News about the behaviour of a flexibile wire rope), Bull.OIPEEC 6, p.19-21.

49 Belov, K.P. (1951), *Uprute, teplovie i electriceskaia iableniia v ferramagnitiih metallah,* Posutarstvennoe izdatelstvo tehniko-teoreticeski literaturi Moskva, Leningrad.

50 Bely, V.D., Lysak, G.D. & Petraktov, A.I. (1960) *Mine safety catches* Ugletekhizdat, Moscow.

51 Bendorf, H. (1904), *Beitrage zur Theorie der Drahtseile,* Zeitschrift des Osterreichischen Ingenier und Architektenvereins, Nr.30.

52 Benoit, G. (1935), *Zum Gedarchtnis an Wilhelm August Julius Albert und die Erfindung seines Drahtseiles*, Berlin, VDI Verlag.

BUPT

53 Benoit, J. (1915), *Drahtseilfrage*, Karlsruhe und Leipzig.

54 Berezhinsky, V. (2001), *Sockets for wire ropes, rope terminations*, OIPEEC RTC, ATLSS Center, Lehigh University, p.105-124.

55 Berg, F. (1907), *Den Spannungszustand einfach geschlagener Drahtseile*, Dienglers Politechnischens Journal, Helft 19.

56 Bernath, A., Horovitz, B., Soos, L. (1965), *Asupra rezistenței la oboseală a unor sortimente de oțeluri aliate de îmbunătățire*, Comunicările celei de a V-a Conferință de sudură şi încercări de metale din Timişoara.

57 Berteaux, H.O. (1970), *Desingh of Deep - sea moorhing lines*, Marine Technology society Journal, v.4, Nr.3, p.33-46.

58 Bertolini, I. (1961), *La fatica delle funi nel quadro generale della resistenza a fatica*, Atti Coloquio internazionale sulla fatica delle funi metalliche, Torino.

59 Birnguccios, (1925), *Pirotechnia*, Verlag von Freidr.Vieweg u.Sohn, Braunschweig.

60 Bocsanczy, J. (1981), *Quelques considerations de principe sur la determination de la duree de vie des cables d'extraction* (Some main considerations in the determination of the life of quarrying ropes), OIPEEC RTC-Krakow, p.43-54.

61 Bogdan, I., Braşovan, Gh. (1964), *Tendințe noi în tehnologia terfilării sârmelor de oțel*, Metalurgia 16, nr.11.

62 Bogoliubskii, V.I.s.a. (1950), *Provolocinie kanati*, Moscova, Metallurghizdat.

63 Boleanțu, L, Babeu, T. *Evoluția unor parametrii statistici de calitate la controlul periodic al cablurilor de oțel*, Conferința a V-a de sudură şi încercări de metale, Timişoara, vol.II.

64 Boleanțu, L. & Babeu, T. (1973), *Des considerations sur les résultats de l'interpolation isoprobable des courbes de l'endurance pour les cables (Considerations of the résults of interpolation of statical curves for the endurance of wire ropes)*, OIPEEC RTC-Milan, p.201-207.

65 Boleanțu, L. & Babeu, T. (1977), *Sur l'interpretation des résultats aux éssais de durabilite des cables*, (On the interpretation of the results of tests on the endurance of wire ropes), Bull.OIPEEC 30, p.32-27.

66 Boleanțu, L. & Babeu, T. (1978), *Au sujet de la nouvelle mèthode d'interpretation des résultates des éssais de fatigue* (On the subject of the new

BUPT

method to interpret the results of fatigue tests on ropes), Bull.OIPEEC 26, p.13-15.

67 Boleanţu, L. & Babeu, T. (1988), *Correlation entre les methodes d'interpretation des resultat a l'essai de durabilite des cables* (Korrelationen Zwischen den auswertungsmethoden der Ergebnisse bei dauer Prufung von Drahtseilen; Correlation between the methods of interpreting the results of fatigue endurance test on ropes), Bull.OIPEEC 43, p.11-17.

68 Boleanţu, L. (1965), *Încercarea sârmelor şi cablurilor de oţel,* (cap.11.1 din *Încercări şi analize de metale,* coordonare ştiinţifică acad.Nădăşan Şt., EDP Bucureşti).

69 Boleanţu, L. (1965), *Interpretarea statistică a rezultatelor* (cap.14 din cartea *încercări şi analize de metale*, Bucureşti, Ed. Tehnică).

70 Boleanţu, L. (1967), *Efectul compresiunii locale asupra rezistenţei la rupere a oţelurilor,* Comunicare la sesiunea Centrului de cercetări tehnice, Timişoara.

71 Boleanţu, L. (1967), *La variation des parametres statistiques determines lors du controle periodique des cables de traction,* Revue de Metallurgie, 11.

72 Boleanţu, L. (1967), *Procese de distrugere în suprafeţele de contact ale sârmelor din cablurile de tracţiune,* Cercetări metalurgice 9, Bucureşti.

73 Boleanţu, L. (1967), *Vergleichungsstudium zwischen der Dauerlaltbarkeit der Drahtseile und der ihrer Drahte,* Coloquim, Leipzig, (Studiu comparativ între durabilitatea cablurilor şi a sârmelor componente. Sesiunea de comunicări a Institutului pentru cercetarea şi proiectarea maşinilor de ridicat şi transportat şi rev. Roum. des Sc.Rechniques, Metallurgie nr.1).

74 Boleanţu, L. (1973), *Des considerations sur les resultats de l'interpolation isoprobable des courbes de l'endurance pour les cables*, OIPEEC RTC-Milan, p.201-207.

75 Boleanţu, L. , Pocioianu, Fl. (1967), *Beitrag zur Frage des Spannungszustandes zweier sich beruhrende Achsenparalelen Zylinder*, Revue roumain des sciences technique Serie de metallurgie, Tom 12, Nr.2, "Spannungsoptischen Tagung", Budapesta.

76 Boleanţu, L. *Maşina pentru încercat cabluri de oţel. Descrierea invenţiei 50794.* Certificat de autor, autorului ing.Lazăr Boleanţu.

77 Boleanţu, L.(1968), *O definiţie statistică a coeficientului de siguranţă al cablurilor de tracţiune,* Comunicare la sesiunea Institutului de cercetarea si

BUPT

proiectarea maşinilor de ridicat şi de transportat, Timişoara.

78 Boleanţu, L., Cornut, Al. (1964), *O metodă pentru evaluarea efortului în sârmele unui cablu de oţel*, Buletin ştiinţific şi tehnic I.P.T., tom 9(23), fasc.1.

79 Boleanţu, L., Fischer, M., Babeu,T., *Unele particularităţi ale încercărilor de rezistenţă pe modele din elemente cu dimensiuni mici*, Studii şi cercetări metalurgice, 12.

80 Boleanţu, L., Pocioianu, Fl. (1967), *Particularităţi în determinarea caracteristicilor mecanice ale tablelor subtiri.*

81 Borello, M. (1992), *Laboratory Axial Fatigue Tests of Resin Cappings for Use as Winder Rope Terminations*, Mine Hoisting Technology, Metallurgical and Corrosion Services, Division of Materials Science and Technology, CSIR, MST(92)MC1432.

82 Borello, M. (1994a) *Performance of Resin Filled Sockets Prepared by the Mining Industry*, Mine Hoisting Technology, Division of Materials Science and Technology, CSIR, MST(94)MC2166, Report No.940155.

83 Borello, M. (1994b) *Performance Evaluation of Resin Filled Sockets Used at Premier Diamond Mine*,Mine Hoisting Technology, Division of Materials Science and Technology, CSIR, MST(94)MC2264, Report No.940226.

84 Boroska, J. (1981), *Veranderungen der Mechanischen und Ermundungseigenschaften von in betrieb Befindlichen Stahlseildrahten* (Variation of mechanical and fatigue properties of wires in ropesin operation), OIPEEC RTC-Krakow, Suppl.p.11-19.

85 Bradon, J.E. (2001) *Wire rope terminations and their influence on the reliability of offshore moorings* PhD Thesis, The University of Reading.

86 Bradon, J.E., Chaplin, C.R. & Ridge, I.M.L. (2001) *Analysis of a resin socket termination forawire rope* J.Strain Analysis 36(2001)1 p.71-88.

87 Branca, F.P., Cappa, P., Del Prete, Z. & Steindler, R. (1993), *Acceletated fatigue tests onwire ropes: results and discussion*, OIPEEC RTC-Delft, IV, p.35-37.

88 Bratcenko,B.F. s.a. (1960), *Tehnica v ugolnoi promislenosti F.R.G.*, Moscova, Gosgortehizdat.

89 Brevet, P, Siegert, D. (1996), *Fretting fatigue of seven wire stand axially loaded free bending fatigue tests.* OIPEEC Bull.71, p.23-48.

BUPT

90 Brevet, P. & Siegert, D. (1996) *Fretting fatigue of seven wire strands axially loaded in free bending fatigue tests* OIPEEC Bulletin No.71, p. 23-48.

91 Buhler, W. Schreiber (1957), *Losung einiger Aufgaben der Fauerschwingfestigkeit mit dem Treppenstufen-Verfahren*, Archiv fur das Eisenhuttenwesen, vol.28, nr.3.

92 Bukstein, M.A. (1956), *Fabricarea cablurilor din oțel.* (trad.din l.rusă), IDT.

93 Bukstein, M.A. (1963), *Proizvodstvo stalnih kanatov*, Moscova, Metallurghizdat.

94 Bukstein, M.A. (1964), *Cabluri de oțel* (traducere din l.rusă), Bucureşti, I.D.T.

95 Bukstein, M.A. (1964), *Cablurile din oțel.* (trad.din l.rusă), IDT.

96 Buzdugan, Gh. (1955), *Calculul de rezistență la solicitări variabile*, Ed.Tehnică.

97 Buzdugan, Gh. (1963), *O nouă metodă pentru calculul coeficientului de siguranță la solicitări variabile prin cicluri asimetrice*, Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr.4.

98 Buzdugan, Gh. (1966), *Rezistența materialelor*, Ed.did.şi ped.Bucureşti.

99 Buzdugan, Gh., Alămoreanu, E., Iliescu, N., Minca, I., Sandu, M. (1996), *Computational Handbook in Mechanical Engineering (Roumanisch)*, Editura Tehnică, Bucureşti.

100 Buzdugan, Gh., Blumenfeld, M. (1979), *Strength Calculations of Machine Parts, (Roumanish)*, Editura Tehnică, Bucureşti.

101 Calderale, P.M. (1960), *Festigkeitsversuche mit Drahtseilen und analytische Auswertung der Ergebnisse*, DRAHT.

102 Calderale, P.M. (1962), *Programierung und analytische Darstellung von Dauerfestigkeitsversuchen*, Draht 13.

103 Calderale, P.M. (1965), *Uber die Reibungssteifigkeit und die elastische Steifigkeit von Drahtseilen*, Draht.v.16, Nr.8, p.497-499.

104 Calderale, P.M. (1967), *Einfluss der Kuhlung durch Ventilatoren auf die Dauerbiegefestigkeit von Drahtseilen*, Draht 18, nr.8.

105 Casey, M.F. (1991), *An approach to the fatigue life preduction of large diameter wire rope*, OIPEEC Bull., No.62, p.15/20.

BUPT

106 Casey, N.F. (1991), *An approach to the fatigue life prediction of large diameter wire ropes*, Bull.OIPEEC No.62, p.15/40.

107 Casey, N.F. (1993) *The fatigue endurance of wire ropes for monitoring offshose structures*, OIPEEC RTC-Delft, p.24/49.

108 Casey, N.F., Waters, D.M. (1989), *Condition monitoring for fatigue test assesment and life prediction of six strand rope*, OIPEEC, RTC-Zurich, p.7.1/20.

109 Cazaud, R. (1959), *La fatigue des metaux*, Paris, Dunod.

110 Chapli, C.R. (1988), *Offshore applications programme on cumulative damage in tensil fatigue working party3: Offshore applications*, OIPEEC Bull.No.56, p.36/40.

111 Chapli, C.R. (1988), *Proposed programme on tensile fatigue*, OIPEEC, Bull.No.55, p.126/132.

112 Chaplin, C.R. & Sharman, P.C. (1984) *Load Transfer Mechanics in Resin Socketed Terminations*, Wire Industry, Oct.1984 51(610) p.749-751.

113 Chaplin, C.R. (1988), *Tension - Tension fatigue in moorning ropes for offshore structures*, OIPEEC Bull.No.56, p.9/22.

114 Chaplin, C.R. (1989), *Problems of specifying discard criteria for offshore ropes*, OIPEEC RTC-Zurich, p.1/16.

115 Chaplin, C.R. (1993), *Prediction of offshore moorning ropes*, OIPEEC RTC-Delft, p.50/75.

116 Chaplin, C.R. (1995), *Prediction of the fatigue endurance of ropes subject to fluctuating tension*, OIPEEC Bull.No.70, p.31/39.

117 Chaplin, C.R. (1996), *A review of: Wire rope grip termination*, a report by C.H.H.Cordon, published by HSE (UK). OIPEEC Bull.72, p.31-37.

