

UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” DIN TIMIȘOARA
Facultatea de Mecanică

TEZĂ DE DOCTORAT

**CONTRIBUȚII PRIVIND STUDIUL
DURABILITĂȚII CABLURILOR DIN OȚEL ȘI
OȚEL – ALUMINIU**

Doctorand: *ing.Herman SEGAL*

Conducător științific:

Prof.Dr.Ing.Eur.Ing.Tiberiu Dimitrie BABEU

Membru titular al Academiei de Științe Tehnice din România

CUPRINS

Cap. 1	Introducere. Obiectivele tezei.....	6
Cap. 2	Elemente generale privind construcția, geometria, aspectele analitice, materialele și solicitările mecanice ale cablurilor.....	9
2.1	Elemente constitutive ale cablurilor. Diferite tipuri de cabluri.....	9
2.1.1	Firele.....	9
2.1.2	Toronul.....	10
2.1.3	Cablul.....	10
2.1.4	Miezul.....	10
2.1.5	Numărul toroanelor.....	12
2.1.6	Tipuri de toroane.....	12
2.1.7	Structuri speciale de cabluri.....	13
2.2	Caracteristici geometrice și de solicitare ale cablurilor.....	14
2.2.1	Elemente generale.....	14
2.2.2	Aspecte analitice ale razelor de curbură ale firelor din componența unui cablu.....	18
2.2.3	Determinarea unghiului de așezare a sârmelor în punctual de contact.....	23
2.2.4	Modelarea legăturii dintre întinderea și răsucirea unui cablu.....	31
2.2.5	Calculul cuplului de torsiune dintr-un cablu.....	31
2.2.5.1	Momentul într-un toron.....	31
2.2.5.2	Momentul într-un cablu.....	31
2.2.5.3	Relația dintre efortul de tracțiune și cuplu.....	33
2.2.5.4	Moment produs de solicitarea la torsiune.....	35
2.2.5.5	Cuplul total într-un cablu.....	36
2.2.6	Determinarea coeficienților de torsiune.....	37
2.2.6.1	Calculul teoretic al coeficientului C_F^*	37
2.2.6.2	Determinarea empirică a coeficienților prin metoda Kollros.....	43
2.2.6.3	Determinarea empirică a coeficienților C_1 , C_2 , C_3 după metoda Feyrer.....	43
2.3	Tensiunile ce apar în sârmele unui cablu solicitat la tracțiune.....	47
2.3.1	Solicitările mecanice la care sunt supuse în exploatare sârmele unui cablu.....	47
2.3.2	Solicitări statice de tip Saint-Venant.....	47
2.3.2.1	Întinderea sârmei.....	47
2.3.2.2	Încovoierea sârmelor. Încovoierea secundară a sârmelor.....	50

2.4	Tensiunile ce apar în cablurile de oțel aflate în mișcare.....	54
2.4.1	Tensiuni datorate încovoierii și torsiunii.....	54
2.4.2	Tensiuni secundare la tracțiune.....	60
2.4.3	Tensiuni la încovoiere și răsucire datorate ovalizării cablului.....	63
2.4.4	Solicitări de contact de tip Hertz.....	65
2.4.5	Solicitări variabile în sârmele cablului de tracțiune	74
2.4.5.1	Aspecte particulare ale comportării sârmelor unui cablu la solicitări variabile.....	74
2.4.5.2	Caracteristicile ciclului de solicitare a sârmelor unui cablu de tracțiune	76
 Cap.3 Aspecte experimentale privind aprecierea durabilității cablurilor.....		 84
3.1	Elemente generale.....	84
3.2	Încercările mecanice ale sârmelor din cablurile de tracțiune.....	86
3.2.1	Încercarea la tracțiune a sârmelor din cablurile de tracțiune.....	86
3.2.2	Estimarea erorilor ce apar la determinarea rezistenței la rupere la tracțiune a sârmelor.....	92
3.2.3	Încercarea la îndoire alternantă a sârmelor.....	94
3.2.4	Încercarea la răsucire a sârmelor.....	94
3.2.5	Mașini pentru încercarea la oboseală a sârmelor.....	94
3.2.6	Încercări mecanice asupra unor conductori oțel – aluminiiu.....	96
3.2.7	Mașini pentru încercarea la oboseală a sârmelor.....	105
3.2.7.1	Mașina Robertson (E. Erlinger) de fabricație Schenk.....	105
3.2.7.2	Mașina N.B. (Nădășan – Boleanțu) pentru încercarea sârmelor la oboseală cu compresiune de contact.....	107
3.2.7.3	Mașina de încercat la oboseală a sârmelor cu moment încovoietor constant concepută de Nakamura.....	115
3.3	Încercările mecanice ale cablurilor.....	116
3.3.1	Încercarea la tracțiune a cablurilor întregi de oțel.....	116
3.3.2	Extensometre utilizate la încercarea la tracțiune a cablurilor.....	122
3.3.3	Determinarea modulului de elasticitate la cabluri de secțiune neomogenă.....	131
3.3.4	Aspecte ale studiului durabilității cablurilor la încovoiere oscilantă sau alternantă.....	136
3.3.5	Solicitarea cablurilor de oțel la tracțiune pulsatoare.....	141
3.3.6	Cercetări privind microduritatea superficială a unor sârme prelevate dintr-un conductor oțel – aluminiiu.....	146

3.3.6.1 Aspecte generale	146
3.3.6.2 Determinări experimetae	149
Cap.4 Conținutul comentat. Contribuții. Concluzii.....	170
Bibliografie	

Capitolul 1

INTRODUCERE. OBIECTIVELE TEZEI

În zilele noastre cablurile de oțel sunt utilizate în diferite domenii ale industriei: Transportoare aeriene (funiculare), Mașini de ridicat miniere, Macarale marine și terestre, Ascensoare, Poduri suspendate etc. Deasemenea sunt utilizate împreună cu aluminiu la realizarea conductorilor oțel-aluminiu ce au permis realizarea liniilor aeriene de mare putere de transport a energiei electrice.

Primele încercări de realizare a unui cablu datează din perioada imperiului roman fapt atestat de descoperirea în săpăturile stratului de lavă de la Pompei, generat de erupția Vezuviului, au forme rudimentare de cablu din sârme de cupru.

Leonardo da Vinci remarcă proprietățile benefice ale cablului de oțel. În 1644 se folosesc cabluri de sârmă la construcția orașului Danzig.

Dar până la începutul secolului al XVIII odată cu dezvoltarea primelor manufacturi și deci a industriei, cablul nu a prezentat interes. La începutul secolului XIX prin descoperirea forței aburului s-a impus creșterea producției de cărbune ceea ce a determinat dezvoltarea fără precedent a industriei miniere. Creșterea adâncimii puțurilor de minimă a necesitat realizarea unor mașini de extracție, unde elementul flexibil folosit la ridicarea minereului este esențial. Folosirea funiilor de câneapă limita cantitatea de minereu ce putea fi ridicată datorită rezistenței mecanice mici a firelor textile componente și uzurii foarte rapide.

Nici utilizarea lanțurilor de tracțiune nu a dat rezultatele scontate deoarece greutatea proprie a acestora era foarte mare, limitându-se adâncimea de extracție și ruperea lanțurilor se produce destul de repede.

La data de 3 februarie 1834 W.A.J.Albert introduce pentru prima dată în tehnica mașinilor de ridicat o porțiune de cablu confecționat din 3 toroane, fiecare din trei fire cu diametrul de 3,5mm.

După 500 cicluri de îndoire făcute de acest cablu pe o roată de 3,7m s-a putut constata că rezistă foarte bine. Este de fapt prima încercare de oboseală la cicluri oscilante a unui cablu în exploatare. Acesta a fost momentul determinant pentru intrarea în exploatare a cablurilor în industria minieră.

Albert a montat la puțul Carolina în iulie 1834 două cabluri cu lungimea de 484m toba de înfășurare având diametrul de 2,2m. Cablurile aveau un diametru de 18mm iar cablarea s-a făcut cu un pas egal cu de 15 ori diametrul toronului. Împletirea toronului a fost paralelă.

Sârmele aveau rezistența la rupere de 521,36 N/mm² sau 521,36 MPa iar tensiunea maximă de întindere din cablu a fost de 93,1 N/mm² sau 93,1 MPa.

În consecință coeficientul de siguranță a fost de 5,6, adică acoperitor, ținând seama că solicitările dinamice erau mici [BOL 1].

În scurt timp utilizarea cablurilor împletite din sârmă a devenit o practică curentă în Europa și ulterior în America mai ales după ce Wurn la Viena pune la punct o mașină pentru împletirea cablurilor.

În 1877 se construiește prima macara cu cablu, iar în 1880 se inaugurează primul ascensor de persoane cu cablu de oțel, cu acționare electrică și cu înălțimea de ridicare de 20m. Totodată se menționează utilizarea cablurilor de oțel la construcția podurilor suspendate.

În perioada 1830-1833 Vicat François examinează timp de 25000 ore comportarea unor sârme solicitate de sarcini mari. Sunt de fapt primele încercări de fluaj la temperatura mediului ambiant.

Cercetările lui Vicat au permis realizarea podului suspendat din Sone, pe Iser în 1833. Podul a rezistat în bune condiții până în timpul celui de al doilea război mondial, confirmând astfel justetea concluziilor inginerului Vicat.

Desigur la răspândirea fabricării și utilizării cablurilor de oțel a contribuit faptul că încă din secolul XIV se confecționa sârmă (cei drept cu ajutorul unor ciocane, adică prin forjare) dar deja la începutul secolului XV au început să se utilizeze filierele.

În 1783 s-a pus în Anglia la punct procedeul de laminare a sârmelor în calibre care s-a perfecționat continuu astfel încât în 1830 în Germania existau laminoare de sârmă. În consecință baza materială pentru confecționarea cablurilor exista deja.

În paralel cu dezvoltarea industriei de confecționare a cablurilor, de diversificare a construcțiilor în vederea adaptării la cerințele impuse în exploatare s-au dezvoltat și cercetările ce vizau pe de-o parte creșterea performanțelor în exploatare, iar pe de altă parte cele legate de durabilitatea cablurilor.

Durabilitatea cablurilor este o problemă deosebit de complexă deoarece implică atât studiul durabilității sârmelor componente cât și cel al cablului luat în ansamblu.

Lucrarea de față se constituie într-o modestă încercare de sistematizare a variatelor probleme legate de solicitarea cablurilor, de metodica încercărilor, de modul de cuprindere într-o formă mai mult sau mai puțin complexă a factorilor ce conduc la degradarea cablurilor. Autorul a încercat de asemenea să-și aducă, unde a fost posibil și mici contribuții ce poate vor constitui tendințe de cercetare ulterioare.

Nu se poate să nu menționăm avantajul de a fi avut la dispoziție o bogată experiență de cercetare în domeniul cablurilor (materializată și în numeroase dispozitive și mașini de încercat) a regretatului prof.Lazăr Boleanțu, precum și a conducătorului prezentei teze, prof.dr.ing.Tiberiu Dimitrie Babeu, cărora le port un deosebit respect.

Obiectivele tezei

- să realizeze o selectare și o sistematizare a materialului bibliografic ce-ar permite o urmărire logică a problematicii durabilității cablurilor.
- să efectuez o serie de încercări experimentale asupra unor cabluri de oțel și oțel aluminiu asupra cărora se pot trage concluzii utile.

- sistematizarea factorilor ce influențează durabilitatea cablurilor, punerea în evidență a multitudinii acestora și a interdependenței dintre ei.
- îmi propun, pentru extensometrul echipat cu traductori rezistivi și bandă elastică, o relație de calcul a dimensiunilor sale geometrice pentru încadrarea sa sub o anumită eroare.
- să efectuez cercetări privind variația longitudinală a microdurității pe sârme de OL și Al, prelevate din conductori OL-Al, ce duc la arcuirea ecrusării materialelor în zona superficială cu consecințe directe asupra durabilității cablului.
- Nu în ultimul rând, să continui pe anumite direcții de cercetare (ex. microduritatea), încercările experimentale ce-ar constitui surse importante de date primare utilizate în mecanica ruperii și a durabilității variabile.

Capitolul 2

ELEMENTE GENERALE PRIVIND CONSTRUCȚIA, GEOMETRIA , ASPECTELE ANALITICE, MATERIALELE ȘI SOLICITĂRILE MECANICE ALE CABLURILOR

2.1. Elemente constitutive ale cablurilor. Diferite tipuri de cabluri.

În cele ce urmează se vor trece în revistă elementele constitutive ale cablurilor, ceea ce va scoate în evidență diversitatea formelor și soluțiilor tehnice abordate. Desigur în ceea ce privește situațiile constructive prezentarea de față nu este exhaustivă, ci este o încercare de cuprindere a unor tipuri reprezentative de cabluri, necesară abordării ulterioare a studiului.

2.1.1. Firele (sârmele)

Firele trefilate utilizate pentru fabricarea cablurilor sunt confecționate din oțel cu un conținut de carbon cuprins între 0,3 și 0,85%, Conținutul de siliciu este de maximum 0,3% iar cel de mangan este cuprins între 0,4 și 0,8%.

Fabricarea firelor implică trei operațiuni:

- recoacerea la 950⁰ urmată de revenire la 450⁰ ... 500⁰C;
- pregătirea firelor (laminarea);
- trefilarea

Ultima operație constă în reducerea secțiunii firului (sârmei) la rece prin trecerea succesivă prin filiere. Această diminuare de secțiune provoacă ecruisarea metalului și asigurarea unei rezistențe sporite la tracțiune de (1900 ... 2100) MPa .

În cazul firelor ce necesită o protecție contra coroziunii, se realizează trecerea lor prin zinc topit obținându-se fire de oțel galvanizat. După [BOG 1] fazele principale la fabricarea sârmelor trefilate sunt:

- a) Pregătirea suprafețelor. Se îndepărtează oxidul de pe suprafața sârmei pe cale chimică (decapare). Procedul fiind costisitor se mai utilizează îndoirea sârmei peste o perie de role, urmată de o curățire fină, prin vibrație electromagnetică sau lovirea suprafeței cu alicie din sârmă dură.
- b) Trefilarea. Se execută cu viteze mari de lucru luându-se măsuri speciale pentru răcirea tobelor de tragere.
- c) Tratamente termice. Se utilizează recoacerea, patentarea (călirea izotermă) și îmbătrânirea.

Recoacerea se aplică, în general, sârmelor de oțel moale iar patentarea și îmbătrânirea sârmelor din oțel mai tare.

Îmbătrânirea se aplică sârmelor din oțel pentru beton precomprimat care trebuie să prezinte, pe lângă o rezistență mecanică și o alungire mare și calități reologice superioare (limită de curgere, fluaj și relaxare).

Tratamentul de îmbătrânire artificială constă în încălzirea de scurtă durată a sârmei la temperatura de 250⁰ ...350⁰C într-o baie de plumb sau azotit de sodiu.

2.1.2. Toronul

Cel mai simplu ansamblu de cablu este toronul. El este compus din mai multe fire dispuse elicoidal. Pasul toronului este pasul elicei care constituie axa firului în toron. Numărul firelor ce intră în compunerea unui toron este foarte diferit. Sunt situații în care cablul este compus dintr-un singur toron. În fig.(2.1.2.1) se prezintă câteva tipuri constructive de cabluri în care apar diferite forme de toroane.

În [BOL 1] se clasifică toroanele după tipul contactului:

- a) Toron cu contact punctiform care se caracterizează prin înfășurarea straturilor de sârmă cu pași diferiți pe fiecare strat ceea ce determină evident un contact punctiform între firele straturilor.
- b) Toroane cu contact liniar care se compun din straturi de sârmă înfășurate în același sens și cu acelaș pas ceea ce determină un contact continu între două sârme din straturi suprapuse.
- c) Toroane cu contact mixt ce se compun dintr-un toron cu contact liniar, având drept inimă un toron cu strat de fire cu contact punctiform.

După modul de așezare a toroanelor cablurile pot fi: cu un singur toron, cu un strat de toroane sau cu mai multe straturi de toroane. Cablurile cu un singur strat de toroane sunt cel mai frecvent utilizate deosebindu-se:

- cabluri împletite paralel denumite tip Albert sau Lange, la care sârmele și toroanele se înfășoară în același sens;
- cabluri împletite în cruce atunci când înfășurarea sârmelor și toroanelor se face în sens contrar.;
- cabluri mixte care sunt compuse din toroane cu înfășurare stânga dreapta alternativ.

2.1.3. Cablul

Cablul din toroane este un ansamblu constituit din mai multe toroane dispuse în elice înfășurate în jurul unui miez central care poate fi:

- textil;
- metalic
- compact (polietilenă)
- mixt (fire de oțel și textile)

2.1.4. Miezul (inima)

Miezul este destinat înainte de toate pentru a servi ca suport pentru toroanele care compun cablul.

2.1. Elemente constitutive 11





















 6 toroane de (1+6) fire	 6 toroane de 19 fire	 6 toroane de 37 fire	 6 toroane de 61 fire
 6 toroane de 12 fire (7 miezuri)	 6 toroane de 24 fire (7 miezuri)	 6 toroane de 30 fire (7 miezuri)	 GERLIN: 6 toroane ext. a 6 toroane de (1+6) fire
 SEALE LAY : 6 toroane de (1+9+9) fire	 SEALE LAY: 6 toroane de (1+6+6+12) fire	 SEALE LAY : 6 TOROANE (1+6+15+15) fire	 WARRINGTON: 6 toroane de (1+6+6+6) fire
 6 toroane triunghiulare de 12 fire	 6 toroane triunghiulare de (12+14) fire	 8 toroane de 19 fire pe miez mixt	 8 toroane Seale Lay de (1+9+9) fire pe miez textil
 NUFLEX :17 toroane de (1+6) fire	 NUFLEX: 34 toroane de (1+6) fire	 Cablu CLOS pt extracție	 Cablu CLOS pt susținere

Figura 2.1.2.1

În cazul în care acesta este textil, nu joacă un rol important în rezistența la rupere a cablului.

Dacă se dorește un cablu ce să reziste la compresiune laterală se va recurge la un miez metalic. În acest caz miezul poate participa la creșterea rezistenței la tracțiune a cablurilor asigurând în același timp suplețea sa. Este de remarcă faptul că miezul metalic contribuie în mare măsură la antigirația cablului. Miezul textil poate juca un rol important ca rezervor de lubrefiant pe partea interioară a cablului.

2.1.5. Numărul toroanelor

Tipul cel mai obișnuit de cablu este cu 6 toroane. Există însă în aceeași măsură cabluri cu 3, 4, 5 și 8 toroane și pentru utilizări particulare cabluri cu 17 și 34 toroane.

La cablurile cu 6 toroane (cel mai des utilizate) permit obținerea unei uzuri uniform repartizate pe suprafață. Din contră, la cablurile cu 3, 4 și 5 toroane se produce o uzură mult mai rapidă.

2.1.6. Tipuri de toroane

În general se deosebesc următoarele tipuri de toroane:

- Toroane normale exclusiv metalice
- Toroane normale cu miez textil sau din material plastic
- Toroane cu fire paralele
- Toroane triunghiulare

În fig.(2.1.6.1a) se prezintă în secțiune transversală un toron normal tip (1+6+12) iar în fig.(2.1.6.1b) un toron normal cu inimă de plastic.

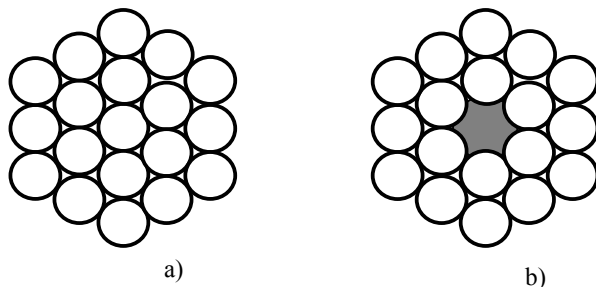


Figura 2.1.6.1

În fig.(2.1.6.2a) se prezintă un toron Warrington [BOL 1], [autor necunoscut] iar în fig.(2.1.6.2b) un toron tip Seale lay.

2.1.7. Structuri speciale de cabluri

a) Cabluri antigiratoare

În acest caz se urmărește evitarea rotirii sarcinii în timpul suspendării. În acest scop cablarea diferitelor straturi de toroane se face în sens contrar astfel încât girația să fie cât mai mică posibilă.

b) Cabluri clos

Cablurile clos sunt cabluri monotoron constituite dintr-un anumit număr de straturi de fire ce asigură o suprafață perfect netedă ce determină un contact bun între cablu și rolă.

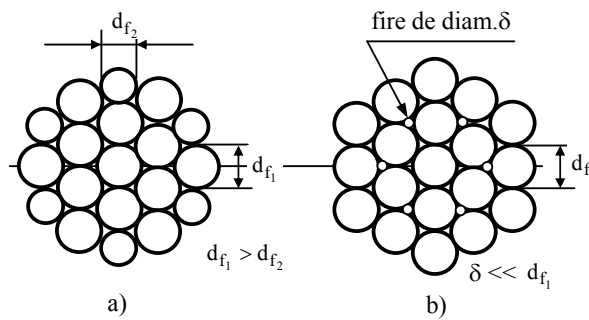


Figura 2.1.6.2

2.2. Caracteristici geometrice ale cablurilor.

2.2.1. Elemente generale

Calculul cablurilor implică o serie de caracteristici geometrice ce caracterizează atât firele, toroanele cât și cablul în ansamblu.

Diametrul d_c al cablului este egal cu diametrul cercului circumscris secțiunii transversale a acestuia. Se va nota cu d_t diametrul cercului circumscris toronului și cu d_f diametrul firului (fig.2.2.1.1).

Aria cercului circumscris cablului va fi evident:

$$A_c = \frac{\pi d_c^2}{4} \quad (2.2.1.1)$$

Aria efectivă de metal A_{efc} a secțiunii transversale a cablului va fi:

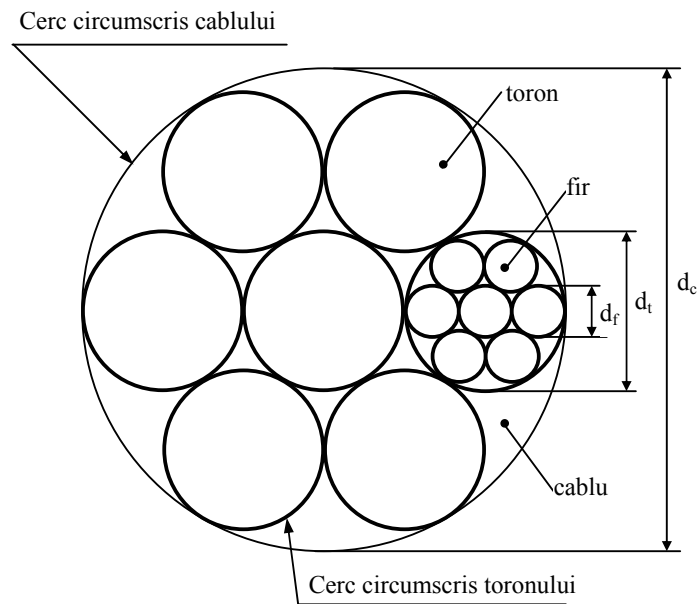


Figura 2.2.1.1.

$$A_{\text{efc}} = n \frac{\pi d_f}{4} \quad (2.2.1.2)$$

unde n este numărul total al firelor. (pentru cablurile confecționate din fire de același diametru d_f).

În cazul cablurilor confecționate din fire de diametre diferite ($d_{f_1}, d_{f_2} \dots d_{f_q}$) aria efectivă A'_{efc} va fi:

$$A'_{\text{efc}} = \sum_{i=1}^q n_i \frac{\pi d_{fi}}{4} \quad (2.2.1.3)$$

unde:

n_i este numărul firelor de diametru d_{fi}

Se poate defini un coeficient de umplere K (sau K'), ca fiind raportul dintre suprafața efectivă a firelor metalice din cablu (A_{efc} sau A'_{efc}) și aria cercului circumscris cablului (A_C).

$$K_1 = n \frac{d_f^2}{d_C^2} \quad (2.2.1.4)$$

respectiv:

$$K'_1 = \sum_{i=1}^q \frac{n_i d_{fi}^2}{d_C^2} \quad (2.2.1.5)$$

Deasemenea vom trece în revistă unele relații geometrice ce apar la împletirea cablurilor. Astfel vorbim de **pasul cablării** L_f al unui fir care este lungimea de toron pe care are loc o răsucire de 2π radiani a firului în jurul axului toronului. Similar vorbim de **pasul cablării** L_t al toronului ca fiind lungimea de cablu pe care are loc o răsucire de 2π radiani a toronului în jurul axului cablului.

Unghiul de cablare ω_f al sârmei (firului) este unghiul format de tangenta la axa sârmei cu axa toronului neîmpletit iar **unghiul de cablare a toronului în cablu**, ω_t este unghiul format de tangenta la axa toronului cu axa cablului.

Detalii în legătură cu aceste aspecte pot fi urmărite în fig.2.2.1.2a, b pentru fir (L_f) fiind similare mărimii L_t corespunzătoare toronului.

De remarcat este faptul că în cazul cablurilor din toroane se pot realiza **împletituri în paralel și împletituri în cruce**. La împletiturile în paralel răsucirea

sârmei se face în toron ca și a acestuia în cablu. Împletirea în cruce se caracterizează prin răsucirea în sens contrar a sârmei în toron față de răsucirea toronului în cablu.

De remarcat este faptul că în cazul cablurilor din toroane se pot realiza **împletiri în paralel** și **împletiri în cruce**. La împletirile în paralel răsucirea sârmei se face în toron ca și a acestuia în cablu. Împletirea în cruce se caracterizează prin răsucirea în sens contrar a sârmei în toron față de răsucirea toronului în cablu.

Dacă notăm cu ω_f unghiul format de axa firului cu axa toronului și cu ω_t unghiul format de axa toronului și axa cablului, atunci la împletirea în paralel (fig.2.2.1.3) unghiul format de axa firului și axa cablului este $\omega_f + \omega_t$, iar la împletirea în cruce (fig.2.2.1.4) este $\omega_f - \omega_t$.

Pasul cablării toroanelor, la cablurile din 6 toroane corespund relațiilor:

$$L_t \cong 7 d_c \quad \text{împletire în cruce}$$

$$L_t \cong 8 d_c \quad \text{împletire paralelă}$$

Pasul cablării sârmelor în toron se acceptă:

$$L_f \cong (8 \dots 10) d_t$$

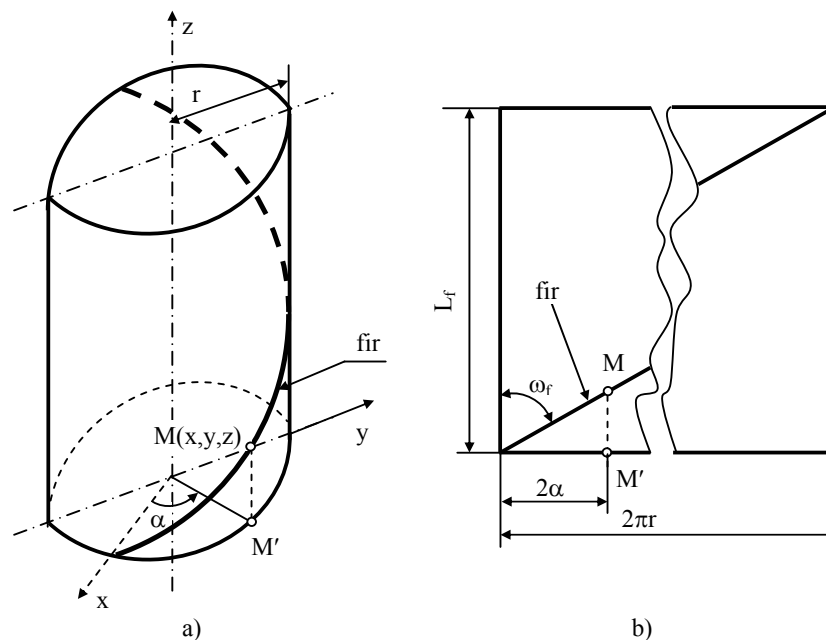


Figura 2.2.1.2

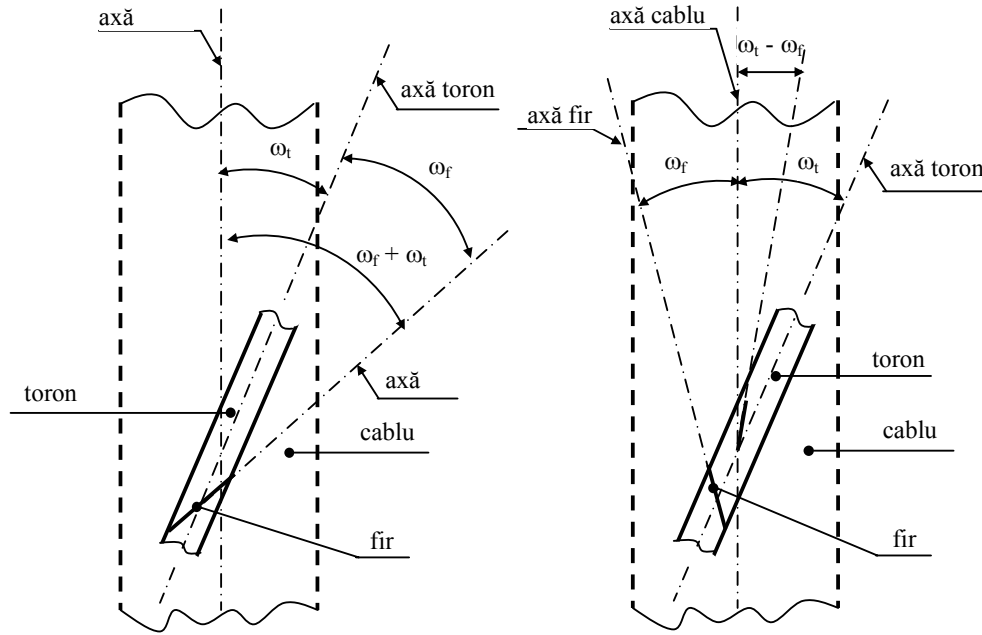


Fig. 2.2.1.3

Fig. 2.2.1.4

În cazul cablurilor simple confecționate din 6 toroane, fiecare toron având 6 fire, este valabilă cu aproximație relația :

$$L_t = 2 L_f$$

În consecință la o rotație a firului în jurul axei toronului, corespunde o jumătate de rotație a sârmei în jurul axei cablului și ca atare la un cablu cu împletire paralelă o sârmă oarecare din toron apare o dată la suprafața cablului, iar la cablul cu împletitură încrucișată, o sârmă apare de trei ori la suprafața cablului. Acest fapt are o mare însemnătate la studiul proceselor de degradare superficială a sârmelor din cablu, ce apar la suprafața de contact a acestuia cu rola.

2.2.2. Aspecte analitice ale razelor de curbură ale firelor din componența unui cablu

Se consideră firul (sârma) dintr-un cablu ca fiind o curbă strâmbă. Pentru determinarea curburii sârmelor este necesar să se cunoască ecuația curbei firului (sârmei) din componența cablului.

Cunoscând ecuațiile parametrice ale unei curbe:

$$\left. \begin{aligned} x &= f_1(\lambda) \\ y &= f_2(\lambda) \\ z &= f_3(\lambda) \end{aligned} \right\} \quad (2.2.2.1)$$

și știind că raza de curbură are valoarea:

$$\rho = \frac{dx^2 + dy^2 + dz^2}{\sqrt{(d^2x)^2 + (d^2y)^2 + (d^2z)^2}} \quad (2.2.2.2)$$

se poate obține raza de curbură a firului în toron.

Se va rezolva această problemă în următoarele situații:

- 1) Raza de curbură a sârmei din toronul drept
- 2) Raza de curbură a sârmei din toronul înfășurat pe un tambur
- 3) Raza de curbură a sârmei dintr-un cablu format din toroane
- 4) Raza de curbură a sârmei din toron , dintr-un cablu înfășurat

- 1) Se notează raza cilindrului generator cu r , unghiul de înfășurare a sârmei din toron cu ω_f și parametrul unghiular cu α . În aceste condiții ecuațiile parametrice ale curbei elicoidale devin:

$$\left. \begin{aligned} x &= r \cos \alpha \\ y &= r \sin \alpha \\ z &= r \alpha \operatorname{ctg} \omega_f \end{aligned} \right\} \quad (2.2.2.3)$$

Cu ajutorul relației (2.2.2.2) după unele calcule se obține expresia razei de curbură:

$$\rho = \frac{r}{\sin^2 \omega_f} \quad (2.2.2.4)$$

Deoarece valoarea razei r variază cu poziția stratului din care face parte firul desigur și valoarea razei de curbură ρ variază. Valoarea maximă a acesteia este:

$$\rho_{\max} = \frac{d_t - d_f}{2 \sin^2 \omega_f} \quad (2.2.2.5)$$

- 2) Conform fig.2.2.2.1 cilindrul de rază r pe care se înfășoară sârma, se transformă într-un tor de rază mare R_0 . În consecință curba firului, din toronul îndoit, devine o elice torică. Ecuația curbei este dată de relațiile:

$$\left. \begin{aligned} x &= (R_0 + r \cos \alpha) \cos \beta \\ y &= r \sin \alpha \\ z &= (R_0 + r \cos \alpha) \sin \beta \end{aligned} \right\} \quad (2.2.2.6)$$

în care $R_0 = \frac{D}{2}$, unde D este diametrul secțiunii transversale a organului de înfășurare a firului (sârmei).

Dacă introducem notația β_0 corespunzătoare unui pas de sârmă și ținem seama de unghiul ω_f de împletire a sârmei în toron, se ajunge la relația:

$$\beta_0 R_0 = 2 \pi r \operatorname{ctg} \omega_f \quad (2.2.2.7)$$

din care rezultă:

$$\beta_0 = 2 \pi \frac{r}{R_0} \operatorname{ctg} \omega_f \quad (2.2.2.8)$$

Scriind proporționalitatea parametrilor unghiulari ce corespund unei anumite valori și cei ce corespund valorilor unui pas se obține:

$$\frac{\alpha}{\beta} = \frac{2\pi}{\beta_0} \quad (2.2.2.9)$$

Dacă notăm :

$$i_0 = \frac{r}{R_0} \quad \text{și} \quad \frac{2\pi}{\beta_0} = p = \frac{\text{tg } \omega_f}{i_0}$$

rezultă:

$$i_0 = p\beta \quad (2.2.2.10)$$

În aceste condiții ecuațiile parametrice ale elicei toroidale devin:

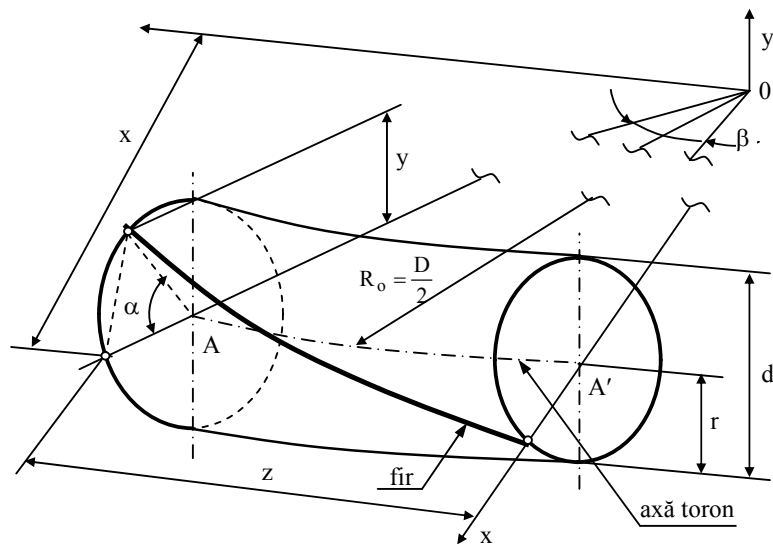


Figura 2.2.2.1

$$\left. \begin{aligned} x &= R_0(1 + i_0 \cos p\beta) \cos \beta \\ y &= R_0 i_0 \sin p\beta \\ z &= R_0 i_0(1 + i_0 \cos p\beta) \sin \beta \end{aligned} \right\} \quad (2.2.2.10)$$

Folosind expresia razei de curbură ρ (2.2.2.2) se obține:

$$\rho = R_0 \frac{(1 + i_0 \cos \alpha)^2 + i_0^2 p^2}{\sqrt{[1 + i_0(1 + p^2) \cos^2 \alpha + i_0^2 p^2(1 + p^2) \sin^2 \alpha]}} \quad (2.2.2.11)$$

Valoarea lui ρ devine maximă dacă $\alpha = K\pi$ ($\alpha = 0$)

$$\rho_{\max} = R_0 \frac{(1 + i_0)^2 + i_0^2 p^2}{\sqrt{1 + i_0(1 + p^2)}} \quad (2.2.2.12)$$

și minimă pentru $\alpha = (2K + 1)\pi$ ($\alpha = \pi$):

$$\rho_{\min} = R_0 \frac{(1 - i_0)^2 + i_0^2 p^2}{\sqrt{1 - i_0(1 + p^2)}} \quad (2.2.2.13)$$

Observație: pe baza fig.2.2.2.1 $\alpha = 0$ corespunde părții convexe a torului iar $\alpha = \pi$ părți concave.

- 3) Pentru cablurile formate din toroane raza de curbură a firelor poate fi calculată cu o relație aproximativă considerând toronul deformat după un arc de cerc de rază:

$$R' = \frac{R}{\sin^2 \omega_t} \quad (2.2.2.14)$$

în care:

R' - raza de curbură a toronului într-o secțiune oarecare;

R - raza cilindrului generator;

ω_t - unghiul de cablare a toronului în cablu

În aceste condiții raza de curbură ρ_f a unui fir dintr-un toron al unui cablu neînfășurat este:

$$\rho_f = R' \frac{(1 + i \cos \alpha)^2 + i_0^2 p^2}{\sqrt{[1 + i(1 + p^2) \cos \alpha']^2 + i^2 p'^2 (4 + p'^2) \sin^2 \alpha'}} \quad (2.2.2.15)$$

dacă R_0 devine R' și $i_0 = \frac{r}{R_0}$ devine $i = \frac{r}{R'}$.

În relația (2.2.2.15):

$$p' = \frac{\operatorname{tg} \omega_f}{i}$$

- 4) Ținându-se seama de mărimile introduse în cazul anterior (3) și folosind expresia razei de curbură (2.2.2.11), se calculează raza de curbură a axei toronului, ρ_t :

$$\rho_t = R_0 \frac{(1 + i_1 \cos \alpha')^2 + i_1^2 p_1^2}{\sqrt{[1 + i_1(1 + p_1^2) \cos \alpha']^2 + i_1^2 p_1^2 (4 + p_1^2) \sin^2 \alpha'}} \quad (2.2.2.16)$$

în care:

$$p_1 = \frac{\operatorname{tg} \omega_f}{i_1} \quad \text{și} \quad i_1 = \frac{R}{R_0}$$

Utilizând valoarea lui ρ_t se poate calcula valoarea aproximativă a razei de curbură pentru axa sârmei. Folosind relația (2.2.2.16) în care înlocuim pe R_0 cu ρ_t și

$i_1 = \frac{r}{\rho_t} = i'$ expresia razei de curbură a axei sârmei devine:

$$\rho_f = \rho_t \frac{(1 + i' \cos \alpha)^2 + i^2 p^2}{\sqrt{[1 + i(1 + p^2) \cos \alpha]^2 + i^2 p^2 (4 + p^2) \sin^2 \alpha}} \quad (2.2.2.17)$$

2.2.3. Determinarea unghiului de așezare a sârmelor în punctul de contact

Abordarea calculelor pentru solicitările la compresiunea de contact necesită cunoașterea unghiului dintre sârmele aflate în contact. Pentru exemplificarea calculelor necesare determinării acestor elemente s-s ales un cablu cu o structură mai complexă cu toroane mixte [BOL 1] [HER 1].

În cele ce urmează se vor folosi notațiile:

H – pasul de cablare a cablului (toronului);

L_{t_e} , L_{t_i} - pasul de cablare din toroanele exterioare, respectiv interioare;

D_e , D_i – diametrul cercurilor toroanelor exterioare respectiv interioare;

D_b – diametrul cercului punctelor de contact dintre toroane;

d_e , d_i – diametrul toroanelor exterioare respectiv interioare;

r – raza toronului;

L_e , L_i – lungimea axei toronului pentru un pas de cablare;

ℓ_e , ℓ_i – lungimea liniei de contact a sârmelor pentru un pas de cablare a sârmei;

ℓ_b – lungimea liniei de contact al toroanelor pentru un pas de cablare;

ω_{2_e} , ω_{2_i} - unghiul de cablare pentru toronul exterior respectiv interior;

β_e , β_i – unghiul de înclinare al axei sârmei față de axa toronului;

λ_e , λ_i – unghiul de înclinare al liniei de contact față de axa toronului;

ε_e , ε_i – unghiul de înclinare a axei sârmei față de linia de contact;

η – unghiul de înclinare a liniei de contact față de axa cablului;

K , d , μ - coeficienți de corecție.

Pe baza fig.2.2.3.1 se pot defini:

$$\operatorname{tg} \alpha_e = \frac{\pi D_e}{L_e} \quad \text{respectiv} \quad \operatorname{tg} \alpha_i = \frac{\pi D_i}{L_i} \quad (2.2.3.1)$$

unde α_e , α_i sunt unghiurile de înfășurare a toroanelor.

Pentru un pas al cablului lungimea toroanelor va fi:

$$L_{t_e} = \frac{\pi D_e}{\sin \alpha_e} \quad \text{respectiv} \quad L_{t_i} = \frac{\pi D_i}{\sin \alpha_i} \quad (2.2.3.2)$$

Forma liniei de contact dintre toroane pe suprafața cilindrică circumscrisă toronului se poate obține folosind următorul raționament (fig.2.2.3.1). În momentul înfășurării cablului două toroane exterioare și interioare au o poziție relativă corespunzătoare atingerii lor în punctul A. Presupunând o cablare spre dreapta, după o rotație cu $\pi/2$ a mașinii de cablare cele două toroane se vor afla în poziția în care se ating în punctul A. Dacă se acceptă că în timpul cablării toroanele nu se rotesc

atunci urmele generatoarelor inițiale ale toroanelor presupuse inițial paralele cu axele toroanelor și care au trecut prin punctul A vor apărea în punctele A_e respectiv A_i .

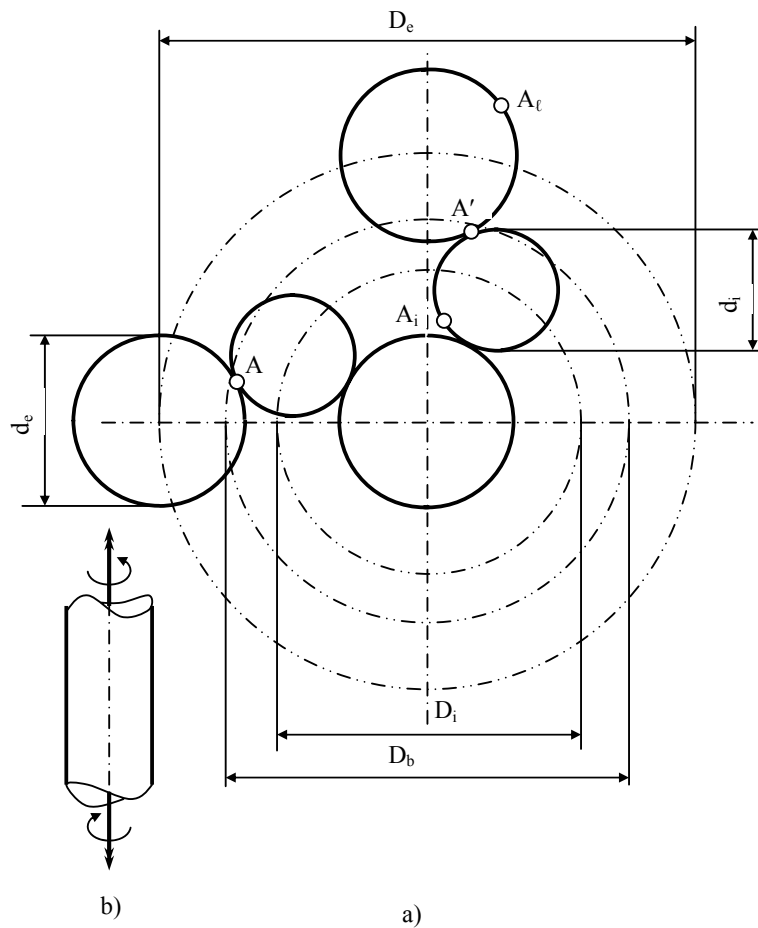


Figura 2.2.3.1

În consecință, proiecțiile liniilor de contact $A'A_i$, ce corespund unei rotiri cu $\pi/2$ a mașinii de cablare sunt niște arce de elice. Înălțimea elicei va fi egală cu lungimea toronului corespunzător unui pas al cablului. Unghiul de contact se va nota cu γ și are valorile:

$$\operatorname{tg} \gamma_e = \frac{\pi d_e}{L_{t_e}} = \frac{d_e}{D_e} \sin \alpha_e \quad (2.2.3.3)$$

pentru toronul exterior și:

$$\operatorname{tg} \gamma_i = \frac{\pi d_i}{L_{t_i}} = \frac{d_i}{D_i} \sin \alpha_i \quad (2.2.3.4)$$

pentru toronul interior.

Similar va rezulta și unghiul β dintre fir și axa toronului.:

$$\operatorname{tg} \beta_e = \frac{\pi d_e}{h_e} \quad (2.2.3.5)$$

pentru toronul exterior și

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{\pi d_i}{h_i} \quad (2.2.3.6)$$

pentru cel interior.

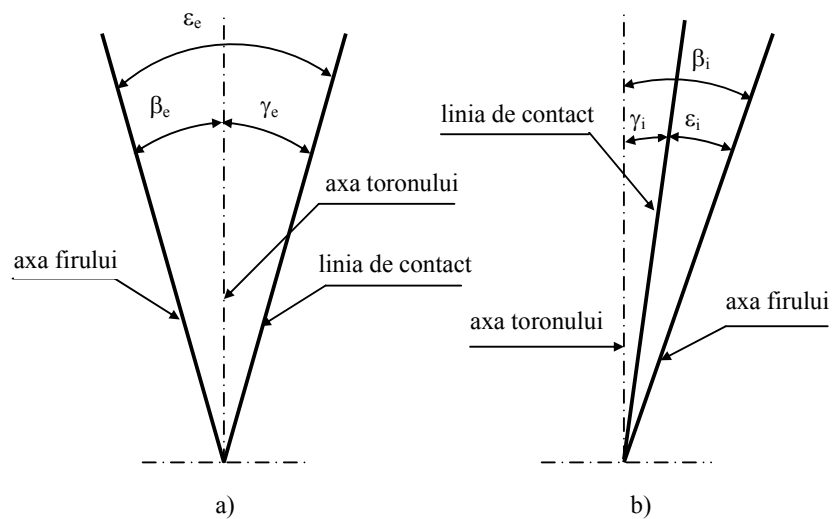


Figura 2.2.3.2

În fig.2.2.3.2 se prezintă desfășuratele liniei sârmei și a liniei de contact a unui toron exterior (a) respectiv interior (b), cu presupunerea că toronul exterior a fost cablat în cruce iar cel interior în paralel.

Pe baza fig.2.2.3.2 se obțin unghiurile ε_e și ε_i ;

$$\varepsilon_e = \gamma_e + \beta_e \quad \text{și} \quad \varepsilon_i = \gamma_i + \beta_i \quad (2.2.3.7)$$

În continuare se calculează h_i :

$$h_i = \frac{\pi d_i}{\text{tg} \beta_i} \quad (2.2.3.8)$$

Pentru o rezolvare corectă a problemei este necesar să se țină seama de efectul derăsucirii bobinei de sârmă în timpul procesului de fabricație. Dacă se recurge la însumarea vectorială a mișcărilor de rotație, considerate ca vectorii viteză unghiulară, în fig.2.2.3.3 se observă că axa AA este axa toronului iar BB cea a cablului. Pentru a obține o elice toronul va fi încovoiat și răsucit.

La un pas al cablului se va produce o rotație cu 2π a toronului în jurul axei BB a cablului.

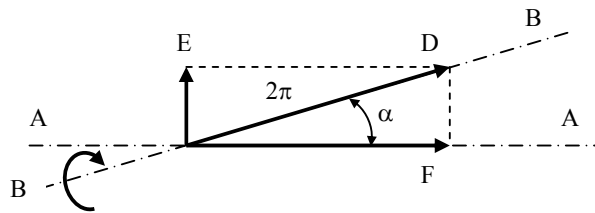


Figura 2.2.3.3

Dar axa BB este rotită față de axa toronului cu unghiul α . Descompunând rotația 2π după CE, respectiv CF, se obține o încovoiere a toronului după CE, respectiv torsiune după CF.

Încovoierea se va produce în planul care conține axa toronului. Pentru a elimina torsiunea datorată rotirii bobinei, aceasta ar trebui să se rotească în sens contrar la fiecare rotație a mașinii, cu unghiul $2\pi \cos \alpha$. În realitate se derăsuște cu 2π sau cu o fracțiune din această valoare care se notează cu $\pm K$.

În aceste condiții ecuațiile stabilite anterior pentru unghiuri (2.2.3.3) , (2.2.3.4), devin:

$$\text{tg} \gamma_e = \frac{\pi d_e}{L_{t_e} \cos \alpha_e} = \frac{d_e}{D_e} \text{tg} \alpha_e \quad (2.2.3.9)$$

respectiv:

$$\operatorname{tg} \gamma_i = \frac{\pi d_i}{L_{t_i} \cos \alpha_i} = \frac{d_i}{D_i} \operatorname{tg} \alpha_i \quad (2.2.3.10)$$

Alegându-se o derăsucire a bobinei de cablare de $2\pi(1 \pm K)$, atunci:

$$\operatorname{tg} \gamma_e = (1 \pm K) \frac{\pi d_e}{L_{t_e} \cos \alpha_e} = (1 \pm K) \frac{d_e}{D_e} \operatorname{tg} \alpha_e \quad (2.2.3.11)$$

și:

$$\operatorname{tg} \gamma_i = (1 \pm K) \frac{\pi d_i}{L_{t_i} \cos \alpha_i} = (1 \pm K) \frac{d_i}{D_i} \operatorname{tg} \alpha_i \quad (2.2.3.12)$$

În situația în care cablarea se face fără răsucire este satisfăcută relația:

$$(1 \pm K) 2\pi = 2\pi \cos \alpha \quad (2.2.3.13)$$

obținându-se :

$$\frac{1 \pm K}{\cos \alpha} = 1 \quad (2.2.3.14)$$

și deci forma inițială:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{d}{D} \operatorname{tg} \alpha \quad (2.2.3.15)$$

unde γ , d , D și α vor avea ca indici e sau i.

