INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA
FACULTATEA DE CONSTRUCTII

ING. ALEXANDRU BOTICI

CONTRIBUTII LA CALCULUL SI ALCATUIREA PALETELOR DIN METAL PENTRU AEROGENERATOARE CU AX ORIZONTAL

Teză
Pentru obţinerea titlului ştiinţific
de
DOCTOR INGINER

Conducător ştiinţific
Acad.Prof.emerit ing.
DAN MATEESCU

TIMISOARA
1987

Introducere, obiectul lucrării

Congresul al XIII-lea al P.C.R. a stabilit şi aprobat direcţiile dezvoltării economico-sociale a României pînă în anul 2000. In cadrul acestor direcţii un rol prioritar se acordă dezvoltării energeticii, cu accentul pe rolul cercetării ştiinţifice şi tehnologice care să ducă la valorificarea superioară a resurselor energetice şi să dezvolte tehnica necesară descoperirii de noi resurse sau exploatării celor care nu au fost exploatate de loc sau au fost exploatate într-o măsură mai mică pînă la ora actuală.

Pe această linie se încadrează şi cercetările captării şi utilizării energiei vîntului, cercetări iniţiate de C.N.S.T. şi în cadrul cărora I.P."Traian Vuia" Timişoara, sub conducerea tov. Acad. I.Anton, se ocupă de aerocentrale cu ax orizontal. In cadrul acestei teme sînt integrate mai multe catedre din Institutul politehnic printre care şi Catedra de construcţii metalice. Catedra de construcţii metalice s-a ocupat, în cadrul acestei teme, de calculul şi alcătuirea paletelor pentru aerogeneratoarele cu ax orizontal.

Prin tematica abordată teza de doctorat se înscrie pe linia realizării echipamentelor energetice româneşti şi crearea de prototipuri care să elimine importul de tehnologie în acest domeniu. Realizarea acestui obiectiv, pe baza unor contribuţii originale ale autorului, prezentate în lucrare şi care au fost elaborate în teză de doctorat şi în lucrările de cercetare ştiinţifică realizate în cadrul contractelor cu CNST-ul au dus la realizarea paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal(prezentate în capitolu III), palete de gîndire şi concepţie românească. Lucrarea mai aduce contribuţii şi la stabilirea modului de acţionare a unor încărcări, la stabilirea ipotezelor de calcul, la abordarea şi efectuarea calculului static şi de rezistenţă, precum şi la analiza comportării structurii şi a cercetării experimentale a paletelor.

Structura lucrării - Teza de doctorat este împărţită în 7 capitole.

Capitolul 1 cuprinde unele aspecte generale cu privire la captarea energiei eoliene şi este o succintă sinteză bibliografică.

Capitolul 2 se referă la acţiunile care solicită paleta, cu excepţia presiunii aerodinamice care constituie obiectul studiilor efectuate de Catedra de maşini hidraulice.

In cadrul acestui capitol se stabilesc unele aspecte referitoare la acţiunea în timp a încărcărilor şi la solicitările pe care acestea le produc în structura paletei. După analiza încărcărilor se stabilesc ipotezele de încărcare şi rezistenţele limită şi de comparaţie.

Capitolul 3 cuprinde aspecte legate de realizarea paletelor pentru aerogeneratoare de putere mică, medie şi mare.

Capitolul 4 prezintă principii şi metode de calcul a paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal plecînd de la teoriile clasice ale Rezistenţei materialelor şi apelînd la metoda elementului finit. Pe parcursul acestui capitol se prezintă contribuţiile autorului privind adaptarea unor relaţii clasice de calcul la tipul secţiunii transversale (la tipul de structură), alegerea modelului fizic şi studiul cu element finit.

Capitolul 5 se referă la încărcările experimentale efectuate pe structurile reale şi compararea rezultatelor măsurătorilor experimentale cu rezultatele investigaţiilor teoretice cu element finit, pe baza modelului fizic descris în capitolul 4. In urma încercărilor experimentale şi a investigaţiilor teoretice se aduc unele îmbunătăţiri la structurile de rezistenţă concepute şi prezentate în capitolul 3 şi se stabilesc tehnologii şi modalităţi de execuţie pentru elementele componente ale structurii paletei OPS-λ=7-D=30m/300 kW.

Capitolul 6 pune în evidenţă posibilităţile de experimentare pe modele folosind principiile similitudinii. In acest sens se face o verificare a rezultatelor teoretice obţinute pe paleta SK3-λ=4-D=30m/300 kW prin rezultatele experimentale obţinute pe o paletă model, realizată din alte materiale (MPAFS), plecînd de la legile similitudinii.