118 Chaplin, C.R., Potts, A.E. (1991), *Wire Rope Offshore - a Critical Review of Wire Rope Endurance Research*. Affecting Offshore Application HSE publication OTH 91 341, HMSO London.

119 Chaplin, C.R., Rebel, G. & Ridge, I.M.L. (1999) *Let's not twist again* Offshore Engineer, March 1999, 36-39 ISSN: 9395-876X.

120 Chaplin, C.R., Sharman, P.C.(1984), *Load transfer mechanics in resin socketed terminations*. Wire Industry, p.749-751.

BUPT

121 Cioclov, D. (1975), *Rezistenţa şi fiabilitatea la solicitări variabile (Roumanish)*, Editura Facla, Timişoara.

122 Ciuffi, R. (1979), *Report on BLP (Block Load Programme)*, Bull.OIPEEC No.36, p.38/52.

123 Clement, P. (1983), *Etude de l'endommagement subi par un cable enflexion alternee sur poulie* (Damage study for a cable submitted to reverse bending over pulley), Bull.OIPEEC No.45, p.67/90.

124 Clement, P. (1990), *Discard criteria for sonar tow cables*, Bull.OIPEEC No.60, p.7/16.

125 Clement, P., (1988), *Fatigue behaviour of a 24 mm locked coil wire rope*, Bull.OIPEEC No.55, p.15/34.

126 Clement, PH. (1981), *Fatigue d'un cable en flexion sur une poulie: formulation d'une loi generale donnant le nombre de cycles a rupture par utilisation d'endommagement* (Fatigue of a wire rope bending on a pulley: working out a general rule giving the amount of cycles to breakage by the knowledge of damage), Bull.OIPEEC 40, p.28/56.

127 Clement, PH. (1983), *Etude de l'endommagement subi par un cable en flexion alternee sur poulies*, OIPEEC No.45, p.67/90.

128 Collins, J.A. *Fretting-fatigue dommage-factor determination Trans*, ASMEB, vol.87 H.

129 Constantinescu, I.N., Dorobanţ, A.V. (1966), *Eforturile dinamice în cablurile instalaţiilor de extracţie cu roata motoare, în regim tranzitoriu*, Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr.2.

130 Corden, C.H.H. (1995) *The Development of Resin Cappings for Wire Ropes in Mines*, Part 1: *The History of the Development of Resin Cappings intheUK*, Mining Technology, Vol.77, No.883, March 1995, p.90-96.

131 Corden, C.H.H. (1996) *Wire rope grip terminations* Health andSafety Executive Research paper 38, 1996 ISBN: 0 7176 1132 9.

132 Corden, C.H.H. (1999) *Development of Resin Cappings for Wire Ropes in Mines*, Part 2: *Service on Friction Winder Ropes*, Trans.Inst. Of Mining and Metallurgy (Sect.A: Mining Industry), Vol.108, Jan-Apr 1999, p. A37-A51.

133 Corlett, E. (1975) *The iron ship - the history and significance of Brunel's Great Britain* Moonraker Press, Wiltshire.

BUPT

134 Costello, G.A. (1990) *Theory ofwire rope* Springer Verlag.

135 Crăciunoiu, V., Popovici, D. (1960), *Ascensoare electrice,* Bucureşti, Editura Tehnică.

136 Culda, O., Avramescu, M. (1964), *Influenţa mărimii reducerii unitare la trefilare asupra caracteristicilor mecanice şi tehnologice ale sârmelor de oţel cu conţinut mediu şi ridicat de carbon,* Metalurgia nr.16.

137 Culda, O., Novac, Şt. (1964), *Disulfura de molibden ca adaos în lubrifianţii folosiţi la deformarea la rece a metalelor,* Metalurgia nr.10.

138 Curceanu, A. (1964), *Calculul solicitărilor la şoc a cablurilor.* Constr.maş. 6.

139 Czitary, E. (1951), *Seilschwebebahnen,* Springerverlag, Wien.

140 De Stefano, A. & Fassiotti, G. (1977), *Comparison between formulae for ropes fatigue* (Comparaisons entre formules pour le fatigue des cables), OIPEEC RTC-Luxemburg, p.2.3.1./9.

141 De Stefano, A., (1978), *Discussion of: Sur la nouvelle formule interpretative des resultats des essais de fatigue et ses possibilities d'application aux methods de calcul a l'endurance,* Bull.OIPEEC No.28, p.46/48.

142 De Stefano, A., Rossetti, U. (1978), *New methods of rope calculations based on fatigue tests and cumulative damage,* Bull.OIPEEC No.33, p.10/14.

143 De Stefano, A., Rossetti, U. (1978), *New methods of rope calculations based on fatigue tests and cumulative damage,* Bull.OIPEEC No.33, p.22/24.

144 Denis, G. van de Moortel, (1959), *Anew Method for the Fatigue Tests on Steel Wires and Wire Ropes and the new Viewpoints opened by the Results obtained,* Wire and Wire products.

145 Dodd, J.M. (1981) *Resin as a Socketing Medium,* Wire Industry, May 1981, p.343-344.

146 Dollan, J., Jackson, W., Campbell, L. (1950), *Windung Rope practice an the Witwater-sraud,* The Journal of the South African Institution of Engineers, vol.49, Nr.3.

147 Donandt, H. (1927), *Uber die Berechnung von Treibscheiben im Aufzugbau.* Diss. TH Karlsruhe.

148 Donandt, H. (1950), *Zur Dauerfestigkeit von Seildraht un Drahtseil Arch,* Eisenhuttenwesen 21, nr.9/10.

BUPT

150 **Drăgănescu O.V.**, *Stadiul actual al problemelor privind funcționarea unor elemente de rezistență – arborilor drepți ale utilajelor din industria alimentară.* **Referat monografic /sinteză. Catedra Rezistența Materialelor, Facultatea de Mecanică Timișoara, 1998, 40 p.**

151 **Drăgănescu O.V.**, *Rezultate experimentale pentru studiul rezistenței și deformabilității unor elemente de rezistență - arborilor drepți verticali.* **Referat monografic /sinteză. Catedra Rezistența Materialelor, Facultatea de Mecanică Timișoara, 45 p.**

152 **Drăgănescu O.V.**, *Rezistența, deformabilitatea și vibrațiile elementelor de rezistență - arborilor.* **Referat monografic /sinteză. Catedra Rezistența Materialelor, Facultatea de Mecanică Timișoara, 35 p.**

153 **Drăgănescu O.V.**, *Cu privire la utilizarea cablurilor și ocheților în instalații ambientale.* **Conferința națională de instalații în construcții, Timișoara, 2003, 4p.**

154 **Drăgănescu O.V., Tonea Cornelia**, *Cabluri și ocheți utilizate în lucrările agricole,* **Revista FERMA, Timișoara, 2005, 4p.**

155 **Drăgănescu O.V., Ghita E.**, *Aspecte ale stadiului actual în estimarea fotoelastică a stărilor de tensiune în probleme de contact local.* **Bul.AGIR, București, 2005, 6p.**

156 Durville, D. (1998) *Modelisation du comportement mecaniques de cables metalliques* Revue Europeenne des Elements Finits, vol.7 no.1-2-3.

157 Edward, N.S. (1989), *Degradation of crane ropes in an offshore environment and prognosis for further life,* OIPEEC RTC-Zurich, p.13.1/11.

158 Egri, I. (1965), *Contribuții la calculul randamentului scripeților de cablu,* Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr.3.

159 Elancik, G.M. (1941), *Rudnicinie podiomnie ustanovski,* Moscova, Gostoptehizdat.

160 Engel, E. und Rosinak, W. (1974), *Mechanische Beanspruchung von Seilmuffen.* Internationale Berg-und Seilbahnrundschau, Wien, p.196-199.

161 Erlich, L.B. (1966), *Mecanismul ruperilor prin oboseală la încărcarea de contact,* Moscova, Rezistența ciclică a metalelor, (în limba rusă).

162 Ernst, H. (1960), *Die Hebezeuge* , Band I, Friedrich Vieweg u.Sohn, Braunschweig.

BUPT

163 Esquerre, (1959), *Etude experimental de la dispersion des resultats des essais de fatique*, Revue de Metallurgie, nr.3.

164 Faraggiana, G., Rossetti, U. (1992), *On the lawfulness on the application of cumulative damage theory on tension ropes*, OIPEEC Bull.No.63, p.21/26.

165 Feyrer, K, Hemminger, R. (1986), *Untersuchung an Seilvergussen bei erhohter Temperature*. Forschungsauftrag 992 der Bundesanstalt fur Arbeitschultz Fb 460. Bremerhaven: Wirtschaftsverlag NW . ISBN 3-88314-507-6.

166 Feyrer, K. (1983), *The number of bending cycles of parallel ropes*, OIPEEC RTC-Glasgow, p.1.2.1/11.

167 Feyrer, K. (1984) *Das Tragverhalten von Seilklemmen und Seilschlossem* (The strength behaviour ofrope clamps and ropesockets), Draht 35(1984)5 239-245 (in German).

168 Feyrer, K. (1988), *The application of a new method of wire rope calculation*, Bull.OIPEEC No.55, p.35/51.

169 Feyrer, K. (1991), *Klemmwinkel und Klemmlange von Seilschlossem. Schriftenreihe der Bundesanstall fur Arbeitsschutz Fb 622.* Bremerhaven: Wirtschaftsverlag NW 1991, ISBN 3-89429-044-7. Kurzfassung: Gestaltung von Seilschlossem. Sicher ist Sicher 42, p.66-71.

170 Feyrer, K. (1992), *Reference values for evaluation of wire rope tests.* OIPEEC-Bull.63, Reading, p.74-78.

171 Feyrer, K. (1992), *Wire ropes under fluctuating tension and bending*, Bull.OIPEEC No.63, p.27/40.

172 Feyrer, K. (1993), *Endurance calculation of wire rope running over sheaves*, OIPEEC RTC-Delft, p.1.2-15.

173 Feyrer, K. (1994), *Drahtseile Bemessung. Betrieb. Sicherheit*, Springer-Verlag.

174 Feyrer, K. (1995), *Equivalent formulator wire ropes under fluctuating tension*, OIPEEC Bull.No.70, p.47/56.

175 Feyrer, K. (2000) *Drahtseile: Bemessung, Betrieb, Sicherheit* Berlin: Springer 2000.

176 Feyrer, K. (2000) *Drahtseile: Bemessung, Betrieb, Sicherheit* 2nd edition Springer 2000 (in German).

BUPT

177 Feyrer, K. , Beck, W., Becker, K., Gabriel, K., Hemminger, R., Oplatka, G. & Stauske, D. (1990) *Stehende Drahtseile und Seilendverbindungen* (Standing wire ropes and rope terminations) Expert Verlag, p.186-187.

178 Feyrer, K. et al. (1990) *Stehende Drahtseile und Seilendverbindungen* (Standing wire ropes and rope terminations) Expert Verlag 1990 (in German).

179 Feyrer, K. u.a. (1990), *Stehende Drahtseile und Seilendverbindungen.* Ehningen:Expert Verlag, ISBN 3-8169-0586-2.

180 Feyrer, K. und andere (1989), *Laufende Drahtseile*, Expert Verlag, p.169.

181 Feyrer, K. und andere, (1990), *Stehende Drahtseile und Seilendverbindungen*, Expert Verlag, p.201.

182 Feyrer, K.(1991) *Klemmwinkel und Klemmlange von Seilschlossem* (The clamp angle and clamp length of wedge socket) SchriftenreiheBundesanstaltfur Arbeitsschutz, Forschung Fb 622. Wirtschaftsverlag NW Bremerhaven 1991, ISBN 3-89 429-044.7 (in German).

183 Feyrer, K., Hemminger, R. (1986), *Die Zuordnung von Aluminiumpreßklemme und Drahtseil.* DRAHT 37, p.115-121.

184 Feyrer, K., Hemminger, R. (1987), *Drahtseile mit Aluminium-Preßverbindungen, Zug-und Zugschwellversuche.Schriftenreihe der Bundesanstalt fur Arbeitsschutz Fb 527.* Bremerhaven: Wirtschaftsverlag NW, ISBN 3-88314-697-8. Kurzfassung: Lift-Report (1988) 1, p.14-19.

185 Feyrer, K., Schiffner, G. (1987), *Spannungen in laufenden Drahtseilen*, Draht. Nr.2, S., p.103-106.

186 Feyrer, K., Schiffner, G. (1987), Spannungen in laufenden Drahtseilen, Draht. Nr.2, S., p.103-106.

187 Ffeyrer, K. (1985), *Analytical interpretation of fatigue bending test*, Bull.OIPEEC No.49, p.19/20.

188 Fick, (1929), *Controlul sârmelor de cablu prin încercări la tracțiune și încovoiere*, Z.d.VDI, 39.

189 Flory, J.F. (1995) *Rope termination with constant-cross-section, divided-cavity potted socket,* U.S.Patent 5,415,490.

190 Flory, J.F. (1996) *Avoiding fiber axial compression fatigue in the design and use of tension members* Oceans '96 Conference Proceedings, MTS/IEEE, Piscataway, NJ.

BUPT

191 Flory, J.F. (1997) *Tension member termination with segmented potted socket and central passage*, U.S.Patent 5,611,636.