La o derăsucire a bobinelor cu 2π radiani corespunde o răsucire a toroanelor pe un pas de cablare de $2\pi - 2\pi \cos \alpha = 2\pi(1 - \cos \alpha)$. Lungimea toronului pentru care se produce această răsucire va fi de:

$$\ell = \frac{\pi D}{\sin \alpha} \quad (2.2.3.16)$$

Ținând seama că:

$$p = \frac{L}{h} = \frac{\pi D}{h \sin \alpha} \quad (2.2.3.17)$$

se obține răsucirea pe un pas h al toronului:

$$\frac{2\pi(1 - \cos \alpha)}{p} = \frac{2\pi(1 - \cos \alpha)h \sin \alpha}{\pi D} \quad (2.2.3.18)$$

și în consecință se schimbă cateta opusă unghiului β din triunghiul obținut prin desfășurarea axei firului cu cantitatea:

$$2\pi r \mp \frac{2\pi r(1 - \cos \alpha)h \sin \alpha}{\pi D} = \pi D \left[1 \mp \frac{(1 - \cos \alpha)h \sin \alpha}{\pi D} \right] \quad (2.2.3.19)$$

unde evident $2\pi r = \pi d$.

Obs. : *semnul minus corespunde înfășurării în paralel iar plus celei în cruce.*

Unghiul β poate fi calculat cu relația:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\pi d}{h} = \left[1 \mp \frac{(1 - \cos \alpha)h \sin \alpha}{\pi D} \right] \quad (2.2.3.20)$$

În cazul în care derăsucirea diferă cu K față de 2π vom avea:

$$\pm \operatorname{tg} \beta = \frac{\pi d}{h} = \left[1 \mp \frac{(1 \pm K - \cos \alpha)h \sin \alpha}{\pi D} \right] \quad (2.2.3.21)$$

Evident expresia de mai sus are caracter general putându-se particulariza pentru $1 \pm K = \cos \alpha$ și relația (2.2.3.21) devine:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\pi d}{h}$$

formă stabilită anterior.

Datorită curbării toronului (determinată de împletirea în cablu) linia de contact se modifică ca lungime atât pentru toronul exterior cât și pentru cel interior. Dacă se ia ca bază un pas al cablului, atunci lungimea axială a elicei este lungimea toronului pentru toronul neîmpletit și chiar pasul cablării cablului pentru toronul împletit.

Deci:

$$\ell_e = \frac{\pi d_e}{\sin \gamma_e} \quad ; \quad \ell_i = \frac{\pi d_i}{\sin \gamma_i} \quad ; \quad \ell_b = \frac{\pi D_b}{\sin \eta} \quad (2.2.3.22)$$

Dacă se ține seama de valoarea lui γ și de faptul că se poate obține $\sin \eta$ din ecuația:

$$\operatorname{tg} \eta = \frac{\pi D_b}{H} \quad (2.2.3.23)$$

se obține raportul:

$$\lambda_e = \frac{\ell_b}{\ell_e} = \frac{D_b \sin \gamma_e}{d_e \sin \gamma} \quad (2.2.3.24)$$

și:

$$\lambda_i = \frac{\ell_b}{\ell_i} = \frac{D_b \sin \gamma_i}{d_i \sin \eta} \quad (2.2.3.25)$$

Înlocuindu-se L cu valoarea corectată λL , după unele calcule se obține:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma'_e &= (1 \pm K) \frac{d_e^2}{D_e D_b} = \frac{\sin \eta + g \alpha_e}{\sin \gamma_e} \\ \operatorname{tg} \gamma'_i &= (1 \pm K) \frac{d_i^2}{D_i D_b} = \frac{\sin \eta \operatorname{tg} \alpha_i}{\sin \gamma_i} \end{aligned} \right\} \quad (2.2.3.26)$$

În vederea stabilirii variației lui h , măsurată pe direcția axei toronului se vor calcula razele de curbură ρ_e și ρ_i ale axei toronului în urma împletirii în cablu.

$$\rho_e = \frac{D_e}{2 \sin^2 \omega_{2e}} \quad ; \quad \rho_i = \frac{D_i}{2 \sin^2 \omega_{2i}} \quad (2.2.3.27)$$

În cazul punctelor de contact razele de curbură ρ_{eb} și ρ_{ib} vor fi:

$$\rho_{eb} = \frac{D_e}{2 \sin^2 \omega_{2e}} - \frac{D_e - D_b}{2} \quad ; \quad \rho_{ib} = \frac{D_i}{2 \sin^2 \omega_{2i}} + \frac{D_e - D_i}{2} \quad (2.2.3.28)$$

Raportul razelor de curbură va fi:

$$\mu_e = \frac{\rho_{eb}}{\rho_e} = 1 - \frac{D_e - D_b}{D_e} \sin^2 \omega_{2e} \quad (2.2.3.29)$$

și

$$\mu_i = \frac{\rho_{ib}}{\rho_i} = 1 + \frac{D_b - D_i}{D_i} \sin^2 \omega_{2i} \quad (2.2.3.30)$$

Aceste valori permit corectarea lui h dacă se ține seama că:

$$\operatorname{tg} \beta'_e = \frac{d_e}{L_{te} [D_e - (D_e - D_b) \sin^2 \omega_{2e}]} [\pi D_e \mp (1 \pm K \cos \omega_{2e}) h_e \sin \omega_{2e}] \quad (2.2.3.31)$$

și:

$$\operatorname{tg} \beta'_i = \frac{d_i}{L_{ti} [D_i - (D_b - D_i) \sin^2 \omega_{2i}]} [\pi D_i \mp (1 \pm K \cos \omega_{2i}) h_i \sin \omega_{2i}] \quad (2.2.3.32)$$

Dar:

$$\beta'_i = \gamma'_e + \gamma'_i + \beta'_e \quad (2.2.3.33)$$

obținându-se după calcule:

$$L_{ti} = \frac{\pi D_i d_i}{\operatorname{tg} \beta'_i [D_i + (D_b - D_i) \sin^2 \alpha_i \pm d_i (1 \pm K - \cos \alpha_i) \sin \alpha_i]} \quad (2.2.3.34)$$

2.2.4. Modelarea legăturii dintre întinderea și răsucirea unui cablu

Într-un cablu cuplul la care este solicitat depinde de construcția cablului și de forța de tracțiune.

Se poate scrie:

$$M^* = M_F^* + M_0^* \quad (2.2.4.1)$$

unde:

M_F^* este cuplul provocat de constituția cablului și

M_0^* este cuplul provocat de torsiune

2.2.5. Calculul cuplului de torsiune dintr-un cablu

2.2.5.1. Momentul într-un toron

Se consideră un toron cu m fire, fiecare fir din toron este solicitat de o forță T_i în direcția axei sale. Dacă ne raportăm în continuare la axa toronului eforturile de tracțiune vom obține o forță de tracțiune F_j și un cuplu M_j .

Conform fig.2.2.5.2.1 se pot scrie relațiile:

$$T_i = \sigma_i S_i \quad (2.2.5.1.1)$$

$$F = \sum_{i=1}^m (z_i \sigma_i S_i \cos \beta_i) \quad (2.2.5.1.2)$$

$$M = \sum_{i=1}^m (z_i \sigma_i S_i r_i \sin \beta) \quad (2.2.5.1.3)$$

cu $\beta > 0$ pentru pasul la dreapta, $\beta < 0$ pentru pasul la stânga.

2.2.5.2. Momentul într-un cablu

Într-un cablu din toroane, toroanele sunt dispuse elicoidal, unghiul de cablare β_j^* pentru toronul j în raport cu axa cablului influențează la fel cuplul. Presupunem că toroanele dintr-un cablu sunt fără tensiuni, dacă forma de elice a fost obținută prin deformare plastică.

Astfel în toronul j forța de reacțiune T_j^* și cuplul M_j^* corespund relațiilor (2.2.5.1.1) (2.2.5.1.2). Presupunem că toate forțele transversale sunt simetrice în raport cu un plan ce trece prin axa cablului, astfel încât nu poate influența cuplul din cablu. Se obține astfel efortul de tracțiune rezultat și cuplul (într-un cablu de n fire (fig.2.2.5.2.2).

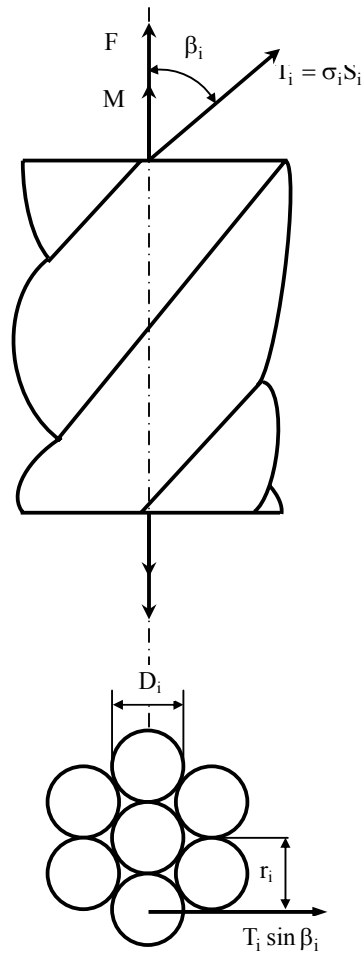


Figura 2.2.5.2.1

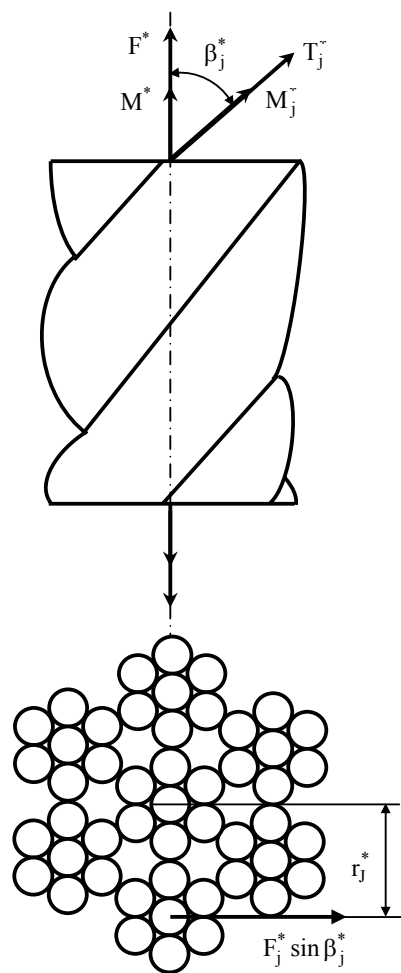


Figura 2.2.5.2.2

$$F^* = \sum_{j=1}^n z_j^* T_j^* \cos \beta_j^* \quad (2.2.5.2.1)$$

și:

$$M^* = \sum_{j=1}^n z_j^* (M_j^* \cos \beta_j^* + T_j^* r_j^* \sin \beta_j^*) \quad (2.2.5.2.2)$$

cu $\beta^* > 0$ pentru pas de înfășurare la dreapta, $\beta^* < 0$ pentru pas de înfășurare la stânga.

Dacă în ecuațiile (2.2.5.2.1) și (2.2.5.2.2) M_j^* și T_j^* sunt înlocuiți prin termenii din ecuațiile (2.2.5.1.1) și (2.2.5.1.2) și însumarea se face pentru numărul total p de fire din cablu se obține:

$$F^* = \sum_{k=1}^p \sigma_k S_k \cos \beta_k \cos \beta_k^* \quad (2.2.5.2.1')$$

respectiv:

$$M^* = \sum_{k=1}^p \sigma_k S_k (r_k^* \cos \beta_k \sin \beta_k^* + r_k \sin \beta_k \cos \beta_k^*) \quad (2.2.5.2.2')$$

2.2.5.3. Relația dintre efortul de tracțiune și cuplu

După o serie de calcule mărimile din ecuațiile (2.2.5.2.1) (2.2.5.2.2) pot fi făcute adimensionale și în raport cu mărimile uzuale le cablurilor:

- tensiunea de tracțiune din cablu $\left(\sigma^* = \frac{F^*}{S^*} \right)$;
- diametrul cablului (d_c);
- unghiul de cablaj de la toronul exterior (γ).

Vom defini următoarele mărimi fără dimensiuni :

$$K_1^* = \sum_{k=1}^p \frac{\sigma_k S_k \cos \beta_k \cos \beta_k^*}{\sigma^* S^* \cos \gamma \cos \gamma} \quad (2.2.5.3.1)$$

$$K_{21}^* = \sum_{k=1}^p \frac{\sigma_k S_k}{\sigma^* S^*} \left(\frac{r_k^* \cos \beta_k \cos \beta_k^*}{d_c \cos \gamma \sin \gamma} + \frac{r_k \cos \beta_k^* \sin \beta_k}{d_c \cos \gamma \sin \gamma} \right) \quad (2.2.5.3.2)$$

Introducându-se K_1^* și K_{21}^* în relațiile (2.2.5.2.1) și (2.2.5.2.2) se obține:

$$F^* = \sigma^* S^* \cos^2 \gamma K_1^* \quad (2.2.5.3.3)$$

și

$$M^* = d_c F^* \operatorname{tg} \gamma \frac{K_2^*}{K_1^*} \quad (2.2.5.3.4)$$

deducându-se:

$$M^* = d_c F^* \operatorname{tg} \gamma \frac{K_2^*}{K_1^*} \quad (2.2.5.3.5)$$

În măsura în care unghiul γ variază cu torsiunea θ , se calculează γ în funcție de θ . Relația următoare (2.2.5.3.6) se deduce considerându-se că diametrul cablului rămâne constant:

$$r^* d\varphi = dx (\operatorname{tg} \gamma - \operatorname{tg} \gamma_0) \quad (2.2.5.3.6)$$

unde r^* este raza elicei, apoi:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{r^* d\varphi + \operatorname{tg} \gamma_0 dx}{dx} = r^* \frac{d\varphi}{dx} + \operatorname{tg} \gamma_0 \quad (2.2.5.3.7)$$

Cu :

$$\frac{d\varphi}{dx} = \theta \quad \text{și} \quad \operatorname{tg} \gamma_0 = \frac{2\pi r^*}{\lambda_0} \quad (2.2.5.3.8)$$

avem:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma &= r^* \phi + \frac{2\pi r^*}{\lambda_0} = \frac{2\pi d_c}{\lambda_0} \frac{r^*}{d_c} \left(1 + \frac{\lambda_0}{2\pi d_c} d_c \theta \right) = \\ &= \frac{2\pi r^*}{\lambda} \left(1 + \frac{\lambda_0}{2\pi d_c} d_c \theta \right) \end{aligned} \quad (2.2.5.3.9)$$

Folosindu-se relațiile (2.2.5.3.5) și (2.2.5.3.9) se obține:

$$M^* = d_c F^* \frac{2\pi r^*}{\lambda_0} \left(1 + \frac{\lambda_0}{2\pi d_c} d_c \theta \right) \frac{K_2^*}{K_1^*} \quad (2.2.5.3.10)$$

Notându-se:

$$\frac{2\pi r^*}{\lambda_0} \cdot \frac{K_2^*}{K_1^*} = C_F^* \quad (2.2.5.3.11)$$

Relația (2.2.5.3.10) devine:

$$M_F^* = C_F^* d_c F^* \left(1 + \frac{\lambda_0}{2\pi d_c} d_c \theta \right) \quad (2.2.5.3.12)$$

Detalii privind semnificația mărimilor dx , $d\varphi$, γ_0 , γ , λ_0 , λ pot fi urmărite în fig.2.2.5.1.3).

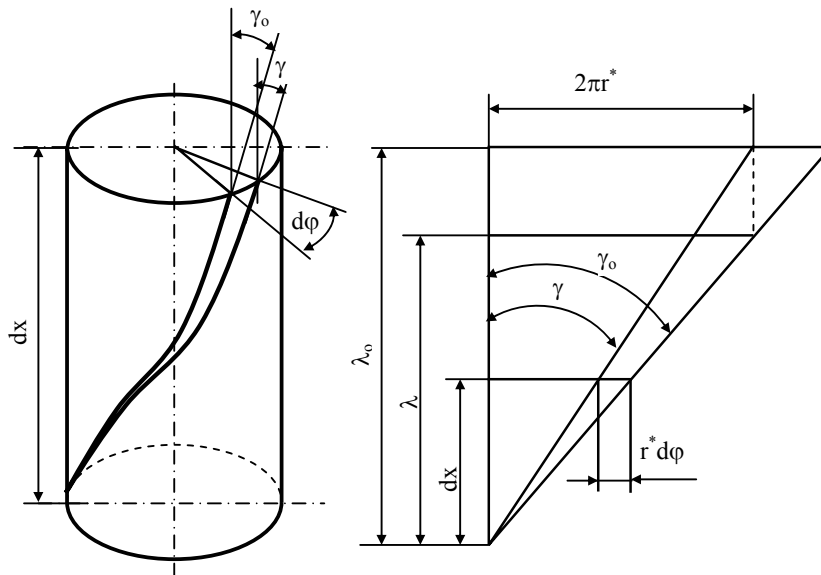


Fig. 2.2.5.1.3

2.2.5.4. Moment produs de solicitarea la torsiune

Într-un cablu, dacă toate firele au același modul de elasticitate transversal G , cuplul corespunzător solicitării de torsiune M_θ este pentru un fir:

$$M_\theta = G J_p \theta \quad (2.2.5.4.1)$$

și pentru un cablu:

$$M_{\theta} = G J_p^* \theta \quad (2.2.5.4.2)$$

Momentul de inerție polar J_p^* al unui cablu cu frecări și compresioni între firele acestuia se situează între momentul de inerție corespunzător unui cablu fără frecări între fire și cel al unei bare rotunde omogene de diametru d_c (diametrul cablului) adică:

$$\sum_{k=1}^p (J_p)_k \leq J_p^* \leq \frac{\pi d_c^4}{32} \quad (2.2.5.4.3)$$

Notându-se:

$$C_{\theta} = \frac{J_p^*}{d_c^4} \quad (2.2.5.4.4)$$

se obține momentul de torsiune M_{θ}^* determinat de solicitarea la torsiune:

$$M_{\theta}^* = C_{\theta} G d_c^4 \theta \quad (2.2.5.4.5)$$

Coeficientul C_{θ} corespunzător frecării interne și compresionii între fire este constant.

2.2.5.5 Cuplul total într-un cablu

Folosind relațiile (2.2.5.3.12), (2.2.5.3.5) și (2.2.5.1.1) se obține:

$$M^* = C_F^* d_c F^* \left(1 + \frac{\lambda_0}{2\pi d_c} \theta \right) + C_{\theta} G d_c^4 \theta \quad (2.2.5.5.1)$$

2.2.6. Determinarea coeficienților de torsiune

În paragrafele precedente s-a stabilit o relație între cuplul de torsiune provocat de efortul de tracțiune și cel de torsiune. Ecuația (2.2.5.5.1) permite calculul cuplului într-un cablu la solicitări combinate dacă coeficienții C_F^* și C_θ sunt cunoscuți. În multe cazuri este posibil să se calculeze corespunzător constanta de torsiune C_F^* dar constanta C_θ nu se poate calcula cu ecuațiile cunoscute în mod acceptabil în raport cu realitatea.

2.2.6.1. Calculul teoretic al coeficientului C_F^*

Un mare număr de factori influențează semnificativ momentul de torsiune. Calculul acestuia după diferiți autori diferă în funcție de aproximările făcute. Ecuațiile prezentate până acuma, destinate pentru determinarea constantelor momentului de torsiune se bazează pe metoda de calcul elaborată de Engel [ENG 1] în versiune utilizându-se o largă aproximație. Astfel se acceptă următoarele condiții:

- firele nu sunt preîntinse;
- toate firele și toroanele nu sunt destinate astfel încât preiau în același mod efortul de tracțiune aplicat cablului;
- toate solicitările au loc în domeniul elastic;
- momentul de încovoiere și de torsiune provenite din variația pasului de cablare și de raze de rulare, este neglijabil.

a) Cazul unui toron

Se consideră un toron drept de m fire. Fiecare fir din toron suportă o întindere:

$$T_i = ES_i \zeta_i = ES_i \frac{d\ell_i}{\ell_i} \quad (2.2.6.1.1)$$

Facând presupunerea că modificarea unghiului de toronare este neglijabil se obține:

$$\frac{d\ell_i}{\ell_i} = \frac{dL}{L} \cos^2 \beta_i \quad (2.2.6.1.2)$$

și deci:

$$T_i = ES_i \frac{dL}{L} \cos^2 \beta_i \quad (2.2.6.1.3)$$

Efortul F de tracțiune în toron se calculează cu expresia următoare:

$$F = \sum_{i=1}^m z_i T_i \cos \beta_i = E \frac{dL}{L} \sum_{i=1}^m z_i S_i \cos^3 \beta_i \quad (2.2.6.1.4)$$

iar momentul de torsiune:

$$M = \sum_{i=1}^m z_i T_i r_i \sin \beta_i \quad (2.2.6.1.5)$$

Unde m este numărul firelor din toron, respective:

$$M = E \frac{dL}{L} \sum_{i=1}^m z_i S_i \cos^2 \beta_i r_i \sin \beta_i \quad (2.2.6.1.6)$$

În fig.2.2.6.1.1 se prezintă rezultatele eforturilor ce acționează asupra unui toron. Folosind formula lui Kollros [KOL 1] pentru un toron supus unui efort de tracțiune rezultă:

$$M = C_F dF \quad (2.2.6.1.7)$$

și deci:

$$C_F = \frac{M}{dF} \quad (2.2.6.1.8)$$

Respective:

$$C_F = \frac{\sum_{i=1}^m z_i S_i r_i \cos^2 \beta_i \sin \beta_i}{d \sum_{i=1}^m z_i S_i \cos^3 \beta_i} \quad (2.2.6.1.9)$$

b) Cazul unui cablu din toroane

Prin analogie:

$$F^* = \sum_{j=1}^n z_j^* F_j^* \cos \beta_j^* \quad (2.2.6.1.10)$$

Ținând seama de relația (2.2.6.1.4) se obține:

$$F^* = \sum_{j=1}^n z_j^* E \frac{dL_j^*}{L_j^*} \left(\sum_{i=1}^m z_i S_i \cos^3 \beta_i \right)_j \cos \beta_j^* \quad (2.2.6.1.11)$$

Notăm:

$$\left(\sum_{i=1}^n z_i S_i \cos^3 \beta_i \right)_j = S_j^* \quad (2.2.6.1.12)$$

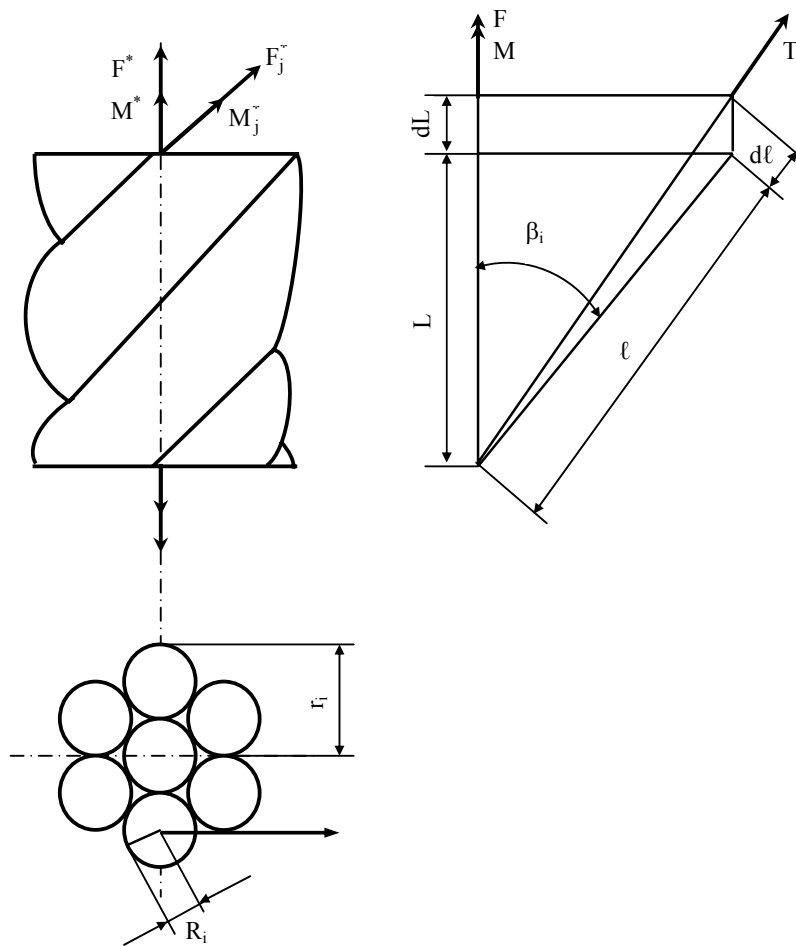


Figura 2.2.6.1.1

Pe de altă parte modificarea unghiului de cablaj este neglijabil, se poate scrie:

$$\frac{dL_j^*}{L_j^*} = \frac{dL^*}{L^*} \cos^2 \beta_j \quad (2.2.6.1.13)$$

În consecință:

$$F^* = E \frac{dL^*}{L^*} \cdot \sum_{j=1}^n Z_j^* S_j^* \cos^3 \beta_j^* \quad (2.2.6.1.14)$$

Momentul indus în cablu va fi:

$$M^* = \sum_{j=1}^n Z_j^* M_j^* \cos \beta_j^* + \sum_{j=1}^n Z_j^* F_j^* r_j^* \sin \beta_j^* \quad (2.2.6.1.15)$$

respectiv:

$$\begin{aligned} M^* &= \sum_{j=1}^n Z_j^* E \frac{dL_j^*}{L_j^*} \left(\sum_{i=1}^m Z_i A_i \cos^2 \beta_i \sin \beta_i \right)_j \cos \beta_j^* + \\ &+ \sum_{j=1}^n Z_j^* E \frac{dL_j^*}{L_j^*} \left(\sum_{i=1}^m Z_i A_i \cos^3 \beta_i \right)_j r_j^* \sin \beta_j^* \end{aligned} \quad (2.2.6.1.16)$$

Notând:

$$\left. \begin{aligned} \left(\sum_{i=1}^m Z_i S_i \cos^3 \beta_i \right)_j &= S_j^* \\ \left(\sum_{i=1}^m Z_i S_i \cos^2 \beta_i r_i \sin \beta_i \right)_j &= S_j^* C_{R_j} d_{ij} \\ \frac{dL_j^*}{L_j^*} &= \frac{dL^*}{L^*} \cos^2 \beta_j^* \end{aligned} \right\} \quad (2.2.6.1.17)$$

Se obține:

$$M^* = \sum_{j=1}^n Z_j^* S_j^* r_j^* \cos^2 \beta_j^* \sin \beta_j^* + \sum_{j=1}^n Z_j^* C_{F_{ij}}^* S_j^* d_{ij} \cos^3 \beta_j^* \quad (2.2.6.1.18)$$

Însfârșit:

$$C_F^* = \frac{M^*}{d_c F^*} \quad (2.2.6.1.19)$$

și deci:

$$C_F^* = \frac{\sum_{j=1}^n Z_j^* S_j^* r_j^* \cos^2 \beta_j^* \sin \beta_j^* + \sum_{j=1}^n Z_j^* S_j^* C_{F_{ij}}^* d_{ij} \cos^3 \beta_j^*}{d_c \sum_{j=1}^n Z_j^* S_j^* \cos^3 \beta_j^*} \quad (2.2.6.1.20)$$

Pentru cablurile care nu au decât un singur toron este posibil să suprimăm indicele j și ecuația devine:

$$C_F^* = \frac{r^* \operatorname{tg} \beta^* + C_{F_i}^* d_i}{d_c} \quad (2.2.6.1.21)$$

Obs.: aplicându-se relația pentru un cablu Lang $\Phi 40,5$, se obține:

$$C_F^* = 0,126$$

În figura 2.2.6.1.2 se prezintă rezultatele eforturilor de solicitare a cablului.

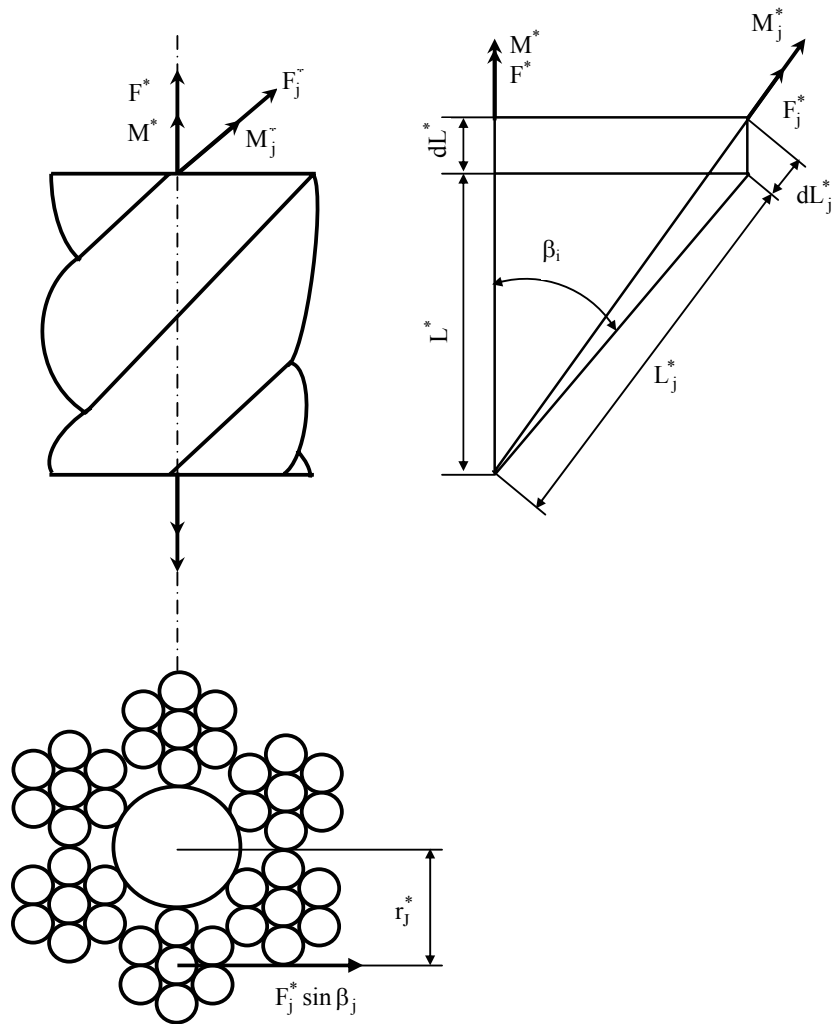


Figura 2.2.6.1.2

2.2.6.2. Determinarea empirică a coeficienților prin metoda Kollros.

Pentru determinarea coeficienților C_F^* și C_θ Kollros utilizează concepte standard simple. Cuplul indus în cablu în faza inițială se măsoară în funcție de tensiune. Coeficientul C_F se calculează pornind de la ecuația (2.2.5.3.12) cu $\theta = 0$.

$$C_F^* = \frac{M^*}{F^* \cdot d_c} \quad (2.2.6.2.1)$$

Din motive evidente, măsurătorile nu se pot efectua pentru cablul descărcat ($F^* = 0$).

Cuplul de torsiune se măsoară în funcție de unghiul de torsiune, cu o tensiune constantă, coeficientul C_θ se calculează cu următoarea ecuație:

$$C_\theta = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \frac{M_i^* - C_F^* d_c F^* \left(1 + \frac{\lambda_0}{2\pi} \theta_i\right)}{G d_c^4 \theta_i} \quad (2.2.6.2.2)$$

unde k este numărul de torsiuni impuse.

Cu titlul de exemplu în tabelul 2.2.6.2.1 se prezintă rezultatele obținute pe mai multe tipuri de cabluri de Kollros [KOL 1] unde :

- h : înălțime
- G : cablu Lang
- K : cablu

2.2.6.3. Determinarea empirică a coeficienților C_1 , C_2 , C_3 după metoda Feyrer.

Măsurându-se momentele de torsiune ale unor cabluri, se constată că cele două constante (C_F^* și C_θ) nu sunt suficiente pentru a descrie momentul de torsiune măsurat.

Tabelul 2.2.6.2.1

Caracteristicile cablului		C_F	$C_0 \cdot 10^4$	
Constituția	$\lambda_0 / 2\pi d$		$\theta > 0$	$\theta < 0$
h+6(1+6) ; G	1,13	5,95	5,95	
h+6(1+6) ; K	1,19	0,0927	5,42	6,46
h+6(1+9+9) ; G	1,05	0,1516	6,35	4,78
h+6(1+9+9) ; K	1,03	0,1	9,84	8,36

Din acest motiv , o nouă constantă s-a introdus în ecuația momentului de torsiune. Ecuația momentului de torsiune se va scrie sub forma:

$$M^* = C_1 d_0 F^* + C_2 d_c^2 \frac{\lambda_0}{2\pi d_c} \theta F^* + C_3 G d_c^4 \theta \quad (2.2.6.3.1)$$

În numeroase cazuri raportul:

$$\frac{\lambda_0}{2\pi d_c} \cong 1 \quad (2.2.6.3.2)$$

și ecuația (2.2.6.3.1) se poate scrie sub forma:

$$M^* = C_1 d_c F^* + C_2 d_c^2 \theta F^* + C_3 G d_0^4 \theta \quad (2.2.6.3.3)$$

Pentru fiecare eșantion se calculează coeficienții C_1 , C_2 , C_3 în felul următor:

- linearizarea curbei moment de torsiune-tensiune;
- calculul cuplului de torsiune la tensiunea nulă și la tensiunea maximă (se presupune că curbele $M^*(F^*, \theta)$, trasate în figura 2.2.6.3.1 corespund la trei etape ale încărcării cablului: faza inițială ($\theta = 0$); faza $\theta = \theta^{0+}$; faza $\theta = \theta^{0-}$
- calculul coeficientului C_1 pentru $\theta = 0$ și $F^* = F^{*0}$

$$M_{(F^*, \theta_0)}^* = C_1 d_c F^{*0} \quad (2.2.6.3.4)$$

de unde:

$$C_1 = \frac{M_{(F^*, \theta_0)}^*}{d_c F^{*0}} \quad (2.2.6.3.5)$$

- calculul coeficientului C_3 impunând $\theta = \theta^{0+}$ și $F^* = 0$.

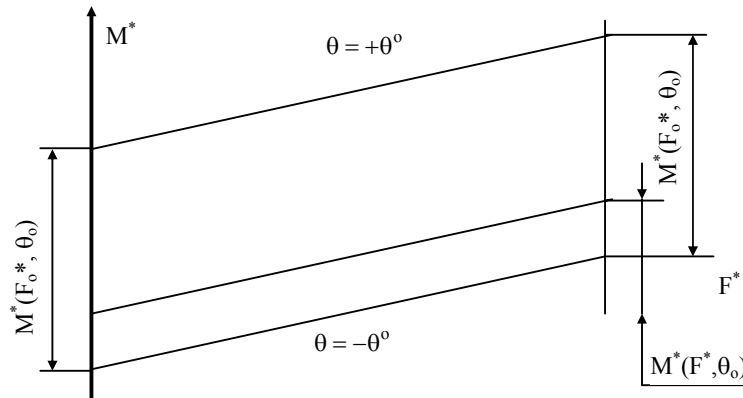


Figura 2.2.6.3.1

Pentru cazul $\theta = \theta^{0+}$:

$$M^*_{(F_0^*, \theta^{0+})} = C_3 G d_c^4 \theta^{0+} \quad (2.2.6.3.6)$$

și pentru $\theta = \theta^{0-}$:

$$M^*_{(F_0^*, \theta^{0-})} = C_3 G d_c^4 \theta^{0-} \quad (2.2.6.3.7)$$

Dacă $\theta^{0+} = \theta^{0-}$ se obține:

$$M^*_{(F_0^*, \theta^{0+})} - M^*_{(F_0^*, \theta^{0-})} = 2C_3 G d_c^4 \theta^0 \quad (2.2.6.3.8)$$

respectiv:

$$M^*_{(F_0^*, \theta^{0+})} - M^*_{(F_0^*, \theta^{0-})} = M^*_{(F_0^*, \theta^0)} \quad (2.2.6.3.9)$$

deci:

$$M^*_{(F_0^*, \theta^0)} = 2C_3 G d_c^4 \theta^0 \quad (2.2.6.3.9')$$

și însfârșit:

$$C_3 = \frac{M^*_{(F_0^*, \theta^0)}}{2Gd_c^4 \theta^0} \quad (2.2.6.3.10)$$

e) calculul coeficientului $\theta = \theta^0$ și $F = F^{*0}$

$$M^*_{(F^{*0}, \theta^{0+})} = C_1 d_c F^{*0} + C_2 d_c^2 F^{*0} \theta^0 + C_3 G d_c^4 \theta^0 \quad (2.2.6.3.11)$$

și:

$$M^*_{(F^{*0}, \theta^{0-})} = C_1 d_c F^{*0} - C_2 d_c^2 F^{*0} \theta^0 + C_3 G d_c^4 \theta^0 \quad (2.2.6.3.12)$$

dar:

$$M^*_{(F^{*0}, \theta^0)} = M^*_{(F^{*0}, \theta^{0+})} - M^*_{(F^{*0}, \theta^{0-})}$$

și deci:

$$M^*_{(F^{*0}, \theta^0)} = 2(C_2 d_c^2 F^{*0} \theta^0 + C_3 G d_c^4 \theta^0) \quad (2.2.6.3.13)$$

respectiv:

$$C_2 = \frac{M^*_{(F^{*0}, \theta^0)} - M^*_{(F_0^*, \theta^0)}}{2d_c^2 F^{*0} \theta^0} \quad (2.2.6.3.14)$$

2.3. Tensiunile ce apar în sârmele unui cablu solicitat la tracțiune

2.3.1. Solicitățile mecanice la care sunt supuse în exploatare sârmele unui cablu

Modul de construcție precum utilizarea în exploatare a cablurilor determină o solicitare mecanică complexă a sârmelor acestuia. În funcție de ipotezele acceptate la calculul de rezistență a acestora putem distinge două grupe:

- solicitări de tip Saint-Venant (întindere, încovoiere, torsiune, forfecare)
- solicitări de tip Hertz (tensiuni locale de compresiune)

Determinarea tensiunilor ce apar în sârmele cablurilor în cazul celor două grupe este foarte dificilă deoarece în primul caz se acceptă ipoteza dependenței liniare între tensiuni și deformații iar în cel de al doilea relația dintre tensiuni și deformații este neliniară.

Pe lângă dificultățile ce vizează aspectele teoretice se mai adaugă și cele legate de comportarea fizică a sârmelor care în procesul de împletire se deformează permanent, luând forma unei elice duble (sârmă-toron, toron cablu). Există posibilitatea ca în procesul de împletire să se solicite sârmele peste limita de elasticitate ceea ce conduce la modificarea caracteristicilor mecanice. Unii autori [Woe 1] afirmă chiar ca un calcul al tensiunilor din sârmele cablului este inutil deoarece tensiunile interne inițiale, efectul de concentrare a tensiunilor la defectele superficiale ale sârmelor, uzarea sârmelor, tensiunile locale produse de frecare, de presarea acestora de organul de rulare, presarea reciprocă a sârmelor etc. determină tensiuni mult mai mari decât cele determinate din calcul. Totuși un calcul aproximativ, pe baza unor ipoteze simplificatoare este necesar, pentru estimarea stării de tensiune din sârmele cablului.

2.3.2. Solicitări statice de tip Saint-Venant

2.3.2.1. Întinderea sârmei [Müll 1]

Tensiunea de întindere, cea mai importantă ca mărime, dintr-o sârmă a unui cablu întins cu forța \mathbf{T} , depinde de construcția cablului.

a) Cabluri monotoron sau spirale (fig.2.3.2.1.1)

$$\sigma_{t_i} = \sigma_{t_{ax}} \cos^2 \omega_i \quad ; \quad \sigma_{t_{ax}} = \frac{T}{A_{ax} + \sum n_i A_i \cos \omega_i} \quad (2.3.2.1.1)$$

Deformațiile vor fi:

$$\Delta \ell_i = \Delta \ell_{ax} \cos \omega_i \quad ; \quad \ell_{ax} = \ell_i \cos \omega_i \quad (2.3.2.1.2)$$

unde:

A_{ax} – aria secțiunii firului central;
 A_i – aria secțiunii firului din stratul i ;
 n_i – numărul de fire din stratul i ;
 ω_i – unghiul de cablare în stratul i .

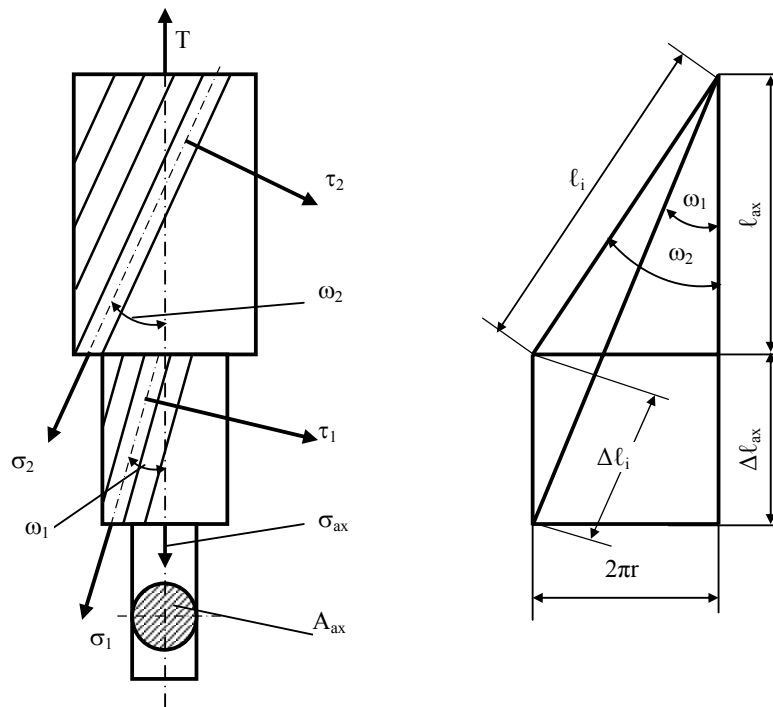


Figura 2.3.2.1.1

b) Cabluri compuse din mai multe toroane (fig.2.3.2.1.2)

În cazul împletirii în paralel tensiunea din sârmă datorată tracțiunii va fi:

$$\sigma_{t_s} = \sigma_t \cos^2(\omega_1 + \omega_2) \quad (2.3.2.1.2)$$

unde:

$$\sigma_t = \frac{T}{n_t A_{sc} \cos \omega_2 + n_t \sum n_i A_i \cos(\omega_i + \omega_2)} \quad (2.3.2.1.3)$$

Deformațiile vor fi:

$$\ell_s = \frac{\ell}{\cos(\omega_{i_1} + \omega_2)} \quad ; \quad \ell_t = \frac{\ell}{\cos \omega_2} \quad (2.3.2.1.4)$$

$$\Delta \ell_p = \Delta \ell \cos(\omega_{i_1} + \omega_2) \quad (2.3.2.1.5)$$

La împletirea în cruce:

$$\sigma_{ts} = \sigma_t \cos^2(\omega_2 - \omega_{i_1}) \quad (2.3.2.1.6)$$

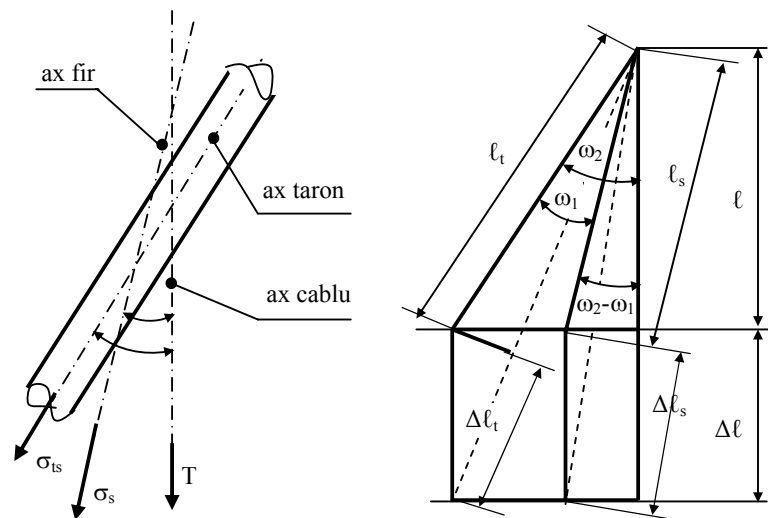


Figura 2.3.2.1.2

unde:

$$\sigma_t = \frac{T}{n_t A_{SC} \cos \omega_2 + n_t \sum n_i A_i \cos(\omega_2 - \omega_{i_1})} \quad (2.3.2.1.6)$$

respectiv:

ω_{i_1} - unghiul de cablare al sârmei din stratul 1 în toron ;

ω_2 - unghiul de cablare al toronului în cablu ;

n_t - numărul de toroane ;

A_{SC} – aria secțiunii transversale a sârmei centrale.

2.3.2.2. Încovoierea sârmelor

Încă în procesul de fabricație se produce o solicitare de încovoiere a sârmelor cablului. În general se disting două cazuri:

- sârmele intră direct în procesul de fabricație (împletire) (fig.2.3.2.2.1) și ca atare sârma este supusă unei deformații plastice de încovoiere peste limita de curgere a materialului. În consecință o parte a sârmei va suferi o deformație permanentă, adică o parte din secțiunea sârmei va fi solicitată la limita de curgere;

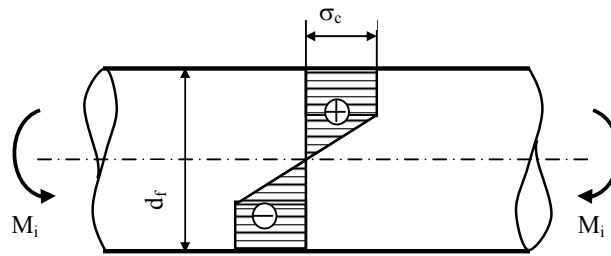


Figura 2.3.2.2.1

- în cel de al doilea caz sârma este predeformată (fig.2.3.2.2.2a) peste limita de curgere și când este lăsată liberă tinde să se îndrepte rămânând într-o poziție intermediară, dar cu o stare de tensiune mai favorabil repartizată pe secțiune decât în situația anterioară a sârmei nedeformate inițial (fig.2.3.2.2.2b).

Tensiunile remanente din sârma predeformată se calculează ținând seama că descărcarea se face elastic, sub acțiunea unui moment încovoietor ($-M_i$) egal cu cel ce a deformat firul ($+M_i$).

În timpul exploatării unele cabluri sunt trecute peste role ceea ce determină apariția în sârmele cablului a solicitării de încovoiere. Dacă frecarea dintre sârmele cablului este nulă, frecarea lucrează individual, ceea ce determină o solicitare la încovoiere a acestora, adică tensiunile din fiecare sârmă sunt egale.

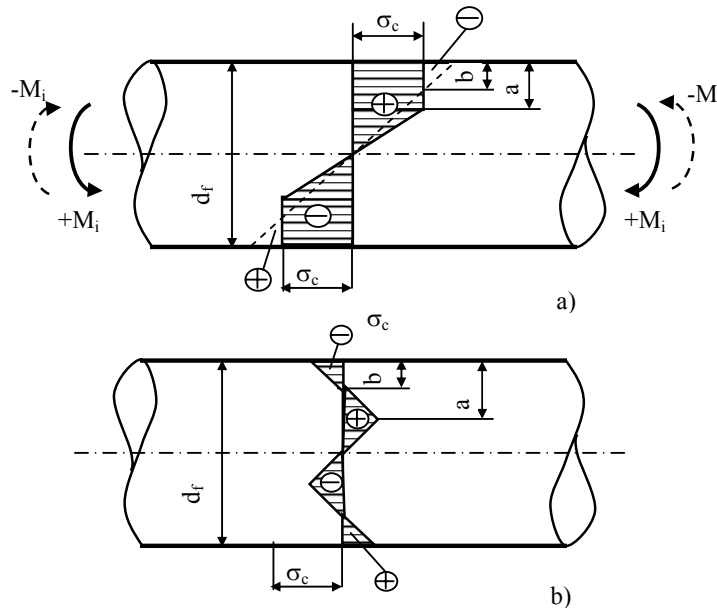


Figura 2.3.2.2

În cazul în care frecarea dintre sârme este foarte mare, ele lucrează solidar fapt ce determină apariția unor tensiuni mai mari în firele aflate la exterior (repartiția tensiunii de încovoiere este liniară pe întreaga secțiune). În realitate cazurile practice corespund unei situații intermediare, frecarea dintre sârmele cablului fiind cuprinsă între cele două situații extreme. Evident forțele de frecare depind în mare măsură de presiunea de contact dintre fire care este determinată de forța de tracțiune. Pentru calculul tensiunii de încovoiere (σ_i) din fire se recomandă [BOL 1] formula lui Reuleaux – Bach:

$$\sigma_i = \beta E \frac{d_f}{d_c} \quad (2.3.2.2.1)$$

în care:

- E – modulul de elasticitate al sârmei;
- d_f – diametrul firului (sârmei) ;
- d_c – diametrul rolei pe care este înfășurat cablul.

Obs.: în ceea ce privește valoarea coeficientului β nu există o opinie unică, diferiți autori atribuindu-i diferite valori (0,09...1).

Există desigur și o încovoiere secundară a sârmelor din cablu determinată de forța de interacțiune dintre ele P_0 , fig.2.3.2.2.3 una dintre sârme rezemându-se pe două sârme din stratul următor.

În cazul cablurilor de tracțiune confecționate din toroane se produce încovoierea secundară în urma presiunii dintre toroane și rola de cablu; se obține:

$$P_0 = \frac{4Ld_f}{zD_0d_c} T = \frac{2Ld_f}{z} p_m \quad (2.3.2.2.2)$$

unde:

P_0 – forța de presare pe sârmă ;

L – pasul toronului ;

d_f – diametrul firului ;

z – numărul toroanelor ;

D_0 – diametrul rolei de cablu ;

T – forța de tracțiune din cablu ;

$p_m = \frac{2T}{D_0d_c}$ - presiunea medie între cablu și

d_c – diametrul cablului.

Dacă se consideră sârma încastrată la ambele capete, atunci momentul încovoiator maxim va fi:

$$M_{\max} = \frac{P_0 \ell}{16} = \frac{P_0 d_f}{16 \sin \omega} \quad (2.3.2.2.3)$$

unde ω este unghiul de intersecție între cele două sârme.