Capitolul 7 scoate în evidenţă principalele concluzii şi contribuţii aduse de autor. Fiecare capitol din lucrare se încheie cu concluzii, în cadrul acestora relevîndu-se contribuţiile autorului. Teza de doctorat se ocupă, aşa cum reiese din cele de mai sus de aspecte privind alcătuirea, calculul şi încercarea paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal. Autorul a urmărit de asemenea în detaliu şi executarea (uzinarea) paletelor: SK1-ARAD, D=10m/30 kW, SK1-CM, D=10 m/30 kW, OPS-λ=7-D=30m/300 kW şi OPS-λ=7-D=10m/30kW. Prin tot ceea ce s-a amintit mai sus, autorul în cadrul colectivului de la Catedra de construcţii metalice şi-a adus contribuţia la realizarea paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal şi deci la realizarea de aerocentrale cu ax orizontal de concepţie românească,

CAPITOLUL 1. CONSIDERAŢII GENERALE CU PRIVIRE LA CAPTAREA ENERGIEI EOLIENE

1.1. Generalităţi

Energia eoliană, una dintre cele mai vechi resurse energetice, a fost redescoperită în mai multe ţări ale globului începînd cu ţările cele mai dezvoltate cum ar fi S.U.A., U.R.S.S., R.F.G., Anglia, Franţa, Danemarca, Suedia, Olanda, Canada, etc, şi terminînd cu ţări mai puţin dezvoltate sau în curs de dezvoltare cum ar fi România, Ungaria, Jugoslavia, Bulgaria, etc. Captarea acestei energii se face cu ajutorul centralelor electrice de vînt sau aerogeneratoarelor. După modul lor de construcţie acestea pot să fie cu ax orizontal şi cu ax vertical.

In prezenta lucrare se tratează numai centralele electrice de vînt cu ax orizontal. Numeroase ţări studiază posibilitatea realizării unor aerogeneratoare de mare randament, deoarece dintre toate sursele de energie de mîine, puterea cinetică a vîntului are cea mai veche tradiţie. Incă înainte de a capta energia apei, omul îşi încredinţa ambarcaţiunile cu vele puterii vînturilor pentru a transversa oceanele. In sec.VII în Persia existau deja mori de vînt care pompau apa în şanţurile de irigaţie. Se ştie că Genghis-Han, după cucerirea Persiei, la începutul secolului XIII, a trimis constructori de mori ca prizonieri în China unde erau puşi să alimenteze vasta reţea de irigaţie a agriculturii cu energie eoliană ieftină. Dar moara de vînt cunoaşte epoca ei de glorie în Europa Centrală şi de Sud înainte de primul război mondial. Numai în jurul anului 19[illegible] de-a lungul litoralului Mării Nordului, între Olanda şi Danemarca erau în funcţiune aproape 100.000 mori de vînt care măcinau cereale, pompau apă, acţionau ferestraie, prese de ulei, manufacturi de hîrtie şi condensare. Morile de vînt aveau un randament prea mic deoarece erau tributare capriciilor atmosferice şi reclamau cheltuieli de întreţinere ridicate. Maşinile termice aveau să ducă la dispariţia acestor **maşini de vînt** nepoluante. Si de aceea pînă în prezent energia curenţilor de aer a fost utilizată numai parţial la tocatul nutreţurilor deoarece variaţiile de intensitate ale vîntului nu garantează o m-

:inare omogenă şi fină a cerealelor. Puţinele mori de vînt ca-
:e s-au mai păstrat şi care punctează peisajul unor ţări nu
sînt decît nostalgice relicve ale trecutului, unele ocrotite de
lege, servind ca muzee sau localuri turistice.

Experţii în sectorul energeticii şi-au amintit de romanticele mori de vînt mai cu seamă de cînd omenirea conştientă de faptul că principalele surse de energie, ţiţeiul şi cărbunii vor fi într-o bună zi epuizate. Cercetătorii în domeniul energetic şi-au îndreptat căutările în direcţia descoperirii şi identificării unor noi resurse energetice. Utilizarea energiei nucleare este încă controversată, iar energia solară, a cărei valorificare nu mai constituie o problemă din punct de vedere teoretic, ridică o serie de dificultăţi pe plan tehnologic care încă nu au putut fi rezolvate pînă în prezent. De aceea vechea energie eoliană îşi face revenirea în era energeticii moderne. Folosirea forţei eoliene ca sursă de electricitate datează din 189o, iar în primele decenii ale secolului actual, generatoarele eoliene erau folosite pe scară largă ca mijloace de electrificare a fermelor. La ora actuală numeroase ţări de pe glob dispun de experienţă în acest sens. Astfel în R.F.G., la Universitatea din Stuttgart, Institutul de construcţii de avioane activează de mai mulţi ani şi a construit un aerogenerator al cărui rotor are diametrul de 34 m şi furnizează 1oo KW. Acest aerogenerator a servit ca model pentru proiectul "Growian" al aerogeneratorului de 1 MW.