192 Flory, J.F., McKenna, H.A. & Gibson, P.T. (1988) *Fiber reinforced composite material terminations for large aramid rope* TMT/TTI Joint Venture, Huntington Beach, CA, NCEL Contract No.N62474-84-C-3079, Port Hueneme, CA.

193 Flory, J.F., McKenna, H.A. & Gibson, P.T. (1991) *Improved potted socket terminations for aramid ropes* TMT/TTI Joint Venture, Huntington Beach, CA, NCEL Contract No.N47408-90-C, Port Hueneme, CA.

194 Foppl, L., Huber, K., (1941), *Der Gultigkeitsbereich der Elastizitatstheorie*, Forschunf u.Ingineutweisen, Band 12.

195 Forestier-Walker, E.R. (1952) *A history of the wire rope industry of Grat Britain* Federation of Wire Rope Manufacturers of Great Britain, chapters 1,3,5.

196 Fouvry, S.(1999) *Crack nucleation prediction in fretting contact* La Revue de Metallurgie-CIT/Science et Genie des Materiaux, Sept.1999, 1132-1141 (in French).

197 Francois, D. & Gourmelon, J.P. (1991), *For a new safety fatigue design concept of civil engineering cables*, Bull.OIPEEC No.62, p.41/46.

198 Friedrich, K. und Gabriel, K. (1981), *Vergußverankerungen von Zugglie... Berichtsband der Tagung: Seile und Bundel im Bauwesen.* Essen, Hrsg.Beratungsstelle fur Stahlverwendung, Dusseldorf.

199 Fuchs, D. (1988), *A contribution to the prospective service life of winding ropes in Koepe-winding systems in mining*, Bull.OIPEEC No.55, p.35/51.

200 Fuchs, D., Spas, W. (1993), *A method of calculating the hoisting cycles of a rope as a function of stress to the point of discarding*, OIPEEC RTC-Delft, p.91/102.

201 Fuchs, D., Spas, W. (1993), *The influence of fluctuating tensile stresses on the endurance of hoisting ropes on koeze haulage systems*, OIPEEC Bull.No.70, p.57/62.

202 Gabriel, K, Dillmann, U. (1982), *Hochfester Stahldraht fur Seile und Bundel in der Bautechnik.* Universitat Stuttgart SFB64 Mitt.21, Werner Verlag Dusseldorf.

203 Gabriel, K. & Helmes, F. (1991) *The mechanics of socketing: The zinc alloy cast cone as a special compound structure*, Proceedings of the First (1991)

BUPT

International Offshore and Polar Engineering Conference, Edinburgh, p. 257-264.

204 Garkusha, N.G., Kolosov, L.V., Obukhov, A.N., Rozumer, A.M., Trush, I.Y. & Fedorenko, A.M. (1980) *Suspension gears for mine conveyances* Nedra, Moscow.

205 Gill, E.T. & Goodacre, R. (1934) *Some aspects of the fatigue properties of patented steel wire* J.Iron and Steel Institute, Vol.130 p.293-323.

206 Ginovszky, A., Kaderjak, G. & Kuty, A. (1977), *The effects of lubrification and structure of wire ropes on the fatigue life*, OIPEEC RTC-Luxemburg, p.11/10.

207 Giovannozzi, R. (1968), *Studio dinamico delle machine di prova* (Dynamic study of experimental machines), Bull.OIPEEC No.12, p.13/15.

208 Giovannozzi, R. (1977), *Report on themes 2 and 3: New calculation methods based on cumulative damage and an economic point of view: Safety criteria evolution*, OIPEEC RTC-Luxemburg, p.53-68.

209 Giovanozzi, R.(1961), *Sinteză asupra lucrărilor de cercetare privind durabilitatea cablurilor în diferite țări*, CISFEM, Torino.

210 Giovanozzi, R.(1967), *Rapporto sulla incerca del gruppo di lavoro "Fatica delle funii"* (partea I), Bul.OIPEEC, nr.8.

211 Girschig, (1953), *Etude sur une interpretation statistique des essais de fatique*, Revue de Metallurgie, nr.4.

212 Gnilke, W. (1980), *Lebensdauerberechnung der Maschinenelement*, V. Techn., Berlin.

213 Godecki, (1967), *Fehleranalyse fur die Ermittlung der Zugfestigkeit bei Stahldrahten*, Draht 18 nr.8.

214 Godfrey, H.J.(1941) *The fatigue and bending of cold drawn steel wire* Transactions of ASM , p.133-168.

215 Godfrey, Howard, J. *The signifiance of the elongationtest on wire.*

216 Godono, G. & Linguiti, F., *Sur le calcul des cables des ascenseurs* (On the calculation of lift wire ropes), OIPEEC RTC-Luxemburg, p.2.3.1/9.

217 Godono, G., Natale, U. (1976), *Evaluation de la duree des cables soumis a*

BUPT

sollicitations cyclequement variables, Bull.OIPEEC No.28, p.33/36.

218 Gossl, N. (1955), *Die Hertzsche Flache zwischen Rad und Schiene bei Zugkraftbeaufschlagung und ihre Auswirkung auf die ausnutzbare Hoftung*, Eisenbahn Technische Rundschau, 4.

219 Gousseau, G. (1964), *Reinseignements sur les essais preliminaires de fatigue sur fils*, Bulletin 4, OIPEEC Torino.

220 Grabner, P. & Gwenetadse, M. (1993), *Neue Forsschungsergebnise zur Schmierung von Drahtseilen*, OIPEEC RTC - Delft, p.37/57.

221 Grabner,P., Jauch, F. (1986), *Lebensdaueruntersuchung schwellbeanspruchter Drahtseile mit Aluminiumpreßverbindung*. Hebezeuge und Fordermittel, Berlin 26, p.76-81.

222 Graf, O. (1929), *Die Dauerfestigkeit der Werkstoffe und der Konstructionselemente*, Berlin, Verlag von J.Springer.

223 Gressier, M. (1993), *Selection of hoisting cranes ropes according to the class of mechanisms*, OIPEEC RTC-Delft, p.76/90.

224 Gronau, O., Klein, J. & Lobert, H. *Experiences with non-destructive examination on rope terminations and fittings on selected examples* OIPEEC Round Table Conference "Rope Terminations and Fittings", Bethlehem, USA, p. 69-79.

225 Gykmmeun, M.A. (1963), *Prouzbodstvo ctalinis kanatov*, Mockva.

226 Hackenberg, W. (1984), *Anleitung zum Herstellen von Langspleißen fur Zugseile von Strekkenforderbahnen*. Seilprufstelle, Westfalische Berggewerkschaftskasse Bochum 4. Auflage. Essen: Verlag Gluckauf GmbH.

227 Hadjikov, R.N. (1956), *Gornaia mehanika*, Moscova, Ugletehizdat.

228 Haibach, E. (1965), *Zeitfestigkeit und Betriebfestigkeit von Titanwerskstoffen im Vergleich zu Stahlen und Leichtmetallen*, Materialprufung, 7, Nr.4, 118/22.

228 Hakkinen, K. (1978), *Sicherheit von Drahtseilklemmen*. Drahtwelt 64, p.255-258.

230 Hanke, M., Hromir, M. (1969), *Calculation of service life according to the cumulative fatigue damage Theory of Corten-Dolan*, Materialprufung 11, Nr.6, p.189.

BUPT

231 Hankus, J. (1985), *Fatigue tests on hoisting wire ropes of diameter above 50 mm*, OIPEEC RTC-Glasgow, 4, p.21/28.

232 Hankus, J. (1989), *Mechanischen Eigenschaften von Drahtseilen*, Draht-Welt, Nr.4, p.9-17.

233 Hankus, J. (1989), *Supplementary criteria for mine hoisting rope replacement*, OIPEEC RTC-Zurich, p.10.1/1.8.

234 Hankus, J. (1990), *Budowa I wlasnocsi mechanicze linstalowychi (Polish)*, GIG, Katowice.

235 Hankus, J. (1991), *Steel ropes fatigue by reliability formulation*, Bull.OIPEEC 61, p.28/48.

236 Hansel, J. & Olesky, W. (1985), *The determination of the fatigue life of wire ropes based on an analysis of stresses in wires*, OIPEEC RTC-Glasgow, p.1.3.1/24.

237 Hardy, F. (1996) *The wedge socket for overhead lifting* ODN 0626 OIPEEC Bulletin 72(1996) 21-30 ISSN: 1018 8819.

238 Hardy, F. (1996) *The wedge socket for overhead lifting - research report* CSAO (Construction Safety Association of Ontario) ISBN: 0-919465-68-4, November 1996 (Also in OIPEEC Bulletin 72 (1996) 21-30 ISSN: 1018 8819).

239 Hardy, F. (1996), *The wedge socket for overhead lifting*. OIPEEC Bull.72, p.21-30.

240 Hardy, F. (2001) *The wedge socket for overhead lifting* research Report Construction Safety Association of Ontario.

241 Hemminger, R (1989), *Drahtseile mit Aluminium-Preßverbibdungen und Kauschen*. DRAHT 40, p.781-785.

242 Hemminger, R (1990), *Preßklemmverbindungen in: Stehende Drahtseile und Seilendverbindungen*. Ehningen: Expert Verlag, ISBN 3-8169-0586-2.

243 Hemminger, R. (1994) *Drahtseile mit Bolzenverpressungen* (Wire ropes with swaged sockets) Draht 45(1994)3 190-195 (in German).

244 Hemminger, R. (1994), *Drahtseile mit Bolzenverpressungen*. DRAHT 45, p.190-195.

245 Hemminger, R. (1998), *Leicht losbare Seilschlosser*. DRAHT 49, p.46-47.

BUPT

246 Herbst, H. (1935), *Influența diferiților factori asupra durabilității cablurilor*, Congresul internațional al minelor, metalurgiei şi geologiei aplicate, Paris.

247 Herbst, H. (1950), *Litzenschlag in Parallelschlag-Litzenspiralseilen zur Vermeidung des Kreuzens der Drahte an den Litzenberuhrungstellen*, Stahl u. Eisen 70.

248 Hilgers, W. (1974), *Seilvergußwerkstoffe*. Internationale Berg-und Seilbahnrundschau 17, p.159-160.

249 Hill, J.R. (1842) *Description of the Great Britain Steam Ship* The Mechanics Magazine, Museum, Register, Journal and Gazette, Vol.XXXVII No.996 Saturday September 10th 1842, London.

250 Hobbs, R.E. & Ghavami, K. (1982) *The fatigue of structural wire strands* Int.J.Fatigue, April 1982, p.69-72.

251 Iovane, P. (1981), *Failures and deteriorations in aerial tramway and ski-lifts-technical retirement: reasons and proposals*, Bull.OIPEEC 48, p.19/27.

252 Isaachsen, J. (1907), *Die Beanspruchung von Drahtseilen*, VDI Bd.51, nr.17.

253 Iuhvet, I.A. (1954), *Volocilnoe proizvodstvo*, Moscova Metallurghizdat.

254 Jahne, K. (1993), *Reliability of the number of wire breaks as discarding criterion for steel wire ropes running over sheaves*, Bull.OIPEEC 66, p.13/24.

255 Jelmmlich, G. (1981), *Endurance and damage behaviour of wire ropes in onestep and oly-step tests under the effect of ditfsent influencing factors as a basis for deriving criteria of reliability in service and dimensoning principls*, OIPEEC RTC-Krakow, p.297/306.

256 Jemlich, G. (1965), *Uber den Einfluss der Korrosion auf die Dauerfestigkeit von Seildrahten*, Bergakademie, 17 Ig.

257 Jiang, W.G., Yao, M.S., & Walton, J.M. (1997) *Modelling of rope strand underaxial and torsional load by Finite Element Method* OIPEEC Round Table Conference "The application of endurance prediction for wire ropes" , Reading.

258 Jitjov-Pospehov, (1953), *Stalniie kanati dlea podiomnotransportnih masin*, Drahtseile, VEB Verlag Jechnik Berlin (trad.din l.rusă).

259 Jitkov, D.G., Pospehov, I.T. (1953), *Stalnie kanati dlea podiomnotransportnih*

BUPT

masin, Moscova Metallurghizdat.

260 Johnson, L.G. (1964), *The Statistical Treatment of Fatigue Experiments*, Elsevier P.C., Amsterdam.

261 Kapur, K.C., Lamberson, L.R. (1977), *Reliability in Engineering Design*, John Wiley & Sons.New-York.

262 Kellermann, (1962), *Bestimmung des relativen Reibwerts bei hohen Flachenpressungen an Drahten und Drahterzeugnissen*, Sonderdruck aus Draht-Welt, 48.

263 Klega, V. (1958), *Metoda interpretării datelor obținute experimental*, seria I, vol.IIII DT Bucureşti.

264 Klein, L. (1930), *Valori ale deformației de rupere la încovoiere a cablurilor*, Fordertechnik und Frachtverkehr, nr.1.

265 Klimov, I.E. (1960), *Ustroistvo I eksluatatia podvesnih kanatnih dorog*, Moscova, Gosgortehizdat.

267 Kobrin, M. (1922), *Ermudungszugversuche bei tiefen Temperaturen an hochfesten Drahten und Drahtsrangen*, Draht., Nr.8, p.347-351.