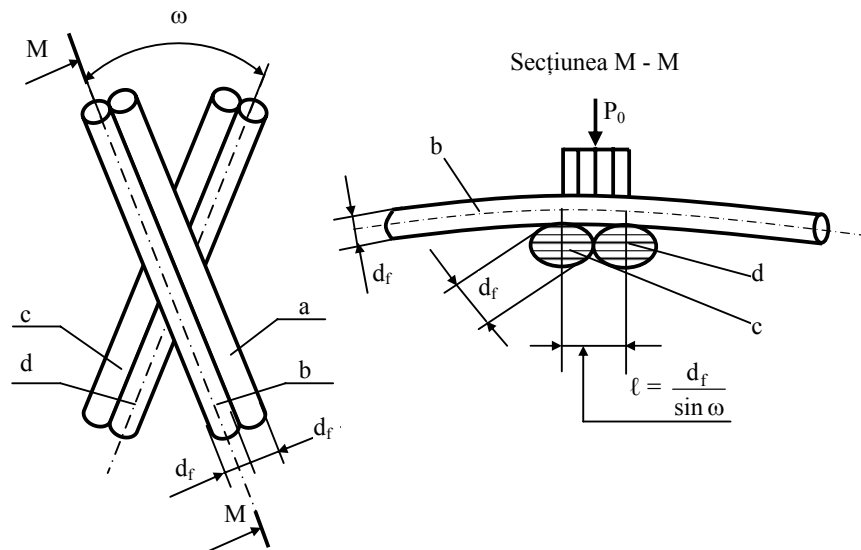


Figura 2.3.2.2.3

Sunt interesante și opiniile lui Klaus Feyrer [Fey 1] privitoare la încovoierea secundară. Se arată că în toroanele neperalele, sârmele exterioare sunt rezemate doar în unele puncte. În momentul apariției forțelor de tracțiune (F) apar aceste solicitări de încovoiere secundare. Tensiunile ce apar sunt mici în comparație cu cele apărute datorită forțelor transversale (N) în punctele de contact cu pereții canalului rolei de cablu (fig.2.3.2.2.4).

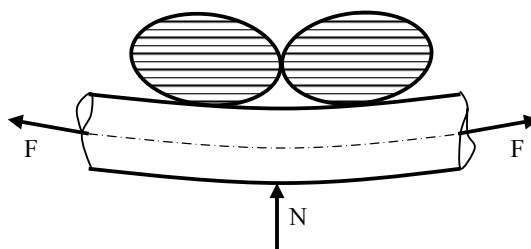


Figura 2.3.2.2.4

Mărimea forțelor transversale depinde în primul rând de forța de tracționare a cablului și în al doilea rând de diametrul rolei cablului. Ele depind însă foarte mult și de distribuția acestor forțe transversale. Este foarte important de precizat că aceste forțe sunt atât de mari încât tensiunea ce apare datorită încovoierii secundare depășește limita de curgere. Acest lucru este valabil în special pentru rolele confecționate din oțel sau fontă cenușie.

În cazul forțelor de tracțiune mici aplicate cablului, diametrul rolei fiind mare și canalul este moale (material plastic) încovoierea cablului precum și tensiunile secundare de încovoiere sunt mici. Cele mai multe cabluri în exploatare sunt cu toroane paralele ceea ce determină apariția unor situații mai rare de încrucișare a sârmelor și ca atare și încovoierea secundară este mică. În cazul cablurilor cu inimă de oțel tensiunile datorate încovoierii secundare pot apărea datorită faptului că sârmele sunt rezemate doar în unele puncte de inima cablului. Forța transversală este preluată de toate sârmele toronului, dar aceasta este mai mare decât pentru o singură sârmă, iar distanța de rezemare mai mare. Această tensiune datorată încovoierii secundare în cablurile cu inimă de oțel poate fi numită și tensiune de încovoiere terțiară nefiind până în prezent luată în considerare. Distanța dintre punctele de sprijin pe inima de oțel a fost stabilită de APEL [APE 1]. Rezemarea toronului se face pe o suprafață mai mare sau mai mică, solicitarea lui la încovoiere se asimilează cu cea a unei grinzi continue. Desigur forțele de frecare dintre sârme influențează și condițiile de solicitare. Desigur condițiile de rezemare și frecarea nu sunt până în prezent clarificate și în consecință tensiunile de încovoiere nu pot fi calculate precis. Totuși, având în vedere că au valori importante, coeficientul de siguranță la încovoierea cablurilor cu inimă de oțel se ia mai mare decât în cazul cablurilor cu înveliș (manta) de oțel sau cu toroane paralele.

2.4. Tensiunile ce apar în cablurile de oțel aflate în mișcare [FEY 1]

2.4.1. Tensiuni datorate încovoierii și răsucirii

Pentru caracterizarea globală a stării de tensiune la solicitarea de tracțiune se folosește tensiunea nominală. Tensiunea caracteristică corespunzătoare încovoierii cablului a fost stabilită de Reuleaux (2.4.1.1):

$$\sigma_i = \frac{d_f}{D} E \quad (2.4.1.1)$$

unde:

- d_f – diametrul firului (sârmei) ;
- D – raza medie de curbură (fig.2.4.1.1) ;
- E – modulul de elasticitate longitudinal.

În general, această relație (2.4.1.1) conduce la valori care nu concordă întotdeauna cu realitatea putând fi mai mici sau mai mari decât cele reale.

Cercetările cele mai importante în ceea ce privește solicitarea de încovoiere și torsiune a sârmelor cablului aparțin mai multor cercetători dintre care se amintesc Woernle [WOE 1], Czitary [CZI 1], Paetzl [PAE 1] și Wick [WIC 1].

Ei au stabilit primii că tensiunea la încovoiere trebuie studiată înainte și după încovoierea cablului, din curba sa spațială. Astfel ei definesc curba spațială cu ajutorul ecuației generale (2.4.1.2).

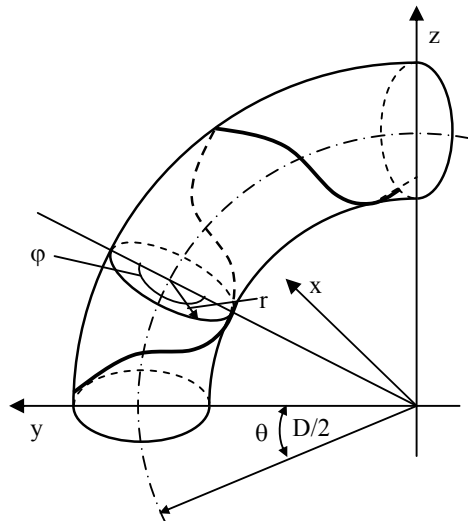


Figura 2.4.1.1.

$$\left. \begin{aligned} x &= -r \sin \varphi \\ y &= \frac{D}{2} \cos(\theta - \theta_0) + r \sin \varphi \cos(\theta - \theta_0) \\ z &= \frac{D}{2} \sin(\theta - \theta_0) + r \sin \varphi \sin(\theta - \theta_0) \end{aligned} \right\} \quad (2.4.1.2)$$

unde:

θ – unghiul de torsiune în jurul axei cablului ;

φ – unghiul de torsiune în jurul axei sârmei.

În figura 2.4.1.1 se prezintă curba spațială a cablului cu sârma în stare de încovoiere. Semnul (-) din prima ecuație a relațiilor (2.4.1.2) se referă la înfășurarea dreaptă a sârmei. Wiek [WIC 1] și [LEI 1] acceptă că raportul unghiurilor θ și φ este constant, adică:

$$K = \frac{\theta}{\varphi} = \frac{1}{\pi D} = \frac{2r}{D \operatorname{tg} \alpha} \quad (2.4.1.3)$$

Aceasta înseamnă că unghiul de înfășurare (al cablului încovoiat) nu este constant. Acesta este:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \alpha_0 \frac{r}{1 + \frac{2r}{D} \cos \varphi} \quad (2.4.1.4)$$

cu:

α_0 – unghiul de înfășurare al toronului drept;

r – raza elicei firului;

D – dublul razei de curbură a toronului.

Schiffner [SCH 1] a acceptat că se poate considera și pentru încovoierea cablului unghiul α = constant. În acest fel a găsit următoarea relație dintre unghiurile de răsucire (2.4.1.5):

$$\theta = \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha \sqrt{\frac{D^2}{4r^2} - 1}} \operatorname{arctg} \frac{\left(\frac{D}{2r} - 1\right) \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}}{\sqrt{\frac{D^2}{4r^2} - 1}} \quad (2.4.1.5)$$

În fig.2.4.1.2 [FEY 1] se prezintă pentru exemplificare varianta raportului tensiunii normale σ calculată după ipotezele diferiților autori și tensiunii σ_R calculată

după Reuleaux. S-a luat în considerare un cablu cu diametrul sârmei $d_f = 1,4\text{mm}$, raza spirei $r = 2\text{mm}$, unghiul de înfășurare $\alpha = 20^\circ$, diametrul rolei $D = 1000\text{mm}$.

Curba spațială pentru centrul cablului se poate calcula pentru un raport constant al unghiurilor de răsucire (rel.2.4.1.2 și 2.4.1.3) iar curba spațială pentru un unghi de înfășurare constant se poate calcula cu rel.2.4.1.2 și 2.4.1.4.

Schiffner [SCH 1] a arătat că pentru raportul constant al unghiurilor de răsucire curba spațială se instalează dacă între sârmele toronului există puțin joc. Curba spațială pentru unghiul de înfășurare constant, stabilește legătura cea mai scurtă între 2 puncte ale cilindrului de încovoiere.

În consecință nu există solicitare de răsucire și deci tensiunile de încovoiere sunt mai mici decât în cazul raportului unghiului de răsucire constant. În cazul toroanelor la care nu există joc între fire se va instala curba spațială cu raport constant al unghiului de răsucire.

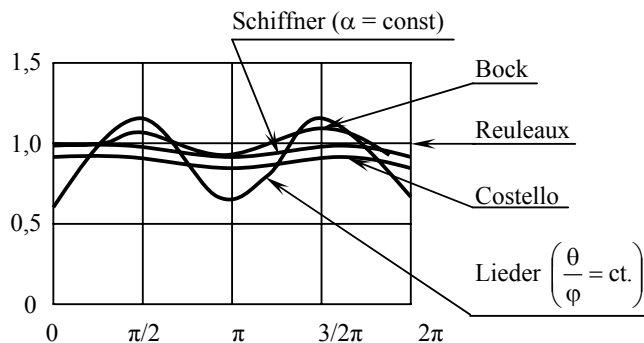


Figura 2.4.1.2

Pentru cablul cu dublă înfășurare ce se încovoie în jurul unei roți de cablu Schiffner a stabilit relații corespunzătoare pentru curba spațială. El a arătat că raportul dintre unghiurile de răsucire în jurul axei toronului și în jurul axei cablului pe de o parte și raportul dintre unghiul de răsucire în jurul axei cablului și în jurul axei roții cablului pe de altă parte nu pot fi simultan constante, adică :

$$\text{Dacă : } \frac{\Delta\theta}{\Delta\varphi_L} = \text{ct}$$

$$\text{atunci: } \frac{\Delta\varphi_L}{\Delta\varphi_D} \neq \text{ct}$$

Sau:

$$\begin{aligned} \text{Dacă:} \quad & \frac{\Delta\theta}{\Delta\varphi_L} \neq ct \\ \text{atunci:} \quad & \frac{\Delta\varphi_L}{\Delta\varphi_D} = ct \end{aligned}$$

Pentru un raport constant θ/φ_L , după Schiffner curba spațială în cazul dublei înfășurări înfășurată pe roata cablului este:

$$\begin{aligned} x &= -R \sin \varphi_L - r [\cos(\varphi_D - \varphi_L) \sin \varphi_L + \sin(\varphi_D - \varphi_L) \cos \varphi_L \cos \beta] \\ y &= \cos\left(\frac{L}{\pi D} \varphi_L - \theta_0\right) \left\{ \frac{D}{2} + R \cos \varphi_L + r [\cos(\varphi_D - \varphi_L) \cos \varphi_L - \right. \\ & \left. - \sin(\varphi_D - \varphi_L) \sin \varphi_L \cos \beta] \right\} + \sin\left(\frac{L}{\pi D} \varphi_L - \theta_0\right) r \sin(\varphi_D - \varphi_L) \sin \beta \quad (2.4.1.6) \\ z &= \sin\left(\frac{L}{\pi D} \varphi_L - \theta_0\right) \left\{ \frac{D}{2} + R \cos \varphi_L + r [\cos(\varphi_D - \varphi_L) \cos \varphi_L - \right. \\ & \left. - \sin(\varphi_D - \varphi_L) \sin \varphi_L \cos \beta] \right\} + \cos\left(\frac{L}{\pi D} \varphi_L - \theta_0\right) r \sin(\varphi_D - \varphi_L) \sin \beta \end{aligned}$$

cu unghiul de răsucire al firului în toron:

$$\varphi_D = \varphi_0 + \frac{L}{\ell \cos \beta_0} \left(\varphi_L + \sin \varphi_L \cos^2 \beta_0 \frac{2R}{D} \right) \quad (2.4.1.7)$$

și unghiul de înfășurare:

$$\beta = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \beta_0}{1 + \frac{2R}{D} \cos \varphi_L} \right) \quad (2.4.1.8)$$

Pentru un fir, în cablul încovoiat, cu unghiul constant de înfășurare al toronului $\beta = \beta_0$.

$$\begin{aligned} x &= -R \sin \varphi_L - r [\cos(\varphi_D - \varphi_L) \sin \varphi_L + \sin(\varphi_D - \varphi_L) \cos \varphi_L \cos \beta] \\ y &= \cos(\theta - \theta_0) \left\{ \frac{D}{2} + R \cos \varphi_L + r [\cos(\varphi_D - \varphi_L) \cos \varphi_L - \right. \\ & \left. - \sin(\varphi_D - \varphi_L) \sin \varphi_L \cos \beta] \right\} + \sin(\theta - \theta_0) r \sin(\varphi_D - \varphi_L) \sin \beta \quad (2.4.1.9) \end{aligned}$$

$$z = \sin(\theta - \theta_0) \left\{ \frac{D}{2} + R \cos \varphi_L + r [\cos(\varphi_D - \varphi_L) \cos \varphi_L - \sin(\varphi_D - \varphi_L) \times \sin \varphi_L \cos \beta] \right\} - \cos(\theta - \theta_0) r \sin(\varphi_D - \varphi_L) \sin \beta$$

cu:

$$\theta = \frac{2}{\operatorname{tg} \beta_0 \sqrt{\frac{D^2}{4R^2} - 1}} \operatorname{arctg} \left(\frac{\frac{D}{2R} - 1}{\sqrt{\frac{D^2}{4R^2} - 1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_L}{2} \right) \quad (2.4.1.10)$$

și:

$$\varphi_D = \varphi_0 + \frac{L}{\ell \cos \beta_0} \varphi_L \quad (2.4.1.11)$$

În fig.2.4.1.3 sunt prezentate tensiunile la încovoierea unui cablu cu înfășurare în cruce. În fig.2.4.1.4 cele de torsiune iar în fig.2.4.1.5 tensiunile la încovoiere pentru un cablu cu înfășurare egală.

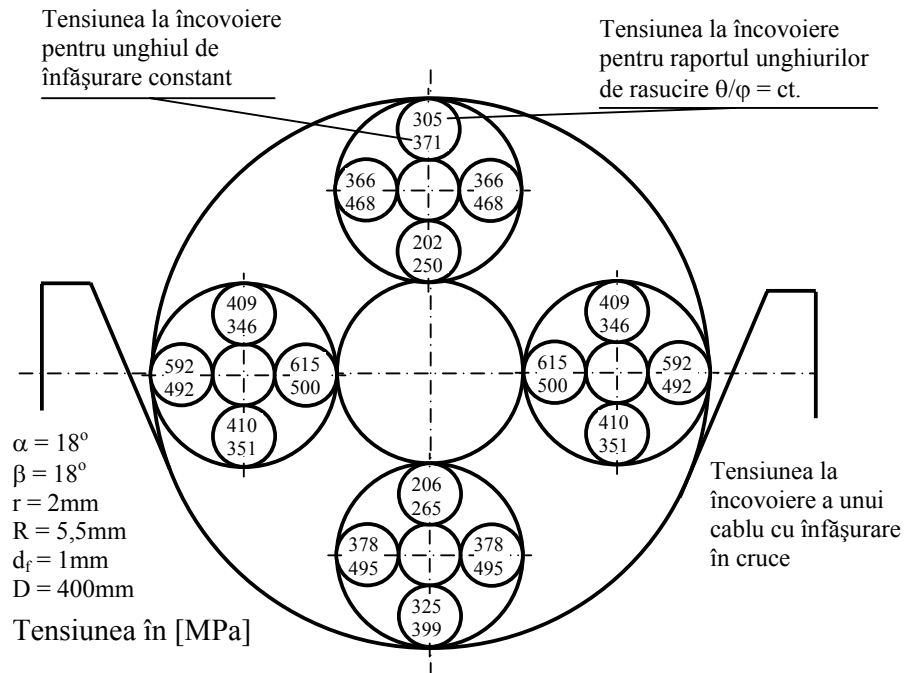


Figura 2.4.1.3

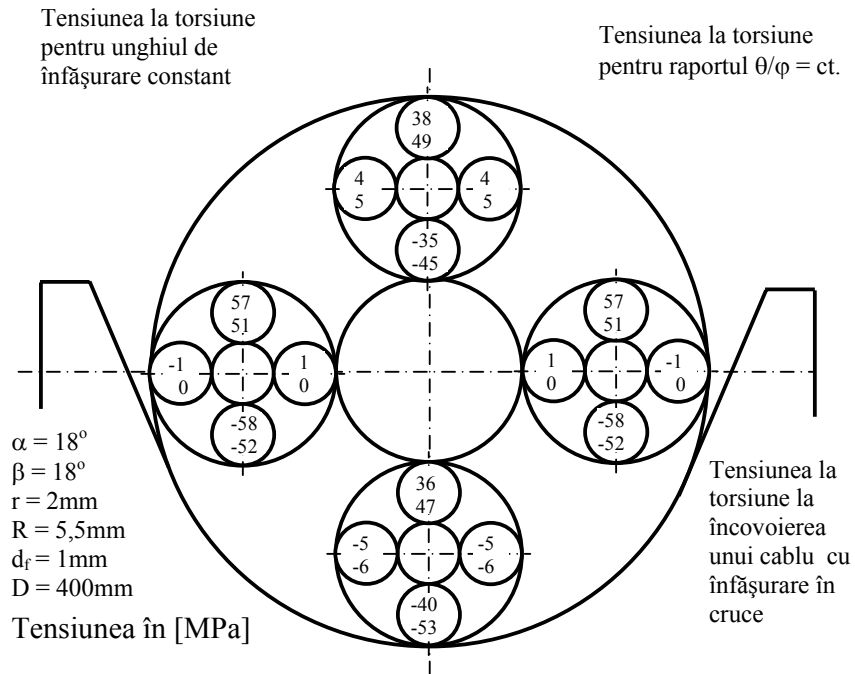


Figura 2.4.1.4

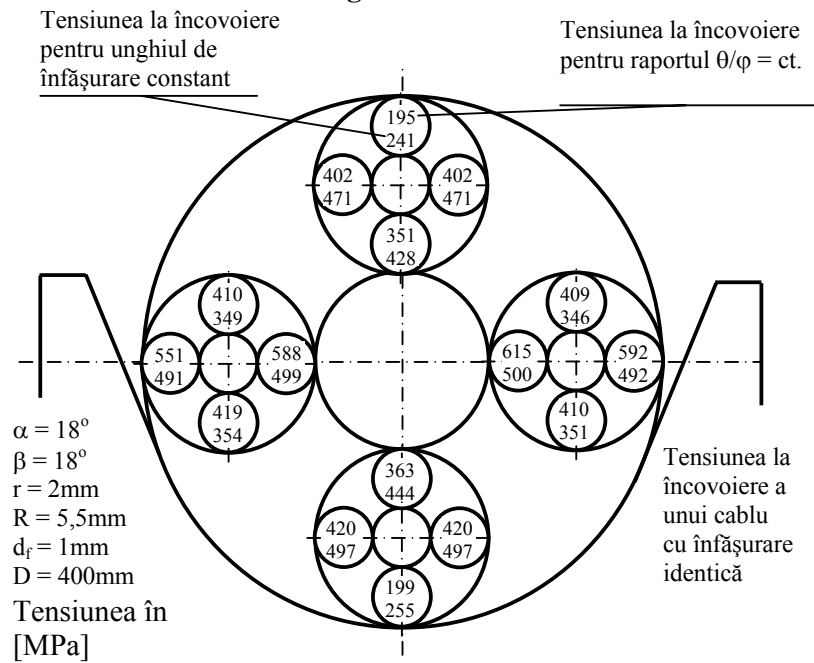


Figura 2.4.1.5

La fiecare fir în aceste figuri valoarea de sus indică tensiunea pentru cazul când unghiul de răsucire θ / φ este constant, iar valoarea de jos ne indică tensiunea pentru cazul în care unghiul de înfășurare este constant. Tensiunea calculată după Reuleaux pentru exemplul considerat este de 500 MPa.

După Müller [Müll 1] durata maximă de viață a unui cablu apare atunci când între fire practic nu există joc. Din acest motiv se preferă cabluri cu inserție (inimă de oțel).

2.4.2. Tensiuni secundare la tracțiune

Cablurile din oțel se pot ușor calate roata de cablu deoarece sârmele toronului se pot deplasa relative una în raport cu celelalte. Datorită frecării dintre sârmele cablului solicitat la tracțiune această deplasare este împiedecată. Ca urmare în firele cablului pe lângă tensiunea de tracțiune exterioară se dezvoltă și o tensiune de tracțiune sau compresiune suplimentară. Această tensiune ce mărește sau diminuează tensiunea de tracțiune primară se va numi tensiune secundară. Schimbarea denumirii a fost propusă încă de Leider [LEI 1].

Tensiunea de tracțiune secundară, care la solicitarea de încovoiere se modifică continuu apare ca și la tensiunea de încovoiere din Incovoiere și din ovalizare ca tensiuni alternante. Datorită deplasării relative a firelor se dezvoltă suplimentar tensiuni de tracțiune secundare, tensiuni de încovoiere și torsiune neglijabile.

O serie de cercetători (Isaachsen J; Benoit G; Ernst H.) [ISA 1]; [Ben 1]; [ERN 1], au stabilit relațiile de calcul ale ale tensiunii secundare de tracțiune datorită frecării. Schmidt [SCHM 1] a fost preocupat atât de partea teoretică a tensiunii secundare de tracțiune, cât și de cea experimentală. Pentru sârma solicitată la încovoiere constantă el pleacă de la ipoteza ca sârmele din partea inferioară a canalului rolei se deplasează spre partea superioară a acestuia (fig.2.4.2.1). Conform cu Schmidt [SCHM 1], tensiunea la tracțiune secundară este dată pentru sârmele exterioare de relația:

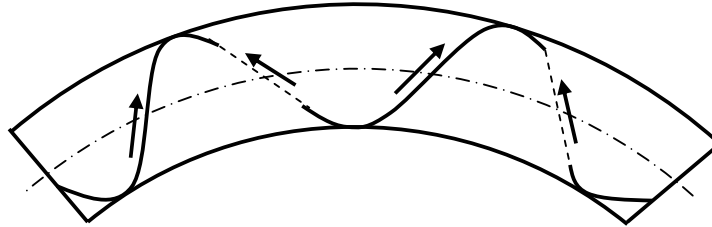


Figura 2.4.2.1

$$\sigma_{zsi} = \sigma_{zi} \left(e^{\mu \sin \alpha (\varphi_0 - \varphi)} - 1 \right) \quad (2.4.2.1)$$

unde:

σ_{zi} - tensiunea medie, respective cea primară în sârma i ;

μ - coeficient de frecare între sârme;

α - unghiul de înfășurare;

φ - unghiul de răsucire al sârmei;

φ_0 - unghiul de răsucire pentru care tensiunea secundară este nulă.

Pentru o curbă dată, sârma se deplasează relativ de la 0 la π peste întregul arc. Se arată [SCHM 1] că tensiunea medie σ_z , care este egală cu tensiunea la tracțiune în cablul drept și se atinge pentru φ_0 puțin mai mare decât $\pi/2$ (fig.2.4.2.2).

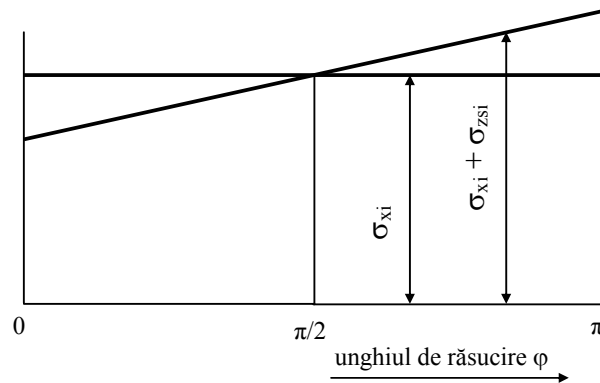


Figura 2.4.2.2

Deci la partea inferioară a cablului tensiunea σ_z este diminuată în timp ce la partea superioară este mărită. Pentru cablurile cu toroane paralele, tensiunile secundare pentru sârmele interioare sunt mai mici decât la cele exterioare. În schimb, la cablurile cu toroane încrucișate sau spirale tensiunea secundară crește mult în sârmele interioare. De exemplu, la cablurile cu dublă înfășurare, tensiunea secundară a sârmelor interioare este de peste 2 ori mai mare decât în cazul cablurilor standard și de peste 3 ori mai mare în cazul cablurilor triple.

La cablurile cu înfășurare stânga dreapta, tensiunea secundară este de 5 ori mai mare decât în cazul cablurilor standard. Acesta e și motivul pentru care, pe lângă presiunea de contact ce apare în punctele de încrucișare, durata de viață a cablurilor spirale este mai mică decât a celor standard la solicitarea de încovoiere determinată de calarea pe rola cablului.

La calculul tensiunii secundare, conform relației 2.4.2.1, s-a admis că întregul cablu este curbat constant. În fapt curbura se modifică continuu cu distanța la punctual de atac al rolei cablului. Donandt [DON 1] [DON 2] a atras deja atenția asupra neuniformității curburii.

În aceste condiții relațiile stabilite de Schmidt [SCHM 1] nu pot fi acceptate. Leider [LEI 1] ajunge la aceeași concluzie.

De aceea el calculează tensiunile secundare printr-un procedeu aproximativ, în care lasă cablul să se caleze pe rolă în pași mici (secvențial și cu încă două ipoteze simplificatoare și anume că acest cablu rămâne drept din punctual de intrare până în punctual de ieșire iar sârmele nu se mai deplasează relativ.

Cu un procedeu asemănător dar fără ipoteze simplificatoare Schiffner [SCH 1] calculează tensiunile secundare la tracțiune nu numai pentru sârmele dintr-un toron ci și pentru sârmele exterioare ale unui cablu format din toroane.

Datorită tensiunii secundare de tracțiune din secțiunea cablului se naște un moment încovoiator al sârmelor și momentul dat de forța de tracțiune exterioară. Folosindu-se acest procedeu se pot calcula nu numai tensiunile secundare ci și curba de calare a cablului .

2.4.3. Tensiuni la încovoiere și răsucire datorate ovalizării cablului

Canalul roții cablului este de regulă mai mare decât jumătate din diametrul cablului . De aceea cablul tras pe rolă suferă deformații. În fundul canalului rolei cablul preia, cel puțin pe o anumită lățime, raza de curbura a canalului. În afara acestui arc de contact, secțiunea transversală se deformează de o manieră necunoscută. Schiffner [SCH 1] a calculat pentru prima dată tensiunile de încovoiere și torsiune apărute ca urmare a acestei deformații. În acest scop a înlocuit secțiunea ovală a cablului cu o elipsă de aceeași arie cu cablul rotund. Pe baza modificării razei de curbura a cablului în situația rotundă și eliptică a calculate tensiunea la încovoiere și torsiune și prin aceasta a putut aprecia tensiunile reale din cablu în raport cu secțiunea eliptică.

Tensiunile datorate torsiunii, apărute ca urmare a ovalizării sunt neglijabile în raport cu cele de încovoiere.

Ordinul de mărime al tensiunii la încovoiere la baza canalului rolei de cablu și desigur și calculul ei se poate face cu relația următoare (2.4.3.1):

$$\sigma_{i_{ov}} = \left(\frac{\sin^2 \beta}{R} - \frac{\sin^2 \beta_0}{R_0} \right) \frac{d_f}{2} E \quad (2.4.3.1)$$

Raza de înfășurare a cablului rotund nedeformat este:

$$R_0 = \frac{d_0}{2} - \frac{d_t}{2} \quad (2.4.3.2)$$

iar raza R_1 este:

$$R_1 = r - \frac{d_t}{2} \quad (2.4.3.3)$$

Semnificația termenilor din relațiile de mai sus este:

d_c – diametrul cablului rotund;
 d_t – diametrul toronului nedeformat;
 d_f – diametrul sârmei (firului).

În fig.2.4.3.1 se prezintă în secțiune cablul ovalizat pe rola de calare.

Se va lua în considerare că secțiunea toroanelor nu se modifică, dar se modifică foarte puțin unghiul lor de înfășurare datorită ovalizării astfel încât se poate accepta că $\beta = \beta_0$. De obicei raza canalului este mai mare decât $0,53d_0$, unde d_0 este diametrul cablului. Diametrul real este în orice caz mai mare decât diametrul nominal al cablului.

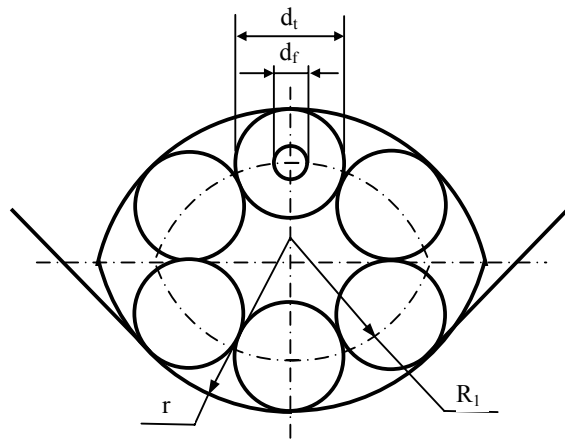


Figura 2.4.3.1

Spre exemplu, dacă diametrul cablului este egal cu diametrul nominal al său, atunci $r = 0,53d_c$ diametrul sâmburelui sârmei va fi $d_f = \frac{d_t}{16}$, unghiul $\beta = 18^\circ$ și diametrul toronului $d_t = 5d_c / 16$. Cu aceste valori se pot calcula tensiunile determinate de încovoiere acestui sâmbure din motive de ovalizare. A rezultat valoarea $\sigma_{i_{ov}} = 134 \text{ MPa}$.

Cablul devine deja de la prima solicitare și rulare pe rolă mai subțire luând o formă ovală permanentă. La solicitări repetate, diametrul scade în continuare ca urmare a creșterii ovalizării. Această ovalizare remanentă se situează între forma sa rotundă inițială și forma canalului rolei pe care se deplasează. Datorită micșorării diametrului cablului tensiunea la încovoiere alternantă crește și datorită ovalizării remanente scade. Per ansamblu este de așteptat ca tensiunea alternantă la încovoiere datorită ovalizării să fie mai mică decât cea calculată pentru diametrul inițial al cablului.

În cazul cablurilor cu inserții de fibre, ovalizarea este importantă, acest lucru însemnând că așezarea cablului în canalul rolei se produce și atunci când raza

canalului e considerabil mai mare decât jumătatea diametrului cablului. Astfel se explică influența negativă asupra duratei de viață a cablului în cazul rolor cu raza canalului mult mai mare decât jumătatea diametrului cablului.

2.4.4. Solicități de contact de tip Hertz

La examinarea sârmelor unui cablu ce a fost scos din uz, se constată că solicitarea de compresiune locală (strivire) dintre sârme are valori deosebit de ridicate fapt evidențiat de amprentele lăsate pe această în zona de contact. Solicități de contact apar la sârmele acelui toron, între sârmele a două toroane vecine precum și între sârme și rola de înfășurare a cablului. Valoarea tensiunilor ce apar este funcție de mărimea forței de apăsare a suprafețelor de contact, geometria suprafețelor în contact și modulul de elasticitate al materialelor.

Teoria deformațiilor elastice ale corpurilor în contact permite determinarea următoarelor elemente în funcție de razele principale de curbura ale suprafețelor aflate în contact precum și de constantele de material E (modulul de elasticitate longitudinal) și μ (coeficientul lui Poisson).

- Forma și dimensiunile ariei de contact.
- Mărimea și distribuția presiunii în zona de contact a celor două corpuri.
- Valoarea apropierea corpurilor în contact

În cazul formulelor lui Hertz s-au acceptat următoarele ipoteze:

- Aria de contact dintre cele două corpuri este foarte mică în comparație cu suprafețele corpurilor aflate în contact.
- Forța exterioară de apăsare între cele două corpuri este normală la suprafața de contact a corpurilor și în consecință nu există forțe tangențiale.
- Materialul celor două corpuri aflate în contact este omogen și izotrop.
- Deformațiile ce se produc în zona de contact sunt de natură elastică.

Pentru a putea calcula solicitarea de contact dintre sârmele unui cablu sunt necesare razele principale de curbura în zona de contact și forțele de interacțiune dintre sârme respective dintre sârme și organul de înfășurare. Repartiția forțelor pe sârmele unui cablu depinde în primul rând de felul canalului rolei (îngust sau larg). Se știe că cea mai bună alegere este canalul îngust (diametrul rolei D este de 1,06 ori mai mare decât diametrul cablului). Numărul N de puncte de contact între cablu și rolă depinde de tipul cablajului (în cruce sau paralel).

Forța medie de apăsare pe o sârmă, în cazul cablului format din z toroane [BOL 1] [BOL 3] este:

- pentru canalul îngust:

$$P_0 = \frac{4Ld_f}{zD_0d_c} T \quad (2.4.4.1)$$

unde:

L – pasul toronului;
 d_f – diametrul sârmei (firului)
 z – numărul toroanelor
 D_0 – diametrul rolei de cablu
 T – tensiunea din cablu (forța de tracțiune)
 d_c – diametrul cablului

- pentru canalul larg:

$$P_0 = \frac{L}{zD_0} T \quad (2.4.4.2)$$

Forțele de interacțiune V dintre toroanele unui cablu înfășurat pe o rolă și sollicitat de forța de tracțiune T vor fi:

$$V = \frac{2\pi^2 (d_c - d_t)}{zL \sqrt{L^2 + \pi^2 (d_c - d_t)^2}} \quad (2.4.4.3)$$

Aceste forțe se manifestă pe unitatea de lungime. Forța de apăsare pe sârmele din două toroane, într-un cablu sollicitat la întindere este :

$$P_{0_s} = \frac{\sin \omega_1 \operatorname{tg} \omega_1}{2z \sin \omega_2 \cos \gamma} \cdot \frac{d_f}{d_c - d_t} T \quad (2.4.4.4)$$

Dacă unghiurile de cablaj din toron, respective cablu sunt egale, adică: $\omega_1 \cong \omega_2$, atunci:

$$P_{0_s} = \frac{\pi}{2z \cos \gamma} \cdot \frac{d_c}{L} T \quad (2.4.4.5)$$

Pentru calculul presiunii de contact se va utiliza ecuația lui Hertz, valabilă în domeniul sollicitării elastice:

$$p_0 = - \frac{3 \sqrt[3]{P_0 (E \sum \rho)^2}}{4 \pi (\mu \cdot \nu)} = - \frac{3P_0}{2\pi ab} \quad (2.4.4.6)$$

iar presiunea medie:

$$p_m = - \frac{\sqrt[3]{P_0 (E \sum \rho)^2}}{2 \pi (\mu \cdot \nu)} \quad (2.4.4.7)$$

unde:

P_0 – forța de apăsare a celor două corpuri în contact
 a, b – semiaxele elipsei de contact

E_1, E_2 – modulele de elasticitate a materialului celor 2 corpuri
 E – modulul de elasticitate echivalent ce se poate calcula cu relația:

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (2.4.4.8)$$

$$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{22} + \rho_{21} \quad (2.4.4.9)$$

Adaptând aceste notații la cazul sârmei din cablu (fig.2.4.4.1) notațiile anterioare devin:

$$\rho_{11} = -\frac{1}{R_{11}}; \rho_{12} = \frac{1}{R_{12}}; \rho_{22} = -\frac{1}{R_{22}}; \rho_{21} = \frac{1}{R_{21}} \quad (2.4.4.10)$$

unde:

R_{11} – raza curbei deformate a cablului;
 R_{12} – raza cablului închis sau a sârmei (cablu spiral sau din toroane);
 R_{21} – raza rolei;
 R_{22} – raza canalului de rolă.

Dacă se notează cu:

d_c – diametrul cablului;
 d_f – diametrul firului (sârmei);
 D_{11} – diametrul curbei deformate a cablului ($D_{11} = 2R_{11}$);
 D_i – diametrul canalului de cablu;
 D_0 – diametrul rolei de cablu.

Se obține următoarea relație:

$$\sum \rho = 2 \left[\frac{1}{D_{11}} + \frac{1}{d_f} + \frac{1}{D_0} + \frac{1}{D_i} \right] = \frac{2}{d_f} \left[1 + \frac{d_f}{D_{11}} + \frac{d_f}{D_0} + \frac{d_f}{D_i} \right] \quad (2.4.4.11)$$

În relația (2.4.4.6) intervine mărimea $\nu\mu$ ce se poate determina cu ajutorul curbei din fig.2.4.4.2, în funcție de unghiul ajutător τ definit de relația:

$$\cos \tau = \frac{\sqrt{(\rho_{11} - \rho_{12})^2 + 2(\rho_{11} - \rho_{12})(\rho_{21} - \rho_{22}) \cos 2\omega + (\rho_{21} - \rho_{22})^2}}{\sum \rho} \quad (2.4.4.12)$$

unde:

ω – unghiul pe care-l face cablul (închis) sau sârma (în cazul cablului deschis) componentă din cablu cu planul de simetrie al rolei (fig.2.4.4.1).

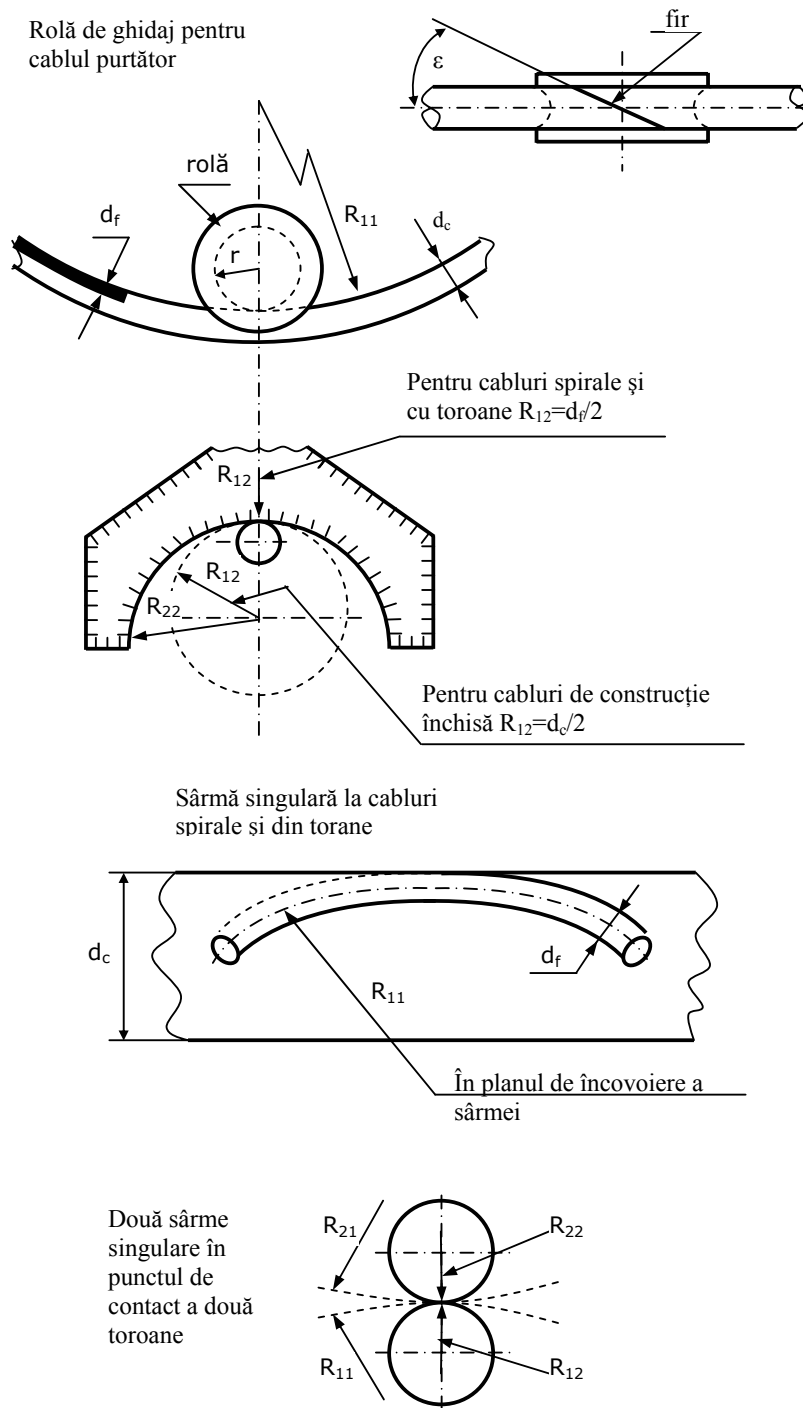


Figura 2.4.4.1

În cazul general relația (2.4.4.12) devine:

$$\cos \tau = \frac{\sqrt{\left(\frac{1}{D_{11}} - \frac{1}{d_f}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{D_{11}} - \frac{1}{d_f}\right)\left(\frac{1}{D_0} - \frac{1}{D_i}\right)\cos 2\omega + \left(\frac{1}{D_0} - \frac{1}{D_i}\right)^2}}{\frac{1}{D_{11}} + \frac{1}{d_f} + \frac{1}{D_0} + \frac{1}{D_i}} \quad (2.4.4.13)$$

Notând:

$$M = 1 + \frac{d_f}{D_{11}} + \frac{d_f}{D_0} + \frac{d_f}{D_i} \quad (2.4.4.14)$$

Presiunea maximă p_0 devine:

$$p_0 = -\frac{0,38}{\mu \nu} \sqrt[3]{(E \cdot M)^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{d_f^2}} \quad (2.4.4.15)$$

Dacă $\omega = 0$ presiunea p_0 are valoarea:

$$p_0 = -k \frac{\sqrt[3]{M^2}}{\mu \nu} \sqrt[3]{P_0} \quad (2.4.4.16)$$

Pentru sârmele din stratul exterior, care vin în contact cu canalul de rolă mărimea k depinde de natura materialului din canalul de rolă. În tabelul 2.4.4.1 se prezintă valorile lui k pentru unele materiale din care este confecționată rola [BOL 1].

Tabelul 2.4.4.1

Materialul rolei	Oțel	Fontă	Cauciuc tare	Căptușeală	
				Piele	Lemn
k	280	230	13	2,8	7

În cazul cablurilor de tracțiune confecționate din toroane, pe baza relațiilor (2.4.4.6), (2.4.4.9) și (2.4.4.13) adaptate la specificul fiecărui tip de cablu se pot calcula valorile presiunii de contact.

- a) Pentru presiunea de contact dintre sârme și rola de cablu se obțin următoarele expresii:
 a₁) *Cabluri cu cablaj în cruce* ($\omega = 0$):

$$p_0 = -\frac{280}{\mu v} \sqrt[3]{\left(1 + \frac{d_f \sin^2 \omega_l}{d_t} + \frac{d_f}{D_0} - \frac{d_f}{D_i}\right)^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{d_f^2}} \quad (2.4.4.17)$$

μv se poate stabili cu ajutorul graficului din fig.2.4.4.2 în funcție de $\cos \tau$ (rel.2.4.4.12):

$$\cos \tau = \frac{1}{M} \left[1 - \frac{d_f \sin^2 \omega_l}{d_t} - \frac{d_f}{D_0} - \frac{d_f}{D_i} \right] \quad (2.4.4.17')$$

unde M este calculat cu relația (2.4.4.14).

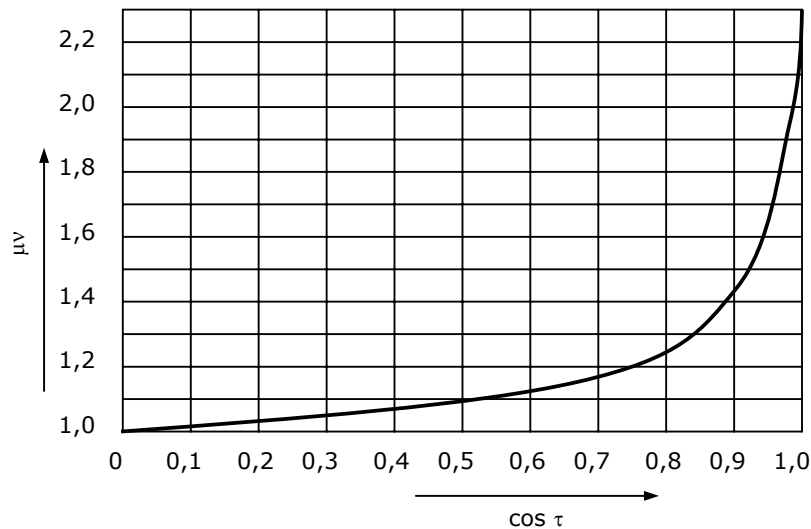


Figura 2.4.4.2

a₂) *Cabluri cu cablaj în paralel* ($\omega \cong 27^\circ \dots 30^\circ$). Expresia lui p_0 este cea dată de relația (2.4.4.17) dar $\cos \tau$ va fi:

$$\cos \tau = \frac{1}{M} \sqrt{\left(1 - \frac{d_f \sin^2 \omega_l}{d_t}\right)^2 - 1,2 \left(1 - \frac{d_f \sin^2 \omega_l}{d_t}\right) \left(\frac{d_f}{D_0} + \frac{d_f}{D_i}\right) + \left(\frac{d_f}{D_0} + \frac{d_f}{D_i}\right)^2} \quad (2.4.4.18)$$

Valorile presiunii de contact P_0 se vor calcula după caz cu relațiile (2.4.4.1) sau (2.4.4.2).

- b) Presiunea de contact dintre sârme pentru ambele tipuri de cablaje (cruce au paralel) va avea valoarea:

$$p_0 = -\frac{444}{\mu v} \sqrt[3]{\left(1 + \frac{d_f \sin^2 \omega_1}{d_t}\right)^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{d_f^2}} \quad (2.4.4.19)$$

cu:

$$\cos \tau = \left(\frac{1 - \frac{d_f \sin^2 \omega_1}{d_t}}{1 + \frac{d_f \sin^2 \omega_1}{d_t}} \right) \cos \omega \quad (2.4.4.20)$$

Tensiunile principale în zona de contact a două copuri presate sunt după [BOL 1] (fig.2.4.4.3):

$$\sigma_1 = \frac{2 + e m}{m(1 + e)} p_0 \quad - \text{tensiunea longitudinală de-a lungul}$$

axeii mari a elipsei de contact

$$\sigma_2 = \frac{2 e + m}{m(1 + e)} p_0 \quad - \text{tensiunea transversală de-a lungul axei}$$

mici a elipsei de contact

$$\sigma_3 = \frac{3P_0}{2\pi ab} = - p_0 \quad - \text{tensiunea verticală de-a lungul}$$

normalei la suprafața de contact

unde:

$$e = \frac{b}{a} \quad - \text{raportul dintre semiaxele elipsei de contact}$$

$$m \cong \frac{10}{3} \quad - \text{coeficientul lui Poisson}$$

$$a, b \quad - \text{semiaxa mare, respective semiaxa mică a elipsei de contact}$$

Pentru cabluri compuse din toroane s-au determinat experimental [WYS 1] valorile:

- pentru contact cablu/rolă:

$\frac{a}{b} = 10$ pentru cabluri împletite în cruce (când înfășurarea sârmelor respective toroanelor este diferită ca sens) de tip S/Z sau Z/S

$\frac{a}{b} = 15$ pentru cabluri împletite în paralel (Z/Z sau S/S) când sârmele și toroanele se înfășoară în același sens

- pentru contact sârmă / sârmă:

$\frac{a}{b} \cong 3$

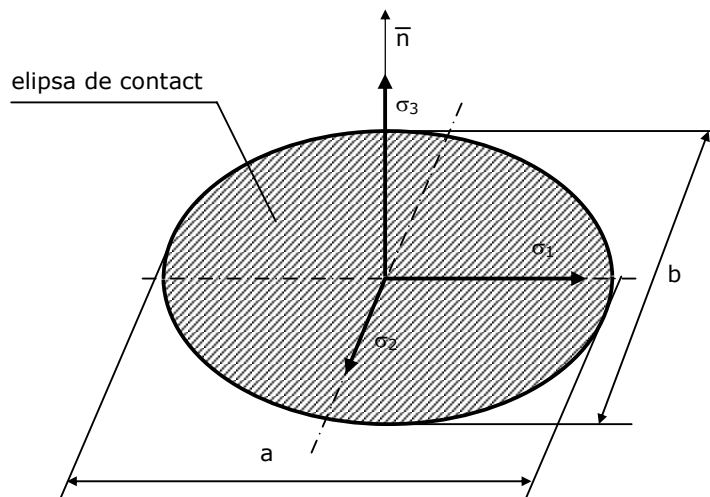


Figura 2.4.4.3

Tensiunea de comparație după ipoteza energiei modificatoare de formă este:

$$\sigma_{\text{comp}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} \quad (2.4.4.21)$$

În cazul cablurilor respective a sârmelor componente în zona de contact, apare pe lângă p_0 și tensiunea σ_t datorată tracțiunii cablului și σ_i datorită încovoierii acestuia pe rolă.

Deci tensiunea principală va fi:

$$\sigma_1 = \frac{2 + em}{m(1 + e)} p_0 + (\sigma_t - \sigma_i) \quad (2.4.4.22)$$

În relația 2.4.4.22 tensiunea σ_i apare cu semnul negativ deoarece în zona de contact a cablului cu rola încovoierea produce compresiune. Cu aceste valori ale lui $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ se obține [WYS 1]:

$$\sigma_{\text{comp}} = \sqrt{x^2 p_0^2 + y p_0 (\sigma_t - \sigma_i) + z^2 (\sigma_t - \sigma_i)^2} \cong |x p_0| + |z (\sigma_t - \sigma_i)| \quad (2.4.4.23)$$

Tabelul 2.4.4.2

$\frac{b}{a}$	$\sigma_{\text{comp}} = \sqrt{x^2 p_0^2 + y p_0 (\sigma_t - \sigma_i) + z^2 (\sigma_t - \sigma_i)^2} \cong x p_0 + z (\sigma_t - \sigma_i) $				
	x^2	$y \cong 2xz$	z^2	x	z
1,00	0,04	0,20	1	0,20	1
0,33	0,07	0,50	1	0,26	1
0,20	0,09	0,59	1	0,30	1
0,10	0,12	0,68	1	0,35	1
0,05	0,14	0,76	1	0,38	1
0	0,16	0,80	1	0,40	1

În tabelul 2.4.4.2 se prezintă valorile mărimilor x, y, z pentru diferite rapoarte b/a . După A.Dumas, presiunea de contact medie admisibilă este:

$$p_{\text{ma}} = \frac{HB}{2} \quad (2.4.4.24)$$

unde HB este duritatea suprafeței de contact (sârmei determinată după metoda Brinell. După Wyss T [WYS 1]:

$$p_{0\text{max}} \cong 2 \sigma_r$$

unde σ_r este rezistența la rupere a materialului solicitat la compresiune locală.