Tot în R.F.G. firma Solingen a experimentat cu succes o instalaţie mai mică decît "growianul" instalată pe insula Sylt din Marea Nordului. Această minicentrală se compune dintr-un generator special pe care sînt montate două rotoare cu diametrul de unsprezece metri care se rotesc în contrasens. In condiţii de vînt favorabile, generatorul produce 15o.000 kW-oră/an.

Nu numai în R.F.G. ci şi în alte ţări cum ar fi S.U.A., Canada, Danemarca, Olanda, Uniunea Sovietică, Suedia, şi Marea Britanie, inginerii specializaţi în aeronautică au proiectat instalaţii eoliene gigant cu paletele rotoarelor de mărimea aripilor unui jumbo jet capabile să genereze pînă la 5ooo de kilowaţi, ceea ce reprezintă necesarul de electricitate al unui număr de 1ooo de locuinţe moderne. Numai în Statele Unite au fost instalate opt asemenea aerogeneratoare gigant, iar altele au fost experimentate în Canada, Danemarca, Olanda, U.R.S.S., Suedia, Marea Britanie și R.F.G. Aceste experimente nu s-au soldat întotdeauna cu succesul scontat. Unele instalații s-au dărîmat, în alte cazuri, generatoarele s-au ars etc. Eforturile actuale urmăresc perfecționarea centralelor eoliene și sporirea rezistenței lor în condițiile reducerii costului de producție. Construcția specială și aparatura electronică de comandă cu care sînt înzestrate aceste centrale eoliene cer o înaltă competență tehnică. Perfecționarea acestei tehnologii necesită chiar pe plan mondial încă o perioadă de cîțiva ani.

Interesul economic față de energia eoliană a crescut considerabil în numeroase țări, chiar foarte dezvoltate cum ar fi S.U.A etc. Prima fermă eoliană comercială din lume situată în statul New Hampshire, generează electricitate din 1981, iar la Livingston ston statul Montana în 1982 a fost dată în folosință altă fermă eoliană municipală. Interesul culminează cu realizările californiene. California este pe plan mondial, cea mai avansată regiune în acest domeniu energetic.

O bună parte a efortului de exploatare a forței eoliene este depusă în California de mici antreprize înființate în acest scop. La începutul anului 1984, un număr de 4600 de turbine eoliene erau deja instalate în California, iar altele 5000 au fost instalate pînă la sfîrșitul anului 1984. Sînt prognoze care precizează că pînă în anul 2000 fermele eoliene vor putea livra 20 la sută din necesarul de electricitate al statului California.

Prețul de cost pe kW h este încă destul de ridicat dar odată cu perfecționarea instalațiilor eoliene se va reduce și prețul de cost pe kW h la nivelul celui suportat de centralele convenționale. Deși noile turbine eoliene sînt înregistrate cu cele mai moderne sisteme de transmisie și control electronic și sînt fabricate din cele mai noi materiale sintetice, totuși se întîmpină o serie de dificultăți tehnice. Multe turbine au trebuit scoase din funcțiune pentru efectuarea unor reparații, iar numeroase alte probleme își așteaptă încă rezolvarea. Pînă în prezent vehiculează ideea că,"mașinile eoliene" simple și robuste par să fie cele mai adecvate, motiv pentru care o serie de instalații eoliene complexe și eficiente au fost abandonate.

Cu toate aceste dificultăți și inerente verdictul economic în cazul fermelor eoliene a fost dat.