268 Kogan, J. (1983), *On design standards for wire rope durability*, Bull.OIPEEC 45, p.33/58.

269 Kolcin, A.I. (1950), *Stolnie kanati*. Experimentalnie issledovanie rascet I ekspluatatia, Moskva, Masghiz.

270 Kopanakis, G.A. & Woodtli, J. (1993), *The influence of lubrication on the fatigue behaviour of locked coil ropes flexed over roller chains*, OIPEEC RTC-Delft, p.24/37.

271 Kowalczyk, J. (1969), *Travaux de recherches de l'Institut Central des Mines (GIG) a Katowice dans le domaine de cables d'acier* , Bull.OIPEEC 15, p.28/34.

272 Kowalczyk, J., Steininger, Z. (1963), *Liny stalowe*,Katowice, Wydawnictwo "Slask".

273 Kraft, G. (1981), *Das Festigkeitsverhalten herkommlicher und neuartiger Seilanschlusse*. Deutsche Hebe-und Fordertechnik 27, p.396-400 , p.439-441.

274 Kupkina, N.P. (1962), *Dinamometr dlia izmereniia tiagovie usilii v trosah*,

BUPT

Izmerimelinaia tehnika, nr.9.

275 Kusovsky, D., Kralovic, I. (1985), *Niektove poznatky z oblastj vyroby ocelovych lan s plasticky tvarnenymi pramenmi,* Hutnicke listy, Nr.12, p.873-877.

276 Lacher, Ron (1982), *Resin socketing of boom pendants.* Wire Rope News, p.14-15.

277 Lange, K. (1984), *Lehrbuch der Umformtechnik,* Band 1,Grundlagen, Berlin, Heildelberg, New York, Springer Verlag.

278 Leider, M. (1974) *Etudes des contraintes additionnelles apparaissant lors de la flexion des cables* Le Trefile, Mars-Avril 1974, p.45-53.

279 Leider, M.G. (1975), *Die Bestimmung der Zusatzspannungen bei der Biegung von Drahtseilen und ihr Einfluß auf die Seillebensdauer,* Dissertation, Universitat (TH) Karlsruhe.

280 Leider, M.G. (1977), *Krummung und Biegespannungen von Drahten in gebogenen Drahtseilen,* Draht. Nr.1, p.1-7.

281 Lierow, H. , *Die mechanischen Grundlagen der TALURIT-Drahtseilklemme.* DRAHT 4 (1953)12, p.458-461 und 5 (1954) Helft 1, p.12-16, Helft 2, p.93-96, Helft 4, p.128-131.

282 Linde, C., Ror, Al. (1963), *Stand pentru studiul experimental al capacității de tracțiune a transmisiei prin frecare cu cablu din oțel,* Buletinul I.P.Iaşi, tom IX (XIII), fasc.3-4.

283 Linde, C., Ror, Al. (1964), *Stand pentru studiul experimental al capacității de tracțiune a transmisiei prin frecare cu cablu din oțel,* Buletinul I.P.Iaşi, tom X (XIV), fasc.3-4.

284 Linguiti, F. (1976), *Poulie pour ascenseurs avec gorges en caoutchouc,* Bull.OIPEEC 28, p.60/64.

285 Lotsch, K. (1967), *Die Prufung der Flechtung von Drahtseilen,* Materialprufung 9, nr.12.

286 Luboz, G. (1979), *Proposition d'une autre formule pour exprimer les resultats des essais de fatigue,* Bull.OIPEEC 35, p.18/21.

287 Lucas, C. (2001) *The art of cold swaging steel fittings* OIPEEC Round Table Conference "Rope Terminations and Fittings", Bethlehem, USA, p.163-185.

BUPT

288 Mancini, G. (1975), *Commentaires sur les recherches COMMA 2 et Brugg*, Bull.OIPEEC 24, p.5/18.

289 Mareş, M. (1965), *Folosirea raţională şi posibilităţi pentru fundamentarea tehnico-ştiinţifică a normei de consum pentru cabluri de foraj*, Studiu, Ministerul Petrolului, Bucureşti (manuscris).

290 Mareş, M. (1966), *Cabluri de oţel utilizate în industria de petrol şi gaze*, Studiu critic documentar de sinteză. Centrul de documentare al Industriei chimice şi petroliere, Bucureşti.

291 Margetts, R.G. & Spikes, H.A. (1985), *Lubrication of wire ropes*, OIPEEC RTC-Glasgow, p.9.6.1/11.

292 Marşavina, L., Babeu, S.D. (1998), *Studiul durabilităţii cablurilor de teleferic pe baza conceptelor de mecanica ruperii*, Bull.Şt.vol.V, Inginerie Montană, Altexim Sibiu, p.383/388.

293 Marşavina, L., Babeu,T., Babeu, S.D. (1998), *Studiul stării de tensiune dintr-o placă având o crestătură laterală terminată cu un orificiu circular*, Bull.Şt.vol.V, Inginerie Montană, Altexim-1, Sibiu, p.375/382.

294 Maskvitin, V.V. (1965), *Plasticinosti pri premennih nagrujeniah*, Izd.Moskovskovo Universiteta.

295 Maslenikov, K.M. (1957), *Calculul cablurilor de oţel pentru maşinile de ridicat*, Vestnie masinostroeniia nr.10.

296 Matanso, F. (1972), *Axial Fatigue Testing of Wire Rope*, Marine Technology Society Journal, v.6, Nr.6, p.25-33.

297 Matanzo, F, Metcalf, J.T. (1977), *Efficiency of wire rope termination used in the Mining Industry*.OIPEEC Roundtable meeting: New ways for ropes. Kap.1-2, Luxemburg. Verlag: OIPEEC - Secretariat Politecnico Torino.

298 Matanzo, F. & Metcalf, J.T. (1981) *Efficiency of wire rope terminations* Trans.ASME 103 , p.164-170.

299 Matanzo, F. (1978) *Efficiency and service life of wire rope terminations* Engineering Services Co., Damascus, MD.Bumines-OFR-2(1)-81 (open file report. (final) Sep.76-Aug.78) Vol.1.

300 Medicus, F. (1971), *Verankerung von Drahtseilen und Dehnungsmessungen an Seilkopfen*. Goldschmidt informiert Nr.16, p.39-57.

301 Meebold, R. (1963), *Folosirea cablurilor de sârmă* (traducere din l.germană),

BUPT

Bucureşti, I.D.T.

302 Meeuse, G.C. (1979), *State of the art research in the field of the endurance of ropes*,Bull.OIPEEC 36, p.11/19.

303 Meret, N. (1964), *Stabilirea indicilor optimi de funcționare a maşinilor de extracție cu roata de fricțiune cu unu sau mai multe cabluri, pentru transportul cu schip*, Revista Minelor nr.11.

304 Meret, N., Iusan, R. (1964), *Îmbunătățirea condițiilor de exploatare a cablurilor de tracțiune în industria minieră, în vederea măririi durabilității acestora* (manuscris), Studiul ICEMIN, Bucureşti.

305 Meret, N., Novac, St. (1964), *Utilizarea rațională a cablurilor la maşinile de extracție minieră*, Revista Minelor, vol.XV, nr.9.

306 Metcalf, J.T. & Matanzo, F. (1980) *Wire Rope Terminations, Selection and Replacement Criteria*, OTC 3853, Proceedings of the 12th Offshore Technology Conference, Houston, p.517-524.

307 Mettler, E., Bar, S. (1947), *Klemmkrafte und Klemmfahigkeit von Seilkauschen mit losem Kauschenherz*. Bergbau-Archiv 7, p.29-39.

308 Mindlin, R.D. (1949) *Compliance of elastic bodies in contact, J.Applied Mechanics* Trans.ASME, Vol.71, p.259-268.

309 Mironenko, A.S. & Sukhorukov, V.V. (1998) Metcalf, J.T. *Non-destructive testing of steel wire ropes in Russia* INSIGHT 40 (1998)6 , p.395-397.

310 Mitamura, T., Okukawa, A., Sugii, K. & Tanaka, Y. (1992) *Fatigue strength of parallel wire strands in anchorage* IABSE Workshop, El Paular, Madrid, 1992, IABSE Report Vol.66, p.179-189.

311 Molkow, M. (1982), *Die Treibfahigkeit von geharteten Treibscheiben*. Diss.Universitat Stuttgart.

312 Moor, E. (1981), *Flamisches Auge mit Aluminiumverpressung*. Diplomarbeit, Institut fur Fordertechnik, Universitat Stuttgart.

313 Müller, H. (1957) *Konstruktion und Prufung der Seile von Personenseilbahnen Teil II: Seilprufungsverfahren Sonderdrucke* Verkehr und Technik (1957) 8 u.9. Erich Schmidt Verlag, Bielefeld.

314 Müller, H. (1961), *Das Verhalten der Drahtseilen bei Wechselbeanspruchungen*, Draht-Welt, Nr.3, p.193-201.

BUPT

315 Müller, H. (1961), *Interventie la Colocviul international despre durabilitatea cablurilor*, Comptes Redus, Torino, p.119.

316 Müller, H. (1962), *Beziehungen zwischen Seilbeanspruchung und Seilkonstruktion*. Drahtseilvereinigung. Vortrag.

317 Müller, H. (1966), *Drahtseile im Krahnbau*, Deutsche Hebe u.Fordertehnik, nr.11.

318 Müller, H. (1966), *Drahtseile im Kranbau*. VDI-Berichte Nr.98, Nachdruck dhf 12 p.714-716 und 12, p.766-773.

319 Müller, H. (1971), *Untersuchung an Seilvergußmetallen*. Goldschmidt informiert, Essen 3, Nr.16, p.23-38.

320 Müller, H. (1975), *Untersuchungen an Drahtseilklemmen*. DRAHT 26, p.371-378.

321 Müller, H. (1976), *Untersuchungen an Augenspließen von Drahtseilen*. DRAHT 27, p.264-269.

322 Nădăşan, Şt. (1960), *Rezistenţa materialelor*, vol.III, IPT.

333 Nădăşan, Şt. (1961), *Rezistenţa materialelor*, vol.III, EDP.

334 Nădăşan, Şt. (1962), *Oboseala metalelor*, Ed.Tehnică Bucureşti.

335 Nădăşan, Şt. (1963), *Rezistenţa materialelor*, vol.IV, EDP Bucureşti.

336 Nădăşan, Şt., Boleanţu, L. (1965), *Examinarea proprietăţilor mecanice ale oţelurilor în stări triaxiale de tensiune*, Sesiunea de comunicări CCT Timişoara.

337 Nădăşan, Şt., Boleanţu, L.(1964), *O maşină pentru studiul rezistenţei la oboseală a sârmelor de oţel, ţinând seama de presiunea de contact*,Cercetări metalurgice ICEM Bucureşti (Eine Dauerschwingprufmachine fur Stahldrahte, Revue roumaine des sciences techniques, Serie de Metallurgie 2, tome 10, 1965 Edition de l'Academie de la Republique Socialiste de Roumanie).

338 Nădăşan, Şt., Boleanţu, L.(1965), *Studii şi cercetări de rezistenţă şi încercări de materiale*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti.

339 Naftali, S. (1958), *Funiculare*, Editura Tehnică Bucureşti.

340 Nakai, M., Sato, S., Aida, T. (1973), *Beanspruchungen der Seildrahte bei Zugbelastung*, Memoire of Faculty of Engineering, Kjoto University, Bd.35,

BUPT

Nr.3, p.277-296.

341 Nakamura, H., Nisihara, T. , *New fatigue testing machine for wire rod,* The third Japan Congress on Testing Materials, Metalic Materials.

342 Nestorov, Sabanov, Kusnarenko, Koziuberda, (1961), *O nouă metodă pentru determinarea tensiunilor în cabluri de sârmă,* Zavodskaia Laboratoriia, 27, nr.2 (traducere în Laboratorul de uzina, caiet selectiv nr.5, IDT).

343 Newall, R.S. (1840) *Improvements in wire rope and machinery for making such a rope* Englisch Patent No.8594.

344 Nickel, P. (1963), *Die Kraftewirkungen im Drahtseil-Keilschloß.* Deutsche Hebe - und Fordertechnik 9, p.137-142.

345 Novac, Şt, Cuida, O., Loziciu, M. (1962), *Cercetări privind mărirea durabilității cablurilor de tracțiune,* Cercetări metalurgice nr.4, Bucureşti.

346 Novac, Şt. şi colab. (1960), *Unele aspecte privind durabilitatea cablurilor din oțel fabricate în tară utilizate la instalațiile de extractie minieră,* Metalurgia, 18, nr.9, p.514-518.

347 Novac, Şt., Cuida, O. (1961), *Ameliorarea calității cablurilor cu rezistență ridicată la uzură,* Studiu ICEM, Bucureşti (manuscris).

348 Novac, Şt., Cuida, O., Loziciu, M., Gavrilă, C. (1963), *Cercetări privind îmbunătățirea calității destinate fabricării cablurilor de tracțiune,* Cercetări metalurgice.