2.4.5. Solicitări variabile în sârmele cablului de tracțiune

2.4.5.1. Aspecte particulare ale comportării sârmelor unui cablu la solicitări variabile

Principala cauză a distrugerii cablurilor de tracțiune este solicitarea variabilă a sârmelor din cablu, ce conduce la oboseala materialului acestora, accelerată de unele particularități ale modului de lucru a cablului.

Pentru început se vor evidenția diferențele dintre rezistența la oboseală a oțelurilor cu conținut ridicat de carbon utilizate în construcția de mașini și cea a sârmelor de oțel trefilate la rece, utilizate pentru confecționarea cablurilor.

- 1) În cazul încercărilor la oboseală la tracțiune a epruvetelor standard se constată că acestea prezintă în diagrama ciclurilor limită în reprezentarea Smith, o lățime aproape constantă în zona în care σ_{\max} și σ_{\min} sunt de sensuri contrarii ($\sigma_{\max} > 0$; $\sigma_{\min} < 0$) iar în domeniul unde ambele sunt pozitive amplitudinea scade rapid cu creșterea tensiunii medii σ_{med} . În cazul sârmelor amplitudinea rămâne constantă până la tensiuni apropiate de rezistența la rupere a sârmei. Se remarcă faptul că încercarea la tracțiune a sârmelor nu permite realizarea unor cicluri alternante ci doar oscilante sau pulsante ($\sigma_{\max} > 0$; $\sigma_{\min} \geq 0$)
- 2) Comparându-se rezultatele încercărilor de oboseală la tracțiune a sârmelor cu cele ale încercărilor la încovoiere se regăsesc relațiile cunoscute între rezistența la oboseală determinată pentru cele două solicitări în condițiile epruvetelor standard:

$$\sigma_{-1t} = (0,7 \dots 0,8) \sigma_{-1i}$$

Deoarece rezistența la oboseală la încovoiere σ_{-1i} , crește în raport cu σ_{-1t} odată cu creșterea gradientului de tensiune, adică cu descreșterea diametrului epruvetei, este de așteptat ca rezistența la oboseală la încovoiere σ_{-1i} a sârmei să fie de cca 1,7 ori mai mare decât σ_{-1t} [DON 2].

- 3) În timp ce rezistența la rupere a sârmei crește cu conținutul de carbon și cu caroiajul de trefilare, rezistența la oboseală σ_{0i} (tracțiune pulsantă $\sigma_{\min} = 0$) este mai mare la sârma cu un conținut de 0,43%C față de sârma cu 0,62%C până la o reducere de cca 80% pentru ca în continuare la valori ale caroiajului mai mari de 80% să scadă vertiginos (fig.2.4.5.1.1)

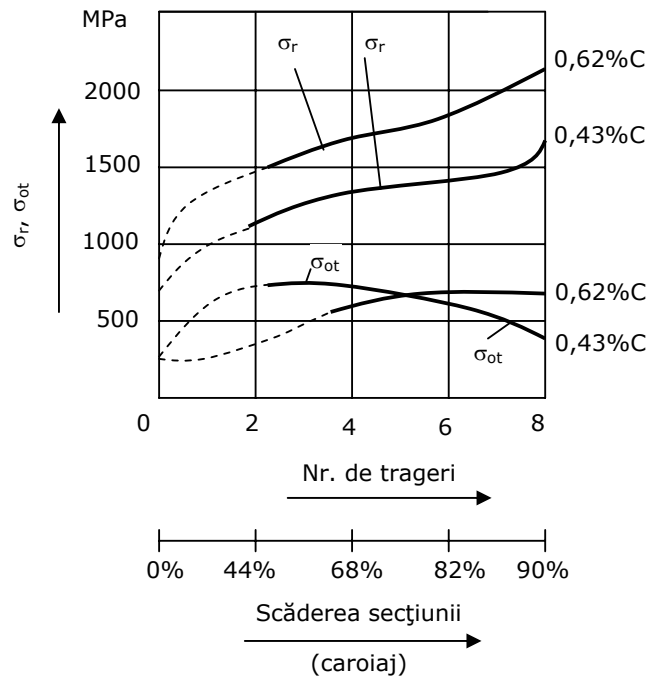


Figura 2.4.5.1.1

- 4) La cablurile de tracțiune, durata de funcționare a cablului, în număr de cicluri de solicitare este întotdeauna sub limita la care se produce ruperea prin oboseală a sârmelor necablate. Pentru un calcul la oboseală a cablurilor de oțel se poate accepta valoarea $\sigma_{-1} = 300$ MPa [DON 2] valoare valabilă pentru $\sigma_r = (1400 \dots 1800)$ MPa.

În opoziție cu opinia lui Donandr H., bazându-se pe observații directe asupra cablurilor aflate în exploatare Boleanțu [BOL 1] face următoarele constatări:

- secțiunea de rupere a sârmelor este tipică unei ruperi prin oboseală și apare de obicei în stratul exterior al cablului;
- degradarea cablului prin ruperea sârmelor se face mai ales în zona care trece peste rolă.
- dacă cablului nu i se dă posibilitatea să se rotească în timpul încercării de durabilitate, capetele sârmelor rupte apar în zona generatoarei cablului care vine în contact cu canalul de rolă.

În consecință se poate concluziona că ruperea cablului se datorește încovoierii acestuia prin înfășurarea pe rolă, fapt ce produce cele mai mari tensiuni în stratul exterior, unde apare și solicitarea de contact (strivire) și nu datorită tracțiunii variabile, ce ar trebui să producă ruperi de sârme în orice secțiune, tensiunea din tracțiune fiind aceeași.

2.4.5.2. Caracteristicile ciclului de solicitare a sârmelor unui cablu de tracțiune

Dacă se ține seama numai de solicitările de bază ale cablului, adică σ_t datorat încovoierii determinată de trecerea acestuia peste rolă, atunci starea de tensiune din sârmele cablului are două poziții extreme (fig.2.4.5.2.1). De remarcat că în sârma extremă superioară a tensiunea datorată încovoierii este de întindere (+) iar în cea extremă inferioară b este de compresiune (-). Tensiunea datorată tracțiunii cablului este aceeași atât în sârma din poziția "a" cât și în cea din poziția "b" și evident pozitivă. Deci, tensiunile rezultate în cele două fire extreme vor fi:

$$\left. \begin{aligned} \sigma' &= \sigma_t + \sigma_i && \text{in firul "a"} \\ \sigma'' &= \sigma_t - \sigma_i && \text{in firul "b"} \end{aligned} \right\} \quad (2.4.5.2.1)$$

În consecință elementele ciclului de solicitare vor fi:

Secțiunea A- A

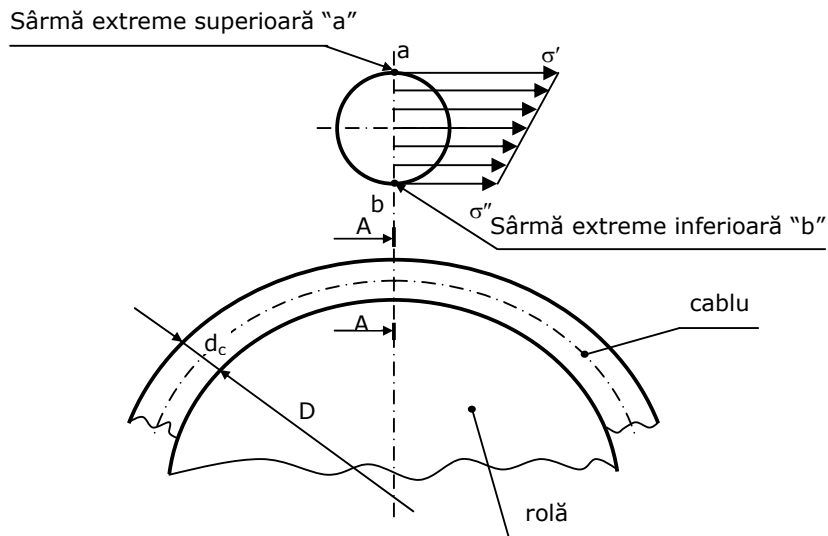


Figura 2.4.5.2.1

- în firul din "a" :

$$\left. \begin{aligned} \sigma'_{\max} &= \sigma'_t + \sigma'_i \quad \text{și} \quad \sigma'_{\min} = \sigma'_t \\ R' &= \frac{\sigma'_{\min}}{\sigma'_{\max}} = \frac{\sigma'_t}{\sigma'_t + \sigma'_i} \\ \sigma'_{\text{med}} &= \frac{\sigma'_{\max} + \sigma'_{\min}}{2} = \sigma'_t + \frac{\sigma'_i}{2} \\ \sigma'_{\text{am}} &= \frac{\sigma'_{\max} - \sigma'_{\min}}{2} = \frac{\sigma'_i}{2} \end{aligned} \right\} \quad (2.4.5.2.2)$$

- în firul "b" :

$$\left. \begin{aligned} \sigma''_{\max} &= \sigma''_t + \sigma''_i \quad \text{și} \quad \sigma''_{\min} = \sigma''_t - \sigma''_i \\ R'' &= \frac{\sigma''_{\min}}{\sigma''_{\max}} = \frac{\sigma''_t - \sigma''_i}{\sigma''_t + \sigma''_i} \\ \sigma''_{\text{med}} &= \frac{\sigma''_{\max} + \sigma''_{\min}}{2} = \sigma''_t \\ \sigma''_{\text{am}} &= \frac{\sigma''_{\max} - \sigma''_{\min}}{2} = \sigma''_i \end{aligned} \right\} \quad (2.4.5.2.3)$$

Semnificația notațiilor din relațiile (2.4.5.2.2) și (2.4.5.2.3) este:

σ_{\max} , σ_{\min}	- tensiunile maxime, respective minime ale ciclului;
σ_{am}	- amplitudinea ciclului;
σ_{med}	- tensiunea medie
$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$	- coeficientul de asimetrie al ciclului.

Deoarece, în general, ruperea sârmelor apare în zona "b", elementele acestui ciclu se vor lua în considerare la examinarea solicitării variabile în timp a cablului. În fig.2.4.5.2.2 se prezintă ciclul de solicitare corespunzător unui cablu utilizat la o macara. Cele patru faze în funcționarea instalației de ridicat vor fi:

1) Secțiunea avută în discuție se găsește în zona rectilinie, cablul fiind descărcat, poziția 1.

$$\sigma_t \cong 0 \quad \text{doar greutatea proprie a cablului}$$

și

$$\sigma_i = 0$$

2) Cablul se încarcă, poziția 2.

și

$$\sigma_t = \sigma_t$$

$$\sigma_i = 0$$

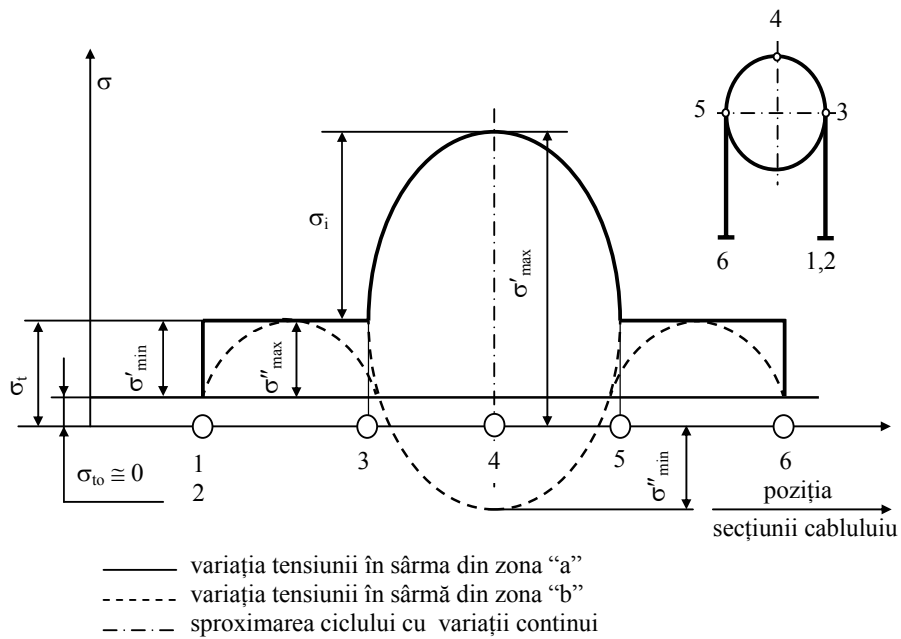


Figura 2.4.5.2.2

- 3) *Cablul fiind încărcat secțiunea avută în discuție trece peste rolă, pozițiile (3), (4) și (5).*

$$\sigma_t = \sigma_t \quad \text{și} \quad \sigma_i = E \frac{d_f}{D}$$

- 4) *Cablul revine la starea rectilinie.*

$$\sigma_t = \sigma_t \quad \text{și} \quad \sigma_i = 0$$

În consecință, elementele ciclului vor fi:

- **zona "a"** (fig.2.4.5.2.1)

$$\sigma'_{\max} = \sigma_t + \sigma_i ; \sigma'_{\min} = \sigma_{t_0} ; R' = \frac{\sigma_{t_0}}{\sigma_t + \sigma_i} \quad (2.4.5.2.4)$$

- **zona "b"**

$$\sigma''_{\max} = \sigma_t ; \sigma''_{\min} = \sigma_t - \sigma_i ; R'' = \frac{\sigma_t - \sigma_i}{\sigma_t} \quad (2.4.5.2.5)$$

Solicitările variabile ale sârmelor din cablurile de oțel se pot împărți în solicitări variabile primare, aplicabile și sârmelor necablate (tracțiune, încovoiere primară, torsiune) și solicitări variabile secundare produse în sârme de procesul de cablare (compresiunea de contact, încovoierea secundară etc.). Întrucât încercarea sârmelor se face în condițiile unor solicitări variabile primare, influența solicitărilor secundare se manifestă prin modificarea caracteristicilor de durabilitate a sârmelor cablate, de obicei reducându-le. În vederea comparării durabilității sârmei necablate și a celei cablate aflată în exploatare se vor utilize rezultatele încercărilor la oboseală la încovoiere alternantă simetrică a sârmelor, deoarece aceste încercări se pot efectua mai ușor și cu dispersii mai mici decât încercarea la întindere oscilantă [GOV 1]

Pentru definirea unui coeficient de siguranță la solicitări variabile, rezultatele trebuie introduse într-o reprezentare în care trecerea de la ciclul real de solicitare la cel limită să se facă prin unul din metodele cunoscute în rezistența materialelor.

În figura 2.4.5.2.3 se prezintă diagrama cunoscută a ciclurilor limită în reprezentarea Haigh [BOL 2], [HAJ 1].

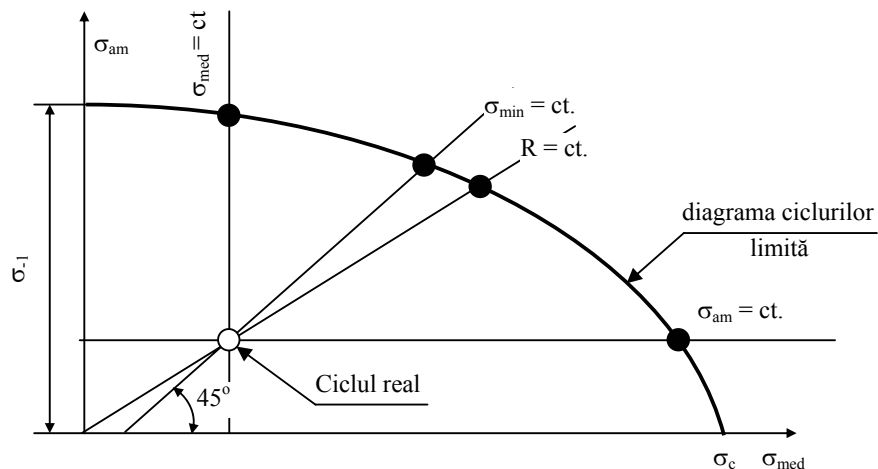


Figura 2.4.5.2.3

Totodată s-au prezentat mai multe variante de trecere de la ciclul real la ciclul limită al sârmei din cablu. În general se consideră că metoda $R = ct$ (coeficientul de asimetrie al ciclului de solicitare constant) este cea mai potrivită pentru aprecierea coeficientului de siguranță.

Pentru a putea efectua un calcul al coeficientului de siguranță față de o stare limită oarecare, trebuie cunoscută diagrama ciclurilor limită pentru sârma necablă la o anumită durabilitate caracterizată printr-un număr N_r de cicluri până la rupere. Definiția ciclului limită în cazul durabilității nelimitate corespunde situației în care epruveta nu s-a rupt după un anumit număr de cicluri de bază N_B care pentru oțeluri are valoarea 10^7 .

Dacă se ia în discuție durabilitatea limitată a cablului se impune alegerea unui ciclu limită pentru sârma necablă corespunzătoare unui anumit număr de cicluri (în general se acceptă 10^6 cicluri).

Se pune însă următoarea problemă: care este ciclul de solicitare admisibil, caracterizat prin coeficientul de asimetrie R pentru un cablu, ca el să funcționeze N cicluri, dacă sârma necablă din care este confecționat a avut tot durabilitatea de N cicluri caracterizate prin același R .

Problema este dificilă deoarece este dificil de construit diagrama ciclurilor limită pentru diferite asimetri ale ciclului de solicitare la sârma necablă iar sârma cablată suportă în exploatare cicluri diferite. De aceea este necesar să se ridice diagrama ciclurilor limită pentru sârmă și cablu prin câteva valori urmând ca restul să se realizeze prin interpolare.

În mod usual se introduce coeficienții K_σ , ε_σ și γ pentru a se obține o tensiune maximă echivalentă de forma:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{med}} + \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \gamma} \sigma_{\text{am}} \quad (2.4.5.2.6)$$

unde:

K_σ – factorul de concentrare efectiv;

ε_σ – factorul dimensional;

γ – factor ce ține seama de starea suprafeței, mediul de lucru, factori tehnologici.

Tensiunea maximă (2.4.5.2.6) se compară cu rezistența la oboseală corespunzătoare ciclului limită, rezultând coeficientul de siguranță.

În cazul cablurilor este utilă definiția unor coeficienți de siguranță globali care se determină ca raportul:

$$C_g = \frac{\sigma_{\max_s}}{\sigma_{\max_c}} \quad (2.4.5.2.7)$$

unde:

σ_{\max_s} - tensiunea maximă a ciclului limită a sârmei necablate;

σ_{\max_c} - tensiunea nominală maximă a ciclului din sârmele cablului.

Cea mai bună reprezentare pentru acest scop se pare că este în sistemul R , σ_{\max} [BUZ 1]. Se acceptă că rezistența la rupere R_m (σ_r), rezistența la oboseală la un ciclu pulsant σ_0 și rezistența la oboseală la cicluri alternant simetrice se pot considera coliniare. Cum în cazul sârmelor este foarte greu să se determine σ_0 se poate accepta, în baza observației anterioare, că punctual corespunzător lui σ_{-1} se unește cu cel corespunzător lui σ_r (R_m) și se obține diagrama ciclurilor limită (fig.2.4.5.2.4).

În [BOL 1] se prezintă o metodică de determinare a coeficientului de reducere a rezistenței la oboseală a sârmelor cablate față de sârma necablă. Se vor parcurge următoarele etape:

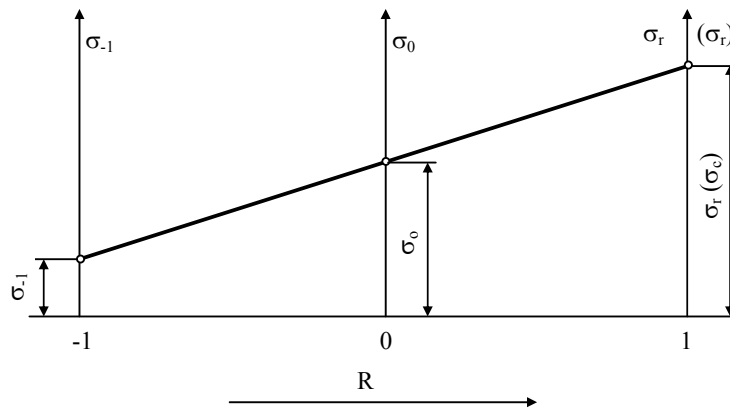


Figura 2.4.5.2.4

- Se execută probele de durabilitate pentru sârme la încovoiere alternantă simetrică și se trasează diagrama Wöhler pentru $R = -1$ (fig.2.4.5.2.5). Deoarece interesează zona durabilității limitate tensiunea maximă din sârmă se alege astfel încât numărul de cicluri până la rupere să fie cuprins într-un interval ce se întâlnește la cabluri. Dacă se acceptă liniaritatea diagramei în sistemul de axe $\sigma_{-1N} - \lg N$ se obține curba Wöhler.
- Se execută încercări de anduranță ale cablurilor pentru diferite valori ale tensiunilor la tracțiune σ_t respective la încovoiere $\sigma_i = E \frac{d_f}{D}$ obținându-se drepte din diagrama $\sigma_t - \lg N$ (fig.2.4.5.2.6). Se intersectează apoi aceste drepte cu verticalele corespunzătoare lui $\lg N_1$, $\lg N_2$, $\lg N_3$ și se obțin valorile tensiunii σ_t pentru diferite valori ale raportului d_f / D .
- Se calculează mărimile caracteristice ale ciclului de solicitare corespunzător valorilor tensiunii σ_t determinate anterior.

$$\sigma_{\max} = \sigma_t ; \sigma_{\min} = \sigma_t - \sigma_i ; R'' = \frac{\sigma_t - \sigma_i}{\sigma_t} \quad (2.4.5.2.8)$$

- d) Se reprezintă punctele caracteristice în sistemul de axe (σ_{\max} , R) considerând ca pentru sârme și cabluri rezistența la rupere este aceeași. Coeficientul de reducere a rezistenței cablului față de sârma necablă pentru a crea o durabilitate de N cicluri este (fig.2.4.5.2.7) :

$$C_{SC} = \frac{\overline{LM}}{\overline{MP}} = \frac{(\sigma_{\max})_{\text{sârma}}}{(\sigma_{\max})_{\text{cablu}}} \quad (2.4.5.2.8)$$

În consecință coeficientul de siguranță va fi :

$$C = \frac{\frac{\sigma_r - \sigma_{-1}}{2} R + \frac{\sigma_r + \sigma_{-1}}{2}}{(\sigma_{\max})_{\text{cablu}}} = \frac{\sigma_r - \sigma_{-1}}{2(\sigma_{\max})_{\text{cablu}}} R + \frac{\sigma_r + \sigma_{-1}}{(\sigma_{\max})_{\text{cablu}}} \quad (2.4.5.2.9)$$

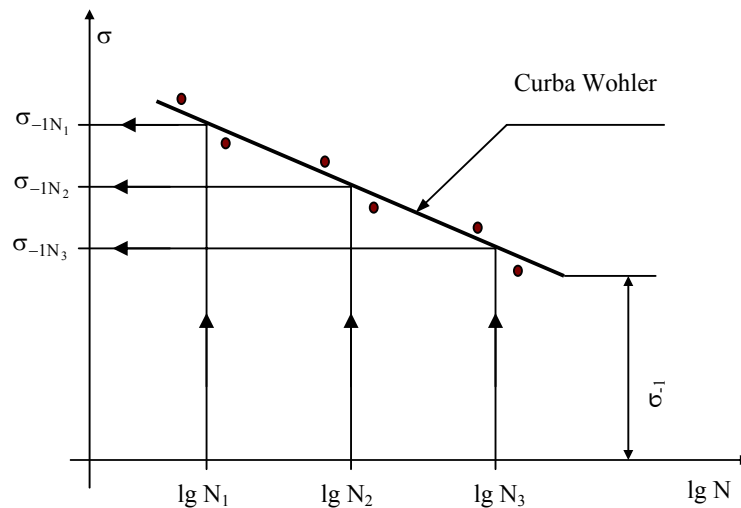


Figura 2.4.5.2.5

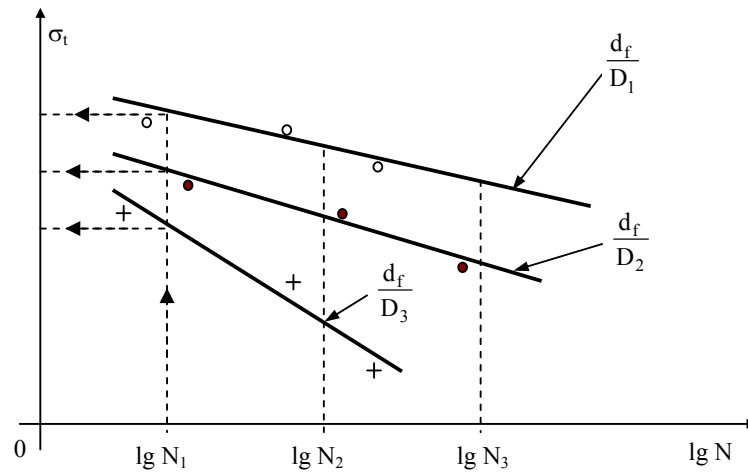


Figura 2.4.5.2.6

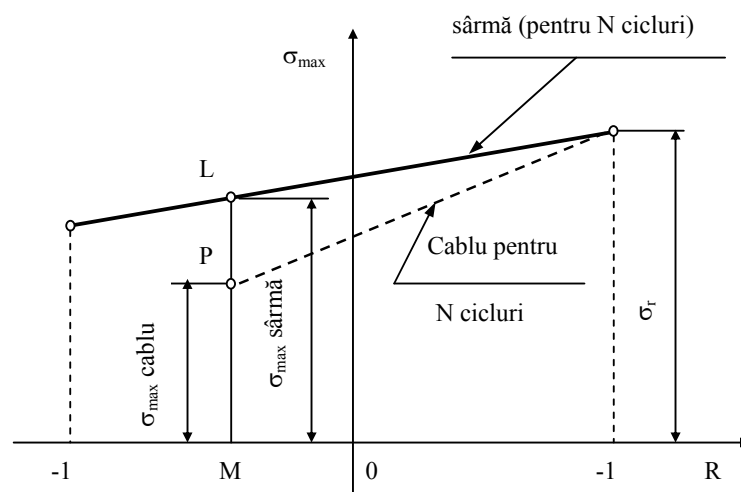


Figura 2.4.5.2.7

Capitolul 3

ASPECTE EXPERIMENTALE PRIVIND APRECIEREA DURABILITĂȚII CABLURILOR

3.1. Elemente generale

Aprecierea durabilității unui cablu în exploatare are o importanță deosebită, deoarece de buna sa funcționare depinde funcționarea și siguranța instalațiilor din care fac parte. Mai mult chiar, ruperea cablurilor poate determina producerea unor accidente grave (chiar cu victime umane) precum și inerentele pierderi prin oprirea instalațiilor și timpul necesar înlocuirii cablului defect. Din acest motiv o serie de cercetători au fost preocupați pe de-o parte de factorii care influențează durabilitatea cablurilor, iar pe de altă parte de stabilirea unor metodici de încercare în laborator ce să permită aprecierea durabilității cablurilor în exploatare.

Comportarea cablului în exploatare din punct de vedere a durabilității este condiționată de aplicarea corectă a unor măsuri de protecție a cablului imediat după terminarea procesului de fabricație în timpul depozitării, transportului și pregătirii cablului pentru punerea în exploatare. Dacă în aceste faze nu se acordă toată grija protecției cablului (în special acțiunea chimică a mediului ce poate produce coroziune, oxidare etc.) se poate ajunge la pierderea calităților de rezistență și de tehnologie a sârmelor și deci a cablului.

În timpul exploatării este necesară o supraveghere permanentă a comportării cablului ce implică controlul calității sârmelor și efectuarea unor încercări periodice, conform normelor în vigoare. Scoaterea cablului din exploatare se face dacă una sau mai multe din următoarele condiții este îndeplinită [BUK 1] [BOL 1]:

- atingerea duratei de serviciu, evaluată în tone-kilometri sau tone-kilometri raportat la greutatea pe metru liniar de cablu;
- atingerea unui anumit număr de sârme rupte pe pasul de cablare;
- scăderea coeficientului de siguranță al cablului, la o anumită valoare, prin scăderea forței reale de rupere a cablului și prin scăderea numărului de îndoiri până la rupere a sârmelor, stabilite la încercările periodice de control. Dacă la una din încercările curente se constată că 25% din sârmele componente nu se mai încadrează în standardele de sârme;
- dacă la examinarea macroscopică se constată deteriorarea unui toron, ruperea sârmelor pe o anumită porțiune se accelerează sau se constată o uzură pronunțată într-o zoă a sa, datorită ruginirii sau coroziunii.

Prezentarea succintă a tipurilor de cabluri în cap.2 al lucrării, a sârmelor utilizate în confecționarea lor, scoate în evidență complexitatea problemei aprecierii durabilității și totodată necesitatea aprofundării problemelor de calcul și de încercare a cablurilor și sârmelor pentru a stabili criterii reprezentative pentru evaluarea

cantitativă a fenomenelor ce guvernează degradarea cablurilor și implicit scăderea siguranței sale în exploatare.

De exemplu nu este justificată alegerea coeficientului de siguranță, în raport cu comportarea la solicitare statică de tracțiune, deoarece nu reflectă condițiile reale ce conduc la scoaterea din uz a cablului. Criteriul, de exemplu, a numărului de sârme rupte nu este întotdeauna concludent deoarece efectul ruperii unui fir se atenuază rapid cablul lucrând într-o secțiune imediat vecină ca și când nu s-ar fi rupt sârma.

Este necesară urmărirea variației în timp și cu regimul de exploatare, a caracteristicilor de rezistență și tehnologice pentru sârmele componente, stabilite la controlul periodic. În acest fel se va cunoaște variația coeficientului de siguranță a cablului definit însă în condițiile unei solicitări variabile.

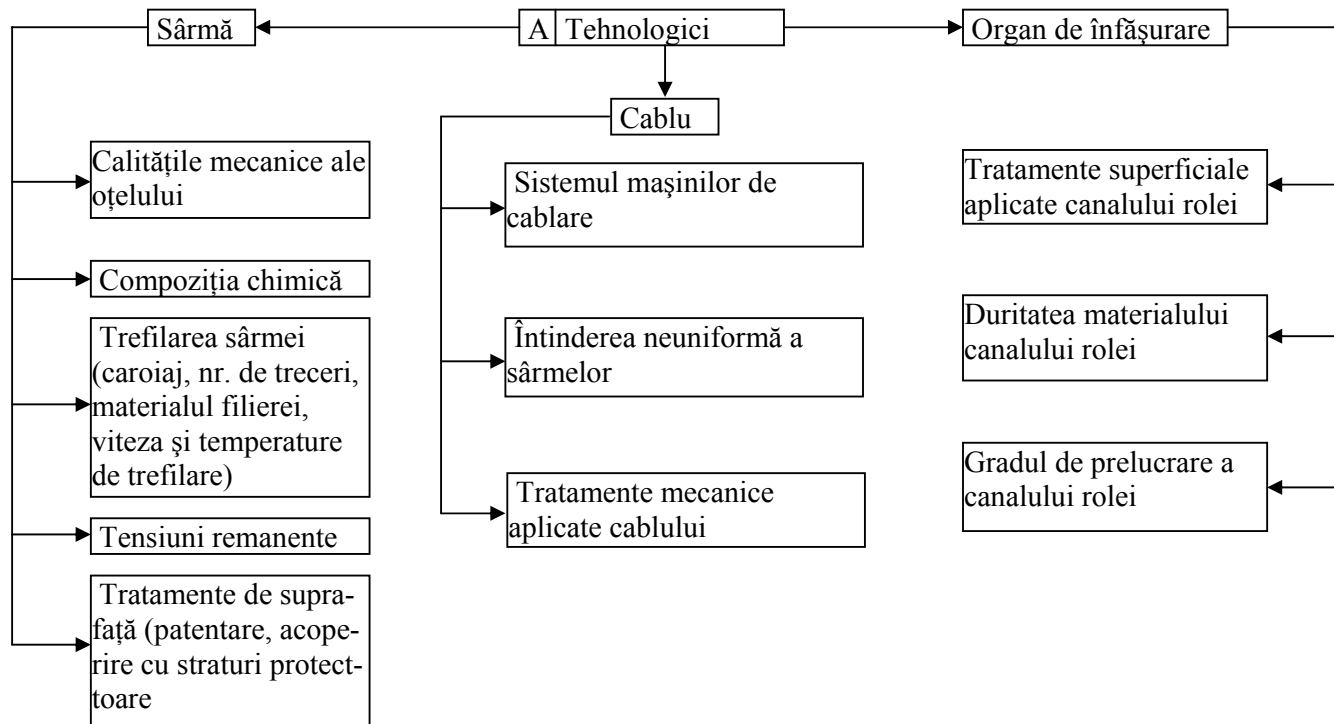
Se impune deci necesitatea unui calcul de rezistență la solicitări variabile ale cablului, pentru o apreciere unitară a solicitărilor din sârmele cablului și a factorilor ce diminuează rezistența la oboseală a sârmelor impletite. Particularitatea cablurilor de a avea o durabilitate limitată permite și efectuarea unui calcul de durată aplicabil instalațiilor de ridicat și transportat, unde intervin asemenea elemente.

Desigur, examinarea sistematică a cablurilor în exploatare, coroborată cu studierea durabilității în laborator, comparativ cu rezistența la oboseală a sârmelor din care e confecționat cablul va permite o apreciere mai bună a rezistenței la oboseală a cablului. În cele ce urmează se va face o trecere în revistă a principalelor metode de încercare a sârmelor și a cablurilor, prezentarea aparatului și instalațiilor utilizate (fără pretenția unei prezentări exhaustive) precum și unele rezultate experimentale, din care unele efectuate de autor. În acest fel s-a încercat o prezentare ce să permită noi direcții de abordare într-o problematică cu un grad de complexitate ridicat.

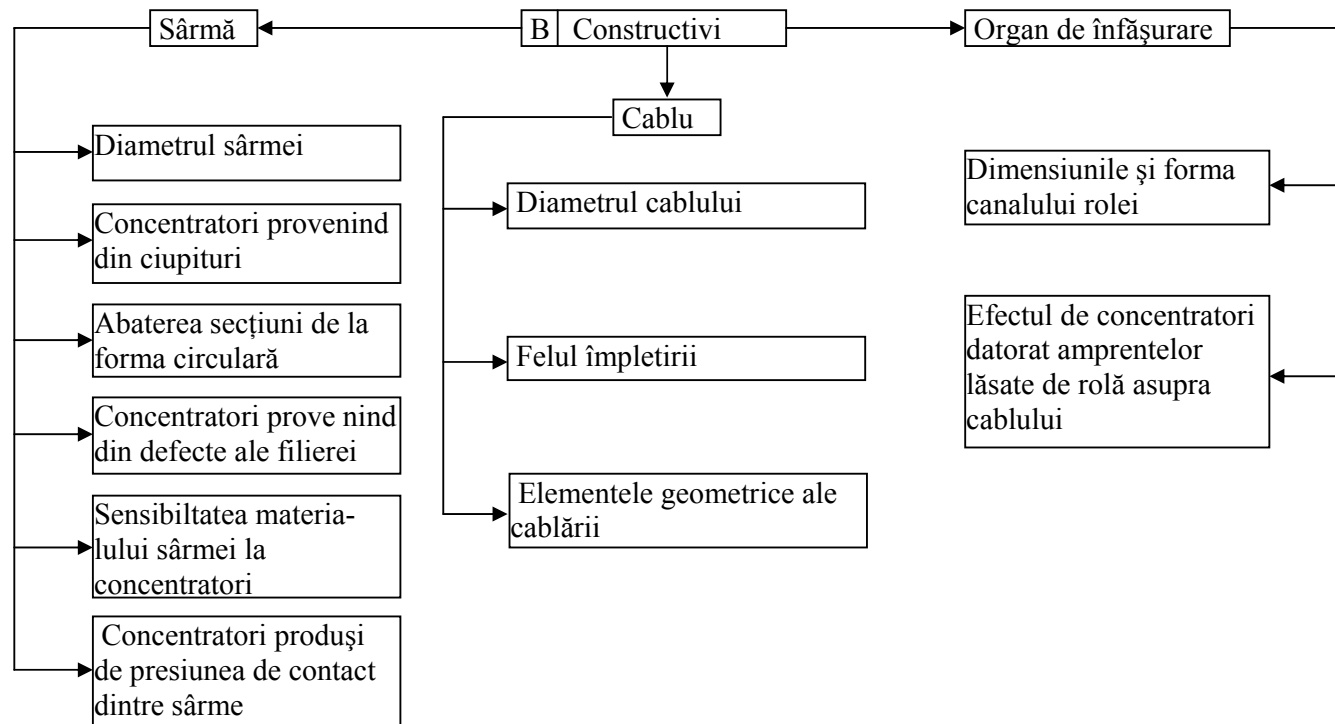
În tabelul 3.1.1 se prezintă factorii sistematizați de autor, care influențează durabilitatea cablurilor de tracțiune. Desigur, doar o mică parte dintre acești factori au fost studiați în mod sistematic (unii deloc), astfel încât domeniul durabilității cablurilor este departe de a fi complet elucidat. Pe de altă parte, factorii prezentați în tabelul 3.1.1 au un grad ridicat de interdependență, numărul de cicluri până la ruperea cablului fiind o funcție de mai multe variabile ce se influențează reciproc.

O examinare diferențiată a factorilor ce influențează durabilitatea cablurilor este dificil de făcut (dacă nu chiar imposibil). Expunerea sistematică a factorilor ce guvernează durabilitatea cablurilor permite dezvoltarea unor programe experimentale ce să realizeze o acoperire a întregului domeniu de situații ce pot interveni în exploatare.

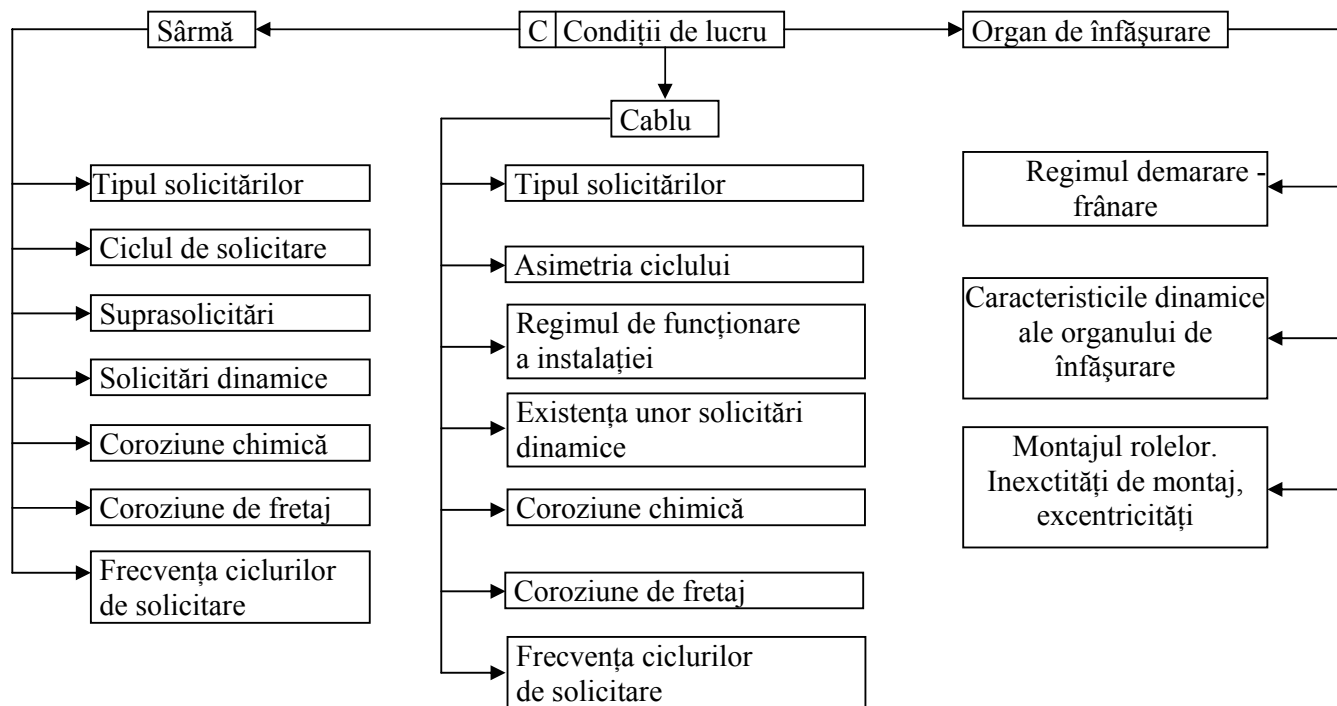
Factorii
Care influențează durabilitatea cablurilor la tracțiune



Factorii
Care influențează durabilitatea cablurilor la tracțiune



Factorii
Care influențează durabilitatea cablurilor la tracțiune



3.2. Încercările mecanice ale sârmelor din cablurile de tracțiune

3.2.1. Încercarea la tracțiune a sârmelor din cablurile de tracțiune.

Executarea unor epruvete cu capete proeminente nu este posibilă în cazul sârmelor. În consecință sârma se fixează în dispozitivul de prindere al mașinii de încercat, ceea ce determină apariția unor tensiuni locale în sârmă în dreptul dispozitivului, cu consecința micșorării forței de rupere înregistrată. Încercările de a realiza un dispozitiv ce să înlăture total acest inconvenient nu au condus la un succes pe deplin.

De exemplu, dispozitivul de prindere al sârmei prezentat în figura 3.2.1.1 micșorează în bună măsură efectul de diminuare al forței de rupere.

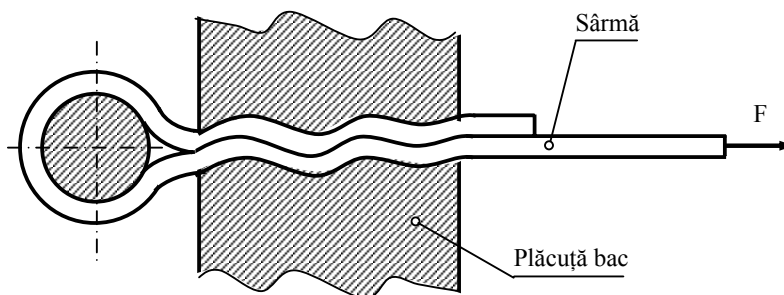


Figura 3.2.1.1

Tensiunile locale de strivire din dreptul bacurilor de prindere nu influențează însă comportarea materialului în prima parte a încercării deci nu afectează limita de proporționalitate, limita de curgere sau modulul de elasticitate.

Încercarea la tracțiune a sârmelor (cu excepția sârmelor pentru beton precomprimat) se efectuează după STAS 6951-76. Acest standard se referă la sârme cu secțiunea rotundă, pătrată sau hexagonală cu dimensiunea nominală de până la 10mm și la sârme cu secțiunea dreptunghiulară, trapezoidală, semicirculară etc. cu grosimea de până la 3mm și cu raportul laturilor sub 4.

Epruvetele se iau din porțiuni ale sârmei care nu prezintă lovituri, coroziuni sau alte defecte de suprafață; nu se prelucrează, eventual se îndreaptă (pe mașina de îndreptat, prin batere cu ciocanul de lemn pe o suprafață deasemenea de lemn sau material plastic respectiv manual). Lungimea totală a epruvetei trebuie să asigure următoarele dimensiuni (fără a ține seama de porțiunile de prindere în bacurile mașinii de încercat):

- pentru epruveta scurtă lungimea inițială $L_0 = 100\text{mm}$ și lungimea între bacuri 150-200mm;
- pentru epruveta lungă, lungimea inițială $L_0 = 200\text{mm}$ și lungimea între bacuri 250-300mm;
- pentru epruveta proporțională lungă, lungimea inițială se calculează în funcție de secțiunea inițială A_0 cu formula:

$$L_0 = 11,3 \sqrt{A_0} \quad (3.2.1.1)$$

distanța între bacurile mașinii este cu 50-100mm mai mare.

Aria secțiunii transversale se stabilește pe baza măsurării dimensiunilor sau prin cântărirea unei anumite lungimi de sârmă. Este însă necesară cunoașterea masei specifice a materialului sârmei.

Dacă interesează numai rezistența la rupere R_m se acceptă utilizarea unei epruvete scurte care să aibă lungimea de 50-100mm între bacurile mașinii. În alte situații, alegerea lungimii se face în conformitate cu specificațiile din standardul de produs sau în lipsa acestora după următoarele recomandări:

- Dacă se determină numai rezistența și alungirea la rupere se admite utilizarea unei epruvete scurte care să aibă lungimea între bacuri de 50-100mm. Dacă însă alungirea la rupere este sub 5% se folosește epruveta lungă.
- Dacă se determină toate caracteristicile mecanice se folosește epruveta lungă.
- Dacă se determină toate caracteristicile mecanice se folosește epruveta lungă.
- Dacă se determină toate caracteristicile mecanice iar secțiunea inițială A_0 a sârmei are o astfel de mărime încât $11,3\sqrt{A_0} \geq 50\text{ mm}$ se va utiliza epruveta proporțională lungă.

În tehnica fabricării și exploatării cablurilor de tracțiune se urmărește comportarea sârmelor componente prin determinarea unor caracteristici tehnologice și de rezistență. Principala dificultate întâmpinată la încercarea la tracțiune a sârmelor o constituie lipsa unor extensometre pentru măsurarea deformațiilor. La aceasta se mai adaugă erorile de măsurare a dimensiunilor epruvetelor și dispersia mare a rezultatelor, datorită microgeometriei suprafețelor și chiar a unor microfisuri care chiar la dimensiuni foarte mici au o influență mare având în vedere dimensiunile mici ale sârmelor. În plus, în cazul sârmelor prin procesul de trefilare se produce o orientare a grăunților cristalini mai ales pe direcția de trefilare, ceea ce determină o

creștere a modului de elasticitate a materialului (după cele două axe ale cristalului la oțel modulul de elasticitate este $2,9 \cdot 10^5$ MPa respectiv $1,35 \cdot 10^5$ MPa).

În [BOL 1, 5] se prezintă o metodă optico-mecanică pentru ridicarea curbei caracteristici convenționale folosind o mașină de tracțiune acționată manual, măsurarea lungirii epruvetei (sârmei) făcându-se cu ajutorul a două microscopice spirale. În figura 3.2.1.2 se prezintă schematic instalația utilizată: baza de măsurare a deformațiilor $L_0 = 100\text{mm}$. Epruveta 1 este prinsă în bacurile 2 ale mașinii. Citirea forței se realizează cu ajutorul unui comparator 3 montat pe un dinamometru cu arc 4. Citirea deformațiilor se face cu cele două microscopice 5. Acționarea manuală se realizează cu ajutorul roții de mână 6, ce deplasează șurubul 7. Se asigură o preîncărcare în bacuri precum și o liniarizare a sârmei. Apoi la diferite nivele de încărcare se citește cu ajutorul microscopelor spirale lungirea bazei de măsurare. Perechile de valori $\sigma = F/A_0$ și $\varepsilon = \Delta l/L_0$ se așează în diagrama $\sigma = \sigma(\varepsilon)$. Din această diagramă prin procedeele cunoscute se poate determina limita de proporționalitate σ_{10} (valoarea tensiunii pentru care panta curbei $\sigma - \varepsilon$ este cu 10% mai mică decât în origine), limita de elasticitate convențională $\sigma_{0,01}$ (valoarea tensiunii pentru care lungirea neproporțională atinge mărimea de 0,01%) și limita de curgere convențională $R_{p0,2}$ (valoarea tensiunii pentru care alungirea neproporțională atinge mărimea de 0,2%).

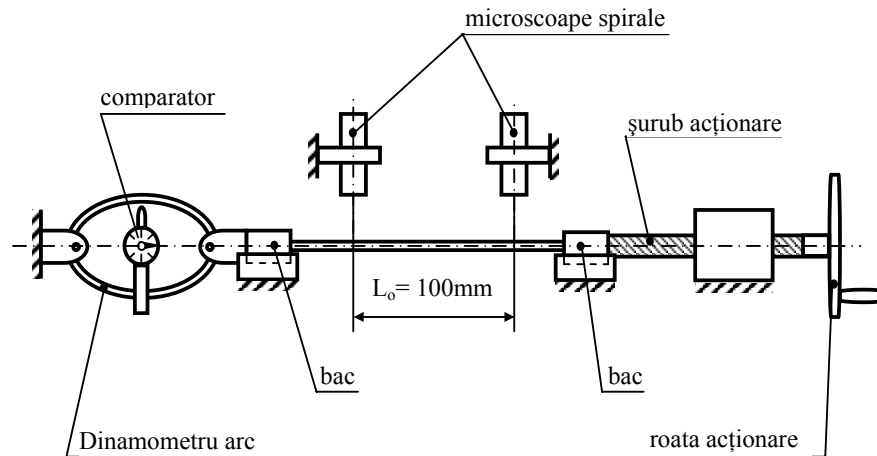


Figura 3.2.1.2

În figura 3.2.1.3 se prezintă modul de determinare a acestor mărimi din diagrama $\sigma - \varepsilon$.

Autorul prezentei lucrări folosind această instalație a ridicat o serie de curbe caracteristice $\sigma - \varepsilon$ pentru două sortimente de sârmă și anume:

- Sârmă cu diametrul de $d_0 = 1,25\text{mm}$ și rezistența la rupere cuprinsă în intervalul 1400...1590 MPa.
- Sârmă cu diametrul $d_0 = 1,25\text{mm}$ și rezistența la rupere cuprinsă în intervalul 2000...2190MPa.