349 Novac, Şt., Gavrilă, C. (1965), *Cabluri cu contact liniar al sârmelor în toron,* Contract nr.203, Bucureşti, ICEM.

350 Novac, Şt., Gavrilă, C., Kimacovitz, E. (1966), *Influența unor factori de fabricare şi de exploatare asupra durabilității cablurilor din oțel utilizate în industria minieră,* Cercetări Metalurgice nr.8, Bucureşti.

351 Novac, Şt., Gavrilă, C., ş.a. (1964), *Cercetări pentru fabricarea cablurilor* (manuscris), Bucureşti, ICEM.

352 Novac, Şt., Gavrilă, C., ş.a. (1964), *Studiul experimental al influenței mărimii pasului de toroane şi a pasului de cablare asupra durabilității cablurilor tip Seale pentru foraj în industria petrolului* (manuscris), Bucureşti, ICEM.

353 Nussbaum, J.M. (1999), *Zur Erkennbarkeit von Drahtbruchen in Drahtseilen durch Analyse des magnetischen Storstellenfeldes* Dissertation Univesitat

BUPT

Stuttgart.

354 Nussbaum, J.M. (2000) *The non-destructive testing of rope; detection of broken wires using a high resolution magnetic test method* OIPEEC Bulletin No.80 ODN 0688, p. 31-43.

355 Oding, I.A. (1941), *Tikliceskaia procinosti i zadacii masinostroeniia*, Izdatelstvo Leningradskogo politehniceskogo instituta.

356 Oleinik,N.V. (1965), *Procsnosti i dolgovecsnosti detalei, o ciklicseskoi dolgovecnosti stali v cviazi s perepadom urovnia naprazsenost, Detali masin*, Izd.The. Kiev, 2, p.84/94.

357 Oplatka , G. & Roth, M. (1999) *Non-destructive testing of resin cast sockets: possibilities and limits* OIPEEC Technical Meeting "The non-destructive testing of rope", Krakow, Poland, p. 81-93.

358 Oplatka, G. (1974) *Drahtbruche in Zugseilen in der Nahle von Befestigungsstellen* Internationale Seilbahn-Rundschau 4/1974, p.189-196.

359 Oplatka, G. (1976) *Clamp Socket - a new method of attaching the ends of stranded ropes* InternationaleSeilbahn-Rundschau 5/1976 p.173-177.

360 Oplatka, G. (1984), *Klemmkopf - Eine Vorrichtung zur Befestigung von dynamisch beanspruchten und korrosionsgefahrdeten Litzenseilen.* DRAHT 35, p.67-69.

361 Oplatka, G. (1990), *Trommelverankerung in: Stehende Drahtseile und Seilendverbindungen.* Ehningen: Expert erlag, ISBN 3-8169-0586-2.

362 Oplatka, G., (1976), *Der Klemmkopf.* Schweizerische Bauzeitung 94, p.441-444.

363 Oplatka, G., Roth, M. (1974), *Drahtbruche in der Nahe von Befestigungsstellen.* Internationale Berg-und Seilbahnrundschau 17, p.189-196.

364 Oplatka, G., Roth, M. (1975), *Einfluss der Schlagart und der Seele auf die Lebensdauer von Seale-Diskussion der Ergebnisse der Dauerbiegeversuche "Brugg" der OIPEEC*, Bull.No.24, p.19/26.

365 Oplatka, G., Roth, M. (1977), *Fatigue tests with repeated bending on Seale ropes*, OIPEEC RTC-Luxemburg, p.1.6/1.7.

366 Oplatka, G., Roth, M. (1996), *Endurance of steel wire rope under fluctuating tension and twist: influence of the rope lay*, OIPEEC, Bull.No.71, p.13/22.

BUPT

367 Oplatka, G., Roth, M. (1996), *Endurance of steel wire ropes under fluctuating tension and twist.* OIPEEC Bull.71, p.13-22.

368 Oplatka, G., Woodtil, J. (1992), *Fatigue behaviour of a wire rope under simultaneras fluctuating tensile and bending stress,* OIPEEC Bull. No.64, p.29/47.

369 Overlach, H. (1931), *Uber Langspleißungen.* Die Wasserwirtschaft Nr.28-29, p.481-489, Nr.31-32, p.546-551.

370 Paetzel, D., Hupe, W. (1968), *Seilbeanspruchung und Verschleis bei Plastgefutterten Rollen,* Hebezeugen und Fordermittel, Nr.6, p.161-168.

371 Palazzi, A. (1959), *Interpretation statistique des resultats d'essais de fatigue,* Memoires scientifiques de la Revue Metallurgie, nr.4.

372 Paolini, G. (1965), *Investigation on the fatigue bending strengthof a laterally loadedsteel rope wire,* Proceedings of the second conf.on dimensioning and strength calculations, Akademiai Kiado, Budapest.

373 Paolini, M. (1964), *Rapport concernant les propositions de recherches sur les fils,* Bul.4, OIPEEC.

374 Papailiou, K. (1994) *Die seilbiegung mit einer durchdie Reibung, die Zugkraft und die Seilkrummung veranderlichen Biegesteifigkeit* diss.ETH Nr.11057.

375 Placinteanu, (1957), *Teoria erorilor de măsurare şi metoda celor mai mici pătrate,* Ed.Tehnică, Bucureşti.

376 Poffenberger, J.C. & Swart, R.L. (1965) *Differential displacement and dynamic conductor strain* IEEE transactions, PAS-84, p.281-289.

377 Ponomariov, S.D. (1960), *Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini,* vol.I, Ed.Tehnică, Bucureşti.

378 Ponomariov, S.D. (1963), *Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini,* vol.II, Ed.Tehnică, Bucureşti.

379 Pouladian, B. (1999) *Fracture toughness evaluation of high-strength cold-drawn eutectoid steel wires used inwire ropes* Dissertation, University of Kansas, Lawrence, Kansas.

380 Pytko, (1965), *Controlul fotoelastic al tensiunii între doi cilindri de laminor în lucru pentru elucidarea fenomenului "pitting"* (Lucrările celei de-a V-a conferinţe de sudură şi încercări de metale, Timişoara, vol.III).

BUPT

381 Raju, I.S. & Newman, J.C. (1986) *Stress-intensity factors for circumferential surface cracks in pipes and rods under tension and bending loads* Fracture Mechanics Vol.17 ASTM STP905, p.7839-805.

382 Rancu, N. , Tövissi, L. (1963), *Statistica matematică cu aplicații în producție*, Ed.Acad.R.S.România, Bucureşti.

383 Rancu, N., Tövissi, L. (1967), *Metode statistice de control al calității producției industriale*, Ed.Ştiințifică Bucureşti.

384 Raoof, M. (1992) *Free bending fatigue life estimation of cables at points of fixity* J. of Engineering Mechanics, Vol.118, No.9.

385 Rațiu, M. (1963), *Despre încercarile mecanice pe epruvete mici*.

386 Recknagel, G. (1972), *Untersuchungen an Aufzugtreibscheiben mit Sitzrillen unter Verwendung von Drahtseilen verschiedener Litzenzahl.* Diss.TH Karlsruhe.

387 Rehm, G., Nurnberger, U, Patzak, M. (1977), *Keil-und Klemmverankerungen fur dynamische beanspruchte Zugglieder aus hochfesten Drahten.* Bauingenieur 52, p.287-298.

388 Rehm, G., Patzak, M. und Nurnberger, U. (1977), *Metallvergußverankerungen fur Zugglieder aus hochfesten Drahte.* DRAHT 38, p.131-141.

389 Ridge, I.M.L. (1993), *Bending - tension fatigue of wire rope,* OIPEEC Bull.No.66, p.31/50.

390 Ridge, I.M.L. (1996) *Bibliographical Review of OIPEEC Technical Publications 1963-1995* Reading Rope Research.

391 Ridge, I.M.L., Chaplin, C.R. (1991), *Bending-tension fatigue - the influence of fluctuating load on the safety of ropes in bending,* OIPEEC, Bull.No.62, p.78/95.

392 Ridge, I.M.L., Verreet, R. (2001), *Wire rope end connections - an over view*, OIPEEC RTC ATLSS Center, Lehigh University, p.1-29.

393 Roebuck, B & Collins, A.L. (2000) *Resin-socketed terminations of offshore wire ropes* ME/99/34 Health &Safety Laboratory UK.

394 Rolt, L.T.C.(1957) *Isambard Kingdom Brunel - a biography* Longhams, Green and Co.London.

BUPT

395 Rosetti, U. (1960), *Problemi di durata nel campo dei Flessibili metalia*, Atti a Rossegna Tecnica della Societa degli Ingegneri e degli Architetti in Torino.

396 Rosetti, U. (1967), *Sulla teoriadel danneggiamento. Aplicazione del metoda della durata dei flessibili*, Atti a Rossegna Tecnica della Societa degli Ingegneri e degli Architetti in Torino.

397 Rosetti, U. (1967), *Sulla Valutazione del grado di sicurezza delle funi in esercizio mediante prove dei fotica*, Transporti industriali nr.103.

398 Rossetti, U. (1960), *Intorno al comportamente dei cuvi metallici su pulege unde e guarnite*, "Transporti publici", nr.6.

399 Rossetti, U. (1967), *Quelques observation sur l'influence de D/d/Some remarks on the influence of D/d*, Bull.OIPEEC 9, p.8/11.

400 Rossetti, U. (1976), *Sur la nouvelle formule interpretative des results des essais defatigue et ses possibilites d'application aux methods de calcul a l'endurance*, Bull.OIPEEC 28, p.37/45.

401 Rossetti, U. (1977), *Discusion du memoire 4.1; et exemples de la duree de vie*, OIPEEC RTC-Luxemburg, p.112/112.

402 Rossetti, U. (1977), *New method for ropes calculation based on fatigue cumulative damage*, OIPEEC RTC-Luxemburg, p.2.2.1/14.

403 Rossetti, U. (1981), *Influence of the fatigue formula on the endurance calculation ofropes by the new method on cumulative damage*, OIPEEC RTC-Krakow, p.316/321.

404 Rossetti, U., De Stefano, A. (1978), *Resume d'un exemple de calcul a l'endurance d'apres la nouvelle methode*, Bull.OIPEEC No.33, p.15/21.

405 Rossetti, U., Faragiana, G. (1985), *New proposal for the valuation of ropes the endurance of by the cumulative damage hypothesis*, OIPEEC RTC-Glasgow, p.1.4.1/11.

406 Rossetti, U., Maradel, F. (1992), *Check on the valadity of the Miner's hypothesis for tension - tension fatigue*, OIPEECBull.No.64, p.23/28.

407 Rusu, O., Teodorescu, M. (1991), *Metal Fatigue. II. Engineering Applications (Roumanish)*, Ed.Tehnică Bucureşti.

408 Rusu, O., Teodorescu, M., Lascu-Simion, N. (1991), *Metal Fatigue. I.*

BUPT

Fundamentals and Properties (Roumanish), Ed.Tehnică Bucureşti.

409 Sander, H., Hempel, H. (1952), *Achiv fur das Eisenhuttenwesen, vol.23.*

410 Saramet, C.C., Bejan, M. (1999), *Inginerul confident şi vizionar*, Ed.AGIR Bucureşti, p.352.

411 Saveliev, L.I. (1959), *Despre efectul torsiunii statice asupra rezistenței la oboseală a oțelului. Calcule de rezistență. Cercetări teoretice şi experimentale*, IDT Bucureşti.

412 Savill Peter, L. , *Locked coil ropes for mine shafts (Cabluri inchise pentru puturi de mina)*, Manchester (England), Nicholls & Company Ltd.

413 Savin, G.M. (1949), *Dinamiceskaia teoria rasciota sahtnih podiomnih kanatov*, Kiev.

414 Sawada, K. (1973), *Study of the fatigue and life of ropeway wire ropes*, OIPEEC RTC-Milan, p.172/182.

415 Sayenga, D. (1995) *Wedge socket attachments* OIPEEC Bulletin 69 (1995) 47-52 ISSN: 1018 8819.

416 Sayenga, D. (1995), *Wedge socket attachments.* OIPEEC Bull.69, p.47-51.

417 Scheele, K. (1960), *Die Biegebeanspruchung von Gummi - Forderqurten mit Gewebeeinlagen*, Dissertation TH Hannover, p.124.

418 Schiffer, G. (1986), *Spannungen in laufenden Drahtseilen*, Dissertation Univ.Stuttgart, p.173.

419 Schleicher, F. (1949), *Die Verankerung von Drahtseilen, insbesondere in vergossenen Seilkopfen.* Der Bauingenieur, 24 5, p.144-155 und p.176-184.

420 Schmid, K. (1965), *Die sekundare Zugbeanspruchung der Drahtseile aus der Biegung*, VDI, Reihe 13, p.181.

421 Schneider, A. (1983), *Calculating the useful life of a multistrand spiral rope*, Bull.OIPEEC 46, p.30/47.

422 Schneider, F., Lang, G. (1973), *Stahldraht.* Leipzig: VEB Verlag fur Grundstoffindustrie.

423 Schneidersmann, E.O., Kraft, G., Domitra, E. (1980), *Das Festigkeitsverhalten von Seilendverbindungen.* Stahl und Eisen 100, p.770-775.

BUPT

424 Schneidersmann, E.O., Kraft, G., Leicht, B. (1987), *Untersuchung von unsymmetrischen Seilschlossern.* Schriftenreihe der Bundesanstalt fur Arbeitsschutz Fb 507. Bremerhaven: Wirtschaftsverlag NW, ISBN 3-88314-640-4.

425 Schneidersmann, E.O., Riechelmann, G.H. (1977), *Untersuchungen des Reibschlusses in der Seilendbefestigung auf Trommeln gemaß,* DIN 15020 und SEB-Blatt 666211. Deutsche Hebe - und Fordertechnik 23, p.132-136.

426 Schott, G. (1990), *Lebensdauerberechnung wit werlstoffermudungsfunktionen,* DVf.G.Leipzig.

427 Schumann, R (1984), *Anwendung werkstoffmechanischer Zusammenhange auf Vergußverankerung von Seilen.*DRAHT, Bamberg, 35 12, p.621-624.

428 Segal, H., Cristian, L., Purcariu, I. *Maşini de ridicat şi de transport.*

429 Siebel, E. (1958), *Handbuch der Werkstoffprufung,* Band I Springer Verlag, Berlin.

430 Siegert, D. (1999) *Initiation of fretting fatigue cracks in spiral multi-layer strands* OIPEEC Bulletin No.78, ODN0695, p.27-44.

431 Smith, A. (1835) *Standing rigging for ships - a new stanting rigging for ships and vessels, and a new method of fitting and using it* English Patent No.6743 dated 11th July 1835.

432 Smith, A. (1836) *Construction of standing rigging* English Patent No.7261 dated 21st December 1836.

433 Smith, A. (1839) *Wire ropes - improvements in the manufacture of ropes for cables and other purpose to which are applicable* English Patent No.8009 dated 22th September 1839.

434 Smith, A. (1844) *Properties of wire rope - the "Great Britain" and the "Richard Cobden"* The Mining Journal 7thDecember 1844, p.422 (the letter is dated 5thDecember).

435 Smith, A. (1942) *Smith's wire rope* The Mechanics Magazine, Museum, Register, Journal and Gazette Vol.XXXVII No.994 Saturday August 27th 1842, London, p.199.

436 Speirs, D.L. (1971) *A metallurgical examination of the compon end wires of an iron hawser recovered from the S.S.Great Britain* Report no.475M/PM/103 British Ropes Ltd.8th March 1971.

BUPT

437 Spur, G., Stoferle, Th. (1986), *Handbuch der Fertigungstechnik, Band5: Fugen, Handhaben, Montieren, Abschnitt 2.4.2.3.*, Munchen, Wien: C.Hanser Verlag.

438 Staerman, J. (1949), *Kontaktnaia zadacia teorii uprugosti*, Gostehizdat.

439 Stephan, P. (1935), *Das einfach geschlagene Seil unter Zug und Biegung Kraften*, Fordertechnik und Frachtverkehr, Nr.9/10.

440 Sukhorukov, V.V. & Shpakov, I.I. *Magnetic method for testing tower crane guy rope terminations : Problems and solutions* OIPEEC Round Table Conference "Rope Terminations and Fittings", Bethlehem, USA, p. 35-46.

441 Thaon, M. (1973), *Analyse statistiwue de resultats d'essais de fatigue sur cables*, OIPEEC RTC-Milan, p.227/241.

442 Timoshenko, S. (1976), *Strength of Materials, Part.II, Advanced Theory and Problems*, Third Edition, Krieger L.C.

443 Tonghini, M. (1980), *On some formulae for the study of the endurance of wire ropes*, Bull.OIPEEC 37, p.54/65.

444 Tytko, A., Kwasniewski, J. & Lankosz, L. (1999) *Non-destructive testing of guy and suspension ropes* OIPEEC Technical Meeting "The Non-destructive testing of rope", Krakow.

445 Ulrich, E. (1973), *Untersuchungen uber die Tragfahigkeit von Seileinbanden und Seilverbindungen mit Doppelbackenklemmen.* Diss.Aachen.

446 Van Der Sterren, B.G. (1996), *Endurance of steel wire ropes in free bending conditions*, Bull.OIPEEC 67, p.21/37.

447 Vaughan, A. (1991) *Isambard Kingdom Brunel - engineering knight-errant* John Murray, London ISBN: 0 7195 4636 2.

448 Verpoest, I., Aernoudt, E., Deruyttere, A. & De Bondt, M. (1985) *The fatigue threshold, surface conditions, and fatigue limit of steel wire* International J.of Fatigue 7 , p.199-214.

449 Verreet, R. (1997) *Wire Rope End Connections* Casar Brochure, Casar Drahtseilwek Saar GmbH, Germany.

450 Verreet, R. (2000) *Let's twist again* Cranes & Access, 2(2000)5 Sept./Oct.28 & 29 ISSN: 1467-0852.

BUPT

451 Verret, R. (1997) *The rotation characteristics of steel wire ropes* Casar Brochure, Casar Drahtseilwerk Saar GmbH, Germany.

452 Verwilst, M.J. (1964), *Essais de torsion sur fil*, Bulletin 4 OIPEEC, Torino.

453 Verwilst, Yvan (1961), *Referat de sinteză asupra corelației dintre încercările de oboseală din laborator şi comportarea în exploatare a cablurilor*, Torino.

454 Vicat, F. (1834), *Note sur l'allongement progresif du fil de fer soumis diverses tensions.* Anales des Ponts et Chaussees.

455 Vogel, W. (2001) *Swaged terminals forsteel wire ropes* OIPEEC Round Table Conference "Rope Terminations and Fittings", Bethlehem, USA, p. 187-200.

456 Voigt, P.G. (1982), *Neue Entwicklungen und Tendenzen auf dem Gebiet der Seilendbefestigung*. DRAHT 33, p.440-444.

457 Voigt, P.G. (1988), *Spezialseile in Seiltrieben*, Herstellungsqualitat und Seillebensdauer, Dresden.

458 Waterhouse, R.B. & Takeuchi, M. (1993), *Effect of fibre additions to oils to reduce fretting damage in roping steel wire*, OIPEEC RTC-Delft, p.2/9.

459 Waters, D.M. (1985), *Some aspects on the fatigue appraisal of large diameter wire ropes*, OIPEEC RTC-Glasgow, p.2.7.1/10.

460 Wiek, L. (1975), *Tatsachen und ziffermaßige Darstellungen den Spannungen in Drahtseilen*, Draht Nr.6, p.283-286, Nr.8, p.387-389, Nr.10, p.484-486.

461 Wiek, L. (1982), *Contact pressure and steel wire rope endurance*, Bull.OIPEEC 43, p.18/24.

462 Wiek, L. (1988), *Calculation of rope endurance whether the cause may be wear or fatigue*, Bull.OIPEEC 56, p.105/119.

463 Wiek, L., OIPEEC,(1992), *Inquiry into. Rope Fatigue Machines*, Bull.OIPEEC, No.64, November, p.13/22.

464 Winder, G.E. (1976), *Proposal for a large bending fatigue test facility at the Safety in Mines Research Establishment*, Bull.OIPEEC 28, p.31/32.

465 Winter, S (2001) *Non-destructive testing of wire ropes - how to get the "first" and "last" metre near the cast sockets or roller chain areas* OIPEEC Round Table Conference "Rope Terminations and Fittings", Bethlehem, USA, p. 47-56.

466 Winter, S., Briem, U. & Nussbaum, J.M. (2000) *The non-destructive testing of*

BUPT

ropes; high resolution magnetic wire rope test -case study OIPEEC Bulletin No.80 ODN 0689, p. 45-53.

467 Witzel, U. (1980), *Untersuchungen uber die temperaturabhangige dynamische Tragfahigkeit von Seilendverbindungen mit Aluminium-Preßklemmen.* Diss.Universitat Borchum.

468 Woernle, R. (1929), *Cercetări asupra cablurilor,* Z.d. VDI.

469 Woernle, R. (1929), *O contribuție în lămurirea problemei cablurilor,* Z.d VDI vol.73, nr.13.

470 Woernle, R. (1930), *Cercetări asupra cablurilor de sârmă,* Z.D. VDI, vol.74, nr.41.

471 Woernle, R. (1943), *Cercetări asupra cablurilor de sârmă,* Z.D. VDI, vol.76, nr.23.

472 Wolf, E. (1987), *Seilbedingte Einflusse auf die Lebensdauer laufender Drahtseile*, Dissertation, Univ.Stuttgart, p.176.

473 Wolf, H. (1961), *Spannungsoptik,* Springer Verlag.

478 Wolf,K. (1950), *Execuții moderne de cabluri,* Stahlu.Eisen, 70, nr.2.

479 Woodli, J. & Kopanakis, G. (1993), *Fatigue crack nucleation and propagation in locked coil wire ropes under forced bending,* OIPEEC RTC-Delft, p.78/90.

480 Worting, A.G., Geffner, J. (1959), *Prelucrarea datelor experimentale,* Ed.Tehnică Bucureşti.

481 Wyss, T. (1956), *Die Stahldrahtseile der Transport und Forderanlagen insbesondere der Standseile und Schwebebahnen* Zurich Schweizer-Drucku.Verlagshaus.

482 Zang, S. & Leech, C.M. (1985) *Use of inhomogeneous finite elements for the prediction of stress in rope terminations,* Engineerings Computation, Pineridge Press, Swansea, UK, vol.2, no.1.

483 Zimerman, Z. (1977), *New methods of rope calculation based onfatigue tests and cumulative damage,* Bull.OIPEEC, No.31, p.13/16.

484 Zmikker, C. (1959), *Metodic fatigue,* (cap.V), U.S.A.

485 Zorleanțu, I. (1953), *Călăuza instalatorului de ascensoare,* Bucureşti, Ed.Ministerul Construcțiilor şi al Ind.Materialelor de Construcții.

BUPT

486 *** *Cables d'Acier*, (1956), Prospect al firmei Neuves-Maisons, Chatillon, Franta.

487 ***, (1957), *Macwhyte Wire Rope*, Catalog G-16 Macwhyte Company, Kenosha, S.U.A.

488 ***, (1960), *Studiul "Stabilirea unei norme de consum tehnico-ştiinţifice pentru cablurile de foraj"*, tema 9, Institutul de Cercetări pentru Foraj şi Extracţie din Cîmpina.

489 ***, (1961), *Tiranti "teci" ed accessori funi "teci trefolo rosso"*, Prospect al firmei Trafilieri e Corderie Italiane S.P.A., Milano, Italia.

490 ***, (1965), *Norme de tehnica securităţii muncii în minele de cărbuni şi de nisipuri bituminoase.*

491 ***, (1965), *Instrucţiuni pentru proiectarea, exploatare şi întreţinerea maşinilor de extracţie multicablu* (manuscris), Bucureşti, IPROMIN.

492 ***, (1965), *Instrucţiuni tehnice pentru construirea, montarea, exploatarea şi controlul ascensoarelor*, R 2-65, Colecţia I.S.C.I.R, Bucureşti, ESIP.

493 ***, (1965), *Instrucţiuni tehnice pentru construirea, montarea, exploatarea şi controlul funicularelor*, R 12-65, Colecţia I.S.C.I.R, Bucureşti, ESIP.

494 ***, (1965), *Instrucţiuni tehnice pentru proiectarea, construirea, montarea, exploatarea şi controlul macaralelor, mecanismelor de ridicat şi a dispozitivelor lor auxiliare*, R 1-65, Colecţia I.S.C.I.R., Bucureşti, ESIP.

495 ***, *ASTME III-E.*

496 ***, *Bulletin 4/1964*, OIPEEC, Torino.

497 ***, *E-Modul Untersuchungen an Proben dunner Abmessungen Forschungsinstitut fur metalische Spezialwerkstoffe Dresden* (referat intern primit de la prof.Eisenkolb).

498 ***, *Funi di acciaio per escavatori*, Prospect al firmei Falck, Milano, Italia.

499 ***, *Funi di acciaio per qualsiasi impiego*, Prospect al firmei Falck, Milano, Italia.

500 ***, *Genie civil*, 1963.

501 ***, *Instrucţiuni pentru verificarea maşinilor de încercări speciale* (colecţie) 9, DGMSI, Oficiul de Stat pentru Metrologie, Bucureşti.

BUPT

502 ***, *Instrucțiuni pentru verificarea măsurilor şi aparatelor de măsurat (colecție).* Forte (6) DGMSI Bucureşti, 1961.

503 ***, *Instrucțiuni provizorii pentru folosirea şi întreținerea cablurilor de foraj* (manuscris), Ministerul Petrolului.

504 ***, *Manualul inginerului,* vol.I, Matematică fizică, Ed.Tehnică Bucureşti, 1965.

505 ***, *Norme de tehnica securității muncii, exploatarea minereurilor feroase, neferoase şi nemetalifere.*

506 ***, *Produse din sârmă de oțel,* vol.I (trad.din limba germană), Bucureşti, IDT.

507 ***, *Raport sur la recherche du groupe de travail "Fatique des cables"* 2-eme partie, Bul.nr.10, OIPEEC, 1967, p.14.

508 ***, *Ricerca sulla fatica delle funii metalliche*, Raporto finale, Politecnico di Toronto, 1966.