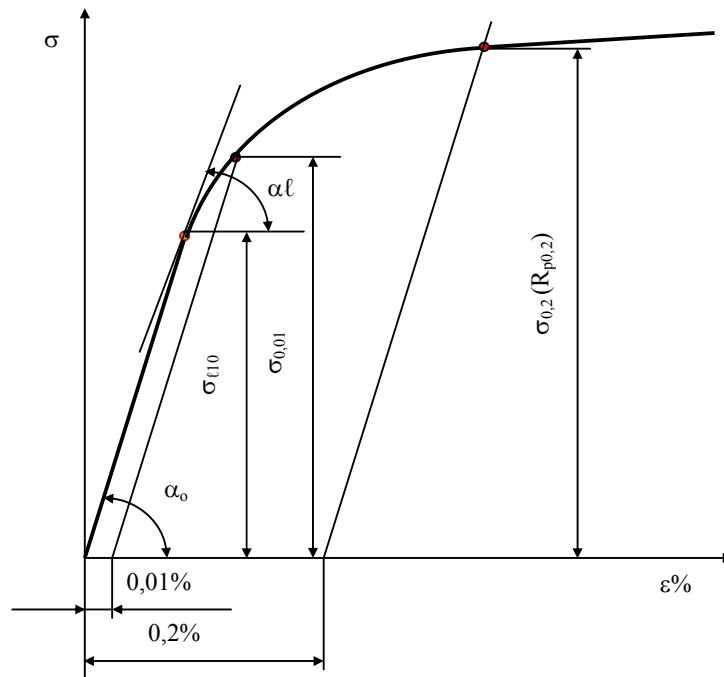


Figura 3.2.1.3

În ambele cazuri s-au utilizat atât sârme necablate cât și sârme extrase din toroanele cablului și îndreptată cu metodica prezentată anterior.

Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 3.2.1.1, 3.2.1.2 ca o medie a câte 12 încercări de fiecare sortiment. Comportarea la încercare a sârmelor a fost destul de uniformă nedepășind în cazul sârmelor detașate din cablu o abatere de $\pm 4\%$ și în cazul sârmelor neîmpletite $\pm 1\%$. Explicația abaterii mai mari în cazul sârmelor împletite este apariția unor tensiuni remanente inerente procesului de împletire și datorate desigur solicitărilor suplimentare ce apar la îndreptarea sârmelor.

Tabelul 3.2.1.1

Denumirea mărimii	Simbol	Sârmă împletită			Sârmă neîmpletită		
	Dimensiuni	Valoare minimă	Valoare maximă	Media	Valoare minimă	Valoare maximă	Media
Limita de proporționalitate convențională	$\sigma_{\ell 10}$ [MPa]	710,1	740	730,2	850,7	870,3	860,2
Limita de elasticitate convențională	$\sigma_{p0,01}$ [MPa]	780,4	820	800,6	960,6	980,7	970,3
Limita de curgere convențională	$R_{p0,2}$ [MPa]	1100	1180	1150	1340	1350	1346
Rezistența la rupere	R_m [MPa]	1398	1450	1430	1510	1515	1512
Modulul de elasticitate longitudinal	E [MPa]	$1,7 \cdot 10^5$	$1,80 \cdot 10^5$	$1,78 \cdot 10^5$	$1,785 \cdot 10^5$	$1,82 \cdot 10^5$	$1,788 \cdot 10^5$
Gâtuirea la rupere	Z [%]	58,5	63	60,1	59,4	60,5	59,9

Tabelul 3.2.1.2

Denumirea mărimii	Simbol	Sârmă împletită			Sârmă neîmpletită		
	Dimensiuni	Valoare minimă	Valoare maximă	Media	Valoare minimă	Valoare maximă	Media
Limita de proporționalitate convențională	$\sigma_{\ell 10}$ [MPa]	985,2	1015,3	1000,2	1180,6	1206,0	1193,2
Limita de elasticitate convențională	$\sigma_{p0,01}$ [MPa]	1083,5	1116,8	1108,2	1363,2	1394,1	1379,1
Limita de curgere convențională	$R_{p0,2}$ [MPa]	1785,3	1840,8	1825,3	2098,0	2160,8	2137,6
Rezistența la rupere	R_m [MPa]	1876,2	1982,6	1916,3	2006,1	2011,8	2009,3
Modulul de elasticitate longitudinal	E [MPa]	$1,7105 \cdot 10^5$	$1,7302 \cdot 10^5$	$1,7256 \cdot 10^5$	$1,8011 \cdot 10^5$	$1,8258 \cdot 10^5$	$1,8157 \cdot 10^5$
Gâtuirea la rupere	Z [%]	57,3	61,7	59,2	59,5	61,2	60,7

Din cele două tabele (3.2.1.1) și (3.2.1.2) se constată că modulul de elasticitate E are în cazul sârmelor valori mai mici decât valoarea standard de $2,1 \cdot 10^5$ MPa. În lucrarea [BOL 5] se examinează cauzele care conduc la valori mai mici decât cele uzuale pentru modulul de elasticitate longitudinal, în cazul epruvetelor cu grosimi foarte mici (este și cazul sârmelor din cablu). Astfel, procesul de laminare, trefilare, produce o compresiune neuniformă triaxială care provoacă deformarea plastică a metalului.

În figura 3.2.1.4 se prezintă schema solicitării materialului în timpul laminării, ajungându-se ca materialul să fie comprimat peste limita de elasticitate la compresiune. În figură se vede că unghiul α_0 (ce corespunde modulului de elasticitate inițial este mai mare ca unghiul α respectiv modulul de elasticitate al materialului cu o deformare plastică precedentă de sens contrar. Se observă că dacă se urmează traseul OBC modulul de elasticitate corespunde unghiului α_0 .

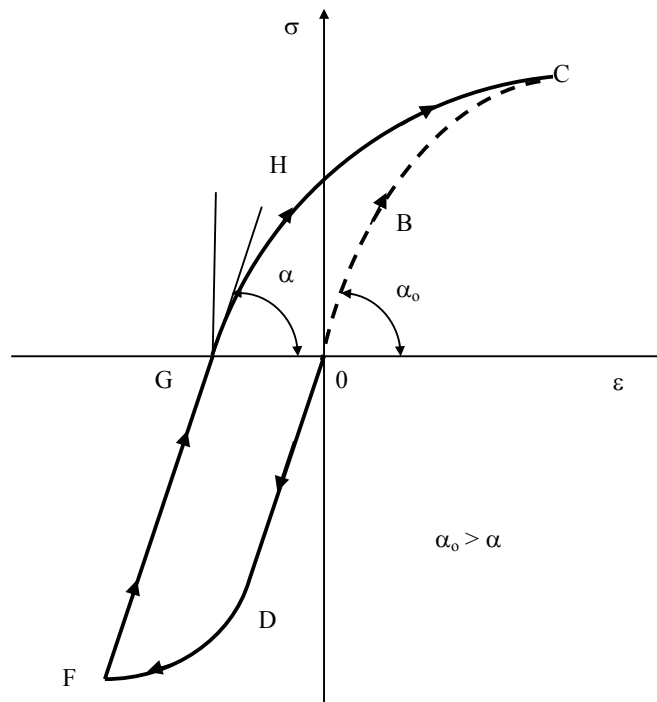


Figura 3.2.1.4

Dacă se urmează traseul ODFGHC, unghiul va fi α care este mai mic decât α_0 .

3.2.2. Estimarea erorilor ce apar la determinarea rezistenței la tracțiune a sârmelor.

Rezistența la tracțiune a sârmelor din oțel se calculează cu relația cunoscută:

$$R_m = \frac{F_{\max}}{\frac{\pi d_f^2}{4}} \quad (3.2.2.1)$$

unde:

F_{\max} este forța maximă ce apare în timpul încercării sârmei;
 d_f este diametrul inițial al sârmei încercate.

Eroarea cu care se calculează R_m este determinată [BOL 1] de:

- precizia măsurării forței;
- precizia măsurării diametrului;
- aproximarea numărului π .

Precizia mașinii de încercat o acceptăm ca fiind $\pm 1\%$.

Aplicând definiția erorii absolute se obține pentru R_m eroarea absolută:

$$\varepsilon_{R_m} = \pm \left[\left| \frac{\partial f(F_{\max}, d_f, \pi)}{\partial F_{\max}} dF_{\max} \right| + \left| \frac{\partial f(F_{\max}, d_f, \pi)}{\partial d_f} dd_f \right| + \left| \frac{\partial f(F_{\max}, d_f, \pi)}{\partial \pi} d\pi \right| \right] \quad (3.2.2.2)$$

unde:

$$dF_{\max} = \varepsilon_{F_{\max}} ; dd_f = \varepsilon_{d_f} ; d\pi = \varepsilon_{\pi}$$

Se obține în final:

$$\varepsilon_{R_m} = \pm \left[\left| \frac{4}{\pi d_f^2} \varepsilon_{F_{\max}} \right| + \left| \frac{8F_{\max}}{\pi d_f^3} \varepsilon_{d_f} \right| + \left| \frac{4F_{\max}}{\pi^2 d_f^2} \varepsilon_{\pi} \right| \right] \quad (3.2.2.3)$$

Eroarea relativă va fi:

$$\delta_{R_m} = \pm \left[\left| \frac{\varepsilon_{F_{\max}}}{F_{\max}} \right| + \left| \frac{2\varepsilon_{d_f}}{d_f} \right| + \left| \frac{\varepsilon_{\pi}}{\pi} \right| \right] \quad (3.2.2.4)$$

sau:

$$\delta_{R_m} = \pm \left[|\delta_{F_{\max}}| + |2\delta_{d_f}| + |\delta_{\pi}| \right] \quad (3.2.2.5)$$

unde:

$\delta_{F_{\max}}$ este eroarea relativă de măsurare a forței de rupere;

δ_{d_f} este eroarea relativă de măsurare a diametrului;

δ_{π} eroarea relativă de apreciere a constantei π .

Analizându-se relația (3.2.2.5) putem trage următoarele concluzii:

- Deoarece $\varepsilon_{F_{\max}}$ este constantă eroarea relativă $\delta_{F_{\max}}$ crește cu descreșterea lui F_{\max} . În consecință încărcarea la tracțiune a sârmelor trebuie făcută pe o scară a mașinii de încercat ce să determine ca F_{\max} să fie în ultima parte a scării de măsurare.
- La o eroare absolută constantă de măsurare a diametrului sârmei, eroarea relativă de măsurare alui d_f crește la descreșterea diametrului sârmei și influențează eroarea relativă a lui R_m de două ori mai mult decât eroarea relativă a forței.
- Deoarece la $\pi = 3,14$ față de $\pi = 3,1416$ eroarea relativă este de 0,05%, adică neglijabilă, eroarea relativă în măsurarea forței de rupere depinde în primul rând de precizia măsurării diametrului și a forței.

Deoarece eroarea relativă pentru secțiune este impusă la $\pm 1\%$ eroarea relativă admisibilă la măsurarea diametrului trebuie să fie:

$$\delta_{d_f} \leq \pm 0,005$$

În consecință, măsurarea diametrului sârmelor egale sau mai mari de 1mm se poate face cu micrometre cu precizia de 0,01mm, iar la cele cu $0,4 < d_f < 1\text{mm}$, trebuie utilizat un micrometru cu precizia de 0,002mm. La sârmele cu diametre mai mici de 0,4mm trebuiesc folosite optometre de precizie, pentru a asigura determinarea secțiunii cu $\pm 1\%$ eroare relativă.

Deoarece în practica cablurilor de tracțiune se utilizează sârme cu diametre de 0,6...4mm, pentru măsurarea diametrului acestora se pot utiliza comparatoare cu $\pm 0,01\text{mm}$.

3.2.3. Încercarea la îndoire alternantă a sârmelor.

Această încercare a sârmelor evidențiază capacitatea de îndoire și dezdoire a sârmelor. Ca și rezultat al încercării se consemnează numărul de îndoiri până la ruperea sârmei. Standardele ce reglementează această încercare prescriu: lungimea epruvetei, pretensionarea sârmei, diametrul dornului după care se face îndoirea. Dispozitivele moderne pentru efectuarea acestei încercări sunt prevăzute cu contoare pentru înregistrarea numărului de îndoiri până la rupere. Acționarea dispozitivului se face automat.

3.2.4. Încercarea la răsucire a sârmelor

Încercarea la răsucire a sârmelor evidențiază comportarea metalului la solicitarea de răsucire, efectuată în același sens sau în sensuri contrare, reliefând totodată neomogenitatea materialului și diferitele defecte interioare sau exterioare. La o sârmă de calitate suprafața de rupere este netedă iar în timpul deformării materialul se comportă uniform pe toată lungimea epruvetei.

Este o încercare mai concludentă deoarece se acționează pe toată lungimea epruvetei (spre deosebire de cea de îndoire alternantă unde este vizată o singură acțiune).

3.2.5. Încercarea la forfecare a sârmelor

Această încercare se efectuează cu un dispozitiv ce simulează o îmbinare, ruperea producându-se în două secțiuni. În figura 3.2.5.1 se prezintă schematic dispozitivul pentru efectuarea încercării de forfecare a sârmelor realizat conform normelor în vigoare.

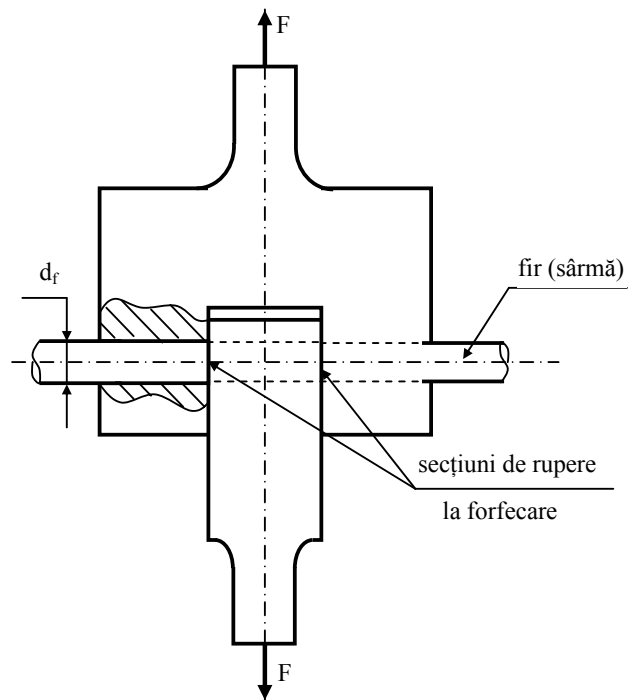


Figura 3.2.5.1

3.2.6. Încercări mecanice asupra unor conductori oțel-aluminiu aflați în exploatare de 20 ani [CIO 1].

Probele efectuate firelor din conductori au fost [tab.3.2.6.1]:

Tabelul 3.2.6.1

Nr.	Solicitare	Tip de încercare	Lungimea probei [mm]
A	Tracțiune	fir cu fir	25
B	Îndoire alternantă	- " -	25
C	Răsucire	- " -	40
D	Forfecare	- " -	15

Configurația de împletire a celor doi conductori este concentrată în tab.3.2.6.2.

Tabelul 3.2.6.2

Material	Strat	Nr.fire	Diametrul mediu [mm]	Aria reală medie [mm ²]	Aria reală totală [mm ²]
Conductor AL – OL 185/32 (STAS 3000 – 1986)					
Aluminiu	exterior	16	2,98	111,52	181,22
	interior	10	2,98	69,7	
Oțel	exterior	6	2,42	27,72	32,34
	interior	1	2,43	4,62	
Conductor AL-OL 450/75 (STAS 300 – 186)					
Aluminiu	exterior	27	2,98	188,46	440
	intermed.	21	2,98	146,58	
	interior	15	2,98	104,70	
Oțel	exterior	12	2,27	48,72	78,16
	intermed.	6	2,28	24,42	
	interior	1	2,54	5,02	

A) Încercarea la tracțiune fir cu fir

S-a efectuat pe o mașină de încercat la tracțiune asârmelor pe domeniile 0...5000N, respectiv 0...10000N. Rezultatele obținute pentru cei doi conductori luați în studiu și pentru cele trei eșantioane prezentate de beneficiar sunt prezentate în tabelele 3.2.6.3 și 3.2.6.4.

Analizând cele două tabele se poate conchide:

- În ambele cazuri tensiunea de rupere a firului din interiorul toronului de oțel este mai mare decât a firelor exterioare sau intermediare ce se justifică prin solicitările suplimentare la care sunt supuse ultimele (încovoiere, răsucire, strivire) uneori peste limita de curgere ceea ce provoacă tensiuni remanente ce diminuează rezistența la rupere.
- În cazul firelor de aluminiu chiar la un cablu nou dispersia rezultatelor este destul de mare constatându-se abateri de până la $\pm 9,8\%$ ceea ce atestă că materialul firelor are un grad mare de neomogenitate.

B) Încercarea la încovoiere alternantă.

Încercarea s-a efectuat cu un dispozitiv standardizat (STAS 1177/74) cu următoarele caracteristici:

- raza dornurilor cilindrice $r = 7,5\text{mm}$;
- înălțimea de prindere pentru îndoire $h = 15\text{mm}$.

Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 3.2.6.5 și 3.2.6.6.

Se observă că, în general, la firul de oțel din interior se produce o reducere a numărului de îndoiri alternante până la rupere și acest lucru în mod deosebit la conductori utilizați.

C) Încercarea la răsucire

S-a efectuat pe un aparat de construcție specială conform STAS 1750/80 în următoarele condiții:

- lungimea între bacuri: $100 \times$ diametrul d_f al sârmei ;
- viteza de încercare: 1 rot/secundară ;
- forța de întindere: $0,15 \times$ forța de rupere la tracțiune a sârmei.

Rezultatelor obținute sunt concentrate în tabelul 3.2.6.7.

Se observă din cele două tabele (tab.3.2.6.6 și 3.2.6.7) o mare dispersie a rezultatelor, adică a numărului de răsuciri până la rupere la oțel, chiar la conductorul nou, abaterea fiind de până la 30% (eșantionul 3, conductorul AL-OL 185/32 ceea ce denotă un proces tehnologic neadecvat. Este posibil să fie apărut microfisuri în fire

ce au determinat concentrarea tensiunilor și reducerea numărului de răsuciri până la rupere.

D) Tensiunea de rupere la forfecare

În acest caz s-a folosit dispozitivul prezentat schematic în fig.3.2.5.1. Evident ruperea s-a produs în două secțiuni astfel încât:

$$\tau_r = \frac{Fr}{2 A_f} = \frac{Fr}{2 \cdot \frac{\pi d_f^2}{4}} = \frac{2 Fr}{\pi d_f^2} \quad (3.2.6.1)$$

Rezultatele obținute sunt concentrate în tabelele 3.2.6.8 și 3.2.6.9.

La ambele conductoare s-a realizat și ruperea la tracțiune a întregului conductor. Rezultatele obținute sunt concentrate în tab.3.2.6.9 și 3.2.6.10.

Din analiza rezultatelor încercării la tracțiune a conductorilor AL-OL 185/32, respectiv AL-OL 450/75 se constată că forțele de rupere în ambele cazuri sunt mai mari decât cele nominale. În primul caz valoarea este mai mare decât cea nominală cu cca.25% iar în al doilea cu 6,5% ceea ce atestă o rezervă corespunzătoare de durabilitate în exploatare.

Tabelul 3.2.6.3

Conductor AL – OL 185/32

Material		Tensiunea de rupere la tracțiune R_m [MPa]											
		Conductor nou			Eșantion 1			Eșantion 2			Eșantion 3		
		Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.
AL	E	176,6	207,5	195,0	167,1	191,0	174,5	168,4	195,2	175,9	166,6	197,6	175,2
	I	175,4	205,2	189,7	157,0	190,5	171,2	157,0	188,9	171,7	165,2	189,6	173,4
OL	E	1565,4	1671,8	1622,8	1557,0	1653,4	1607,7	1559,0	1635,7	1607,5	1548,5	1631,3	1605,3
	I	-	-	1750,2	-	-	1711,0	-	-	1707,3	-	-	1717,0

E – exterior ; I – interior

Tabelul 3.2.6.4

Conductor AL – OL 450/75

Material		Tensiune de rupere la tracțiune R _m [MPa]								
		Eșantion 1			Eșantion 2			Eșantion 3		
		Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.
AL	E	157,4	169,5	165,5	157,4	170,6	165,5	158,1	172,9	165,9
	IN	158,0	175,8	165,2	155,9	174,4	164,3	157,3	175,9	165,5
	IT	159,9	172,3	166,2	161,3	172,9	166,1	159,2	174,2	167,0
OL	E	1241,9	1302,3	1270,0	1232,3	1317,0	1270,7	1232,3	1314,4	1270,7
	IN	1237,1	1302,8	1271,6	1260,1	1305,3	1269,3	1260,1	1305,3	1272,3
	IT	-	-	1432,2	-	-	1422,9	-	-	1415,7

E – exterior ; IN – intermediar ; IT – interior

Tabelul 3.2.6.5

Conductor AL-OL 185/32

Materialul		Numărul de îndoiri alternante până la rupere (nr.)											
		Conductor nou			Eșantion 1			Eșantion 2			Eșantion 3		
		Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.
AL	E	8	12	9,8	8	11	10	8	11	9,8	9	11	9,8
	I	8	10	9,3	8	12	10,6	10	12	10,9	9	11	10,2
OL	E	8	9	8,6	5	7	6,6	6	8	7	6	8	6,7
	I	-	-	9	-	-	6	-	-	6	-	-	8

E – exterior ; I – interior

Tabelul 3.2.6.6

Conductor AL-OL 450/75

Material		Numărul de îndoiri alternante până la rupere								
		Eșantion 1			Eșantion 2			Eșantion 3		
		Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.
AL	E	9	12	10	9	12	11	10	12	11
	IN	10	12	11	10	12	11	10	12	11
	IT	11	12	11	11	12	11	10	12	11
OL	E	9	12	11	9	12	11	9	11	10
	IN	8	12	11	8	12	11	10	13	11
	IT	-	-	9	-	-	9	-	-	10

E – exterior; IN – intermediar; IT – interior

Tabelul 3.2.6.6

Conductor AL – OL 185/32

Materialul		Numărul de răsuciri până la rupere											
		Conductor nou			Eșantion 1			Eșantion 2			Eșantion 3		
		Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.
AL	E	27	46	37,2	36	44	39,6	34	43	37,9	33	35,2	38
	I	35	41	37,5	38	41	39,1	37	40	38,8	37	38,1	40
OL	E	9	27	22,3	2	26	7,7	2	28	13,3	3	33,3	29
	I	-	-	8	-	-	6	-	-	4	-	-4	

E – exterior ; I – interior

Tabelul 3.2.6.7

Conductor AL – OL 450/75

Material		Numărul de răsuciri până la rupere								
		Eșantion 1			Eșantion 2			Eșantion 3		
		Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.
AL	E	32	52	45	34	49	44	23	52	43
	IN	45	56	51	46	54	51	47	55	50
	IT	44	54	47	44	54	47	44	53	47
OL	E	27	36	32	28	35	32	23	39	32
	IN	12	34	30	17	37	31	28	36	31
	IT	-	-	20	-	-	27	-	-	19

E – exterior; IN – intermediar; IT – interior

Tabelul 3.2.6.9

<i>Conductor AL – OL 185/32</i>				
Forța de rupere la tracțiune [N]				
Nominală	Reală			
66.646	Conductor nou	Eșantion 1	Eșantion 2	Eșantion 3
		87070	83315	83354
Abatere față de nominală [%]	+ 30,6	+ 24,9	+ 25	+ 24,9

Tabelul 3.2.6.10

<i>Conductor AL – OL 450/75</i>			
Forța de rupere la tracțiune [N]			
Nominală	Reală		
162.361	Eșantion 1	Eșantion 2	Eșantion 3
		172.960	172.665
Abatere față de nominală [%]	+ 6,5	+ 6,5	+ 6,6

Tabelul 3.2.6.8

Conductor AL-OL 185/32

Material		Tensiunea de rupere la tracțiune τ_r [MPa]											
		Conductor nou			Eșantion 1			Eșantion 2			Eșantion 3		
		Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.
AL	E	89,0	104,0	98,3	88,9	97,6	93,3	88,4	95,7	92,5	89,7	96,8	93,1
	I	91,6	104,7	98,3	88,4	95,2	92,0	89,1	95,7	91,9	89,7	95,9	92,4
OL	E	361,8	406,4	387,0	315,8	342,9	329,5	316,3	331,8	328,7	313,7	337,4	327,5
	I	-	-	392,1	-	-	331,6	-	-	321,3	-	-	328,6

E – exterior ; I – interior

Tabelul 3.2.6.9

Conductor AL-OL 450/75

Material		Tensiunea de rupere la forfecare τ_r [MPa]								
		Eșantion 1			Eșantion 2			Eșantion 3		
		Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.	Min.	Max.	Med.
AL	E	85,2	97,6	91,3	83,9	94,8	91,1	89,1	100,3	92,7
	IN	87,5	98,3	94,2	87,3	97,4	94,0	89,7	100,3	93,1
	IT	90,5	97,6	94,3	89,7	96,8	93,5	89,8	99,0	94,3
OL	E	345,8	370,3	356,6	340,3	372,7	356,5	327,7	366,8	343,7
	IN	314,7	370,9	358,0	347,2	365,2	357,2	365,2	366,8	343,7
	IT	-	-	358,0	-	-	362,0	-	-	338,2

E – exterior; IN – intermediar; IT – interior

3.2.7 Mașini pentru încercarea la oboseală a sârmelor

După [SIE 1] principalele mașini folosite la determinarea rezistenței la oboseală sunt: Haigh-Robertson, Hunter, Schwining, Erlinger și Dargerloh care solicită sârma la încovoiere alternant simetrică, respectiv vibrofoare Amsler sau pulsatoare mecanice Schenk cu deformare constantă care solicită sârmele la o solicitare de tracțiune oscilantă.

După [OIP 1] clasificarea mașinilor utilizate în determinarea rezistenței la oboseală a sârmelor conține următoarele tipuri:

- Pulsatoare pentru tracțiune oscilantă cuprinzând vibratoare, pulsatoare hidraulice, pulsatoare mecanice cu deformare constantă.
- Mașini pentru încercări la încovoiere rotativă alternant simetrică (mașina Robertson, Erlinger Schenk), încovoierea plană alternant simetrică (mașina Wörnle).

Din examinarea comparativă a celor două mari grupuri de mașini se poate concluziona că la încercările la tracțiune oscilantă dispersiile sunt foarte mari, manifestându-se o mare sensibilitate la defectele superficiale ale sârmelor, porozități, creștături longitudinale apărute în timpul procesului de trefilare etc.

În cazul mașinii de tip Robertson această sensibilitate la defecte locale este mult mai mică, deoarece momentul încovoietor este maxim într-o singură secțiune.

Este necesar ca epruveta să fie riguros îndreptată fapt ce mărește manopera și nu întotdeauna rezultatul este cel scontat.

În cele ce urmează se vor prezenta două mașini pentru determinarea rezistenței la oboseală ce se află în dotarea Laboratorului de rezistența materialelor din Universitatea „Politehnica” din Timișoara.

3.2.7.1. Mașina Robertson (E.Erlinger) de fabricație Schenk

Această mașină se utilizează pentru determinarea rezistenței la oboseală a sârmelor pentru un ciclu alternant simetric la frecvențe de 2000.6000 rot/min. Diametrul sârmelor ce pot fi încercate pe această mașină este de 0,5...4mm.

Schema de principiu a mașinii se prezintă în fig.3.2.7.1.1.

Pentru prima dată în România încercări pe această mașină au fost făcute la Laboratorul de rezistență și încercări de materiale din Universitatea „Politehnica” din Timișoara de către prof. BOLEANȚU LAZĂR [BOL 1] . Cu ajutorul ei se poate determina rezistența la oboseală a sârmelor pentru un ciclu alternant simetric la frecvențe de 2000...6000 rot/min. Sârmele ce pot fi încercate au diametrul de 0,5...4 mm. Epruveta (eșantionul de sârmă) se montează cu o extramitate într-o mandrină cuplată cu motorul de antrenare basculat iar cealaltă extremitate într-un dispozitiv cu rezemare sferică, deplasabil axial prin intermediul unui arc care este folosit ca dinamometru pentru măsurarea forței F de comprimare a sârmei ce determină desfășurarea sârmei sub forma din figura 3.2.7.1.1.

Prin rotirea axului motorului sârma este solicitată la încovoiere, momentul încovoiator maxim fiind $F \cdot a$. Variația momentului încovoiator de-a lungul sârmei este prezentată deasemenea în figura 3.2.7.1.1.

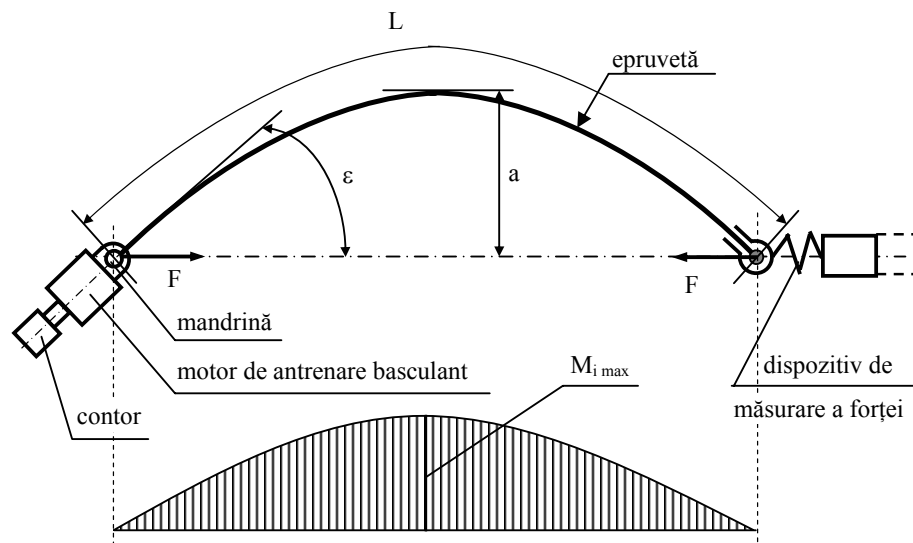


Figura 3.2.7.1.1.

Numărul de cicluri executat de epruvetă este înregistrat de un contor.

Încărcarea sârmei la momentul încovoiator maxim dorit se face cu ajutorul dispozitivului de măsurare a forței care este împins până în poziția dorită și apoi fixat. Desigur mașina dispune de un set de dinamometre de diferite dimensiuni, ce se aleg în funcție de diametrul sârmei și de forța F dorită.

Măsurarea deplasării maxime a sârmei (a) se face cu ajutorul unui dispozitiv micrometric. Epruveta folosită (sârma) are lungimea de 200mm și este necesar ca ea să fie dreaptă. Eventualele neliniarități ale sârmei, provenite din procesul de împletire a cablului se înlătură cu ajutorul unui ciocan de lemn.

La stabilirea turației de regim se va evita fenomenul de rezonanță ce poate produce oscilații de amplitudine mare, ce determină evident o rupere prematură a

epruvetei. Conform [DGM – 1] mașina de tip Robertson se încadrează în categoria mașinilor cu sarcină coaxială, cu moment încovoietor variabil pe porțiunea calibrată a probei.

Momentul încovoietor maxim este dat de relația:

$$M_{i_{\max}} = F \frac{\omega L}{180} \quad (3.2.7.1.1)$$

iar tensiunea maximă la încovoiere:

$$\sigma_{\max} = \frac{\pi^2}{360} \omega \frac{d_f}{L} E \quad (3.2.7.1.2)$$

unde:

ω – unghiul de rotire a axei epruvetei față de linia reazemelor (fig.3.2.7.1.1);

d_f – diametrul sârmei;

L – lungimea probei;

E – modulul de elasticitate a sârmei

Conform aceluiași instrucțiuni, dispozitivul de măsurare a sarcinii trebuie să asigure o precizie de $\pm 1\%$ din sarcina măsurată. Eroarea tolerată la măsurarea unghiului este de $\pm 0,5^\circ$. În general măsurarea unghiului cu această precizie nu se poate realiza în bune condițiuni și în consecință pentru calculul momentului încovoietor maxim se utilizează relația:

$$M_{\max} = F \cdot a \quad (3.2.7.1.3)$$

(fig.3.2.7.1.1)

Și deci tensiunea maximă are valoarea:

$$\sigma_{i_{\max}} = \frac{M_{i_{\max}}}{W_z} = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{F \cdot a}{d_f^3} \quad (3.2.7.1.4)$$

unde:

W_z – modulul de rezistență a secțiunii transversale a sârmei.

3.2.7.2. Mașina N.B. (Nădășan – Boleanțu) [NĂD 1] [NĂD – 2] pentru încercarea sârmelor la oboseală cu compresiune de contact.

Complexitatea și importanța fenomenelor ce se produc în zona de contact a sârmelor de oțel dintr-un cablu i-a determinat pe Nădășan și Boleanțu să conceapă și să realizeze o mașină care să urmărească în detaliu condițiile contactului dintre sârmă și un segment cilindric materializând organul de înfășurare a cablului. Mașina (fig.3.2.7.2.1a) prezentată schematizat se compune dintr-un batiu 6, pe care s-au montat bacurile de fixare și întindere a sârmei 3,5. Bacul 3 este montat pe un sistem

oscilant realizat cu arcurile 2, dând astfel posibilitatea reglării pulsației proprii a corpului oscilant 1 astfel încât bacul să oscileze fazic cu sârma. Segmentii de cilindru 4, confecționați din diferite materiale și la diferite raze de curbură se fixează în dispozitivul 10, antrenat în mișcare de translație de un motor electric 7 ce antrenează volantul 8 și biela 9.

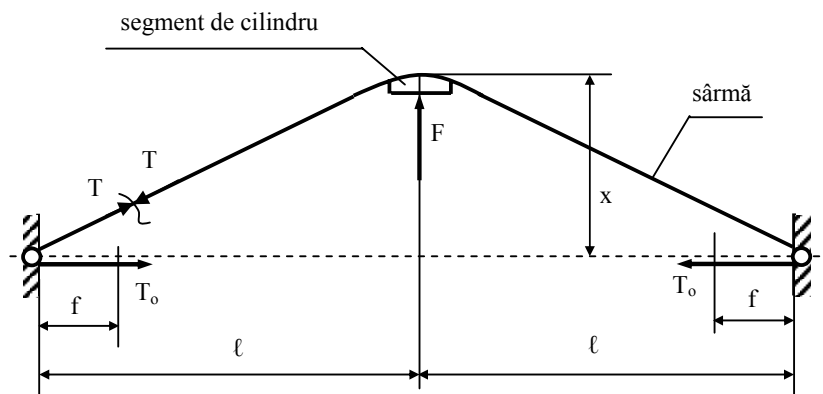
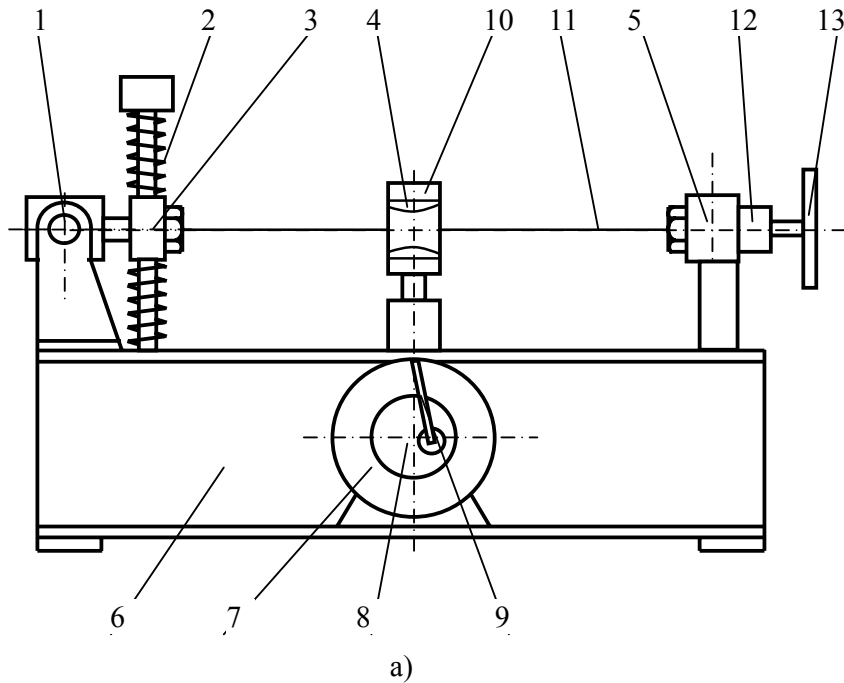


Figura 3.2.7.2.1

Cursa piesei 10 și deci a segmentilor de cilindru poate fi reglată în funcție de mărimea excentricității de prindere pe volant. Forța de întindere din firul (sârma) 11 se măsoară cu ajutorul unui dinamometru 12. Forța de întindere din firul supus încercării se realizează prin deplasarea bacului 5 cu ajutorul unui șurub acționat de roata 13. Mașina este prevăzută cu un dispozitiv ce oprește automat motorul electric la ruperea sârmei și deasemenea cu un înregistrator al numărului de rotații a motorului electric și deci și a numărului de cicluri de solicitare a sârmei. Epruveta 11 are lungimea de 285mm și diametrul maxim de 2mm.

Dacă se fixează rigid extremitatea unei sârme (fig.3.2.7.2.1b) întinsă cu o forță inițială T_0 și se aplică o forță transversală F , atunci lungimea specifică ε a sârmei va fi:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{\ell^2 + x^2} - \ell}{\ell} = \sqrt{1 + \left(\frac{x}{\ell}\right)^2} - \ell \cong \frac{x^2}{2\ell^2} \quad (3.2.7.2.1)$$

Forța de tracțiune din sârmă corespunzătoare acestei alungiri este:

$$T = T_0 + A E \frac{x^2}{2\ell^2} \quad (3.2.7.2.2)$$

unde:

A – aria secțiunii transversale a sârmei;

E – modulul de elasticitate longitudinal al materialului sârmei;

x – deplasarea sârmei la mijlocul lungimii;

ℓ - jumătate din lungimea sârmei.

În consecință tensiunea de întindere din sârmă va fi:

$$\sigma_t = \sigma_0 + E \frac{x^2}{2\ell^2} \quad (3.2.7.2.3)$$

Dacă săgeata dinamometrului de măsurare a forței în dreptul bacului 5 este f expresia lui ε devine:

$$\varepsilon = \frac{x^2}{2\ell(\ell - f)} - \frac{f}{\ell} \quad (3.2.7.2.3')$$

deci:

$$\sigma_t = \sigma_0 + E \left[\frac{x^2}{2\ell(\ell - f)} - \frac{f}{\ell} \right] \quad (3.2.7.2.4)$$

Expresia forței transversale F , în cazul fixării rigide va fi:

$$F \cong \frac{2T_0}{\ell} x + A E \frac{x^3}{\ell^3} \quad (3.2.7.2.5)$$

Segmentul de cilindru (fig.3.2.7.2.1b) care presează sârma este antrenat de sistemul bielă-manivelă prezentat anterior (fig.3.2.7.2.1a) deplasarea sa x fiind dată de expresia:

$$x = r(1 - \cos \omega t) \quad (3.2.7.2.6)$$

unde:

r – raza excentricului de acționare

ω – viteza unghiulară a motorului de antrenare.

Introducându-se x în fiecare dintre eforturi se constată că avem deaface cu solicitări variabile în timp. Dacă se montează un singur segment de cilindru avem o întindere oscilantă combinată cu compresiune locală pe o singură parte a firului (a) și dacă se montează două segmente atunci avem o solicitare de încovoiere plană (b) combinată cu compresiune locală pe ambele părți ale firului (c).

a) În acest caz tensiunea de întindere va fi:

$$\sigma_t = \sigma_0 + E \left[\frac{x^2}{2\ell(\ell - f)} - \frac{f}{\ell} \right] \quad (\text{relația 3.2.7.2.4})$$

Dacă fixarea sârmei ar fi perfect rigidă, deformația specifică ε ar fi:

$$\varepsilon = \frac{\frac{\ell}{\cos \alpha} - \ell}{\ell} = \frac{1 - \cos \ell}{\cos \alpha} = \frac{1 - \cos \alpha}{2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{2 \sin^2 \frac{\alpha}{2}}{\cos \alpha} \quad (3.2.7.2.7)$$

Dacă α este foarte mic, atunci:

$$\varepsilon \cong \frac{\alpha^2}{2} \Rightarrow \Delta \sigma_t = E \frac{\alpha^2}{2} \quad (3.2.7.2.8)$$

iar variația tensiunii $\Delta \sigma_t$ va fi:

$$\Delta \sigma_t = \sqrt[3]{\frac{E^2 F}{8 A}} \quad (3.2.7.2.9)$$

Deci variația tensiunii produsă la întindere admite un maxim:

$$\sigma_t = \frac{T}{A} + \sqrt[3]{\frac{E^2 F}{8A}} \quad (3.2.7.2.10)$$

În realitate modul de fixare a sârmei permite deplasarea f care depinde de rigiditatea sistemului și deci trebuie stabilită experimental legătura între F , T și α respectiv deplasarea x a segmentului de cilindru (fig.3.2.7.2.1b).

- b) *În cazul încovoierii plane* care poate fi alternantă dacă se montează două segmente de cilindru (unul sus, unul jos). Tensiunea poate fi calculată cu relația:

$$\sigma_i = \pm E \frac{d_f}{D} \quad (3.2.7.2.11)$$

unde:

d_f – diametrul sârmei încercate;

D – diametrul cilindrului din care a fost decupat segmentul.

(relația se poate aplica la unghiuri α mici)

Dacă sârma considerată fir perfect flexibil este întinsă cu forța T și asupra ei acționează o forță transversală F se poate scrie relația:

$$\frac{F}{2} = T \sin \alpha \cong T \cdot \alpha \quad (3.2.7.2.12)$$

sau:

$$\alpha = \frac{F}{2T}$$

aproximația $\sin \alpha \cong \alpha$ se poate face deoarece $T \gg F$.

În cazul unei sârme de o anumită rigiditate, efectul forței transversale F se manifestă printr-o solicitare de încovoiere pe o zonă λ de o parte și de alta a punctului de aplicație. Pe baza calculului efectuat de Isaachsen [ISA 1] se poate stabili:

- lungimea zonei încovoiate:

$$\lambda = 4 \sqrt{\frac{IE}{T}} \quad (3.2.7.2.13)$$

unde I este momentul de inerție axial al secțiunii sârmei.

- tensiunea de încovoiere din fir:

$$\sigma_i = \frac{F \cdot d_f}{4} \sqrt{\frac{E}{IT}} \quad (3.2.7.2.14)$$

respectiv:

$$\sigma_i = \frac{P d_f}{4} \sqrt{\frac{E}{IT}} \operatorname{th} \lambda \left(\sqrt{\frac{T}{IE}} \ell \right) \quad (3.2.7.2.15)$$

Relațiile (3.2.7.2.14) și (3.2.7.2.15) conduc practic la același rezultat.
Raza de curbură minimă calculată de acelaș cercetător are valoarea:

$$\rho_{\min} = \frac{2}{R} \sqrt{EIT} \quad (3.2.7.2.16)$$

unde: R – raza segmentului de cilindru

c) *După Hertz compresiunea de contact conduce la tensiunea σ_c . Valoarea maximă a acestei tensiuni va fi:*

$$\sigma_{c_{\max}} = -\frac{3F}{2\pi ab} \quad (3.2.7.2.17)$$

unde: a și b sunt semiaxele elipsei de contact și au valoarea:

$$a = 1,4\mu \sqrt[3]{\frac{F}{E \sum \rho}} \quad \text{și} \quad b = 1,4\nu \sqrt[3]{\frac{F}{E \sum \rho}} \quad (3.2.7.2.18)$$

unde:

$$- \quad \frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right] \quad (3.2.7.2.19)$$

E_1, E_2 fiind modulele de elasticitate a celor două materiale aflate în contact.

$$- \quad \sum \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} \quad (3.2.7.2.20)$$

unde $\rho_{11}, \rho_{12}, \rho_{21}, \rho_{22}$ sunt curburile suprafețelor principale.

- μ, ν funcții de integrale eliptice ce se determină din tabele sau diagrame în funcție de

$$\cos \tau = \frac{\sqrt{(\rho_{11} - \rho_{12})^2 + 2(\rho_{11} - \rho_{12})(\rho_{21} - \rho_{22}) \cos^2 \varphi + (\rho_{21} - \rho_{22})^2}}{\sum \rho} \quad (3.2.7.2.21)$$

- φ unghiul dintre planurile secțiunilor principale ale ambelor corpuri (sârmă-sârmă sau sârmă-segment cilindric).

În figura 2.4.4.1 cap.2 paragraful 2.4.4 se prezintă pentru situația unui cablu ce trece peste o rolă rzele principale de curbură necesare utilizării formulelor lui Hertz, precum și legătura acestora cu curburile principale amintite mai sus.

Etalonarea mașinii s-a realizat prin încărcare directă a piesei 10 ce conține segmentele de cilindri 4 (fig.3.2.7.2.1) și măsurarea deplasării firului pe verticală x precum și a tensiunii T din fig.3.2.7.2.2. Pe baza rezultatelor obținute se trasează o diagramă de etalonare.

Mașina concepută și utilizată de acad.Nădășan Șt. Și prof.Boleanțu L., permite unei game largi de încercări asupra sârmelor din cabluri vizând rezistența la oboaeală a firelor, influența unghiului de înfășurare a cablului, tratamente termice, ungerea cablului. Desigur că mașina poate fi utilizată și pentru încercări ale benzilor din oțel.

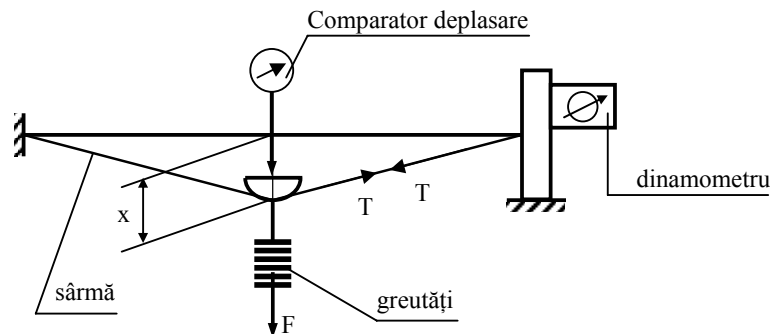


Figura 3.2.7.2.2

În timpul încercării sârmelor pe această mașină apar următoarele tensiuni:

- Tensiunea de întindere, compusă din tensiunea inițială σ_{0_t} și din tensiunea $\Delta\sigma_t$ determinată de aplicarea forței F .
 - Tensiunea de încovoiere σ_i
- Tensiunea maximă σ_{max} respectiv cea minimă σ_{min} au valorile:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_{0_t} + \Delta\sigma_t + \sigma_i \\ \sigma_{min} &= \sigma_{0_t} + \Delta\sigma_t - \sigma_i \end{aligned} \right\} \quad (3.2.7.2.22)$$

Cu aceste valori se pot calcula și alte caracteristici ale ciclului:

- amplitudinea:

$$\sigma_{\text{am}} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} = \sigma_i \quad (3.2.7.2.23)$$

- tensiunea medie:

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = \sigma_{0_t} + \Delta\sigma_t \quad (3.2.7.2.24)$$

- coeficientul de asimetrie:

$$R = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_{0_t} + \Delta\sigma_t - \sigma_i}{\sigma_{0_t} + \Delta\sigma_t + \sigma_i} \quad (3.2.7.2.25)$$

Peste solicitările determinate de tensiunile σ_t și σ_i se suprapune solicitarea pulsantă de compresiune locală.

3.2.7.3. *Mașina de încercat la oboseală a sârmelor cu moment încovoiator constant concepută de Nakamura [NAK – 1]*

În figura 3.2.7.3. se prezintă schematizat mașina concepută de Nakamura.

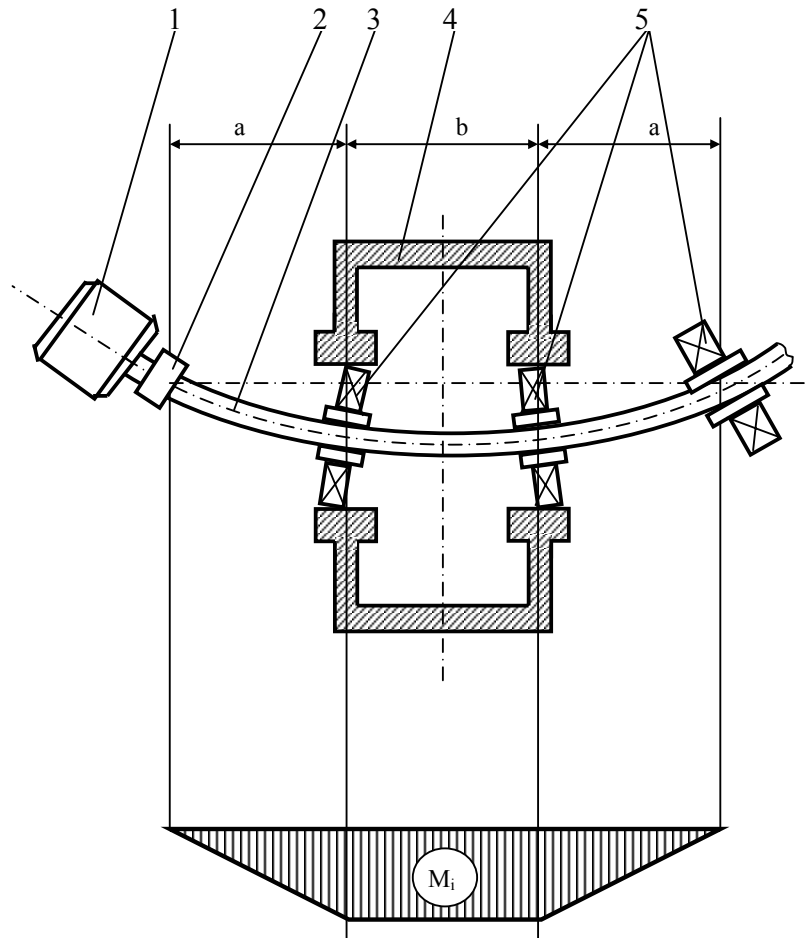


Figura 3.2.7.3

Motorul electric 1 pune în mișcare de rotație sârma 3 prinsă în stânga în bacul 2. Pe sârmă este montată carcasa 4 ce conține doi rulmenți 5 ce se pot roti.

În capătul celălalt al sârmei se găsește deasemenea un rulment ce se poate roti în bacul din dreapta. Din diagrama momentului încovoiator se observă că pe porțiunea dintre cei doi rulmenți din carcasă (distanța b) momentul încovoiator este constant. Singura solicitare la care este supusă sârma pe această porțiune este de încovoiere pură cu momentul încovoiator M .

3.3. Încercările mecanice ale cablurilor

Examinarea cablurilor din oțel înainte de introducerea în exploatare precum și controlul periodic al calității acestora se face prin determinarea forțelor de rupere a unei bucăți din cablu sau prin ruperea fir cu fir a sârmelor existente. După unii autori ruperea unui eșantion de cablu nu este concludentă deoarece doar în puține cazuri (cca.3%) [BAB 1] cablul s-a rupt integral. De obicei cedează unul sau mai multe toroane. Ca atare se consideră că această încercare nu este concludentă pentru comportarea întregului cablu. Pe de altă parte încercarea individuală a sârmelor componente nu reprezintă o alternativă perfectă deoarece reflectă comportarea individuală a sârmelor.

Totuși chiar dacă la încercarea unei epruvete prelevate din cablu nu se rup toate toroanele, încercarea este benefică deoarece dacă unul sau mai multe toroane cedează utilizarea cablului în exploatare nu mai este posibilă. Evident încercarea unui eșantion de cablu este cu atât mai concludentă cu cât lungimea acestuia este mai mare și ca atare probabilitatea de a descoperi secțiuni mai slăbite este mai mare.