509 ***, *Ricerca sulla fatica delle funii metalliche,* Raportof inale, Torino, Gennaia, 1966.

510 Anon, 1842, *Infringement of patent righ - Nothem Circuit, Liverpool, August 10 Smith v Watson* The Mechanics Magazine, Museum, Register, Journal and Gazette Vol.XXXII No.993, London, p.189-190 and 191-192.

511 Anon, 1957, *The making shaping and treating of steel* United States Steel Corporation, p.675.

512 ANSI / ASTM E 1571-93, 1993, *Practice for electromagnetic examination of ferromagnetic steel wirerope,* ASTM Standard.

513 API RP 21 (1987), *Recommented Practice for In-Service Inspection of Mooring Hardware for Floating Drilling Units (RP 21),* 1st ed., American Petroleum Institute.

514 ASME B 30.5 (1994), *Mobile and locomotive cranes* ASME Standard.

515 ASME B30.5, *Mobile and locomotive cranes,* ASME Standard.

516 Atti, *Coloquio internationale sulla fatica delle funi metaliche* (CIFFM), Torino, 1961.

BUPT

517 BS 462:1983, *Specification forwire rope grips*, British Standards Institution (amended 1985, withdrawn 1992).

518 BS 463-2; 1958, *Specification for sockets for wire ropes inch units* , British Standards Institution.

519 BS 463-2; 1970, *Specification for sockets for wire ropes metric units*, British Standards Institution.

520 BS 7035: 1989, *Code of practice for socketing of stranded steel wire ropes*, British Standards Institution.

521 BS 7166: 1989, *Specification of wedge and socket anchorages for wire ropes*, British Standards Institution.

522 BS ISO 9737: 2000, *Eye ends in corrosion resisting steel, swaged on aircraft control wire rope: dimensions and loads*, British Standards Institution.

523 C.d'Angelis, (2002), *Erfarungen beim Einsatz neuer Materialen fur laufende Seile*, Internationaler Stuttgarter Seiltag, p.2-12.

524 Casar Spezialdrahtseil, *Technische Eigenschaften*, Drahtseilwerk Saar GmBH.

525 CEN prEN 13411-1, 1998, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 1: General purpose steelthimbles*, European Committee for Standardisation.

526 CEN prEN 13411-2, 1998, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 2: Spliced eyes*, European Committee for Standardisation.

527 CEN prEN 13411-3, 1999, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 3: Ferrulesecured eyes*, European Committee for Standardisation.

528 CEN prEN 13411-4, 1998, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 4: Metal and resin socketing*, European Committee for Standardisation.

529 CEN prEN 13411-5, 1998, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 5: Wire rope grips for eyes*, European Committee for Standardisation.

530 CEN prEN 13411-6, 1998, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 6: Asymmetric wedge socket clevis*, European Committee for Standardisation.

531 DIN 1142, 1982, *Drahtseilklemmen fur Seil-Endverbindungen bei sicherheitstechnischen Anforderungen*, (Wire rope grips for rope terminations to meet safety requirements), Deutsches Institut fur Normung.

BUPT

532 DIN 15 020-1, 1974, *Grundsatze fur Seiltriebe Berechnung und Ausfurung* (Lifting appliances; basic principles for rope reeving components: computation and design Deutsches Institut fur Normung.

533 DIN 15 315, 1983, *Aufzuge Seilschlosser,* (Lift, cable joints), Deutsches Institut fur Normung.

534 DIN 21 260, *Rundseilklemmen*, (Round rope clamps), Deutsches Institut fur Normung.

535 DIN 3089-1, 1990, *Drahtseile aus Stahldrahten; Spleiße-Endverbindungen an Drahtseilen,* (Steel wire ropes; spliced rope terminations), Deutsches Institut fur Normung.

536 DIN 3089-2, 1984, *Drahtseile aus Stahldrahten; Spleiße; Langspleiße,* (Steel wire ropes; splices; long splice), Deutsches Institut fur Normung.

537 DIN 3090,1989, *Kauschen; Formstahlkauschen fur Drahtseile,* (Wire rope steel thimbles), DeutschesInstitut fur Normung.

538 DIN 3091,1988, *Kauschen; Volkauschen fur Drahtseile,* (Thimbles; solid thimbles for wire rope), Deutsches Institut fur Normung.

539 DIN 3092-1,1985, *Drahtseil-Vergusse in Seilhulsen; Metallische Vergusse; Sicherheitstechnische Anforderung und Prufung* (Socketing of wire ropes; casting in metal; safety requirements and testing) DeutschesInstitut fur Normung.

540 DIN 3093-1, 1988, *Preßklemmen aus Aluminium- Knetlegierungen: Rohlinge aus Flachovalrohren mit gleichbleibender Wanddicke Technische Lieferbedingungen* (Wrought aluminium alloy ferrules: tubing blank for oval section and constant wall thickness, technical delivery conditions), Deutsches Insitut fur Normung.

541 DIN 3093-2, 1988, *Preßklemmen aus Aluminium: Preßverbindungen Sicherheitstechnische Andorderungen* (Wrought aluminium alloy ferrules: ferrule secured terminations, safety requirements), Deutsches Insitut fur Normung.

542 DIN 3095-1, 1988, *Flamische Augen mit Stahlpreßklemmen; Stahlpreßklemmen; Sicherheitstechnische Anforderungen, Prufung* (Flemish eyes with steel ferrules; steel ferrules; safety requirements, testing), Deutsches Institut fur Normung.

BUPT

543 DIN 3095-2, 1988, *Flamische Augen mit Stahlpreßklemmen; Formen, Sicherheitstechnische Anforderungen, Prufung* (Flemish eyes with steel ferrules; stypes, safety requirements, testing), Deutsches Institut fur Normung.

544 DIN 43 148, 1986, *Keil-Endklemmen furBahnleitungen* (Wedge clamps for overhead equipment), Deutsches Institut fur Normung .

545 DIN 83 313, 1963, *Seilhulsen* (Wire rope sockets), Deutsches Institut fur Normung.

546 DIN EN 10025-1,2000, *Hot-rolled products of structural steels - Part 1: General delivery conditions,* German version prEN 10025-1 (Draft standard).

547 DIN EN 10088-1, 1995, *Stainless steels - Part 1: List of stainless steels,* German version EN 1088-1-1995.

548 DIN EN 13411-2, 1999, *Terminations for steel wire ropes- Safety - Part 2: Spliced eyes,* German version prEN 13411-2, (Draft standard).

549 DIN EN 13411-3, 1999, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 3: Ferrule secured eyes,* German version prEN 13411-3 (Draft standard).

550 DIN EN 13411-4, 1999, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 4: Metal and resin socketing,* German version prEN 13411-4, (Draft standard).

551 FEDSPEC A-A-52540, 1995, *Fittings, wire ropes,* US Federal Specification, 6thDecember, 1995.

552 FEDSPEC FF-C-450D, 1974, *Clamps, wire ropes,* US Federal Specification.

554 FEDSPEC RR-S-550D, 1986, *Sockets, Wire Rope,* US Federal Specification, p.1-12, and Amendament 1.

555 GOST 3085-55. *Cabluri din oțel. Cablu cu toroane triunghiulare 6x 30 = 180, sârme cu inimă vegetală (toron 6+ 12+12).*

556 HSE (2000), *Wire rope non-destructive testing - Survey of instrument manufactures,* UK Health & Safety Executive, Offshore Technology Report OTO2000 064 Prepared by The University of Reading.

557 ISO 2262, 1984, *General purpose thimbles for use with steel wire ropes - specification,* International Organisation for Standardisation.

558 ISO 3189-1, 1985, *Sockets for wire ropes for general purpose - part 1: general characteristics and conditions of acceptance,* International Organisation for Standardisation.

BUPT

559 ISO 3189-2, 1985, *Sockets for wire ropes for general purpose - part 2: special requirements for sockets produced by forging or machined from the solid*, International Organisation for Standardisation.

560 ISO 3189-3, 1985, *Sockets for wire ropes for general purpose - part 3: special requirements for sockets produced by casting*, International Organisation for Standardisation.

561 ISO 4309, 1990, *Cranes - wire ropes for lifting appliances - Code of practice for examination and discard*, International Standards Organisation.

562 ISO 7595, 1984, *Socketing procedures forwire ropes - Molten metal socketing*, First Edition International Organisation for Standardisation.

563 ISO 8793, 1986, *Steel wire ropes - Ferrule-secured eye terminations*, First Edition International Organisation for Standardisation.

564 ISO 8794, 1986, *Steel wire ropes - Spliced eye terminations for slings*, First Edition International Organisation for Standardisation.

565 ISO 9737, 2000, *Eye ends in corrosion resisting steel, swaged on aircraft control wire rope: dimensions and loads*, British Standards Institution.

566 ISO TR 7596, 1982, *Socketing procedures forwire ropes - Resin socketing*, First Edition International Organisation for Standardisation.

567 LN 9181, 2001, *Luft und Raumfahrt; Seilschuhe mit Gewinde; Masse, Massen*, (Aerospace; threaded wire rope terminals, dimensions, masses), Luftfahrtnormen/Aeronautical Standard.

568 M. ten Bosch, *Vorlesung uber Maschinenelemente*, 3, Auflage Verlag Springer.

569 MARC Analysis Research Corporation, 1997, *U.S.A. MARC Volume A: Theory and user information* Version K7, RF-3001-07.

570 *Richtlinie furdas Langspleißen von Drahtseilen von Seilbahnen* (Stand Mai 1977). Anhang zur Verordnung fur den Bau und Betrieb von Seilbahnen (BOSeil). Ersetzt durch DIN 3089 Teil 2.

571 STAS 1352060. *Cabluri din oțel. Condiții tehnice.*

572 STAS 1353-60. *Cabluri din oțel. Cabluri compuse, duble, construcție normală.*

BUPT

573 STAS 1513-60. *Cabluri din oțel. Cabluri construcție simplă.*

574 STAS 1553-60. *Cabluri din oțel. Cabluri compuse, duble, construcție flexibilă, cu 7 inimi vegetale.*

575 STAS 1559-60. *Cabluri din oțel. Cabluri plate.*

576 STAS 1689-60. *Cabluri din oțel. Cabluri compuse, duble, construcție combinată (compound).*

577 STAS 1710-60. *Cabluri din oțel. Noțiuni şi clasificare.*

578 STAS 2690-60. *Cabluri din oțel. Cabluri compuse, duble, construcție concentrică.*

579 STAS 2693-60. *Cabluri din oțel. Cabluri compuse, construcție triplă.*

580 STAS 3208-52. *Maşini şi utilaje de ridicat. Profilul şanțului rolelor pentru cabluri.*

581 STAS 6979-64. *Maşini şi utilaje de ridicat. Tobe pentru cabluri din oțel. Dimensiunile canelurilor.*

582 Unfallverhutungsvorschrift VBG 9 (UVV18), 1979, *Lastaufnahmeeinrichtungen im Hebezeugbetrieb.* Groβhandels -und Lagerei - Baugenossenschaft .

583 USSR Ministry of Coal Mining, 1989, *Operation instructions forwire ropes used in mine shafts,* USSR Ministry of coal mining, Nedra, Moscow.

584 *Vorschriften fur den Bau und Betrieb von Seilbahnen (BOSeil) Stand 1990 und dazugehorige Ausfuhrungsbestimmungen (AB) Stand 1990.* Bayerisches Staatsministerium fur Wirtschaft und Verkehr.

585 Werksangaben der Th.Golschmidt AG, Essen 1980.

BUPT

STANDARDE, NORME, CATALOAGE

1 *** *Cables d'Acier*, (1956), Prospect al firmei Neuves-Maisons, Chatillon, Franta

2 ***, (1957), *Macwhyte Wire Rope,* Catalog G-16 Macwhyte Company, Kenosha, S.U.A.

3 ***, (1960), *Studiul "Stabilirea unei norme de consum tehnico-stiintifice pentru cablurile de foraj"*, tema 9, Institutul de Cercetari pentru Foraj si Extractie din Cimpina.

4 ***, (1961), *Tiranti "teci" ed accessori funi "teci trefolo rosso"*, Prospect al firmei Trafilieri e Corderie Italiane S.P.A., Milano, Italia

5 ***, (1965), *Norme de tehnica securitatii muncii in minele de carbuni si de nisipuri bituminoase*

6 ***, (1965), *Instructiuni pentru proiectarea, exploatare si intretinerea masinilor de extractie multicablu* (manuscris), Bucuresti, IPROMIN.

7 ***, (1965), *Instructiuni tehnice pentru construirea, montarea, exploatarea si controlul ascensoarelor,* R 2-65, Colectia I.S.C.I.R, Bucuresti, ESIP.

8 ***, (1965), *Instructiuni tehnice pentru construirea, montarea, exploatarea si controlul funicularelor,* R 12-65, Colectia I.S.C.I.R, Bucuresti, ESIP.

9 ***, (1965), *Instructiuni tehnice pentru proiectarea, construirea, montarea, exploatarea si controlul macaralelor, mecanismelor de ridicat si a dispozitivelor lor auxiliare,* R 1-65, Colectia I.S.C.I.R., Bucuresti, ESIP.

10 ***, *ASTME III-E*

11 ***, *Bulletin 4/1964*, OIPEEC, Torino

12 ***, *E-Modul Untersuchungen an Proben dunner Abmessungen Forschungsinstitut fur metalische Spezialwerkstoffe Dresden* (referat intern primit de la prof.Eisenkolb).

13 ***, *Funi di acciaio per escavatori,* Prospect al firmei Falck, Milano, Italia.

14 ***, *Funi di acciaio per qualsiasi impiego*, Prospect al firmei Falck, Milano, Italia.

15 ***, *Genie civil,* 1963.

16 ***, *Instructiuni pentru verificarea masinilor de incercari speciale* (colectie) 9, DGMSI, Oficiul de Stat pentru Metrologie, Bucuresti.

17 ***, *Instructiuni pentru verificarea masurilor si aparatelor de masurat (colectie).* Forte (6) DGMSI Bucuresti, 1961.

18 ***, *Instructiuni provizorii pentru folosirea si intretinerea cablurilor de foraj* (manuscris), Ministerul Petrolului.

19 ***, *Manualul inginerului,* vol.I, Matematica fizica, Ed.Tehnica Bucuresti, 1965.

BUPT

20 ***, *Norme de tehnica securitatii muncii, exploatarea minereurilor feroase, neferoase si nemetalifere.*

21 ***, *Produse din sarma de otel,* vol.I (trad.din lb.germana), Bucuresti, IDT.

22 ***, *Raport sur la recherche du groupe de travail "Fatique des cables"* 2-eme partie, Bul.nr.10, OIPEEC, 1967, p.14.

23 ***, R*icerca sulla fatica delle funii metalliche*, Raporto finale, Politecnico di Toronto, 1966.

24 ***, *Ricerca sulla fatica delle funii metalliche,* Raportofinale, Torino, Gennaia, 1966.

25 Anon, 1842, *Infringement ofpatent righ - Nothem Circuit, Liverpool, August 10 Smith v Watson* The Mechanics Magazine, Museum, Register, Journal and Gazette Vol.XXXII No.993, London, p.189-190 and 191-192.

26 Anon, 1957, *The making shaping and treating of steel* United States Steel Corporation, p.675.

27 ANSI / ASTM E 1571-93, 1993, *Practice for electromagnetic examination of ferromagnetic steel wirerope,* ASTM Standard.

28 API RP 21 (1987), *Recommented Practice for In-Service Inspection of Mooring Hardware for Floating Drilling Units (RP 21),* 1st ed., American Petroleum Institute.

29 ASME B 30.5 (1994), *Mobile and locomotive cranes* ASME Standard

30 ASME B30.5, *Mobile and locomotive cranes,* ASME Standard.

31 Atti, *Coloquio internationale sulla fatica delle funi metaliche* (CIFFM), Torino, 1961.

32 BS 462:1983, *Specification forwire rope grips,* British Standards Institution (amended 1985, withdrawn 1992)

33 BS 463-2; 1958, *Specification for sockets for wire ropes inch units* , British Standards Institution.

34 BS 463-2; 1970, *Specification for sockets for wire ropes metric units,* British Standards Institution.

35 BS 7035: 1989, *Code of practice for socketing of stranded steel wire ropes,* British Standards Institution.

36 BS 7166: 1989, *Specification of wedge and socket anchorages for wire ropes,* British Standards Institution.

37 BS ISO 9737: 2000, *Eye ends in corrosion resisting steel, swaged on aircraft control wire rope: dimensions and loads,* British Standards Institution.

38 C.d'Angelis, (2002), *Erfarungen beim Einsatz neuer Materialen fur laufende Seile*, Internationaler Stuttgarter Seiltag, p.2-12.

39 Casar Spezialdrahtseil, *Technische Eigenschaften*, Drahtseilwerk Saar GmBH.

40 CEN prEN 13411-1, 1998, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 1: General purpose steelthimbles,* European Committee for Standardisation.

41 CEN prEN 13411-2, 1998, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 2: Spliced eyes,* European Committee for Standardisation.

42 CEN prEN 13411-3, 1999, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 3: Ferrulesecured eyes,* European Committee for Standardisation.

BUPT

43 CEN prEN 13411-4, 1998, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 4: Metal and resin socketing,* European Committee for Standardisation.

44 CEN prEN 13411-5, 1998, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 5: Wire rope grips for eyes,* European Committee for Standardisation.

45 CEN prEN 13411-6, 1998, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 6: Asymmetric wedge socket clevis,* European Committee for Standardisation.

46 DIN 1142, 1982, *Drahtseilklemmen fur Seil-Endverbindungen bei sicherheitstechnischen Anforderungen,* (Wire rope grips for rope terminations to meet safety requirements), Deutsches Institut fur Normung.

47 DIN 15 020-1, 1974, *Grundsatze fur Seiltriebe Berechnung und Ausfurung* (Lifting appliances; basic principles for rope reeving components: computation and design Deutsches Institut fur Normung.

48 DIN 15 315, 1983, *Aufzuge Seilschlosser,* (Lift, cable joints), Deutsches Institut fur Normung.

49 DIN 21 260, *Rundseilklemmen,* (Round rope clamps), Deutsches Institut fur Normung.

50 DIN 3089-1, 1990, *Drahtseile aus Stahldrahten; Spleibe-Endverbindungen an Drahtseilen,* (Steel wire ropes; spliced rope terminations), Deutsches Institut fur Normung.

51 DIN 3089-2, 1984, *Drahtseile aus Stahldrahten; Spleibe; Langspleibe.* (Steel wire ropes; splices; long splice), Deutsches Institut fur Normung.

52 DIN 3090,1989, *Kauschen; Formstahlkauschen fur Drahtseile,* (Wire rope steel thimbles), DeutschesInstitut fur Normung.

53 DIN 3091,1988, *Kauschen; Volkauschen fur Drahtseile,* (Thimbles; solid thimbles for wire rope), DeutschesInstitut fur Normung.

54 DIN 3092-1,1985, *Drahtseil-Vergusse in Seilhulsen; Metallische Vergusse; Sicherheitstechnische Anforderung und Prufung* (Socketing of wire ropes; casting in metal; safety requirements and testing) DeutschesInstitut fur Normung.

55 DIN 3093-1, 1988, *Prebklemmen aus Aluminium- Knetlegierungen: Rohlinge aus Flachovalrohren mit gleichbleibender Wanddicke Technische Lieferbedingungen* (Wrought aluminium alloy ferrules: tubing blank for oval section and constant wall thickness, technical delivery conditions), Deutsches Insitut fur Normung.

56 DIN 3093-2, 1988, *Prebklemmen aus Aluminium: Prebverbindungen Sicherheitstechnische Andorderungen* (Wrought aluminium alloy ferrules: ferrule secured terminations, safety requirements), Deutsches Insitut fur Normung.

57 DIN 3095-1, 1988, *Flamische Augen mit Stahlprebklemmen; Stahlprebklemmen; Sicherheitstechnische Anforderungen, Prufung* (Flemish eyes with steel ferrules; steel ferrules; safety requirements, testing), Deutsches Institut fur Normung.

BUPT

58 DIN 3095-2, 1988, *Flamische Augen mit Stahlprebklemmen; Formen, Sicherheitstechnische Anforderungen, Prufung* (Flemish eyes with steel ferrules; stypes, safety requirements, testing), Deutsches Institut fur Normung.

59 DIN 43 148, 1986, *Keil-Endklemmen furBahnleitungen* (Wedge clamps for overhead equipment), Deutsches Institut fur Normung .

60 DIN 83 313, 1963, *Seilhulsen* (Wire rope sockets), Deutsches Institut fur Normung.

61 DIN EN 10025-1,2000, *Hot-rolled products of structural steels - Part 1: General delivery conditions,* German version prEN 10025-1 (Draft standard).

62 DIN EN 10088-1, 1995, *Stainless steels - Part 1: List of stainless steels,* German version EN 1088-1-1995.

63 DIN EN 13411-2, 1999, *Terminations for steel wire ropes- Safety - Part 2: Spliced eyes,* German version prEN 13411-2, (Draft standard).

64 DIN EN 13411-3, 1999, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 3: Ferrule secured eyes,* German version prEN 13411-3 (Draft standard).

65 DIN EN 13411-4, 1999, *Terminations for steel wire ropes - Safety - Part 4: Metal and resin socketing,* German version prEN 13411-4, (Draft standard).

66 FEDSPEC A-A-52540, 1995, *Fittings, wire ropes,* US Federal Specification, 6thDecember, 1995.

67 FEDSPEC FF-C-450D, 1974, *Clamps, wire ropes,* US Federal Specification.

68 FEDSPEC RR-S-550D, 1986, *Sockets, Wire Rope,* US Federal Specification, p.1-12, and Amendament 1.

69 GOST 3085-55. *Cabluri din otel. Cablu cu toroane triunghiulare 6x 30 = 180, sarme cu inima vegetala (toron 6+ 12+12).*

70 HSE (2000), *Wire rope non-destructive testing - Survey of instrument manufactures,* UK Health & Safety Executive, Offshore Technology Report OTO2000 064 Prepared by The University of Reading.

71 ISO 2262, 1984, *General purpose thimbles for use with steel wire ropes - specification,* International Organisation for Standardisation.

72 ISO 3189-1, 1985, *Sockets for wire ropes for general purpose - part 1: general characteristics and conditions of acceptance*, International Organisation for Standardisation.

73 ISO 3189-2, 1985, *Sockets for wire ropes for general purpose - part 2: special requirements for sockets produced by forging or machined from the solid*, International Organisation for Standardisation.

74 ISO 3189-3, 1985, *Sockets for wire ropes for general purpose - part 3: special requirements for sockets produced by casting*, International Organisation for Standardisation.

75 ISO 4309, 1990, *Cranes - wire ropes for lifting appliances - Code of practice for examination and discard,* International Standards Organisation.

76 ISO 7595, 1984, *Socketing procedures forwire ropes - Molten metal socketing,* First Edition International Organisation for Standardisation.

77 ISO 8793, 1986, *Steel wire ropes - Ferrule-secured eye terminations,* First Edition International Organisation for Standardisation.

BUPT

78 ISO 8794, 1986, *Steel wire ropes - Spliced eye terminations for slings*, First Edition International Organisation for Standardisation.

79 ISO 9737, 2000, *Eye ends in corrosion resisting steel, swaged on aircraft control wire rope: dimensions and loads*, British Standards Institution.

80 ISO TR 7596, 1982, *Socketing procedures forwire ropes - Resin socketing*, First Edition International Organisation for Standardisation.

81 LN 9181, 2001, *Luft und Raumfahrt; Seilschuhe mit Gewinde; Masse, Massen*, (Aerospace; threaded wire rope terminals, dimensions, masses), Luftfahrtnormen/Aeronautical Standard.

82 M. ten Bosch, *Vorlesung uber Maschinenelemente*, 3, Auflage Verlag Springer.

83 MARC Analysis Research Corporation, 1997, *U.S.A. MARC Volume A: Theory and user information* Version K7, RF-3001-07.

84 *Richtlinie furdas Langspleiben von Drahtseilen von Seilbahnen* (Stand Mai 1977). Anhang zur Verordnung fur den Bau und Betrieb von Seilbahnen (BOSeil). Ersetzt durch DIN 3089 Teil 2.

85 STAS 1352060. *Cabluri din otel. Conditii tehnice.*

86 STAS 1353-60. *Cabluri din otel. Cabluri compuse, duble, constructie normala.*

87 STAS 1513-60. *Cabluri din otel. Cabluri constructie simpla.*

88 STAS 1553-60. *Cabluri din otel. Cabluri compuse, duble, constructie flexibila, cu 7 inimi vegetale.*

89 STAS 1559-60. *Cabluri din otel. Cabluri plate.*

90 STAS 1689-60. *Cabluri din otel. Cabluri compuse, duble, constructie combinata (compound).*

91 STAS 1710-60. *Cabluri din otel. Notiuni si clasificare.*

92 STAS 2690-60. *Cabluri din otel. Cabluri compuse, duble, constructie concentrica.*

93 STAS 2693-60. *Cabluri din otel. Cabluri compuse, constructie tripla.*

94 STAS 3208-52.*Masini si utilaje de ridicat. Profilul santului rolelor pentru cabluri.*

95 STAS 6979-64. *Masini si utilaje de ridicat. Tobe pentru cabluri din otel. Dimensiunilecanelurilor.*

96 *Taschenbuch fur Bergingenieure*, (1983), Essen: Verlag Gluckauf GmbH.

97 Unfallverhutungsvorschrift VBG 9 (UVV18), 1979, *Lastaufnahmeeinrichtungen im Hebezeugbetrieb*. Grobhandels -und Lagerei - Baugenossenschaft .

98 USSR Ministry of Coal Mining, 1989, *Operation instructions forwire ropes used in mine shafts*, USSR Ministry of coal mining, Nedra, Moscow.

99 *Vorschriften fur den Bau und Betrieb von Seilbahnen (BOSeil) Stand 1990 und dazugehorige Ausfuhrungsbestimmungen (AB) Stand 1990*. Bayerisches Staatsministerium fur Wirtschaft und Verkehr.

100 Werksangaben der Th.Golschmidt AG, Essen 1980.

BUPT