3.3.1. Încercarea la tracțiune a cablului întreg de oțel

Încercarea presupune aplicarea unei forțe de tracțiune până la rupere unei epruvete detașate dintr-un cablu, înregistrarea acestei forțe până în momentul ruperii unui toron (STAS 2172-74).

Probele se prelevează de la unul din capetele cablului. Debitarea probei se face prin forfecare sau prin tăiere mecanică. Pentru a se evita derăsucirea (detoronarea) cablului este necesară asigurarea acestuia cu brățări de fixare (fig.3.3.1.1).

Epruveta de cablu trebuie să prezinte o toronare regulată, fără defecte vizibile. Lungimea totală a epruvetei va fi:

$$L_t = L_c + 2d + 2L_f \quad (3.3.1.1)$$

unde:

L_c – lungimea minimă de încercare care se stabilește în funcție de diametrul cablului (d_c).

Dacă : $d_c \leq 6\text{mm}$, $L_c = 300\text{mm}$

$6 < d_c \leq 20\text{mm}$, $L_c = 600\text{mm}$

$d_c > 20\text{mm}$, $L_c = 750\text{mm}$

L_f – lungimea capetelor de fixare care va fi (5...10) d_c în mm.

Fixarea epruvetei în bacurile mașinii trebuie să asigure aplicarea încărcării pe toate sârmele componente ale cablului. Fixarea capetelor cablului se poate face și pe niște role sau tamburi special construiți în acest scop. În cazul cablurilor cu diametre mari se utilizează turnarea capetelor de fixare în pâlnii.

Forma și dimensiunile pânilor de fixare sunt funcție de diametrul cablului și de forma dispozitivului de prindere a mașinii de încercat. Astfel pentru un diametru al cablului de până la 25mm înălțimea h a pâlniei va fi de 150mm, iar pentru cabluri cu diametrul mai mare de 25mm, $h = 175$ mm.

În vederea fixării cablului într-o pâlnie trebuiesc parcurse următoarele etape:

- Se introduce capătul cablului cu brățările prin orificiul mic al pâlniei.
- Se taie brățelele de la capăt iar firele cablului se resfiră, apoi se îndoaie cu capătul firelor spre interiorul pâlniei (fig.3.3.1.3).
- Se așează pâlnia cu 5...10mm peste marginea brățării umplându-se spațiu dintre cablu și pâlnie cu argilă sau ipsos.
- Se așează pâlnia vertical și se toarnă zinc topit sau un aliaj cu rezistența mecanică mare ce să nu permită sârmelor să se smulgă din pâlnie la încercarea cablului.

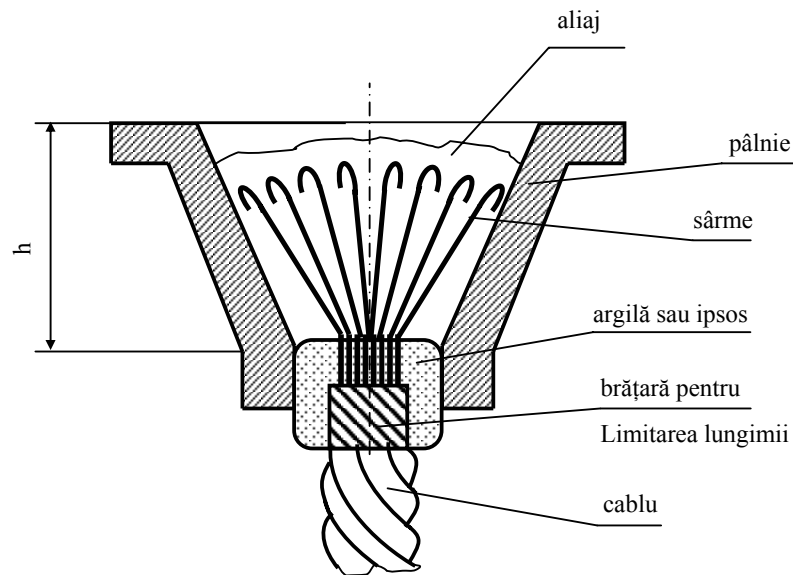


Figura 3.3.1.3

Apoi cablul cu cele două capete fixate în pâlnii se prinde în bacurile mașinii de încercat și se încarcă până la aproximativ 80% din forța maximă de rupere calculată sau indicată în standardul de produs. Se continuă apoi încărcarea cu viteza

de cel mult 10 N/mm^2 s până în momentul ruperii primului toron. Forța corespunzătoare acestei situații este forța de rupere reală. Dacă ruperea cablului se produce la o distanță mai mică de 50mm de pâlniile montate pe cablu sau de tamburul de fixare și forța de rupere nu a fost atinsă încercarea nu se ia în considerare. Dacă în cursul încercării cablul se smulge din pâlnie sau se desprinde de pe tamburul de fixare dar sarcina de rupere a fost atinsă, încercarea se consideră valabilă. Pe lângă forța de rupere, în cursul încercării se mai determină și alungirea. Pentru aceasta se încarcă cablul cu 10% din sarcina de rupere calculată și se marchează o lungime de referință (baza de măsurare a deformațiilor). Se citește apoi lungirea bazei de măsurare din 10% în 10% din sarcina de rupere calculată, până la atingerea valorii de 60% din aceasta. Pentru determinarea alungirii remanente se descarcă cablul până la valoarea inițială de 10% din forța de rupere calculată citindu-se în timpul descărcării lungimea bazei de măsurare de obicei la aceleași trepte ale forței ca și la încărcarea cablului.

În normele privind încercarea cablurilor la tracțiune se recomandă ca deformațiile să fie citite cu o precizie de 0,1%. În urma încercării la tracțiune se poate determina și modulul de elasticitate al cablului cu ajutorul curbei $F - \Delta \ell$ ridicată cu metodica prezentată anterior (fig.3.3.1.4).

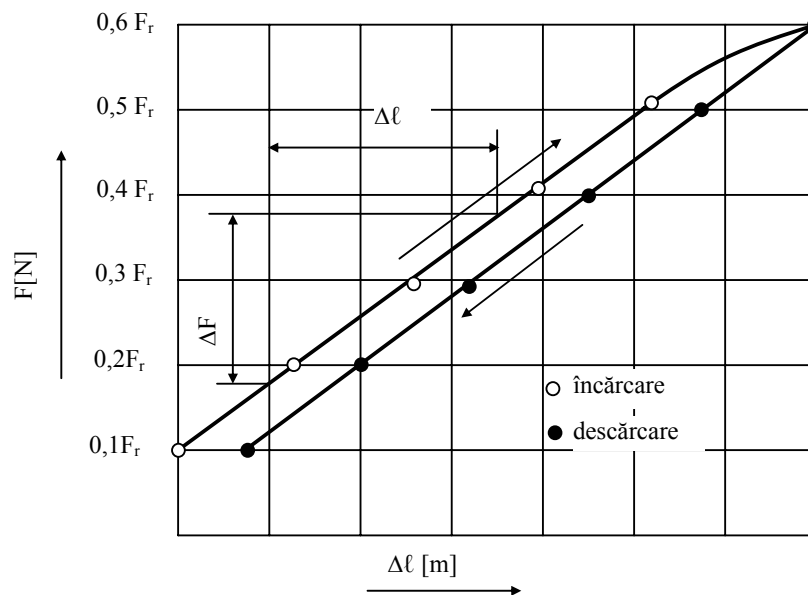


Figura 3.3.1.4

Modulul de elasticitate E_c se calculează cu relația:

$$E_c = \frac{\frac{\Delta F}{\Delta \ell}}{\frac{A_c}{\ell_0}} = \frac{\Delta F}{A_c} \cdot \frac{\ell_0}{\Delta \ell} \quad (3.3.1.2)$$

unde:

ℓ_0 - lungimea bazei de măsurare a deformațiilor;

A_c - suma ariilor secțiunilor transversale a tuturor firelor cablului;

ΔF și $\Delta \ell$ - conform fig.3.3.1.4.

Modulul de elasticitate E_c al cablului de oțel este mai mic decât modulul de elasticitate al sârmelor componente. De fapt el reprezintă o mărime de calcul nu una fizică legată direct de materialul din care este confecționat.

Se acceptă [BOL 1] că în cazul cablurilor spirale din sârmă rotundă legătura dintre modulul de elasticitate E_c al cablului și cel al sârmelor constituente E_f este:

$$E_c = E_f \cos^4 \varphi \quad (3.3.1.2)$$

respectiv:

$$E_c = E_f \cos^4 \varphi_1 \cos^4 \omega_2 \quad (3.3.1.3)$$

unde:

φ - unghiul dintre axa firului și cea a cablului;

ω_1 - unghiul de cablare a sârmei în toron;

ω_2 - unghiul de cablare a toronului în cablu.

Se constată că $E_c < E_f$. În tabelul 3.3.1.1 se prezintă valorile coeficientului de reducere „a” a modulului de elasticitate [BUK 1] după o serie de cercetători. Boleanțu L. a stabilit [BOL 1] pentru cabluri cu înfășurare dublă valoarea $a = 0,33...0,50$.

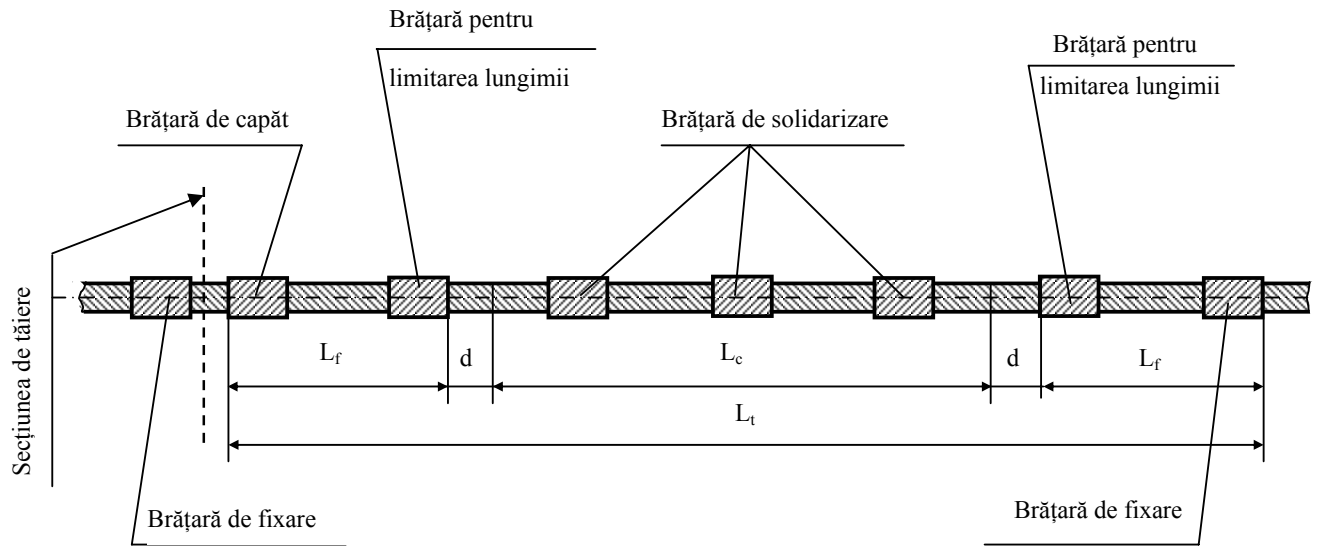


Fig. 3.3.1.1

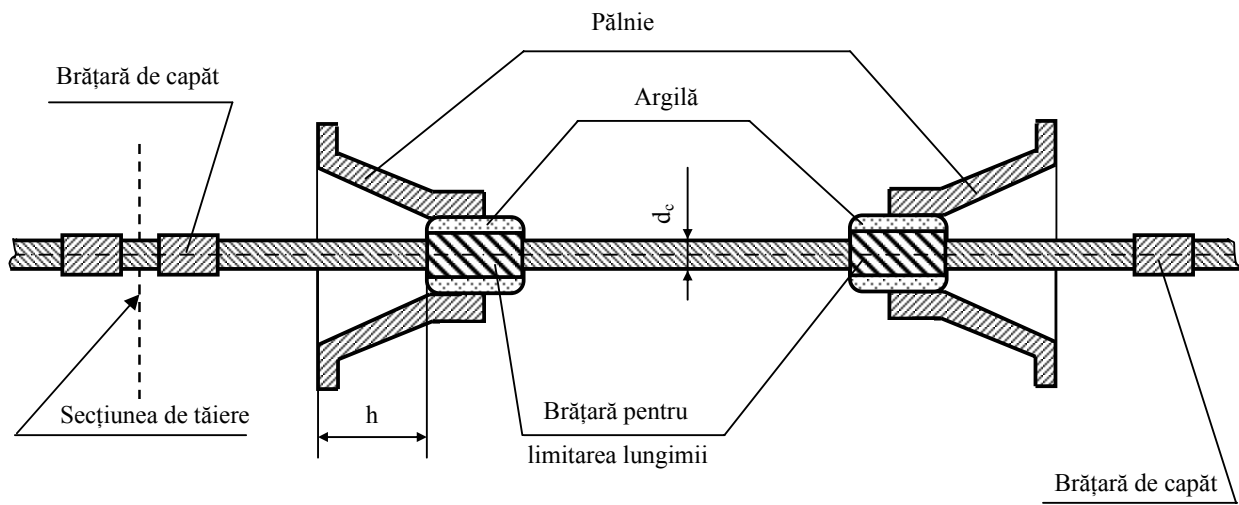


Fig. 3.3.1.2

3.3.2. Extensometere utilizate la încercarea la tracțiune a cablurilor.

Cunoașterea deformabilității cablului are o importanță deosebită numai pentru cablurile de tracțiune dar și pentru conductorii de transport a energiei electrice, toroanele utilizate la betonul precomprimat etc. Este deci necesară utilizarea unor extensometre ce să permită măsurarea cu acuratețe a deformațiilor.

Tabelul 3.3.1.1

Autorul	Coeficientul „a”			
	Înfășurare simplă	Înfășurare dublă	Înfășurare triplă	Mai multe toroane
Baumann	-	0,333	-	-
Bach	-	0,375	-	-
Grabak	0,600	0,360	0,216	-
Dinnik	0,888	-	-	-
Dukelski	0,65-0,85	0,35-0,65	-	0,5
Stefan	Închis 0,65 Semiînchis 0,83	-	-	-
Alte surse	0,57-0,74	0,35-0,45	0,211	-
Boleantu	-	0,33-0,50	-	-

Principala dificultate în determinarea caracteristicii de deformabilitate a cablurilor constă în rotirea relativă a secțiunilor ce delimitează baza tensometrică pe care se fixează tensometrul și nereproductibilitatea datelor la reluarea măsurătorilor. Dacă în ceea ce privește prima dificultate se pot găsi rezolvări în cea de a doua problemă este foarte greu de rezolvat deoarece nereproductibilitatea rezultatelor are drept cauză frecarea semiuscată și uscată dintre firele cablului și ca atare la aceeași forță de tracțiune să nu se obțină aceeași poziție relativă a secțiunilor sârmelor componente.

Extensometrele mai vechi utilizau ceasuri comparatoare, cu dificultățile inerente în ceea ce privește citirea și mai ales înregistrarea măsurătorilor.

Extensometrele mai noi folosesc traductori tensometrici rezistivi ce permit citirea și înregistrarea automată a măsurătorilor. În continuare se prezintă un

extensometru cu traductori rezistivi care a fost utilizat și în cadrul Laboratorului de rezistență și încercări de materiale a Universității „Politehnica” Timișoara.

În figura 3.3.2.1 se prezintă elementul activ al acestui extensometru. El este compus dintr-o lamelă elastică semicirculară 1 pe care s-au aplicat traductori tensometrici rezistivi 2 și 3. Capetele lamei semicirculare sunt fixate pe două cleme de fixare 4. Una din cleme este strânsă pe cablu 7 (cleva inferioară) iar a doua clemă se reazemă pe un rulment axial 5, rezemat pe brida 6 care urmărește deplasarea secțiunii cablului. În acest fel se elimină rotația relativă a secțiunilor care limitează baza tensometrică ℓ , rotire determinată de derăsucirea toroanelor respectiv a sârmelor.

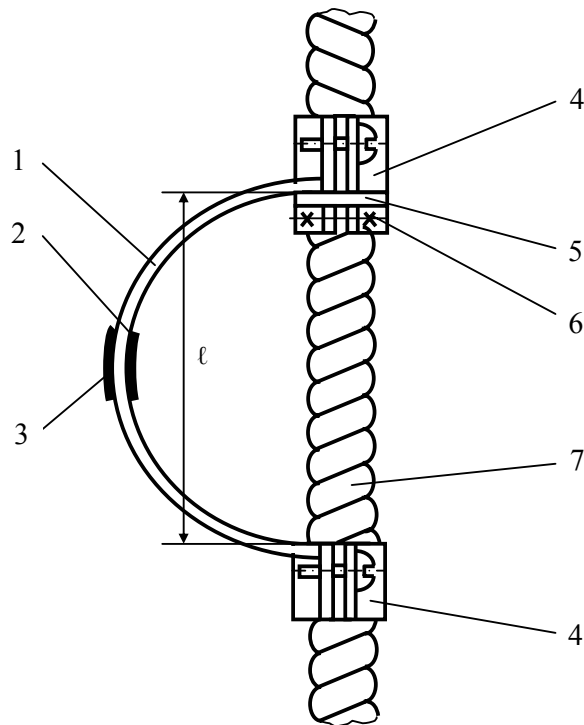


Figura 3.3.2.1

Curbura arcului lamelar pe care se amplasează traductorii rezistivi poate introduce erori în măsurare. Pentru a micșora această eroare până la o limită impusă se va determina baza tensometrică ℓ din condiția de eliminare a influenței variației curburii arcului lamelar. Dacă se notează cu R_1 raza de curbură a arcului înainte de

deformare respectiv cu R_2 aceeași rază după deformare eroarea absolută de măsurare a lungimii specifice măsurată de traductorul cu baza tensometrică ℓ este [BOL 5] :

$$\Delta\varepsilon = \frac{\ell^2}{24} \left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right) \quad (3.3.2.1)$$

Dacă se acceptă că deformația specifică ε este dată numai de încovoiere (valabilă deci ipoteza secțiunilor plane, aceasta pe fibra exterioră poate fi determinată cu relația:

$$\varepsilon = \frac{b}{2} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \quad (3.3.2.2)$$

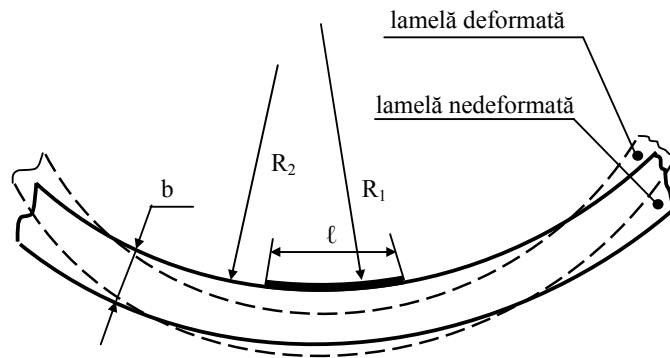


Figura 3.3.2.2

unde:

b – grosimea arcului lamelar

Valoarea erorii relative de măsurare, datorită variației curburii va fi:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon} = \frac{\ell^2}{12b} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3.3.2.3)$$

Pentru a determina valoarea maximă admisibilă a bazei traductorului se va admite o valoare limită a erorii datorită variației de curbură. Deci, din (3.3.2.3) se obține:

$$\ell \leq \sqrt{\frac{12b}{\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)} \cdot \frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon}} = \sqrt{\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon}} \cdot \sqrt{\frac{12b}{\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)}} \quad (3.3.2.3')$$

În continuare autorul prezentei teze a încercat să stabilească o relație directă, mai simplă, între lungimea bazei de măsurare și elementele geometrice ale lamelei elastice.

Dacă notăm $\frac{b}{R_1} = m$ și $R_1 \cong R_2$, atunci (3.3.2.3) devine:

$$\ell \leq \sqrt{\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon}} \cdot \sqrt{6m R_1^2} = R_1 \sqrt{\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon}} \cdot \sqrt{6m} \quad (3.3.2.4)$$

În general raportul dintre b și R_1 trebuie să fie mai mic decât o anumită valoare pentru a evita calculul încovoierii lamelei elastice ca bară curbă. Astfel tensiunile se pot calcula cu formula lui Navier.

Solicitarea traductorului semicircular se produce sub acțiunea forțelor F (fig.3.3.2.3). Diagramele de eforturi pentru forța axială N_x și momentul încovoietor M_x sunt prezentate în aceeași figură.

Valorile maxime ale acestor eforturi apar în secțiunea din mijloc și au valorile:

$$\left. \begin{aligned} N_{x \max} &= F \\ M_{z \max} &= -FR_1 \end{aligned} \right\} \quad (3.3.2.5)$$

În figura 3.3.2.3 se prezintă pentru bara curbă convențiile de semn acceptate pentru eforturi. În aceste condiții tensiunea dintr-o secțiune transversală se poate calcula cu relația:

$$\sigma_x = \frac{1}{A} \left(N_x + \frac{M_z}{\rho_0} + \frac{M_z}{\rho_0 k} \cdot \frac{y}{\rho_0 + y} \right) \quad (3.3.2.6)$$

unde:

ρ_0 – raza de curbură (în cazul nostru $\rho_0 = R_1$)

k – coeficientul lui Tolle (care dacă raza ρ_0 este mult mai mare decât lățimea b a secțiunii dreptunghiulare se poate calcula cu relația aproximativă):

$$k = \frac{I_z}{\rho_0^2 A} = \frac{\frac{ab^3}{12}}{R_1^2 \cdot ab} = \frac{b^2}{12 R_1^2} \quad (3.3.2.7)$$

(cu a s-a notat lățimea lamelei traductorului)

y – coordonata măsurată de la centrul de curbură spre exterior, din centrul de greutate al secțiunii.

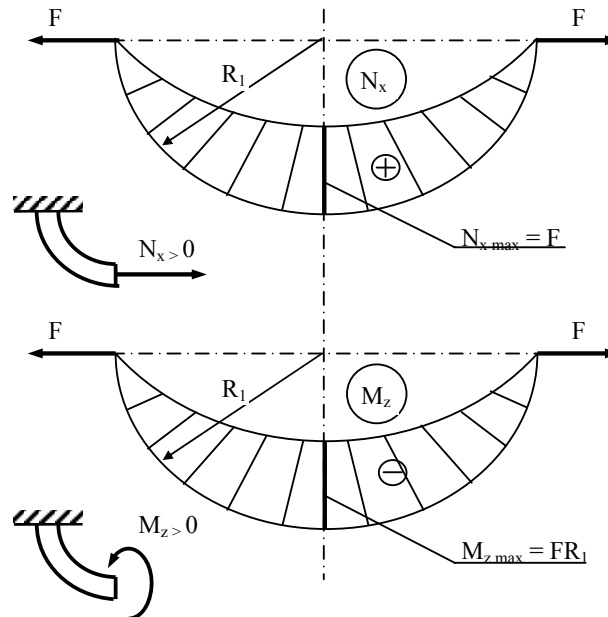


Figura 3.3.2.3

Pentru cazul de încărcare din figura 3.3.2.3, tensiunea maximă de tracțiune $\sigma_{x_{\max}}$ apare la partea interioară, în secțiunea din mijloc și va avea valoarea:

$$\begin{aligned}\sigma_{x_{\max}} &= \frac{1}{A} \left(N_x + \frac{M_z}{\rho_0} + \frac{M_z}{\rho_0 k} \cdot \frac{y}{y + \rho_0} \right) = \\ &= \frac{1}{b \cdot a} \left[F + \left(\frac{-F \cdot R_1}{R_1} \right) + \frac{(-F R_1)}{R_1 \frac{b^2}{12 R_1^2}} \cdot \frac{\left(-\frac{b}{2} \right)}{\left(-\frac{b}{2} + R_1 \right)} \right] = \frac{12 \cdot F R_1^2}{ab^2 (2R_1 - b)}\end{aligned}\tag{3.3.2.8}$$

Dacă se calculează tensiunea maximă ca o solicitare de întindere excentrică, atunci:

$$\sigma'_{x_{\max}} = \left(\frac{F}{A} + \frac{M_z}{I_z} y_{\max} \right) = \left(\frac{F}{ab} + \frac{F R_1}{\frac{ab^3}{12}} \cdot \frac{b}{2} \right) = \frac{F}{ab} \left(1 + \frac{6 R_1}{b} \right)\tag{3.3.2.9}$$

deoarece $\frac{6 R_1}{b} \gg 1$, relația (3,3,2,9) se poate aproxima cu:

$$\sigma'_{x_{\max}} = \frac{6 F R_1}{ab^2}\tag{3.3.2.10}$$

Se calculează abaterea $\varepsilon_\sigma = \frac{\Delta\sigma}{\sigma}$ a calculului făcut ca întindere excentrică a secțiunii (cu neglijarea curburii) față de calculul ca bară curbă.

$$\varepsilon_\sigma = \frac{\Delta\sigma}{\sigma} = \frac{\frac{12 F R_1^2}{ab^2 (2R_1 - b)} - \frac{6 F R_1}{ab^2}}{\frac{12 F R_1^2}{ab^2 (2R_1 - b)}} = \frac{b}{2 R_1}\tag{3.3.2.11}$$

Deci lățimea b , a lamelei elastice pentru a nu se depăși o anumită eroare la calculul tensiunii maxime din secțiunea tractorului va fi:

$$b \leq 2R_1 \varepsilon_\sigma \quad (3.3.2.11)$$

Aplicându-se această relație traductorului cu timbre tensometrice prezentat în [BOL 1] se constată că eroarea este de:

$$\varepsilon_\sigma \% = \frac{b}{2R_1} \cdot 100 = \frac{3}{2 \cdot 71,5} \cdot 100 = 2,098 \%$$

(traductorul a avut lățimea $b = 3\text{mm}$ și raza de $R_1 = 71,5\text{mm}$)

În continuare se va prezenta coeficientul de demultiplicare a extensometrului care reprezintă raportul între lungirea specifică a bazei tensometrice (ε_d) adică deformația specifică a cablului și deformația specifică suferită de materialul arcului lamelar semicircular și înregistrată de traductorii rezistivi (ε_n).

Calculul lungirii specifice a bazei extensometrului (fig.3.3.2.4) se poate face cu teorema lui Castigliano.

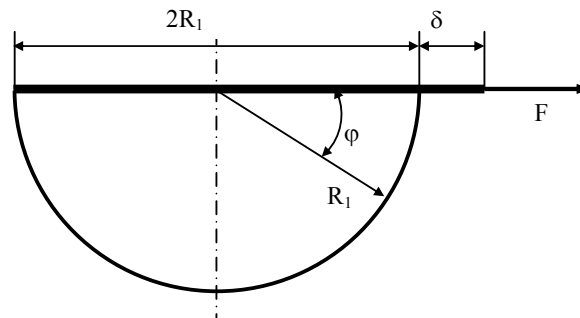


Figura 3.3.2.4

Momentul încovoiator într-o secțiune a lamelei va fi:

$$M_i = FR \sin \varphi \quad (3.3.2.12)$$

Derivata în raport cu forța F are valoarea:

$$\frac{\partial M_i}{\partial F} = R \sin \varphi \quad (3.3.2.13)$$

Elementul de arc ds are valoarea:

$$ds = R d\varphi \quad (3.3.2.14)$$

Se obține:

$$\begin{aligned} EI\delta &= \int_0^\pi M_i \cdot \frac{\partial M_i}{\partial F} \cdot ds = \int_0^\pi FR \sin \varphi \cdot R \sin \varphi \cdot R d\varphi = \\ &= FR^3 \int_0^\pi \sin^2 \varphi d\varphi = \frac{\pi FR^3}{2} \end{aligned} \quad (3.3.2.15)$$

și deci:

$$\delta = F \frac{\pi R^3}{2EI} \quad (3.3.2.16)$$

Lungirea specifică a bazei de măsurare va fi:

$$\varepsilon_d = \frac{\delta}{2R} = F \frac{\pi R^2}{4EI} \quad (3.3.2.17)$$

unde:

I – momentul de inerție al secțiunii dreptunghiulare;

$$I = \frac{ab^3}{12} \quad (3.3.2.18)$$

E – modulul de elasticitate longitudinal al materialului lamelei elastice.

Calculul deformației specifice a arcului lamelar semicircular s-a făcut cu relațiile cunoscute din rezistența materialelor [HAJ 1]. Ținând seama de grosimea mică a benzii $R_i \cong R_e \cong R_1$, obținându-se:

$$\varepsilon_m = \frac{F}{EA} \left(\frac{d_1}{e} + 1 \right) \quad (3.3.2.19)$$

unde:

A – aria secțiunii transversale a arcului lamelar semicircular:

$$A = a \cdot b$$

d_1 – distanța de la axa neutră la fibra extremă a secțiunii;

$e = \frac{I}{AR_1}$ - poziția axei neutre față de centrul de greutate al secțiunii;

E – modulul de elasticitate al materialului lamelei.

În aceste condiții coeficientul de demultiplicare k va avea valoarea:

$$k = \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_m} = \frac{F \frac{\pi R^2}{4EI}}{\frac{F}{EA} \left(\frac{d_1}{e} + 1 \right)} = \frac{\pi R}{b \left(2 + \frac{b}{3R} \right)} \quad (3.3.2.20)$$

3.3.3. Determinarea modului de elasticitate la cabluri cu secțiune neomogenă.

Studiul deformabilității cablurilor de secțiune neomogenă, cum sunt conductorii oțel-aluminiu, are o deosebită importanță pentru aprecierea comportării în exploatare a acestora. De fapt modulul de elasticitate în acest caz nu este o mărime caracteristică a materialelor din care este confecționat cablu ci este o mărime globală, de calcul ce ține seama atât de modulele de elasticitate a fiecărui material (oțel respectiv aluminiu) cât și de modul de înfășurare a cablului.

Modulul de elasticitate global E_{cg} al cablului oțel-aluminiu se poate calcula cu relația:

$$E_{cg} = \frac{\Delta F \cdot \ell}{A_{ef} \cdot \Delta \ell} \quad (3.3.3.1)$$

unde:

ΔF - variația forței de tracțiune aplicată cablului;

ℓ - lungimea bazei de măsurare a deformației cablului;

$A_{ef} = A_{OL} + A_{AL}$, adică suma ariilor secțiunilor transversale a tuturor firelor cablului;

$\Delta \ell$ - lungimea bazei de măsurare corespunzătoare creșterii ΔF a forței de tracțiune aplicate.

În lucrarea [BOL 1] se prezintă încercările efectuate asupra unui conductor oțel-aluminiu cu diametrul $d_f = 2,7\text{mm}$ și aria secțiunii totale (OL + AL) de $39,87\text{mm}^2$. Încercările s-au efectuat asupra a 5 eșantioane de cablu, pe intervale ale creșterii forței $\Delta F_1 = (10^3 \dots 3 \cdot 10^3)\text{N}$ respectiv $\Delta F_2 = (3 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^3)\text{N}$. Calculul modului de elasticitate s-a făcut atât la urcarea cât și la coborârea încărcării F . În tabelul 3.3.3.1 se prezintă rezultatele obținute.

Tabelul 3.3.3.1

Epruveta	Intervalul [kN]	Încercarea I		Încercarea II		Media pe epruvetă
		Urcare	Coborâre	Urcare	Coborâre	
I	1...3 3...5	85100	-	90900	-	88000
II	1...3 3...5	107500	111000	107600	111500	109400
III	1...3 3...5	87100	87600	87100	88700	87600
IV	1...3 3...5	86600	88200	87500	88400	87700
V	1...3 3...5	116700 90900	115000 92700	113700 90600	11650 9120	11550 91300
Media celor cinci epruvete	1...3	97600				
	3...5	92800				
Valorile modulelor de elasticitate E_{cg} sunt în N/mm^2						

Pe parcursul încercărilor s-a constatat o neliniaritate a dependenței dintre forță și deformații ceea ce a condus la necesitatea stabilirii modului de elasticitate secant (fig.3.3.3.1). Adică dacă se consideră creșterea tensiunii $\Delta\sigma$, la care corespunde o creștere a lungimii specifice $\Delta\varepsilon$, modulul de elasticitate secant va fi:

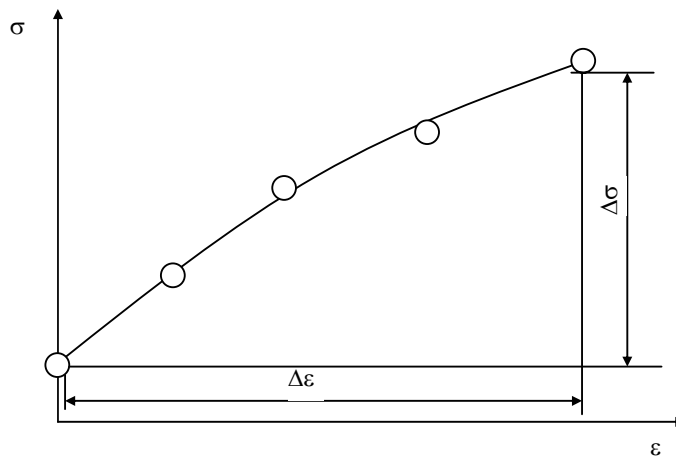


Figura 3.3.3.1

$$E_{\text{secant}} = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\varepsilon} \quad (3.3.3.1)$$

ceea ce corespunde unei curbe $\sigma - \Sigma$ trasată cu linie întreruptă.

În cele ce urmează se prezintă unele încercări efectuate asupra a două tipuri de cabluri OL-AL în vederea avizării lor conform normelor MSZ 149/1 – 83 respectiv IEC 61089-99. Încercările s-au efectuat în cadrul laboratorului de rezistența materialelor de la UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” Timișoara, de către un colectiv din care a făcut parte și autorul [NEG 1] la o mașină de tracțiune MOT 2500kN, echipată corespunzător pentru acest tip de teste. S-au ridicat curbele STRESS-STRAIN atât pentru conductorul întreg cât și pentru inima sa de oțel. Cei doi conductori care fac obiectul acestor lucrări a fost:

- 1) Conductor tip 50/30, construcția (conform standardului MSZ 149/1 – 4): 7 x 2,33 + 12 x 2,33, diametrul exterior 11,65mm, aria secțiunii 81,01mm² (aluminiu-oțel 51,16/29,85) forța maximă de rupere 44.280N.

- 2) Conductor tip 500/65, construcția (în concordanță cu standardul SR CEI 1089-1996): $7 \times 3,45 + 54 \times 3,45$, diametrul exterior 31,05mm, aria secțiunii $570,14\text{mm}^2$ (aluminIU-oțel 504,7/65,44). Forța maximă de rupere 157.500N. În figura 3.3.3.2 se prezintă curba tensiune deformație specifică pentru conductorul oțel-aluminIU tip 50/30.

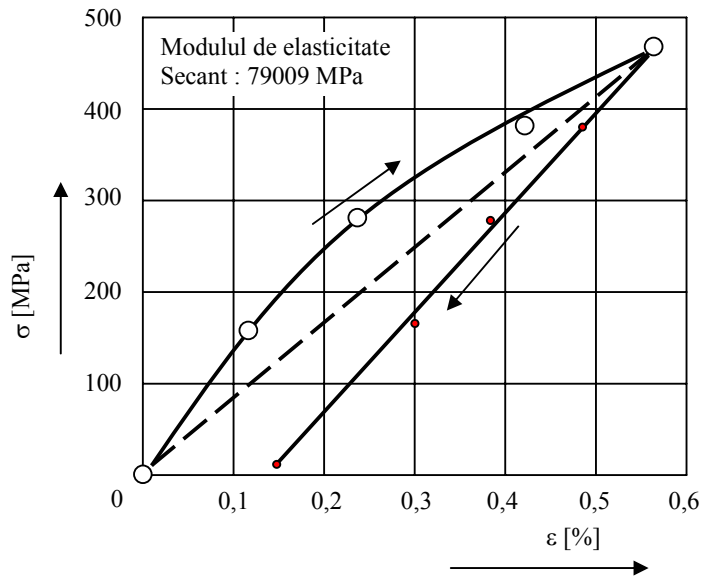


Figura 3.3.3.2

În figura 3.3.3.2 se prezintă curba tensiune deformație specifică pentru conductorul oțel-aluminIU tip 50/30. În figura 3.3.3.3 se prezintă aceeași curbă dar pentru conductorul oțel-aluminIU 500/65. În ambele cazuri s-a determinat modulul de elasticitate secant cu ajutorul dreptei trasată cu linie întreruptă. În ambele cazuri se constată că descărcarea se face liniar.

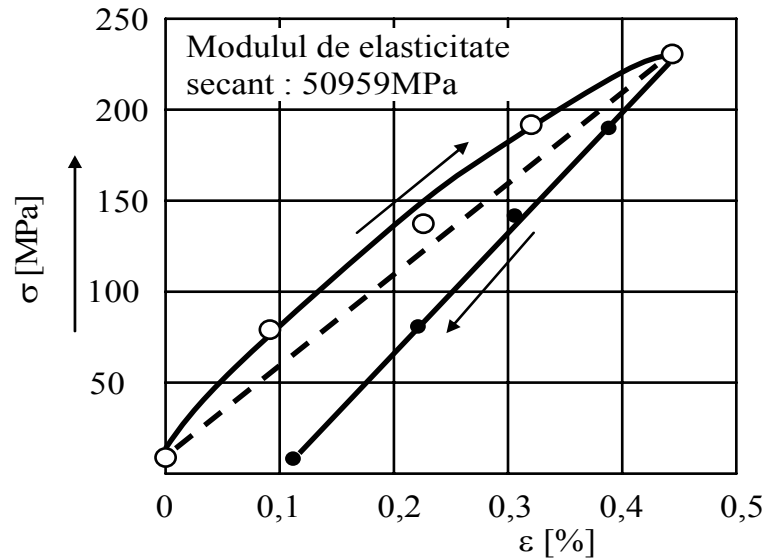


Fig. 3.3.3.3

Forța de rupere în primul caz a fost de 46,74 kN iar în al doilea caz 158,75 kN. În ambele situații secțiunea de rupere s-a plasat la o distanță acceptabilă față de bacul de prindere (0,7m pentru 1 și 0,5m pentru 2).

La încercarea inimilor de oțel a celor doi conductori s-au obținut rezultatele ce sunt prezentate în figura 3.3.3.4 se constată o asemănare izbitoare între curbele σ - ε ale celor două cabluri ceea ce atestă faptul că atât din punct de vedere al omogenității materialului sârmelor cât și al procesului tehnologic s-au respectat condițiile din normele de fabricație. Deasemenea se constată că tensiunea efectivă la rupere este foarte apropiată pentru cele două cazuri (1430 MPa pentru 1 și 1343 MPa pentru 2).

În ambele situații ruperea s-a produs la distanță mare de bacurile mașinii de încercat.

În ceea ce privește modulul de elasticitate a celor două inimi există diferențe determinate și de modul diferit de înfășurare [BOL 1], [HER 1].

Concluzia încercărilor efectuate a fost că ambele conductoare se încadrează în normele impuse de recepționare.

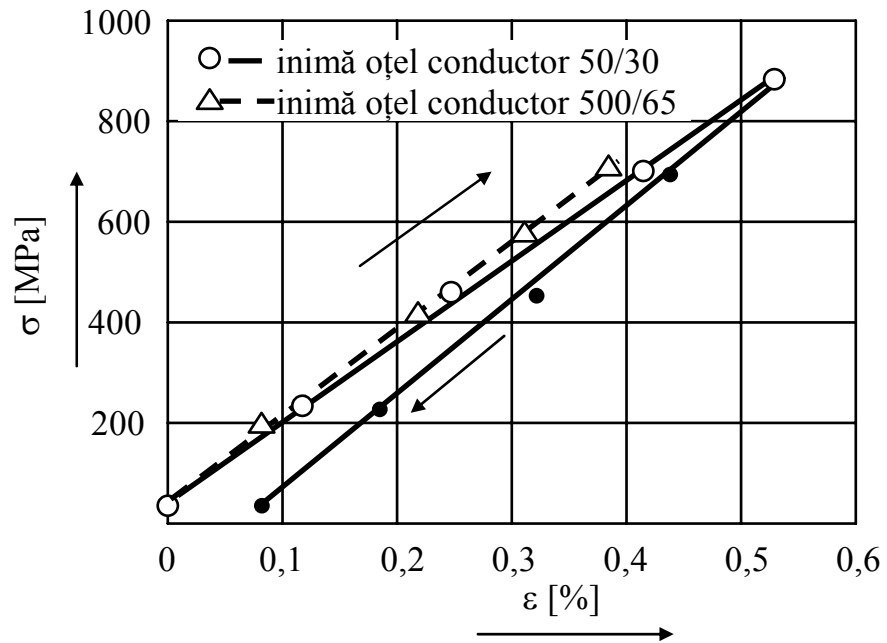


Figura 3.3.3.4

3.3.4. Aspecte ale studiului durabilității cablurilor.

De la introducerea cablurilor de oțel în construcția mașinilor de ridicat până în prezent s-au realizat o sumedenie de tipuri constructive.

Desigur acest proces de evoluție și diversificare a determinat necesitatea abordării aspectelor de rezistență și durabilitate ale cablului. Studiul acestor două aspecte este desigur foarte anevoios, implicând o problemă variată în domeniul mecanicii aplicate. Desigur este necesar să răspundem cât va dura cablul în exploatare, adică câte cicluri de îndoire pe un organ de înfășurare poate rezista. În acest scop trebuie să studiem rezistența la oboseală a cablurilor.

La ora actuală problema este abordată pe două căi:

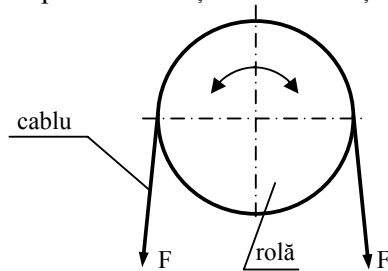
- Încercări de laborator pe eșantioane prelevate din cablu pe mașini speciale ce să permită studiul comportării la solicitări variabile.
- Urmărirea durabilității cablului în exploatare, în condiții reale și prelucrarea statistică a datelor înregistrate.

Dacă prima abordare prezintă avantajul unei analize cantitative și calitative a influenței factorilor ce concură la degradarea cablului, dar nu poate reproduce total condițiile din exploatare, cea de-a doua nu permite înregistrarea în totalitate (sau deloc) a tuturor acestor factori.

În plus în cazul al doilea este destul de dificil de dirijat mărimea factorilor ce intervin astfel încât o abordare teoretică este dificilă.

În general a doua metodă este mai puțin utilizată în mod independent, ci mai degrabă ca o metodă complementară, de verificare a rezultatelor obținute cu prima metodă.

Încercările de laborator se efectuează pe mașini speciale, care caută să reproducă condițiile reale, adică solicitarea cablului la tracțiune de o sarcină F și trecerea acestuia peste o rolă cecece determină o solicitare de încovoiere. Foarte schematic o asemenea mașină este prezentată în figura 3.3.4.1. Ea conține o rolă care se imprimă o mișcare de rotație de dute-vino. Peste rolă este trecut un cablu asupra căruia acționează o forță de tracțiune F . În acest fel cablul solicitat la tracțiune



este periodic îndoit pe rolă cecece determină o solicitare de încovoiere ciclică.

Desigur ciclul de solicitare generat de încovoiere este oscilant. Există și mașini la care cablul este trecut peste două role astfel încât îndoirea să fie alternantă. Una dintre primele mașini pentru încercarea cablurilor la încovoiere pe o rolă a fost realizată de prof. Benoit din Karlsruhe.

Schema mașinii este prezentată în figura 3.3.4.2.

Figura 3.3.4.1

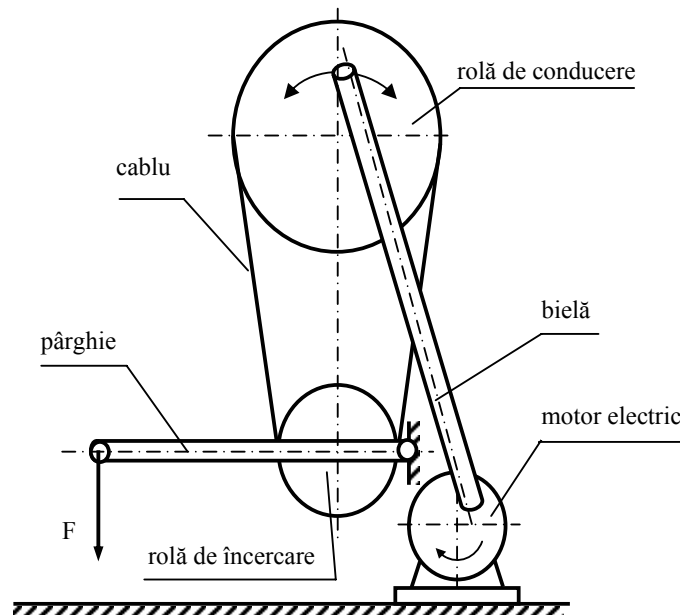


Figura 3.3.4.2

Desigur rola de încercare a cablului poate avea diferite diametre, canalul rolei poate fi de asemenea de rază diferită. De asemenea cu ajutorul pârghiei se pot aplica diferite forțe de tracțiune cablului. Prin rotirea motorului electric biela asigură o mișcare de dute-vino rolei de conducere și astfel cablul este solicitat atât la tracțiune cât și la încovoiere oscilantă.

Desigur dealungul timpului s-au realizat diferite tipuri de mașini de încercat la durabilitate a cablurilor. Se amintesc mașina tip Wörnle (cu încovoiere alternantă), Rossetti cu dispozitiv hidraulic de întindere a cablului, Giovannozzi (care realizează mărirea frecvenței ciclurilor, D.G.van de Moortel, Bukstein etc.

O realizare deosebită este mașina de încercare la durabilitate a cablurilor realizată în catedra de rezistența materialelor a Universității „Politehnica” din Timișoara, de către prof.Boleanțu Lazăr, pentru care autorul a obținut brevet de invenție.

Mașina se compune din două role de cablu 1 și 2. Rola superioară 1 este rola de încercare iar rola 2 este rola de conducere. Intinderea cablului se realizează cu ajutorul unui șurub legat la rola 1 și acționat de un sistem melc-roată melcată și de un

motor electric. Prin ridicarea roții 1 se realizează tracțiunea cablului. Antrenarea în mișcare alternantă a cablului se face cu ajutorul rolei 2 care este acționată hidraulic.

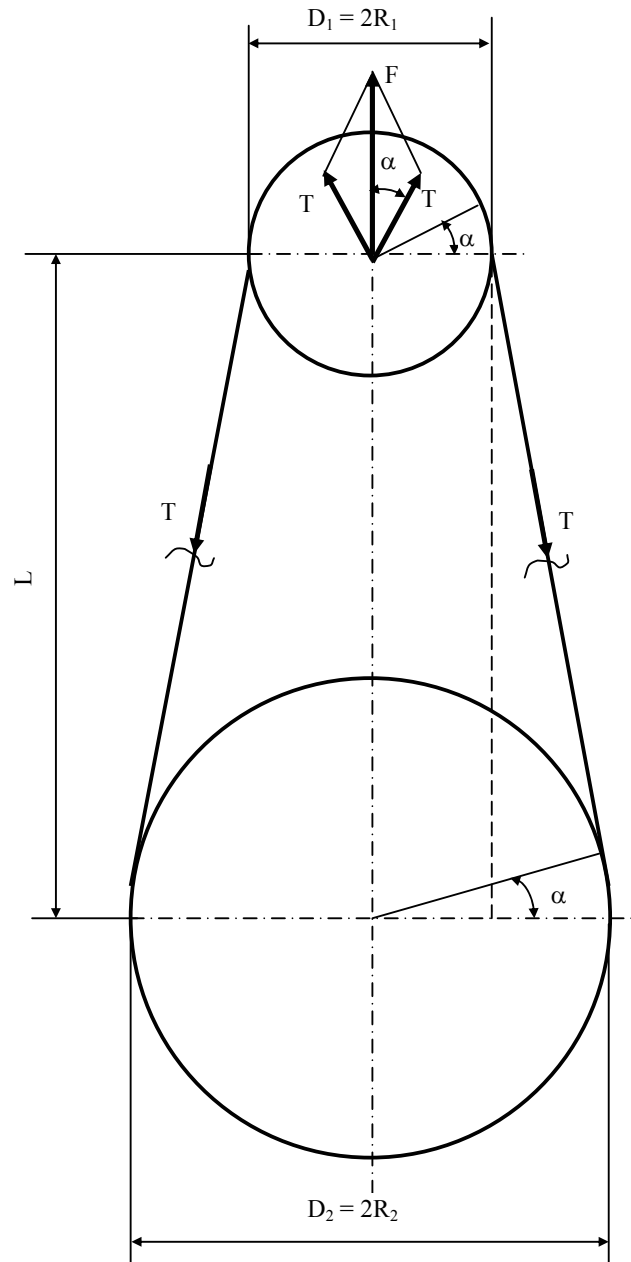


Figura 3.3.4.3

Sistemul de măsurare a forței înregistrează valoarea forței F (fig.3.3.4.3) și nu tensiunea T din cablu, care se poate calcula cu relația:

$$T = \frac{F}{2 \cos \alpha} = \frac{F}{2} \frac{L}{\sqrt{L^2 - (R_2 - R_1)^2}} \quad (3.3.4.1)$$

Încercările efectuate pe diferitele mașini nu au elucidat complet problema durabilității cablurilor de tracțiune. Este o problemă deschisă ce va necesita un număr mare de încercări cu foarte multe variabile de controlat. Ceea ce remarcă toți cercetătorii este faptul că în cazul cablurilor se poate vorbi numai de durabilitate limitată. Pentru situații particulare s-a propus relații de calcul a căror utilizare însă trebuie făcută cu prudență.

De exemplu, E.Klein propune relația:

$$\sigma_t = \theta \frac{D - 180}{d_c + d_f} \left(\frac{64000}{N} + 0,48 \right) \quad (3.3.4.2)$$

unde:

D – diametrul rolei;

d_c – diametrul cablului;

d_f – diametrul sârmei;

θ – coeficient ce depinde de calitatea materialului sârmei;

N – numărul de cicluri până la rupere astfel se poate stabili tensiunea maximă de tracțiune aplicabilă cablului.

Zignoli propune relația:

$$N = \frac{D - 180}{d_c + d_f} \frac{180.000}{\sigma_t \frac{D - 180}{d_c + d_f}} \quad (3.3.4.3)$$

Sitkov și Pospekov propun:

$$N = \frac{1080 \cdot 10^3}{\frac{8,5 C_1 C_2 \sigma_t}{\frac{D}{d_c} - 8} - 1} \quad (3.3.4.4)$$

unde:

$C_1 = 0,5 \dots 1,12$ (depinde de construcția cablului)

$C_2 = 0,85 \dots 1,37$ (depinde de diametrul d_c al cablului)

P.M.Calderale propune:

$$\left(100 \frac{P}{R}\right)^n \cdot \left(100 \frac{d_c}{D}\right)^m N = C \quad (3.3.4.5)$$

unde:

R – forța teoretică de rupere a cablului;

P – sarcina de lucru;

m, n, C – constante ce se determină experimental.

În final (lista desigur ar putea continua) se prezintă relația lui R.Maebold:

$$N = a \left(\frac{D/d_c}{\sigma} \right) \quad (3.3.4.6)$$

unde:

a – constantă specifică fiecărui cablu;

σ – tensiunea de tracțiune a cablului.

3.3.5. Solicitarea cablurilor de oțel la tracțiune pulsatoare

Durabilitatea cablurilor care lucrează pe role a fost destul de mult cercetată. Nu același lucru se poate afirma și despre cercetarea durabilității cablurilor solicitate la foște de tracțiune pulsatoare, cum ar fi de exemplu cablurile de suspendare sau de ancorare.

În [KLÖ 1] se face o trecere în revistă a unor încercări de tracțiune pulsatoare și metodele de evaluare a rezultatelor obținute. Astfel se specifică că la cererea industriei de profil s-au executat cercetări asupra a circa 350 cabluri cu diametre de 4mm până la 36mm. Cele mai frecvente abordări au vizat cablurile cu lițe rotunde și cele spirale deschise.

Desigur s-a avut în vedere că cercetarea unui singur parametru ce guvernează comportarea la durabilitate în exploatare nu este suficientă [FEY 2]. Numărul N de cicluri atins până la rupere la tracțiune pulsantă depinde de următorii parametri:

- construcția cablului;
- banda de oscilație a forței de tracțiune a cablului $2S_a$ (S_a = amplitudinea);
- forța minimă de tracțiune în cablu S_u ;
- diametrul cablului d_c

Relația cu care s-au evaluat rezultatele încercărilor experimentale, ia în considerare toți parametri de care depinde durabilitatea unui cablu solicitat la tracțiune pulsantă:

$$\lg \bar{N} = a_0 + a_1 \lg \frac{2S_a \cdot d_0^2}{d_c^2 S_0} + a_2 \frac{S_u d_0^2}{d_c^2 S_0} + a_3 \left(\frac{S_u \cdot d_0^2}{d_c^2 S_0} \right)^2 + a_4 \lg \frac{d_c}{d_0} \quad (3.3.5.1)$$

Rezultatele experimentale au fost concentrate în diagrame de durabilitate în care numărul de cicluri până la rupere N s-a obținut utilizând forța minimă de tracțiune S_u raportată la pătratul diametrului d_c al cablului.

S-au utilizat în diagramele de durabilitate scări logaritmice. Parametri de solicitare sunt prezentați cu ajutorul diametrului de referință. În acest fel compararea rezultatelor încercărilor experimentale este independentă de construcția cablului.

În cazul tuturor cablurilor analizate s-a folosit relația (3.3.5.1) pentru trasarea punctelor din diagrame. Pentru cablurile încercate gradul de precizie s-a situat în intervalul (80...90)%. Cu lățimea de referință a oscilației $2S_a / d_c^2$ se constată, cum era de așteptat, că numărul de cicluri până la rupere N scade.

Familiile de curbe prezentate în figura 3.3.5.1 au o formă arcuită care în cazul cablurilor lițate este foarte accentuată, în timp ce pentru cele spirale curbura este mult mai mică.

În figura 3.3.5.2 se prezintă diagrama Haigh pentru un cablu Warrington – seale SES + 6 x 36 SZ.

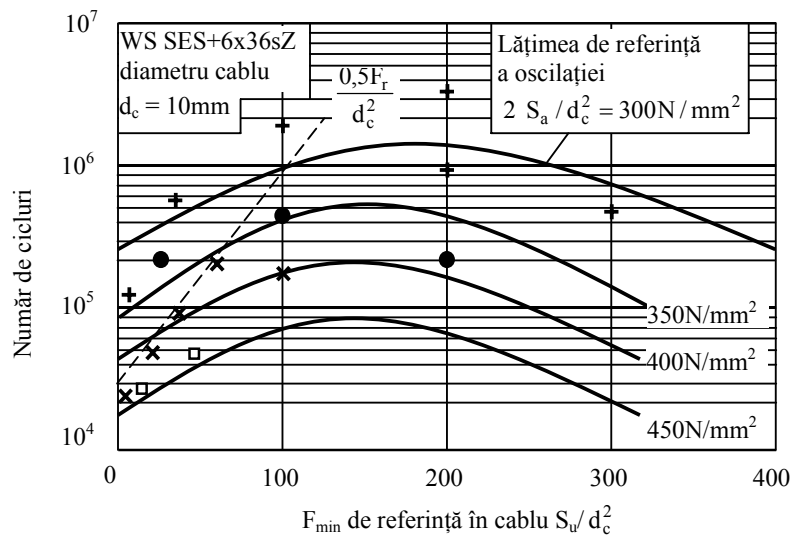


Figura 3.3.5.1

Se observă că N își atinge maximum pentru $S_u / d_c^2 = 150\text{N} / \text{mm}^2$ și descrește apoi rapid, în ambele părți independent de alegerea lățimii de referință a oscilației $2S_a / d_c^2$.

Comportamentul relevat pentru cablurile solicitate la tracțiune pulsantă se poate reprezenta ținând cont de diagramă Haigh. În acest scop relația 3.3.5.1 s-a adaptat pentru $N = 10^6$ cicluri și o lățime admisibilă a oscilației de $2S_a / d_c^2$ conform figurii 3.3.5.2.

În loc de reprezentarea uzuală a diagramei Haigh și anume forța medie de tracțiune în cablu pe ordonată respectiv pe abscisă tensiunea în cablu s-a considerat în figura 3.3.5.2 forța minimă de tracțiune de referință S_a / d_c^2 . La curba de regresie s-a adaptat corespunzător dreapta Goodman corespunzătoare forței de rupere de

referință F_r / d_c^2 dreaptă ce este acoperitoare în calcule ingineresti pentru epruvete rotunde.

Figura 3.3.5.2 arată fără echivoc că comportamentul cablului se apropie de cel descris de dreapta Goodman doar pentru forțe minime de referință cu valori mari. Pentru valori mici ale acesteia, abaterile de la rezultatele experimentale este semnificativă.

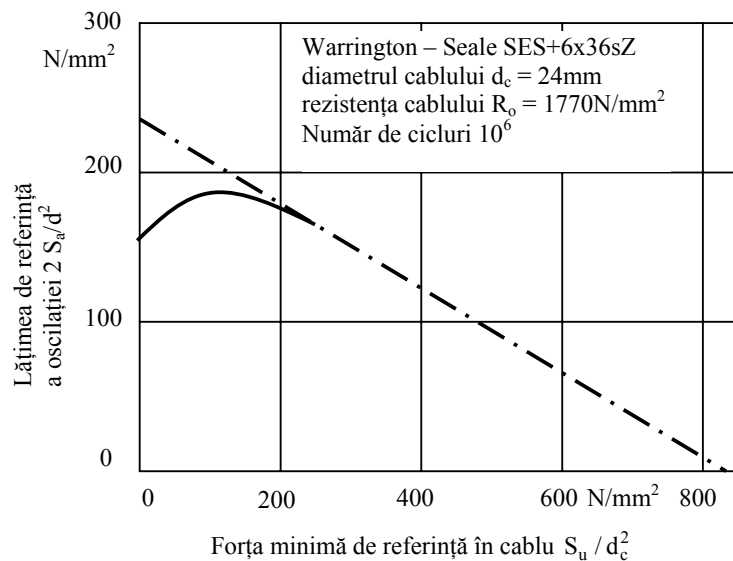


Figura 3.3.5.2

În consecință, scăderea forței minime de referință duce la micșorarea lățimii de oscilație $2S_a / d_c^2$. Acest fapt contrazice teoria conform căreia la încercarea epruvetelor rotunde scăderea forței minime de referință duce la creșterea lățimii de oscilație.

Explicații asupra cauzelor de scădere dramatică a durabilității corespunzătoare unor forțe minime de tracțiune S_u mici ar putea avea justificarea următoare:

Încărcarea unui cablu drept cu o forță de tracțiune produce evident lungiri longitudinale și contracții transversale. În consecință se produce deformarea spirelor toroanelor și sârmelor. Ca atare în secțiunea transversală apare o stare de tensiune ce se compune din cea normală de tracțiune dar apar și încovoiere, torsiune și tensiuni de contact.

Deformațiile cablului la forte mici sunt deosebit de mari și ca atare și tensiunile de încovoiere în sârme și cele secundare la tracțiune. Creșterea solicitării cablului determină deci o distribuție neuniformă a forțelor de tracțiune în sârme conducând la o solicitare suplimentară a unor sârme și o descărcare a altora.

În figura 3.3.5.3 este prezentată distribuția solicitărilor unui cablu, obținută experimental. Pentru realizarea încercărilor [KLÖ 1] a utilizat traductori tensometrici miniaturali aplicați pe sârmele exterioare ale cablului lițat tip Warrington-seale, SES + 6 x 36 SZ. Se remarcă o mare împrăștiere a rezultatelor experimentale cu precădere la sârmele solicitate la forțe mici.

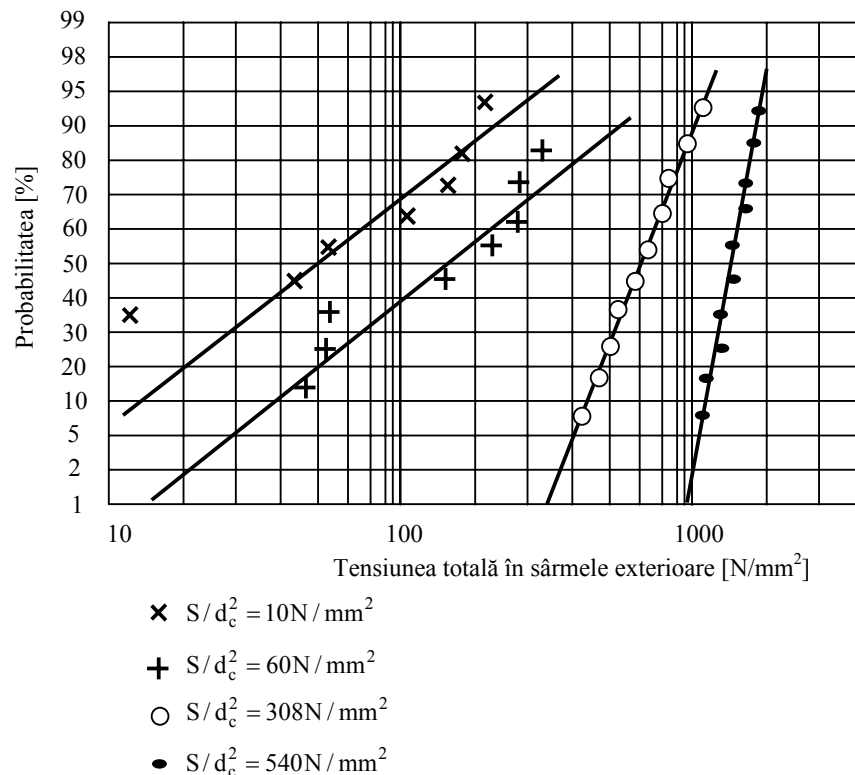


Figura 3.3.5.3

Ca urmare a distribuției neuniforme a tensiunilor în sârme, cele cu solicitări ridicate, ele vor ceda mai repede la încercarea la tracțiune pulsantă decât sârmele cu solicitări mai mici.

Autorul amintit constată diferențe între comportarea cablurilor realizate de diferite firme explicabilă prin cablarea diferită. Drept consecință calitatea unui cablu se poate aprecia prin cât de omogenă este repartiția sarcinii pe sârmele acestuia. Dovada pentru o durabilitate ridicată a cablurilor la o repartiție uniformă a sarcinii, este încercarea la tracțiune pulsantă pe cabluri pretensionate. Structura lejeră a cablului se ordonează și determină o uniformizare a repartiției sarcinilor asupra sârmelor cablului. Aceste cabluri au la solicitarea de tracțiune pulsantă o durabilitate de câteva ori mai mare decât cele netensionate. În cazuri singulare pentru cabluri pretensionate până la forțe apropiate de cea de rupere se pot atinge durabilități de până la 10 ori mai multe cicluri de solicitare la încercarea de întindere pulsantă.

Importanța cercetărilor efectuate de KLÖPFERA este relevantă și de comparația măsurătorilor experimentale cu prescripțiile DIN 15018 privind calitatea cablurilor de susținere și ancorare.

În figura 3.3.5.4 sunt prezentate atât lățimea de referință a oscilației admisibilă $2S_a/d_c^2$ conform DIN 150118 cât și cele rezultate din cercetările experimentale pentru un cablu Warrington-seale SES + 6 x 36 SZ pentru o valoare medie a ciclurilor la rupere \bar{N} și pentru valoarea limită statică N_{10} .

Valoarea N_{10} a ciclurilor limită statistice nu va fi atinsă cu o pondere de 95%, doar de maximum 10% din cabluri. Valoarea limită din DIN nu corespunde cu comportamentul cablurilor. Un motiv ar fi că standardul vechi de 30 ani nu mai corespunde cu cunoștințele și experiența actuală, ceea ce impune o reconsiderare a normelor impuse de DIN 15018.

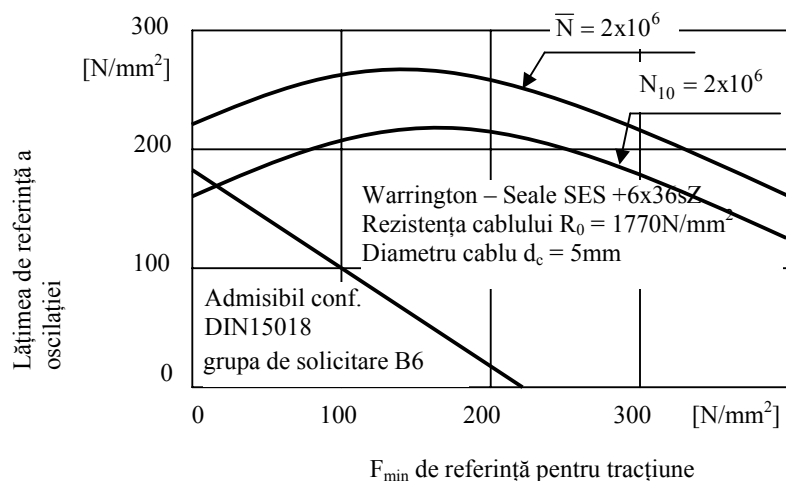


Figura 3.3.5.4

3.3.6. Cercetări privind microduritatea superficială a unor sârme prelevate dintr-un conductor oțel aluminiiu.

3.3.6.1. Aspecte generale.

Cercetarea microscopică a structurii materialelor moderne necesită, adeseori, o apreciere comparativă a proprietăților unor anumite elemente structurale.

Acest lucru este foarte important, în special, în cazul transformărilor provocate de prelucrarea termică sau sudarea materialului, de prelucrarea prin deformare la rece sau în cazul aprecierii rezultatelor tratamentelor chico-termice superficiale ale metalului sau aliajului metalic.

Metodele de corodare succesivă a probelor metalografice din diferiți reactivi și alte procedee asemănătoare pentru punerea în evidență a structurii, se dovedesc adeseori insuficiente, chiar numai pentru determinarea deosebirii calitative între componenții structurali.

Un deosebit interes îl prezintă metoda de măsurare a durezzații metalului în microvolum. Această metodă pentru determinarea microdurezzații nu necesită operațiuni complicate și constituie o prețioasă completare a metodelor de analize metalografice.

În acest scop se folosesc diferite metode de determinare a durezzații:

- Metoda Brinell (HB) ;
- Metoda Vickers (HV) ;
- Metoda Rockwell (HRC, HRB).

Aceste metode de duritate se aleg în funcție de materialul care se dorește a fi încercat. În tabelul 3.3.6.1.1 sunt prezentate materialele și scările de duritate corespunzătoare determinii.

Tabelul 3.3.6.1.1

Nr.crt	Materiale	Scara de duritate
1	Oțeluri călite	HRC, HV
2	Oțeluri recoapte	HB, HV
3	Oțeluri tratate termochimic (cimentate, nitrurate, acoperite superficial)	HV
4	Fonte cenușii	HB
5	Aliaje neferoase	HV, HB

În continuare se va prezenta metoda de determinare a microdurezzații Vickers, utilizată pe scară largă pentru toate tipurile de materiale metalice. Această metodă se

aplică pentru determinarea durității componentelor structurali ai aliajelor. Folosirea microdurității s-a dovedit a fi foarte utilizată cu ocazia studierii materialelor metalice.

Metoda de determinare a microdurității se utilizează în cazul carburilor de titan, wolfram, tantal, niobiu și permite precizarea influenței acestora asupra proprietăților aliajelor respective și să se urmărească modificările structurii în cazul complicării compoziției aliajelor sau al schimbării metodei lor de preparare.

Forma amprentelor și apariția la marginile lor a unor crăpături permite stabilirea plasticității relative a unor anumite elemente structurale.

În cazul suprafețelor șlefuite, care fac parte din secțiunile transversale din straturile superficiale ale probei, proba examinată trebuie să fie înglobată în prealabil.

Metoda de determinare a microdurității poate fi utilizată și la stabilirea gradului de ecruisare a straturilor superficiale ale pieselor din oțeluri, după prelucrarea lor mecanică, recomandându-se ca suprafața să fie pregătită prin lustruire electrolică, pentru a preîntâmpina o ecruisare suplimentară, datorită lustruirii pe cale mecanică.

Determinarea microdurității constituie o completare importantă a analizelor microscopice, în cazul cercetării calității îmbinărilor sudate. Comparând între ele microduritatea și microstructura zonei de sudare în cazul sudării cu diferiți electrozi și al utilizării unor regimuri de sudare și de tratament termic, se pot urmări transformările din straturile cele mai diferite ale materialului și se pot alege procedee de fabricație mai bune.

Determinarea microdurității permite inclusiv stabilirea prezenței carburilor în zona de sudură, tendința de călirea oțelului și dimensiunile zonei călite.

Metoda de determinare a microdurității este utilizată pe scară largă nu numai în pentru rezolvarea unor probleme pur aplicate, dar ocupă un loc important și în studiul aprofundat al proprietăților mecanice și fizice ale materialelor.

Analiza materialelor prin determinarea microdurității este folosită pe scară largă pentru evidențierea depunerilor. În acest caz probele se lustruiesc electrolic, determinarea microdurității ajungând la urmărirea microproceselor de difuzie a elementelor depuse din stratul superficial.

Determinarea durității se poate aplica la studierea straturilor superficiale ale aluminiului, cuprului, zincului, plumbului, staniului, cadmiului, alamei, precum și ale titanului. Aceste straturi pot fi straturi de acoperire cu oxizi ai acestora sau materiale ceramice prin pasivizare sau anodizare, cu scopul protejării anticorozive a materialului.

Prin determinarea durității se pot studia și neomogenitățile proprietăților din interiorul grăuntelui cristalin.

Se mai poate studia influența exercitată de dimensiunile grăunților asupra microdurității și deformarea structurii cristaline la limita de grăunți.

Metoda pentru determinarea microdurității poate fi aplicată în cazul studierii fenomenelor ce iau naștere și se desfășoară în cazul uzurii prin frecare și în cazul șlefuirii .

În cazul măsurării microdureității se folosește, de obicei, metoda de presare pe suprafața cercetată a unui vârf tare (dur).

Aparatele pentru determinarea durezzații elementelor microscopice ale structurii se deosebesc prin aceea că, sarcina sub acțiunea căreia are loc presarea se măsoară numai în grame sau zeci de grame.

În acest caz, dimensiunile amprentelor variază de la câțiva microni până la aproximativ 10 microni și necesită, pentru măsurarea lor, un microscop care constituie partea esențială a aparatului de microdurate.

Datorită sarcinilor mici, se pot obține amprente de bună calitate, chiar și la materiale sau componente structurale foarte fragili.

Pentru încercarea materialelor la microdurate prin metoda amprentării, ca vârf se utilizează două tipuri de piramide de diamant: piramida de diamant care a căpătat răspândire pe scară largă, cu o bază pătrată și având la vârf unghiul între fețele opuse de 136^0 și piramida cu bază rombică, cunoscută cu numele de piramida Knoop.

Impresiunea (amprenta) ce se formează în material prin presarea unui vârf își micșorează dimensiunile după înlăturarea sarcinii, datorită deformației elastice a materialului.

Valoarea de duritate H se determină ca raport între sarcină și suprafața laterală impresiunii, pentru un unghi de 136^0 :

$$H = 1,854 \cdot \frac{F}{d^2} \text{ [kg / mm}^2\text{]} \quad (3.3.6.1.1)$$

unde:

F – sarcina aplicată [kg];

D – mărimea diagonalei amprentei [mm].

Pentru a calcula adâncimea de pătrundere se presupune că unghiul între fețele amprentei piramidale rămâne același ca și la vârful de presare.

$$h = \frac{d}{2\sqrt{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}} \quad (3.3.6.1.2)$$

$$\text{Pentru: } \alpha = 136^0, \text{ atunci } h = \frac{d}{7} .$$

Piramidele de diamant trebuie să aibă muchii ascuțite, vârful nu trebuie să fie rotunjit, iar fețele trebuie să fie plane și bine lustruite, pentru a micșora coeficientul de frecare între diamant și materialul de cercetat.

3.3.6.2. Determinări experimentale

Autorul și-a propus să studieze modul de variație a microduratei dealungul unor sârme de AL și OL prelevate dintr-un conductor de oțel-aluminiu aflat în exploatare cca.20 de ani. Această variație poate să indice un grad diferit de ecruisare a materialului sârmei de-alungul ei, ca urmare a solicitărilor suplimentare de încovoiere și răsucire provocate de procesul de cablare precum și de solicitărilor de compresiune locală dintre firele componente. Determinările s-au realizat pe câte 3 probe din AL și 3 probe din oțel. Probele au fost pregătite metalografic prin înglobare, după care au fost șlefuite și lustruite, deteminările realizându-se în secțiune longitudinală pe fiecare dintre cele 6 probe examinate.



Figura 3.3.6.2.1



Figura 3.3.6.2.2

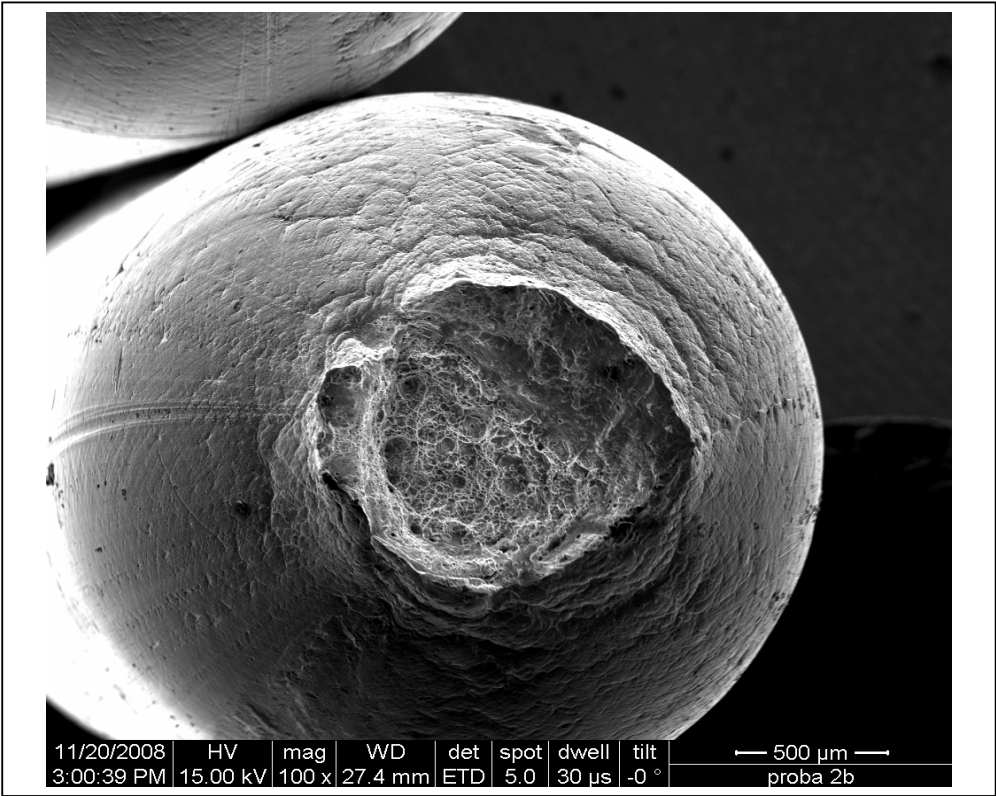


Figura 3.3.6.2.3

Încercările experimentale de determinare a microdurității s-au realizat pe microdurimetrul Wolpert 402MVD din dotarea Catedrei de Știința Materialelor și a Sudării din cadrul Fac.de Mecanică, Univ.”Politehnica” Timișoara (fig.3.3.6.2.1) care are un microscop prevăzut cu un sistem digital de aplicare a sarcinii în vederea amprentării ce permite aplicarea unor mase de la 10g până la 20 kg.

Încercările s-au realizat cu sarcina de 100g atât pentru sârma de oțel cât și pentru sârma din AL.

Cu ajutorul microscopului electronic s-au fotografiat urmele (ampretele) lăsate de penetrator pe probele de sârmă. În figura 3.3.6.2.2 se prezintă fotografia urmelor penetratorului lăsate pe sârma de aluminiu.

Tot cu ajutorul microscopului electronic s-a realizat fotografierea mărită de 100 ori a secțiunii de rupere a uneia din sârmele de aluminiu încercate la tracțiune. Se remarcă aspectul con-cupă specific unei ruperi ductil-fragile (3.3.6.2.3).

Rezultatele obținute sunt concentrate în tabelele: 3.3.6.2.1, 3.3.6.2.2, 3.3.6.2.3, 3.3.6.2.4, 3.3.6.2.5, 3.3.6.2.6.

În diagramele din fig.3.3.6.2.5, 3.3.6.2.6, 3.3.6.2.7, 3.3.6.2.8, 3.3.6.2.9, 3.3.6.2.10, 3.3.6.2.11, 3.3.6.2.12, 3.3.6.2.13, 3.3.6.2.14, 3.3.6.2.15, 3.3.6.2.16, sunt prezentate grafic rezultatele obținute în tabelele 3.3.6.2.1...3.3.6.2.6.

Pe baza acestor încercări s-au putut trage următoarele concluzii:

- 1) La sârmele de oțel se constată oscilații destul de mari ale microdurității HVD100, de-a lungul lungimii firului. De exemplu, la proba 2 sârma oțel dreapta (fig.3.3.6.2.14) valoarea microdurității variază de la 235,2 la 363,7 HVD100 ceea ce atestă o ecrisare neuniformă a materialului provocată fie de procesul de trefilare, fie de condițiile din exploatare. Această comportare poate determina apariția în anumite porțiuni a unor microfisuri cu consecințe directe asupra durabilității cablului.
- 2) Este surprinzătoare comportarea probei 1 sârmă oțel dreapta la care microduritatea medie are o valoare net mai mică decât celelalte probe (287,9 HVD100).
- 3) Probele 1 de sârmă de aluminiu dreapta și stânga cu o microduritate HVD100 mult mai mare decât probele 2 și 3 stânga și dreapta. Acest fapt denotă că proba 1 este confecționată din alt lot de sârmă de aluminiu cu un grad de ecrisare mult mai mare. Desigur cercetările efectuate nu au un caracter exhaustiv, numărul de probe fiind relativ mic. Dar ele semnalează posibilitatea unui studiu mai amplu a microdurității la sârme ce poate conduce la rezultate interesante.

Tabelul 3.3.6.2.1

HVD100 proba 1 sârmă OL Φ 3 stânga			HVD100 proba 1 sârmă OL Φ 3 dreapta		
Nr. crt.	Pasul [mm]	Microduritate HVD100	Nr. crt.	Pasul [mm]	Microduritate HVD100
1	1,5	321,1	1	0,5	250,8
2	1,5	300,1	2	0,5	262,1
3	1,5	309,7	3	0,5	261,6
4	1,5	322,6	4	0,5	286,1
5	1,5	294,8	5	0,5	284,4
6	1,5	334,9	6	0,5	296,0
7	1,5	320,6	7	0,5	306,3
8	1,5	311,6	8	0,5	305,4
9	1,5	327,0	9	0,5	306,2
10	1,5	327,8	10	0,5	300,5
11	1,5	336,6	11	0,5	308,4
\bar{x} : 318,8 MAX : 336,6 MIN : 294,8 R : 41,8 n = 11			\bar{x} : 287,9 MAX : 308,4 MIN : 250,8 R : 57,6 n = 11		

Tabelul 3.3.6.2.2

HVD100 proba 2 sârmă OL Φ 3 stânga			HVD100 proba 2 sârmă OL Φ 3 dreapta		
Nr. crt.	Pasul [mm]	Microdurate HVD100	Nr. crt.	Pasul [mm]	Microdurate HVD100
1	5	335,8	1	0,5	235,2
2	5	318,5	2	0,5	293,6
3	5	341,9	3	0,5	299,8
4	5	335,1	4	0,5	315,3
5	5	343,3	5	0,5	323,3
6	5	336,4	6	1	345,9
7	5	332,4	7	1	336,5
8	5	339,5	8	1	342,2
9	5	355,8	9	5	346,2
\bar{x} : 337,6 MAX : 355,8 MIN : 318,5 R : 37,3 n = 9			10	5	346,6
			11	5	346,6
			12	5	327,7
			13	5	331,4
			14	5	341,7
			15	5	339,5
			16	5	348,4
			17	5	363,5
			\bar{x} : 328,4 MAX : 363,7 MIN : 235,2 R : 128,3 n = 17		

Tabelul 3.3.6.2.3

HVD100 proba 3 sârmă OL Φ 3 stânga			HVD100 proba 3 sârmă OL Φ 3 dreapta		
Nr. crt.	Pasul [mm]	Microduritate HVD100	Nr. crt.	Pasul [mm]	Microduritate HVD100
1	5	336,1	1	0,5	408,9
2	5	329,3	2	0,5	369,6
3	5	336,2	3	0,5	364,2
4	5	333,7	4	0,5	364,0
5	5	346,6	5	0,5	355,8
6	5	349,9	6	1	370,1
7	5	373,9	7	1	354,5
8	5	355,8	8	1	353,6
9	5	367,4	9	5	346,6
10	5	367,8	10	5	325,1
\bar{x} : 349,6 MAX : 373,9 MIN : 329,3 R : 44,6 n = 10			11	5	350,1
			12	5	334,6
			13	5	358,3
			14	5	354,1
			15	5	357,0
			16	5	363,2
			\bar{x} : 358,1 MAX : 408,9 MIN : 325,1 R : 83,8 n = 16		

Tabelul 3.3.6.2.4

HVD100 proba 2 sârmă AL Φ 2,4 stânga			HVD100 proba 2 sârmă AL Φ 2,4 dreapta		
Nr. crt.	Pasul [mm]	Microduritate HVD100	Nr. crt.	Pasul [mm]	Microduritate HVD100
1	5	88,5	1	0,5	92,7
2	5	90,9	2	0,5	91,5
3	5	90,9	3	0,5	93,1
4	5	81,5	4	0,5	89,1
5	5	88,9	5	0,5	90,2
6	5	90,6	6	1	89,1
7	5	88,2	7	1	90,0
8	5	88,1	8	1	89,3
9	5	89,3	9	5	87,8
\bar{x} : 88,5 MAX : 90,9 MIN : 81,5 R : 9,4 n = 9			10	5	85,0
			11	5	87,6
			12	5	93,0
			13	5	90,0
			14	5	90,3
			15	5	90,7
			16	5	87,5
			\bar{x} : 89,8 MAX : 93,1 MIN : 85,0 R : 8,1 n = 16		

Tabelul 3.3.6.2.5

HVD100 proba 2 sârmă AL Φ 2,4 stânga			HVD100 proba 2 sârmă AL Φ 2,4 dreapta		
Nr. crt.	Pasul [mm]	Microduritate HVD100	Nr. crt.	Pasul [mm]	Microduritate HVD100
1	5	36,7	1	0,5	29,9
2	5	37,9	2	0,5	35,5
3	5	39,4	3	0,5	38,1
4	5	40,6	4	0,5	35,8
5	5	39,5	5	0,5	39,2
6	5	41,5	6	1	39,8
7	5	42,2	7	1	38,8
8	5	39,8	8	1	40,9
\bar{x} : 39,7 MAX : 42,2 MIN : 36,7 R : 5,5 n = 8			9	5	38,3
			10	5	38,3
			11	5	39,2
			12	5	38,6
			13	5	37,8
			14	5	36,7
			15	5	39,0
			16	5	41,7
			17	5	39,9
			18	5	39,0
			\bar{x} : 38,1 MAX : 41,7 MIN : 29,9 R : 11,8 n = 18		

Tabelul 3.3.6.2.6

HVD100 proba 3 sârmă AL Φ 2,4 stânga			HVD100 proba 3 sârmă AL Φ 2,4 dreapta		
Nr. crt.	Pasul [mm]	Microdurate HVD100	Nr. crt.	Pasul [mm]	Microdurate HVD100
1	5	39,3	1	0,5	35,8
2	5	39,7	2	0,5	41,2
3	5	38,1	3	0,5	39,5
4	5	41,2	4	0,5	40,1
5	5	40,3	5	0,5	42,5
6	5	41,2	6	1	42,3
7	5	40,8	7	1	43,4
8	5	40,7	8	1	42,6
9	5	41,5	9	5	41,6
\bar{x} : 40,3 MAX : 41,5 MIN : 38,1 R : 3,4 n = 9			10	5	39,9
			11	5	43,8
			12	5	43,9
			13	5	38,3
			14	5	40,0
			15	5	38,5
			16	5	38,7
			17	5	35,7
			\bar{x} : 40,4 MAX : 43,9 MIN : 35,7 R : 8,2 n = 17		

HVD 100 proba 1 sârma OL - stânga

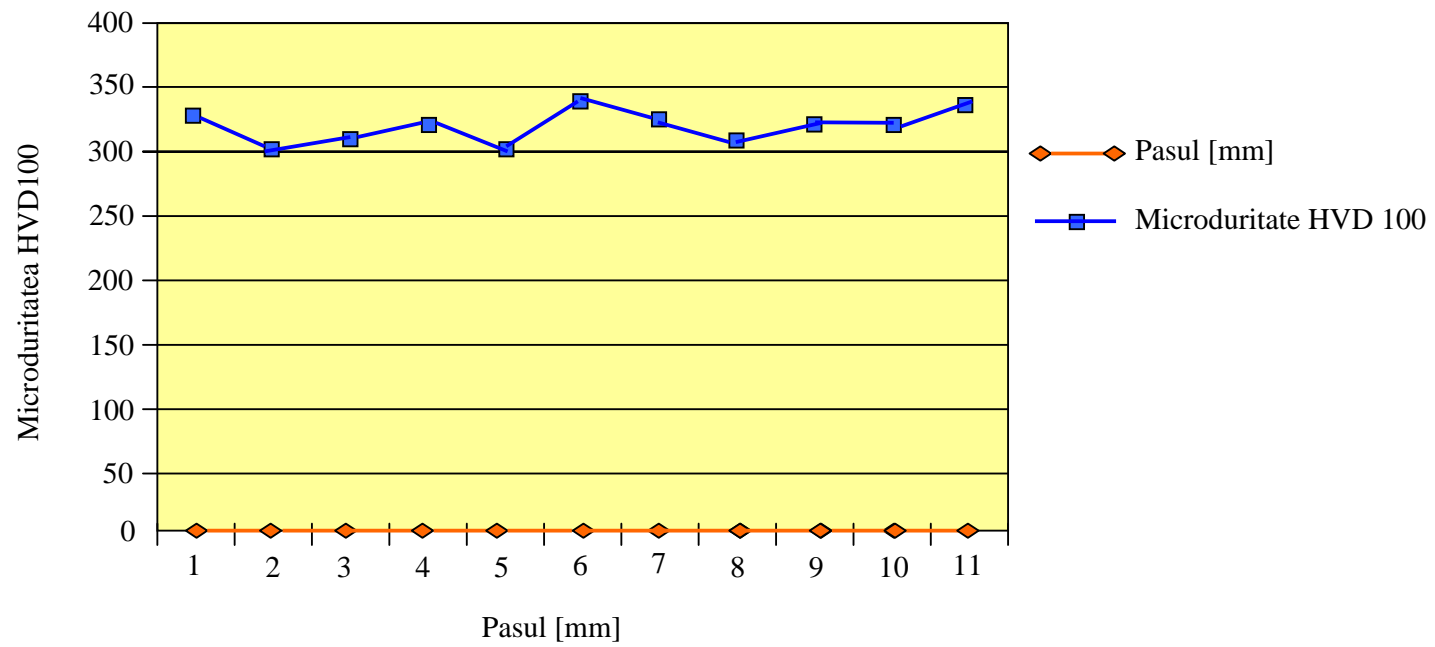


Fig. 3.3.6.2.5

HVD 100 proba 1 sârma OL - dreapta

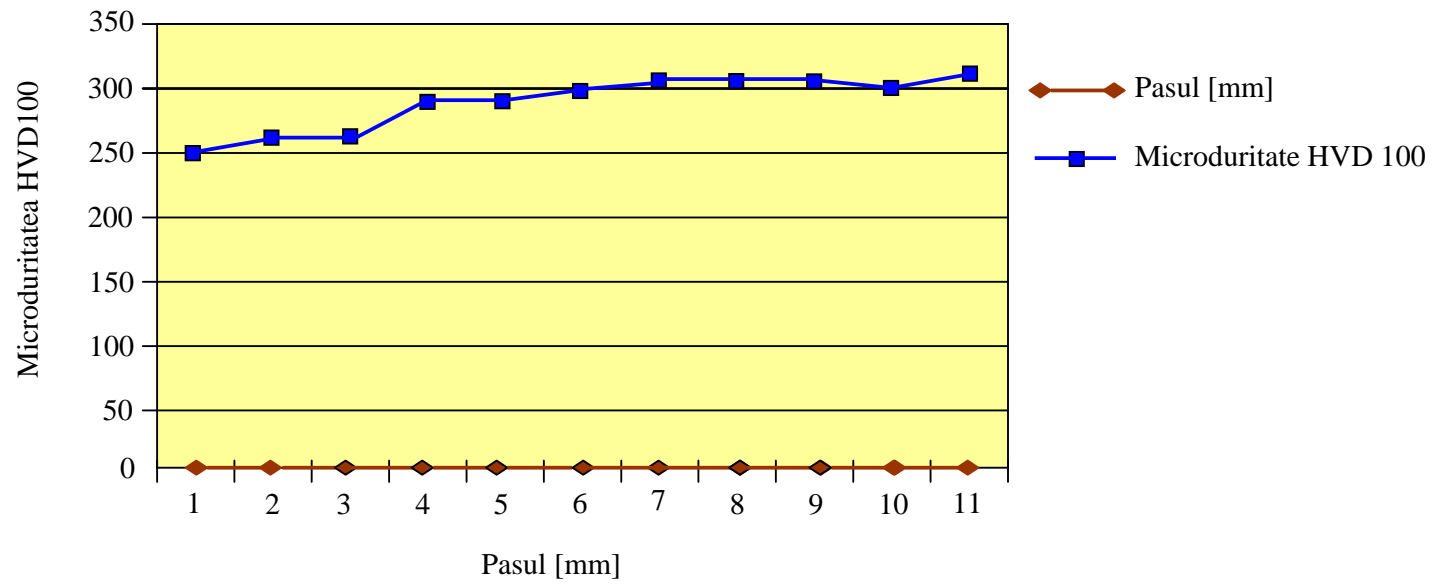


Fig. 3.3.6.2.6

HVD 100 proba 2 sârma OL - stânga

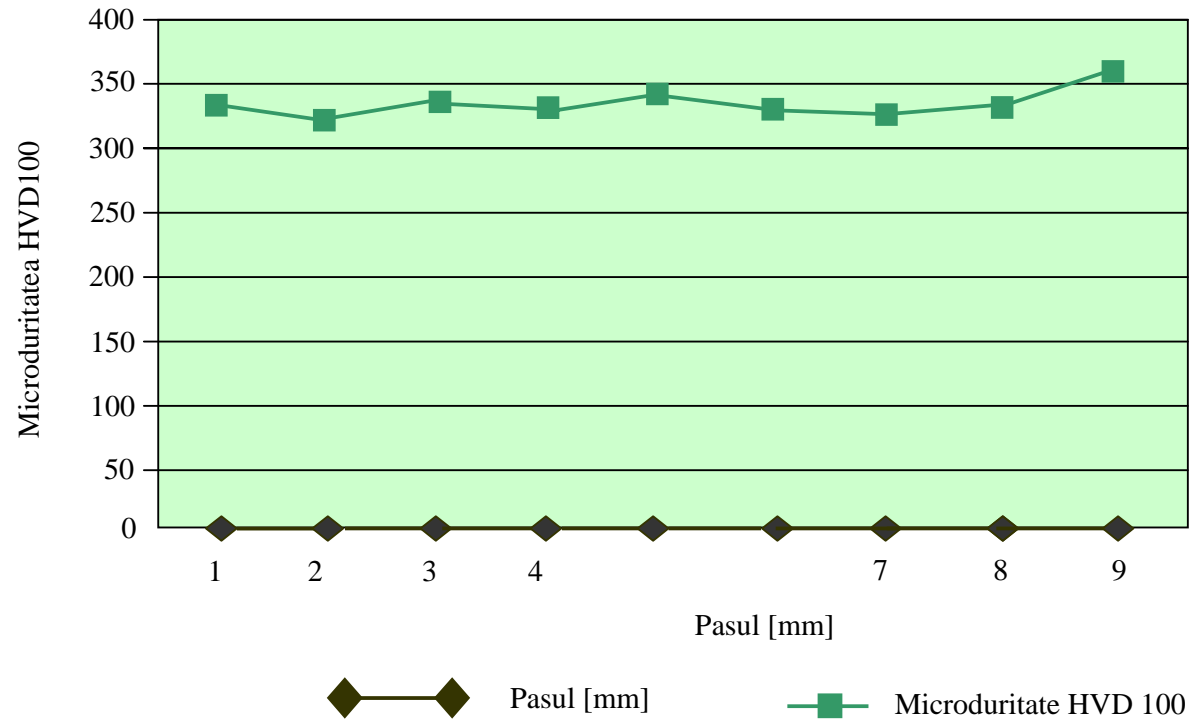


Fig. 3.3.6.2.7

HVD 100 proba 2 sârma OL - dreapta

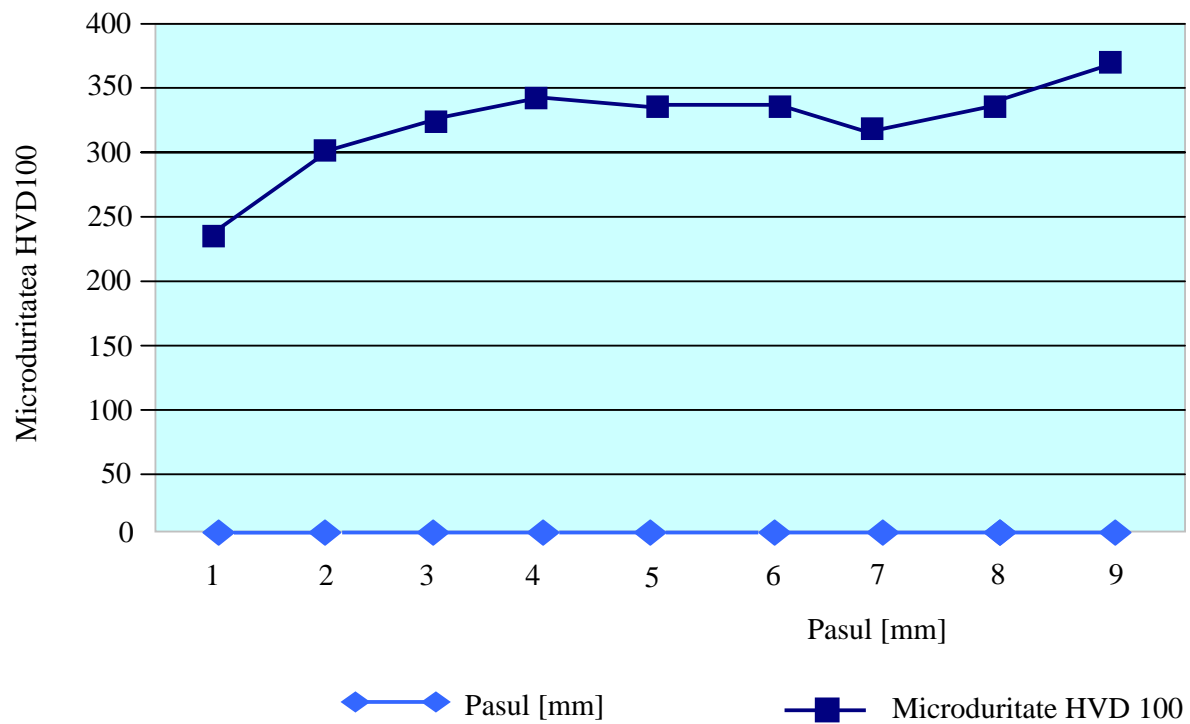


Fig. 3.3.6.2.8

HVD 100 proba 3 sârma OL - stânga

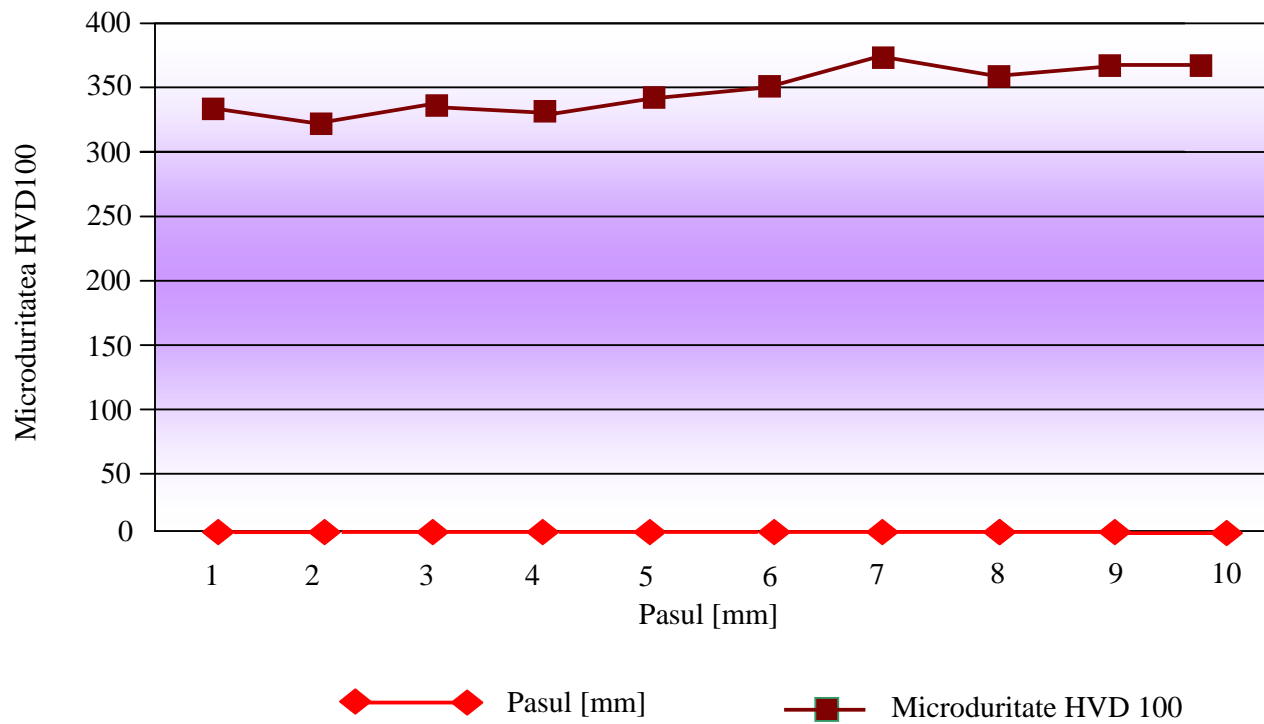


Fig. 3.3.6.2.9

HVD 100 proba 3 sârma OL - dreapta

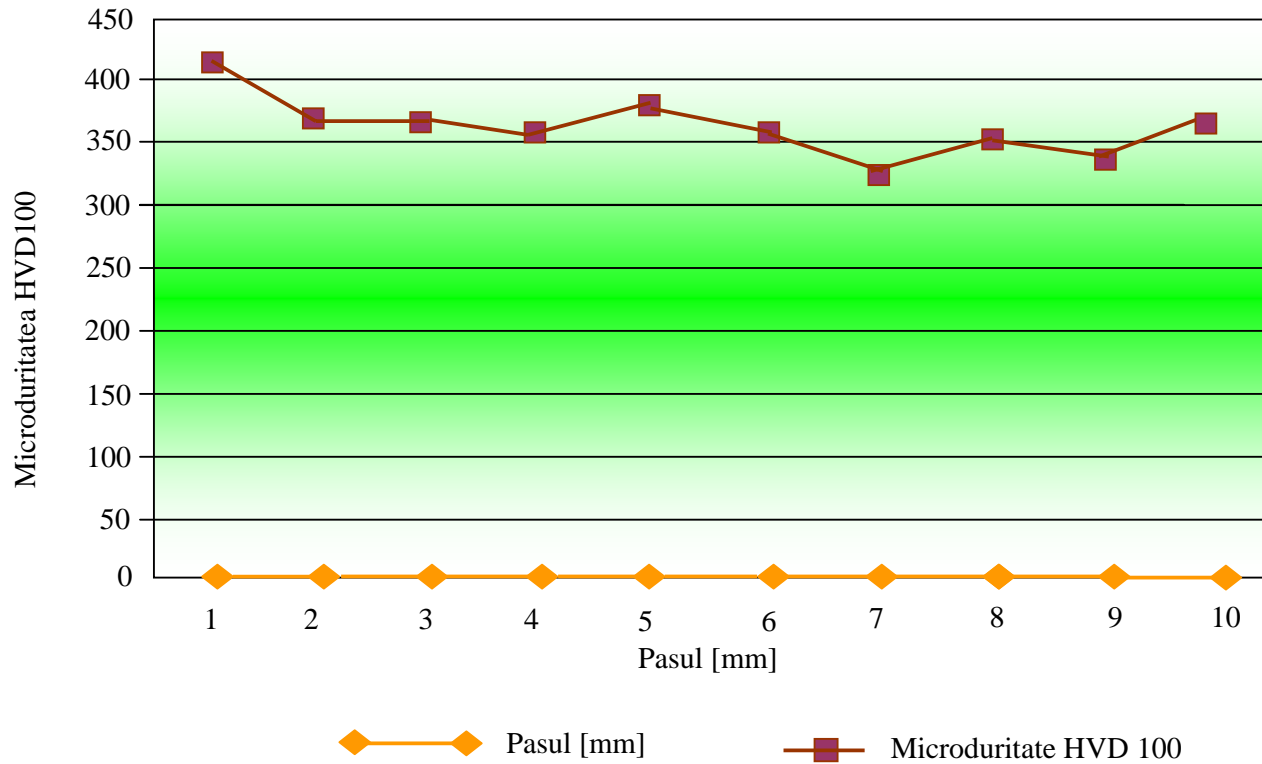


Fig. 3.3.6.2.10

HVD 100 proba sârma AL - stânga

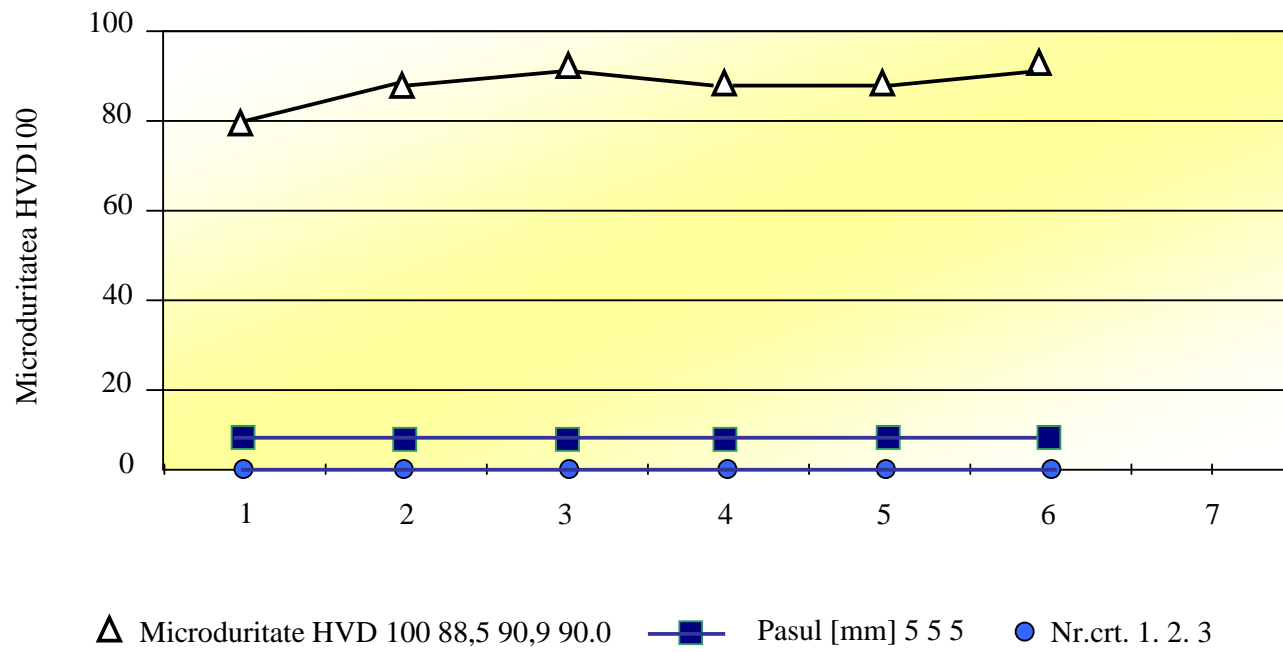


Fig. 3.3.6.2.11

HVD 100 proba 1 sârma AL - dreapta

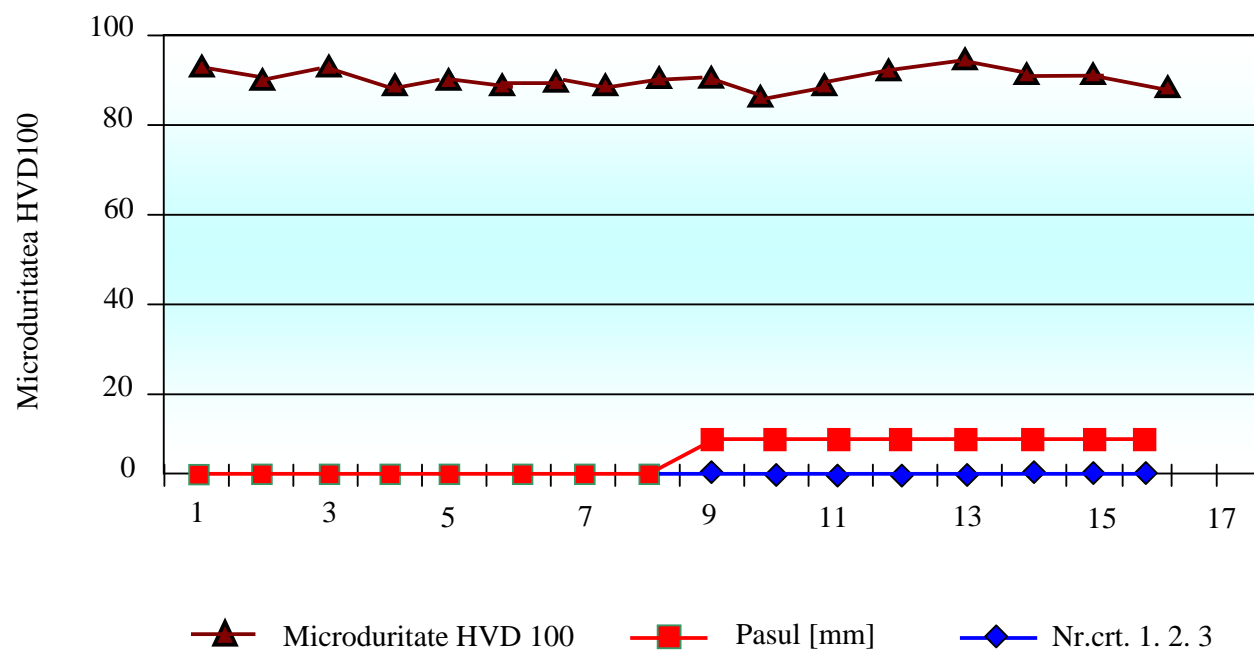


Fig. 3.3.6.2.12

HVD 100 proba 2 sârma AL - stânga

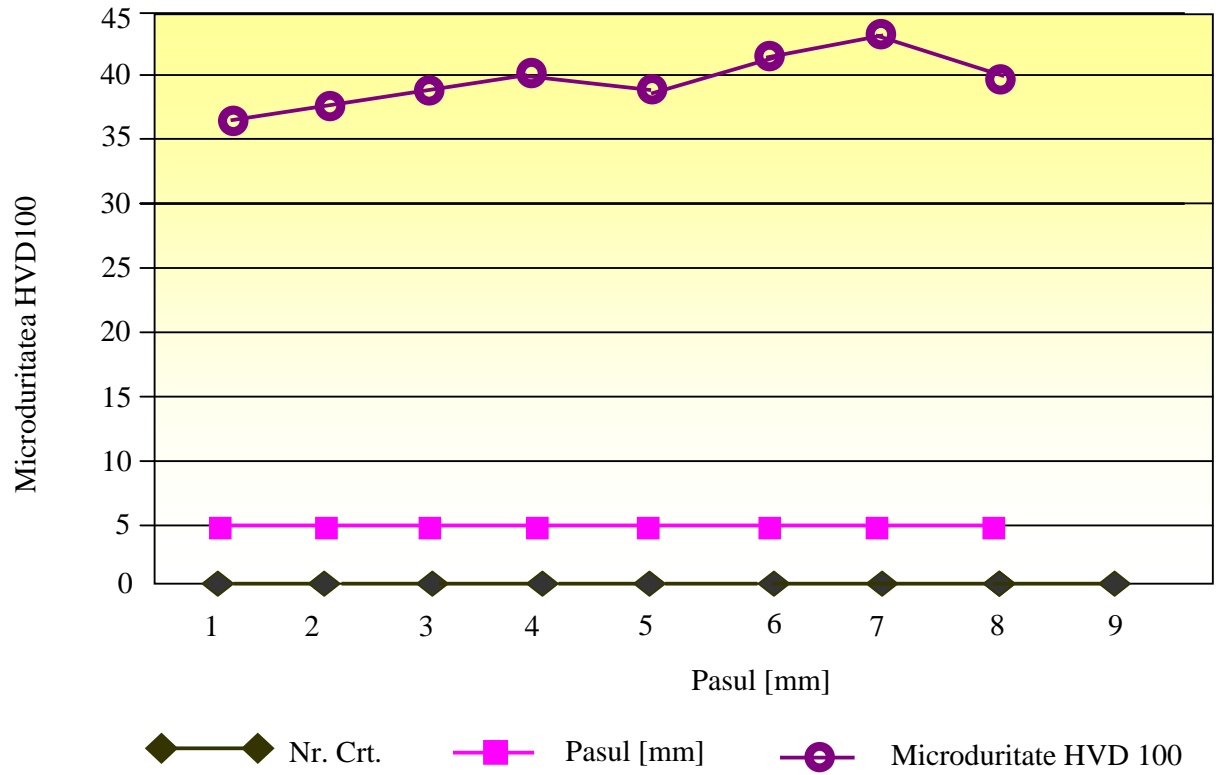


Fig. 3.3.6.2.13

HVD 100 proba 2 sârma AL - dreapta

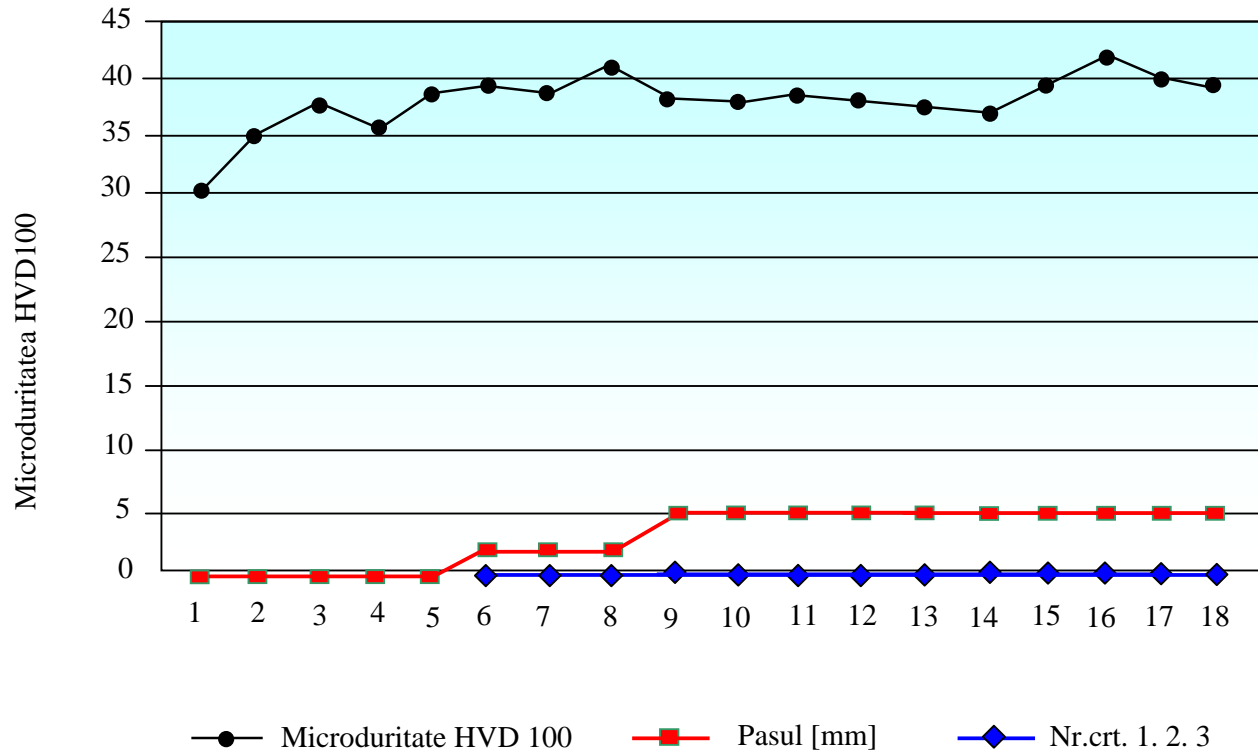


Fig. 3.3.6.2.14

HVD 100 proba 3 sârma AL - stînga

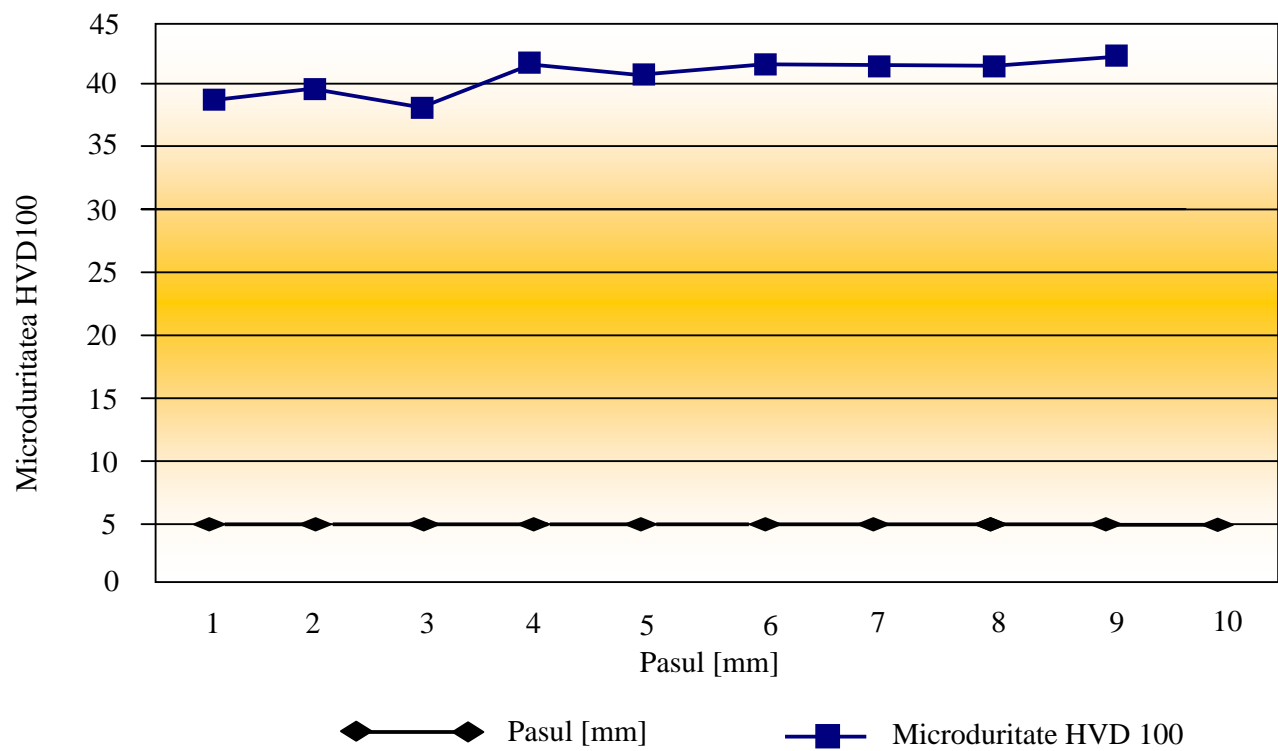


Fig. 3.3.6.2.15

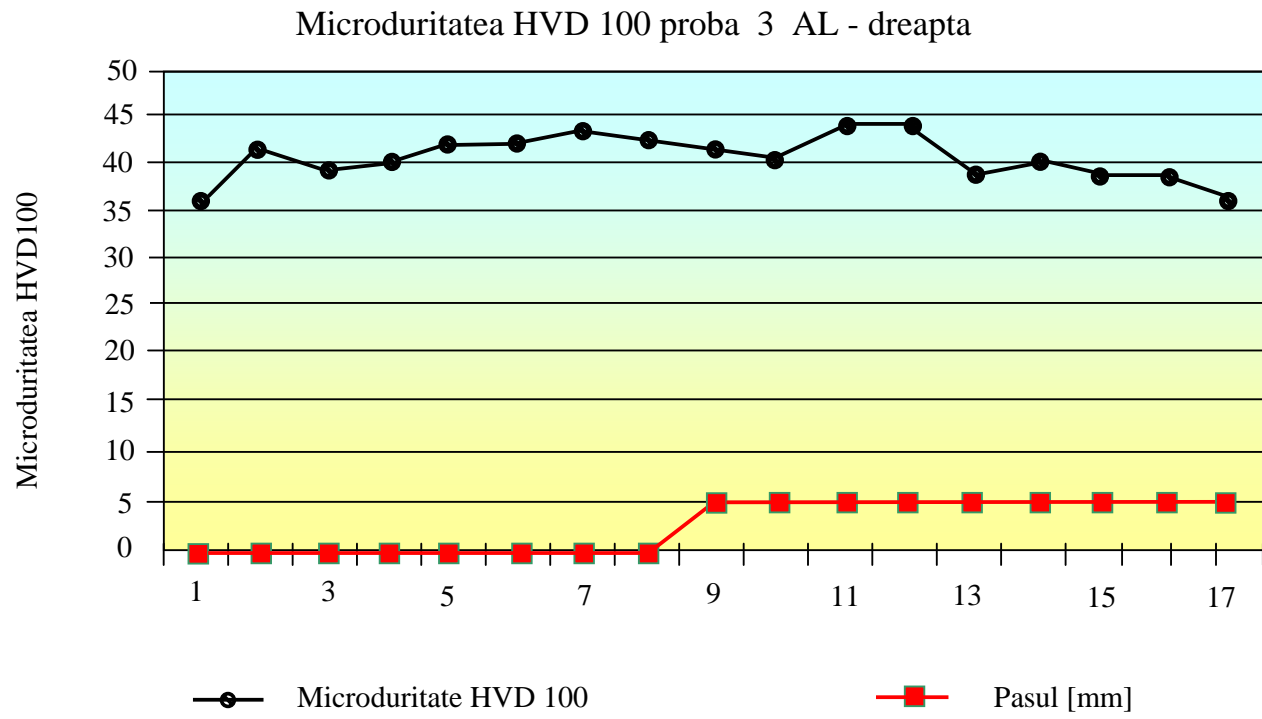


Fig. 3.3.6.2.16

Capitolul 4

CONȚINUTUL COMENTAT. CONTRIBUȚII. CONCLUZII.

4.1.

În capitolul 1 se face o scurtă trecere în revistă a etapelor de dezvoltare a producției și utilizării cablurilor. Practic istoria acestor elemente tehnice începe cu anul 1830, când Albert W.A. confecționează primul cablu format din sârme și toroane. Utilizarea din ce în ce mai frecventă și diversificarea modului de construcție a cablurilor cunoaște în continuare o dezvoltare deosebită. Se mai evidențiază complexitatea studiului teoretic și experimental al durabilității cablurilor în exploatare și dificultățile de corelare a caracteristicilor mecanice și a solicitărilor sârmelor și comportarea cablului în ansamblu.

4.2.

În capitolul 2 se analizează elementele generale privitoare la construcția, geometria, aspectele teoretice, materialele și solicitările mecanice ale cablurilor.

După ce sunt prezentate elementele constructive ale cablurilor (fire, toroane, miez, tipuri de toroane, structuri speciale), sunt trecute în revistă aspectele legate de geometria și de solicitările la care este supus un cablu. Sunt analizate aspectele analitice ale razelor de curbura ale firelor, unghiurile de așezare a sârmelor. Apoi se prezintă modelarea legăturii dintre întinderea și răsucirea unui cablu. Se prezintă deasemenea legătura dintre efortul de tracțiune și cuplu ce solicită un cablu.

Tot în acest capitol se arată modul de determinare a coeficienților de torsiune în variantă teoretică și empirică (după Kollros) respectiv metoda Feyrer.

În continuare se studiază tensiunile ce apar în sârmele unui cablu solicitat la tracțiune cum ar fi solicitările statice (întindere, încovoiere, încovoiere secundară) respectiv dinamice consecință a mișcării în exploatare a cablurilor.

Astfel apar tensiuni datorate încovoierii și răsucirii, tensiuni secundare de tracțiune, de încovoiere și răsucire datorate ovalizării cablului, solicitări de compresiune locală (strivire). Sunt evidențiate solicitările variabile ce apar în sârmele cablului solicitat la tracțiune în timpul exploatării. Totodată se precizează elementele ciclului de solicitare (σ_{\max} , σ_{\min} , σ_{am} , σ_{med} și R) corespunzătoare trecerii cablului peste rolă. Privitor la trecerea de la ciclul real la ciclul limită se arată că cea mai potrivită situație ar fi cea în care coeficientul de asimetrie rămâne constant ($R = ct$).

Dacă se ia în discuție durabilitatea limitată a cablului, se impune alegerea unui ciclu limită pentru sârma necablată corespunzător unui anumit număr de cicluri (în general se acceptă 10^6 cicluri). În general este dificil de construit prin puncte diagrama ciclurilor limită pentru diferite asimetri ale ciclului, de aceea se stabilesc doar pentru câteva situații urmând ca restul diagramei ciclurilor limită să se ridice prin interpolare.

În continuarea capitolului 2 se prezintă metodica de determinare a coeficientului de reducere a rezistenței la oboseală a sârmelor cablate față de cele necablate ce implică patru etape:

- a) efectuarea unor probe de durabilitate pentru sârme la încovoiere alternant simetrică pentru trasarea curbei Wöhler;
- b) executarea unor probe de duranță ale cablurilor la diferite valori ale tensiunii de tracțiune, respectiv încovoiere, obținându-se dreptele $\sigma_t - \lg N$;
- c) se calculează mărimile caracteristice ale ciclului de solicitare, corespunzător tensiunii σ_t ($\sigma_{\max} = \sigma_t$; $\sigma_{\min} = \sigma_t - \sigma_i$; $R = \sigma_t - \sigma_i / \sigma_t$);
- d) punctele caracteristice se reprezintă în sistemul de axe $\sigma_{\max} - R$, considerându-se că pentru sârme și cabluri rezistența la rupere este aceeași. Se calculează coeficientul de reducere a rezistenței cablului față de sârma necablă. În acest mod se ajunge la expresia coeficientului de siguranță al cablului în funcție de rezistența la rupere a sârmei, σ_r , de rezistența ei la oboseală la încovoiere alternant simetrică σ_{-1} , coeficientul de asimetrie R și tensiunea maximă din cablu σ_t .

4.3.

Capitolul 3 se ocupă de aspectele experimentale privind aprecierea durabilității cablurilor. Pentru început se prezintă aspectele ce intervin în aprecierea durabilității cablurilor, criteriile ce stau la baza scoaterii din exploatare a acestora (atingerea duratei de serviciu, atingerea unui anumit număr de sârme rupte, scăderea forței reale de rupere, scăderea rezistenței la rupere a sârmelor componente, uzură pronunțată etc.).

Se menționează necesitatea urmării periodice a caracteristicilor mecanice a sârmelor și a cablului în ansamblu, a comportării la oboseală a sârmelor ce permite o mai bună apreciere a degradării cablului.

În continuare se prezintă o sistematizare (realizată de autor) a factorilor ce influențează durabilitatea cablurilor. Multitudinea acestora, precum și interdependența dintre ei face ca studiul durabilității cablurilor să fie o problemă deosebit de complexă ce momentan nu poate fi complet abordată. Studiile, încercările experimentale, încercările de teoretizare acoperă domenii restrânse ale fenomenului, fiind necesare desigur investigații mult mai multe.

În continuarea capitolului (3.2) se trec în revistă încercările mecanice ale sârmelor din componența cablului. Încercarea la tracțiune, cu ridicarea curbei caracteristice, la care se face și o estimare a erorilor ce pot să apară la determinarea rezistenței la rupere.

Încercarea la îndoire alternantă, respectiv la răsucire a sârmelor, este analizată în continuare, menținându-se concluziile ce pot fi desprinse în urma încercărilor. Deasemenea, este prezentată și încercarea la forfecare a sârmelor cablului.

În paragraful 3.2.6 sunt prezentate încercările mecanice asupra unor conductori oțel-aluminiu (aflați în exploatare timp de 20 de ani pe o linie aeriană din țară) efectuate în cadrul Catedrei de rezistența materialelor a Univ. "Politehnica" din

Timișoara. Autorul a încercat, pe baza analizei rezultatelor obținute, să completeze concluziile ce se desprind.

În continuarea capitolului 3 sunt trecute în revistă o serie de mașini de încercat la oboseală a sârmelor din cablu, unele aflate în dotarea Laboratorului de rezistența materialelor a Catedrei. Astfel este prezentată mașina Robertson (fabricație Schenk) ce permite efectuarea unor cicluri alternant simetrice de încovoiere, mașina N.B. (Nădășan – Boleanțu) ce realizează cicluri pulsatoare de încovoiere cu compresiune locală, mașina Nakamura ce permite realizarea încercărilor la oboseală la încovoiere alternant simetrică cu moment încovoietor constant.

În paragraful 3.3. sunt analizate încercările mecanice ale cablurilor întregi. Pentru început se prezintă încercarea la tracțiune a cablurilor de oțel, cu condițiile ce trebuie să le îndeplinească epruveta precum și mașina de încercat. În vederea trasării diagramei forță-deformație ($F - \Delta \ell$) se folosesc diferite extensometre dintre care autorul a selectat un extensometru semicircular cu traductori rezistivi. Analizând acest extensometru se constată că trebuie să existe un raport minim între lățimea lamelei extensometrului și raza sa peste care pot să apară erori de măsurare dacă calculul tensiunilor din dreptul traductorilor se face nu ca un calcul de bară curbă ci ca un calcul de încovoiere excentrică (cu formula lui Navier).

Deaceea autorul își propune și reușește stabilirea unei relații simple între raza extensometrului și lățimea lamelei (pe direcția razei) astfel încât eroarea să nu depășească o anumită valoare.

În paragraful 3.3.3 se prezintă încercările efectuate asupra unor conductori OL-AL în catedră de prof. Boleanțu ce au vizat determinarea modului de elasticitate global a conductorului, precum și caracteristicilor de rezistență. În toate cazurile se determină și modulul de elasticitate secant. În continuare sunt prezentate încercările efectuate de un colectiv, din care a făcut parte și autorul, asupra unor conductori OL-AL (50/30 și 500/65). La conductorul 50/30 forța maximă de rupere a fost de 46,74 kN (față de 44,280 kN impusă de standarde), iar la conductorul 500/65 forța maximă de rupere a fost de 158,75 kN (față de 157,5 kN).

În primul caz modulul de elasticitate secant a fost 79009 MPa iar în al doilea 50959 MPa.

În paragraful 3.3.4 sunt prezentate aspecte ale durabilității cablurilor la încovoiere oscilantă sau alternantă. Problema este tratată atât în privința încercărilor efectuate în laborator (sunt analizate două mașini de încercat) cât și a urmăririi cablurilor în exploatare. Pentru aprecierea durabilității până la rupere (N – numărul de cicluri până la rupere) se utilizează numeroase relații cu un grad mai mic sau mai mare de credibilitate.

Paragraful 3.3.5 prezintă încercările efectuate de KLÖPFER A. Asupra unor cabluri de tracțiune solicitate la tracțiune pulsatoare. Asemenea solicitări apar la cablurile de suspendare sau ancorare. În urma încercărilor se trasează diagrama dependenței numărul de cicluri și forța minimă de referință din cablu (S_u / d_c^2). Totodată se prezintă și diagrama Haigh pentru un cablu Warrington-seale SES + 6 x

36 SZ. Se constată că comportamentul cablului ascultă de cel descris de dreapta Goodman doar la valori mici ale forței minime de referință. KLÖPFER explică scăderea dramatică a durabilității la forțe de tracțiune mici, prin deformarea spirelor toronului și sârmelor ceea ce determină tensiuni suplimentare.

Capitolul 3 se încheie cu cercetările efectuate de autorul prezentei teze asupra microdurității superficiale a unor sârme prelevate dintr-un conductor oțel aluminiu. Autorul și-a propus să studieze modul de variație a microdurității dealungul unor sârme de AL și OL prelevate dintr-un conductor aflat în exploatare de cca.20 de ani. Determinarea microdurității s-a realizat pe câte 3 probe din aluminiu și oțel care după înglobare au fost șlefuite și examinate în mai multe puncte longitudinale.

Pe baza acestor încercări s-au desprins următoarele concluzii:

1. La unele sârme de oțel se constată oscilații destul de mari ale microdurității HVD100 dealungul firului ceea ce atestă o ecruisare neuniformă a materialului. În zonele cu duritate mai mare pot apărea microfisuri cu consecințe directe asupra durabilității cablului.

2. Microduritatea probelor 1 de aluminiu este mult mai mare decât a celorlalte probe, ceea ce denotă că provin din loturi diferite. Cercetările efectuate de autor privitor la microduritatea pe lungimea sârmelor unui cablu sau conductor reprezintă un pionerat. Desigur numărul mic de probe nu permite stabilirea unor concluzii definitive dar constituie un început ce merită să fie continuat.

4.4. Contribuții. Concluzii.

- 1) Se realizează o selectare și o sistematizare a materialului bibliografic ce permite o urmărire logică a problematicii durabilității cablurilor. În acest sens pornindu-se de la elementele constructive ale cablurilor (fire, toron, miez, cablu) se prezintă variantele constructive ce atestă marea diversitate a formelor constructive. Apoi se analizează caracteristicile geometrice în corelație cu eforturile la care este solicitat un cablu și terminând cu tensiunile generate de acestea în firele cablului. Desigur nu au fost neglijate aspectele solicitărilor generate de regimul de exploatare îndeosebi cele variabile în timp. O asemenea abordare constituie după opinia autorului o contribuție privind modul de analiză a durabilității cablurilor.
- 2) Se efectuează o serie de încercări experimentale atât asupra conductorilor oțel aluminiu cât și asupra cablurilor de oțel folosindu-se mașinile și aparatele din dotarea laboratorului de rezistența materialelor a Facultății de Mecanică din Timișoara. Totodată sunt preluate și prelucrate încercări asupra unor conductori de oțel-aluminiu atât în varianta fir cu fir cât și a

conductorului întreg. Noua organizare a datelor experimentale a permis autorului desprinderea unor concluzii pertinente.

- 3) Se efectuează în colaborare încercări a două cabluri oțel-aluminiu (conductor tip 50/30 respectiv 500/65) care au vizat determinarea modului de elasticitate global al conductorilor, a forței de rupere a întregului cablu cât și a inimii de oțel. În cazul inimii de oțel la ambele cabluri modulul de elasticitate la urcare (creșterea tensiunii) a fost același.
- 4) Se sistematizează factorii ce influențează durabilitatea cablurilor ce evidențiază multitudinea acestora precum și interdependența dintre ei. Se reliefează faptul că momentan, studiul exhaustiv al acestei problematice nu a fost încă efectuat. Desigur, complexitatea domeniului durabilității cablurilor, necesită în continuare multe studii atât teoretice cât și experimentale. Autorul își propune să completeze tabloul acestor factori pe măsura studierii literaturii de specialitate.
- 5) Se face o analiză detaliată a extensometrului semicircular lamelar cu traductori tensometrici rezistivi (construcție, erori de măsurare, relații de calcul). Autorul a utilizat acest extensometru la determinarea deformațiilor unor conductori de oțel-aluminiu necesare pentru stabilirea modului de elasticitate global. Ca o contribuție proprie se poate evidenția stabilirea unei relații analitice pentru calculul dimensiunilor extensometrului astfel încât erorile de măsurare (determinate de calculul ca bară curbă sau neglijarea curburii) să nu depășească o anumită valoare. Se dorește în continuare studiul acestui traductor, perfecționarea lui constructivă astfel încât să se realizeze un dispozitiv performant.
- 6) S-au analizat cercetări (în premieră după cunoștințele noastre) privind variația longitudinală a microdurității pe sârme din al prelevate dintr-un conductor aflat în exploatare de 20 ani. Scopul cercetărilor a fost stabilirea variației microdurității dealungul sârmelor. La unele sârme din oțel s-au constatat oscilații mari ale microdurității dealungul firului, în unele zone unde microduritatea e mare putând apărea fisuri. În cazul firelor de aluminiu microduritatea nu a avut variații foarte mari dealungul firelor.
- 7) Se preconizează continuarea cercetărilor în domeniul variației microdurității longitudinale, deoarece după părerea noastră poate constitui un criteriu interesant de analiză a durității respectiv de prognoză a unor deteriorări de cablaj.
- 8) Se dorește o sistematizare a datelor experimentale rezultate din încercarea cablurilor de oțel respectiv de oțel-aluminiu, date existente în arhiva catedrei ce ar permite o abordare a aspectelor durabilității cu o bază faptică mult mai largă.
- 9) Autorul își arată disponibilitatea de a revitaliza mașinile aflate în dotarea Catedrei de Rezistența Materialelor ce se pot constitui în surse de abordări experimentale inedite.

BIBLIOGRAFIE

- [ALT 1] ALTPETER H., „Cablurile de sârmă. Construcția, fabricația și aprecierea calității”, IDT București, 1959.
- [APE 1] APEL G., „The stranding factor”, OIPEEC, Glasgow.
- [APE 2] APEL G. und NÜNNINGHOFF R., „Einfluss der werkstoff-alterung auf die Eigenschaften hochfester dünner Stahldrähte” Stahl und Eisen 103 (1983) 24, S 1275-1281.
- [AVR 1] AVRAMESCU S., „Considerații asupra fabricării sârmei din oțel pentru cabluri de tracțiune”, Metalurgia nr.17, 1964, București.
- [BAB 1] BABEU T., DUMITRU I., MARȘAVINA L., BABEU S., OLARIU M., „Analize și încercări de rezistență pentru evaluarea duratei de viață a utilajelor grele”, Editura MIRTON Timișoara, 1999.
- [BAB 2] BABEU T., BABEU S.D., „Despre influența bazei de măsură în determinarea caracteristicilor elastice ale conductorilor”, Analele Universității „EFTIMIE MURGU”, Reșița, 1996.
- [BAB 3] BABEU T., BABEU S.D., „Diagrame ale ciclurilor limită și simularea în laborator a durabilității cablurilor”, Analele Universității „EFTIMIE MURGU”, Reșița, 1996.
- [BAB 4] BABEU T.D., SEGAL H., „Comportarea la întindere monoaxială a unor conductori OL-AL, Buletin AGIR 2010.
- [BAB 5] BABEU T.D., SEGAL H., „Unele aspecte ale comportării la tracțiune axială a sârmelor cablate și necablate”, Buletin AGIR 2010.
- [BABS 1] BABEU S.D., „Cumularea degradării pentru cablurile din oțel”, Lucrările Sesiunii de comunicări ale Universității „AUREL VLAICU”, Arad 1997.
- [BABS 2] BABEU S.D., „Influența suprasolicitărilor asupra durabilității cablurilor”, Lucrările Sesiunii de comunicări ale Universității „AUREL VLAICU”, Arad, 1997.
- [BEC 1] BECKER K., „La resistance à la fatigue des câbles d’acier”, Le Trefile 29 (1979).
- [BEN 1] BENOIT G. (1935), „Zum Gedarchtnis an Wilhelm August Julius Albert und die Erfindung seines Drahtseiles”, Berlin VDI Verlag.
- [BOG 1] BOGDAN I., BRAȘOVAN Gh., „Tendințe noi în tehnologia trefilării sârmelor de oțel”, Metalurgia 16 (1984) nr.11.
- [BOL 1] BOLEANȚU L., „Studii asupra rezistenței cablurilor de tracțiune și a sârmelor de oțel”, Ed.MIRTON, Timișoara, 2002.
- [BOL 2] BOLEANȚU, L. (1967), „Efectul compresiunii locale asupra rezistenței la rupere a oțelurilor”, Sesiunea centrului de cercetări tehnice, Timișoara.
- [BOL 3] BOLEANȚU L. (1967), „Procese de distrugere ale suprafețelor de contact ale sârmelor din cablurile de tracțiune”, Cercetări metalurgice nr.9, București.
- [BOL 4] BOLEANȚU L., „Rezistența materialelor vol.I și II (1973), III (1975), IV (1976)”, Litografia Institutului Politehnic Timișoara.

- [BOL 5] BOLEANȚU L., POCIOIANU F., „Particularități în determinarea caracteristicilor mecanice ale tablelor subTiri”, Revue de Metallurgie, 1967.
- [BOL 6] BOLEANȚU L., FISCHER M., BABEU T., „Unele particularități ale încercărilor de rezistență pe modele din elemente cu dimensiuni mici”, Studii și cercetări metalurgice 12, 1968.
- [BOL 7] BOLEANȚU L., „Des consideration sur les résultats de l’interpolation isoprobable des courbes de l’endurance pour les câbles”, OIPEEC RTC Milan (1973).
- [BOL 8] BOLEANȚU L., BABEU T., „Sur l’interpretation des resultats aux éssais de durabilité des câbles”, Bull.OIPEEC 30 (1977).
- [BOL 9] BOLEANȚU L., BABEU T., „Correlation entre les methodes d’interpretation des resultat a l’essai de durabilité des câbles”, OIPEEC 43 (1988).
- [BOL 10] BOLEANȚU L., „Mașină pentru încercarea cablurilor din oțel. Descrierea invenției 50794” autor Lazăr BOLEANȚU.
- [BUK 1] BUKSTEIN M.A., „Cablurile din oțel”, IDT, 1964.
- [BUZ 1] BUZDUGAN Gh., „Rezistența materialelor”, Ed.didactică și pedagogică, București, 1966.
- [CIO 1] CIOBOTARU N., „Cercetări privind conductorii AL-OL 185/32 și 450/75”, Buletine de analiză, Laboratorul de Rezistența materialelor, Universitatea „POLITEHNICA” din Timișoara, 2000.
- [CLE 1] CLEMENT P., „Etude de l’endommagement subipar un cable enflexion alternee sur poulie”, Bull.OIPEEC nr.45 (1983).
- [CLE 2] CLEMENT P., „Discard criteria for sonar tow câbles”, Bull.OIPEEC nr.60, 1990.
- [CON 1] CONSTANTINESCU I., BOROBANȚ A.V., „Eforturile dinamice în cablurile instalațiilor de extracție cu roata motoare în regim tranzitoriu”, Studii și cercetări de mecanică aplicată nr.2, 1986.
- [COR 1] CORDEN C.H.H., „Development of Desin Cappings forwire Ropes in Mines” Trans.Inst.of Mining and Metallurgy vol.108, Ian-Apr., 1999.
- [CURC 1] CURCEANU A., „Calculul solicitărilor la șoc a cablurilor”, Construcția de mașini nr.6, 1974.
- [CZI 1] CZITARY E., „Seilsehwebbahnen”, Springerveilag, Wien 1951.
- [DGM 1] „Instrucțiuni pentru verificarea mașinilor de încercări speciale (colecție) 9, DGMSI, Oficiul de stat pentru metrologie, București, 1962.
- [DON 1] DONANDT H. (1927), „Über die Berechnung von Treibscheiben im Aufzugbau” Diss.TH.Karlsruhe.
- [DON 2] DONANDT H. (1950), „Zur Dauerfestigkeit von Seildraht un Drahtseil Arch”, Eisenhüttenwesen 21, nr.9/10.
- [DUM 1] DUMITRU I., „Bazele calculului la oboseală”, Editura Eurostampa Timișoara, 2009.
- [DUM 2] DUMITRU I., MARȘAVINA L., „Introducere în mecanica ruperii”, Editura MIRTON, Timișoara, 2001.

- [DUR 1] DURVILLE D., „Modelisation du comportement mecaniques de câbles mettaliques”, Revue Europeenne des Elements Finitis, vol.7, 1998.
- [ENG 1] ENGEL E., La tendance de rotation et rigidité en torsion des câbles”, Österzeichische Ingenieur – Zeitchrift 1 (1958).
- [ERN 1] ERNST H. (1960), „Die Hebezeuge” Band I, Friedrich Vieweg und Sohn, Braunschweig.
- [FAU 1] FAUR N., „Mecanica materialelor”, Editura „POLITEHNICA” din Timișoara, 2005.
- [FEY 1] FEYRER K., „Drahtseile, bemessung, betrieb, sicherheit”, Springer Verlag 2000.
- [FEY 2] FEYRER K., „Seil-Lebensdauer unter Zugschwellbeanspruchung”, DRAHT 47 (1996) 3.
- [FEY 3] FEYRER K., „Drahtseile: Bemessung, Betrieb, Sicherheit”, Berlin: Springer 2000.
- [FEY 4] FEYRER K., SCHIFFNER G., „Spannungen in laufenden Drahtseilen”, Draht nr.2, 1987.
- [FRA 1] FRANCOIS D., GOURMELON J.P., „For a new safety fatigue design concept of civil enginnering cables”, Bull.OIPEEC nr.62, 1991.
- [GHE 1] GHERMAN GH A, „Rezistența materialelor Vol 1, Ed. Univ „Aurel Vlaicu”, Arad,1996.
- [GIL 1] GILLICH R.,G.,„Dinamica Mașinilor.Modelarea Sistemelor tehnice.” Ed, AGIR, București ,2003.
- [GOD 1] GODONO G., LINGUITI F., „Sur le calcul des câbles des ascenseurs”, OIPEEC RTC – Luxemburg, 1976.
- [GOD 2] GODONO G., NATALE U., „Evaluation de la duree des câbles soumis a sollicitations cyclequement variables”, Bull.OIPEEC nr.28, 1976.
- [GOU 1] GOUSSEAU G., „Reinseignements sur les essais préliminaires de fatigue sur fils”, Bulletin 4, OIPEEC, Torino, martie 1964.
- [HAJ 1] HAJDU I., „Rezistența materialelor I (1980) și II (1983)”, Litografia Institutului Politehnic Timișoara.
- [HAN 1] HANKUS J., „Mechanischen Eigenschaften von Drahtseilen” Draht-Welt nr.4, 1989.
- [HEM 1] HEMMINGER R., „Drahtseile mit Aluminium-Preßverbiddungen und Kauschen”, DRAFT nr.40, 1989.
- [HEM 2] HEMMINGER R., „Drahtseile mit Bolzenverpressungen”, Draft 45, 1994.
- [HEM 3] HEMMINGER R., „Leicht losbare Seilschlosser”, DRAFT 49, 1998.
- [HER 1] HERBST H., „Litzenschlag in Parattelschlag-Litzenspiralseilen zur Vermeidung des Kreuzens der Drähte an den Litzenberührungstellen”, Stahl u. Eisen 70 (1960) nr.1.
- [HERM 1] HERMAN A., „Cablurile de sârmă. Construcția, fabricarea și aprecierea calității”, IDT București, 1969.
- [ISA 1] ISAACHSEN J. (1907), „Die Beanspruchung von Drahtseilen”, VDI Bd.51, nr.17.

- [KLÖ 1] KLÖPFER A, „Drahtseile unter Zugschwellbeanspruchung”, Zilele cablului-Stuttgart,2002.
- [KOL 1] KOLLROS W., „Relation entre le moment de torsion, l’effort de traction et la torsion dans le câble”, Ing.dipl.EFP 1973.
- [LEI 1] LEIDER, M. (1974), „Etudes des contraintes additionnelles apparaissant lors de la flexion des câbles”, Le Trefile 1974 Mars-Avril, p.45-53.
- [LEI 2] LEIDER M., „Krummung und Biegesoannungen von Drahten in gebogenen Drahtseilen”, Draht nr.1, 1977.
- [MAR 1] MARȘAVINA L., BABEU S.D., „Studiul durabilității cablurilor de teleferic pe baza conceptelor de mecanica ruperii”, Bull.Șt.vol V, Inginerie montană, Altexim Sibiu, 1998.
- [MAN 1] MĂNESCU ST.,JIGA GH. G.,ZAHARIA N.L.,BÎTEA V.C.,Noțiuni Fundamentale de Rezistența Materialelor și Teoria ElasticitățiiTEA V.C.,Noțiuni Fundamentale de Rezistența Materialelor și Teoria Elasticității,Ed.Eftimie Murgu,Reșița,2010.
- [MAN 2] MĂNESCU T.,Ș.,COPACI I.,OLARU S.,CREANGĂ F.,”Tensometria electrică și cercetarea experimentală”.Ed.Mirton,Timișoara,2006.
- [MER 1] MERET N., NOVAC ȘT., „Utilizarea rațională a cablurilor la mașinile de extracție minieră”, Revista Minelor nr.9, 1964.
- [MOC 1] MOCANU D.R., (coordonator) „Încercarea materialelor”, vol.I, Editura Tehnică București, 1982.
- [MÜLL 1] MÜLLER H., „Drahtseile im Krahnbau”, Deutsche Hebe und Fördertechnik 1966 nr.11.
- [MULL 2] MÜLLER H. (1961), „Das Verhalten der Drahtseilen bei wechselbeanspruchungen” Drahtwelt, nr.3 p.193-201.
- [MULL 3] MÜLLER H. (1966), „Draht seile in Krahnbau” Deutsche Hebe und Fordertechnik nr.11.
- [MULL 4] MÜLLER H., (1975), „Untersuchungen an Drahtseilklemmen”, DRAHT 26 p.371-378.
- [NĂD 1] NĂDĂȘAN ȘT., BOLEANȚU L., „O mașină pentru studiul rezistenței la oboseală a sârmelor de oțel, ținând seama de presiunea de contact”, Cercetări metalurgice, ICEM, București, 1964.
- [NĂD 2] NĂDĂȘAN ȘT., BOLEANȚU L., „Eine Dauerschwingprüfmaschine für Stahldrähte”, Revue Roumaine des sciences techniques, série de Métallurgie 2 tom 10, 1965.
- [NAK 1] NAKAMURA H., NISIHARA T., „New fatigue testing machine for wire rod”, The third Japan Congress on Testing Materials, 1966.
- [NEG 1] NEGUȚ N., ș.a., „Testing Bulletin”, nr.19-22/2005, Laboratorul de rezistența materialelor, Universitatea „POLITEHNICA” din Timișoara.
- [NOV 1] NOVAC ȘT., ș.a., „Influența unor factori de fabricare și de exploatare asupra durabilității cablurilor de oțel utilizate în industria minieră”, Cercetări Metalurgice nr.8, București, 1966.
- [OIP 1] OIPEEC Bulletin 4/1964 Torino.

- [OPL 1] OPLATKA G., ROTH M., „Endurance of steel wire ropes under fluctuating tension an twist”, OIPEEC Bull 71, 1996.
- [PAE 1] PAETZEL D., HUPE W., „Seilbeanspruchung und Verschleis bei Plastgefitterten Rollen”, Hebezugen und Fordermittel, 1968, nr.6.
- [PON 1] PONOMAREV S.D. și colaboratorii, „Calculul de rezistență în construcția de mașini”, vol.I-III, 1960.
- [RUS 1] RUSU O., TEODORESCU M., LASCU-SIMION N., „Metal Fatigue I. Fundamentals and Properties”, Editura Tehnică București, 1991.
- [RUS 2] RUSU O., TEODORESCU M., LASCU-SIMION N., „Metal fatigue II. Engineering Applications”, Editura Tehnică București, 1991.
- [SCH 1] SCHIFFER G., (1986), „Spannungen in laufenden Drahtseilen”, Dissertation Univ.Stuttgart, p.173.
- [SCHM 1] SCHMIDT K., „Die sekundare Zugbeanspruchung der Drahtseile aus der Biegung”, VDI, Reihe 13, p.181.
- [SCHM 2] SCHMIDT W., DIETRICH H., „Mechanische Eigenschaften kaltgezogener Drähte verschiedener rostfreier Stähle bei unterschiedlicher Beanspruchung”, DRAHT 33 (1982) 3, S 111-115 und 4, S 166-169.
- [SCHN 1] SCHNEIDER A., „Calculating the useful life a multistrand spiral rope”, Bull.OIPEEC 46, 1983.
- [SEG 1] SEGAL H., BABEU T.D., „Cercetări privind microduritatea superficială a unor sârme prelevate dintr-un conductor oțel-aluminiu”, în curs de publicare.
- [SEG 2] SEGAL H.,CĂLIMANU M.,”Studiul de rezistență al unui nou tip de bielă pentru un motor de mic litraj”,Simpozion jubiliar „70 de ani de la înființarea Laboratorului de Rezistența materialelor”,Tim.,oct.1993.
- [SEG 3] SEGAL H.,”Influența metodei de lucru asupra rezultatelor obținute la calculul de verificare al unui arbore cotit”, Simpozion jubiliar „70 de ani de la înființarea Laboratorului de Rezistența materialelor”,1993.
- [SEG 4] SEGAL H.,”Influența metodei de lucru asupra rezultatelor la calculul de verificare al unui arbore cotit cu 3 fusuri paliere”,Zilele Academice Timișiene, mai 1993.
- [SEG 5] SEGAL H.,”Dicționar German-Român de termeni specifici din Rezistența materialelor”,Lito UPT,1995
- [SEG 6] SEGAL H.,GHITA E.,”Strain gauge measurement for estimating the safety of rolling process”,International measurement Confederation XVI IMEKO WORLD CONGRESS, Viena,sept.,2000.
- [SEG 7] SEGAL H.,”Überlagerung holografisch erzeugt Wellenfelder”Sesiunea Tehnico-științifică,Reșița,oct.1993.
- [SIE 1] SIEBEL E., „Handbuch der werkstoffprüfung”, Band I Springer Verlag, Berlin, 1958.
- [SIE 1] SIEGERT D., „Initiation of fretting fatigue cracks in spiral multi layer strands”, OIPEEC Bulletin nr.78, 1999.
- [SOC 1] SOCIETE ANONYME FRANCAISE DES CABLE D’ACIER „Cable d’acier”, 1964.
- [TON 1] TONGHINI M., „On some formulare for the study of the endurance of wire ropes”, Bull.OIPEEC 37, 1980.

- [VOG 1] Vogel W., „Swaged terminals for steel wire ropes”, OIPEEC Round Table Conference „Rope Terminations and Fittings” Bethlehem USA 2001.
- [WIE 1] WIEK L., „Contact pressure and steel wire rope endurance”, Bull.OIPEEC 43, p.18/24.
- [WIE 2] WIEK L., „Beziehung zwischen Theorie, Versuch Anwendung und Herstellung von Drahtseilen”, DRAHT 36 (1985) 1, S12-15.
- [WIE 3] WIEK L., „Calculation of rope endurance whether the cause may be wear or fatigue”, Bull.OIPEEC 56, 1988.
- [WOE 1] WOERNLE R., „Cercetări asupra cablurilor de sârmă”, Z.D.VDI, vol.74, nr.41, 1930.
- [WOE 2] WOERNLER, „Cercetări asupra cablurilor de sârmă”, Z.D.VDI, nr.23, 1943.
- [WYS 1] WYSS T., „Die Stahldrahtseile der Transport und Förderanlagen insbesondere der Standseile und Schwebbahnen Zürich Schweizer – Druck und Verlagshaus 1956.