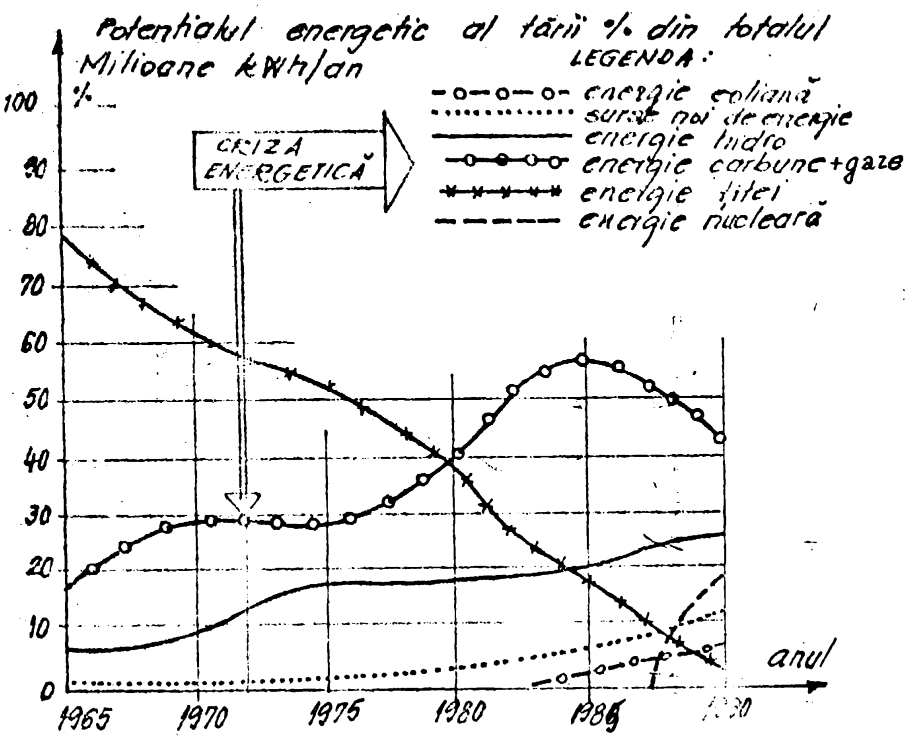
Astfel în regiunile bîntuite de vînturi, turbinele eoliene bine construite produc curent electric la prețul de cost de 10 cenţi pentru un kilovatt oră.

Prognozele arată că pentru diferitele regiuni din California, vestul mijlociu al Statelor Unite, nordul Europei şi multe alte ţări unde viteza medie a vîntului este de 19 kilometri pe oră şi electricitatea este generată în bună parte de termocentrale pe bază de petrol, fermele eoliene încep să devină o soluţie viabilă din punct de vedere economic. In acest context se preconizează că generaţiile următoare de turbine eoliene produse în serie vor fi capabile să genereze curent electric la un preţ de cost între 3 şi 7 cenţi pe kilowatt oră. In multe părţi ale lumii, fermele eoliene, vor putea deveni, mai eficiente decît termocentralele care folosesc cărbune sau centralele nucleare.

In ţara noastră, energia eoliană, a fost utilizată din secolul XIII cu caracter izolat. Incepînd din secolul XV mai cu seamă în Dobrogea, morile de vînt au luat o amploare deosebită. La începutul acestui secol în Tulcea funcţionau 437 mori de vînt iar în toată Dobrogea peste 900 de astfel de unităţi, iar în Moldova au fost semnalate circa 300. Un număr ridicat de mori de vînt sînt atestate documentar şi în celelalte regiuni ale ţării: Banat, Oltenia, Muntenia şi vestul Transilvaniei.

După cel de-al XIII-lea Congres al P.C.R. în ţara noastră a luat un avînt deosebit cercetarea în domeniul resurselor neconvenţionale. Programul de punere în valoare a energiei vîntului a luat o amploare deosebită mai cu seamă datorită cercetărilor efectuate de numeroase institute de învăţămînt, cercetare, proiectare şi instituţii productive sub coordonarea directă a C.N.S.T.

In realizarea programului energetic de captare a energiei eoliene sînt antrenate unităţi de cercetare şi proiectare, unităţi de învăţămînt superior, unităţi economice, etc., dintre care enumerăm: INCREST, I.P."Traian Vuia"TIMISOARA, Universitatea din Braşov, I.P.Bucureşti, Intreprinderea de Construcţii Aeronautice Ghimbov, ICEMENERG, U.C.M.Bocşa, U.V.Arad, CCSITEH Timişoara, IPSCAIA, ISPEH-Bucureşti, Institutul de Hidrometeorologie, ş.a. La ora actuală în ţară sînt realizate mai multe aerogeneratoare dintre care amintim: Aerogeneratorul electric cu ax vertical de 2o kW realizat de Universitatea din Braşov, Aerogeneratorul electric cu ax vertical de 1o kW realizat de INCREST, Aerogeneratorul cu ax orizontal de 3o kW (AAETC-L_1/3o kW) realizat de I.P."Traian Vuia" TIMISOARA, Agregatul aeroelectric cu ax orizontal de 3o kW - realizat la CCSITEH - TIMISOARA, Agregatul aeroelectric cu ax orizontal de 3oo kW -MD2/3oo kW în curs de realizare de către: I.P."Traian Vuia" Timișoara, CCSITEH TIMIȘOARA, U.C.M.Reșița - beneficiar C.N.Ș.T. Având în vedere programul de captare a energiei eoliene și ponderea surselor energetice ale țării, în (fig.1.1) se dau estimativ, Sursele energetice și ponderea lor în producerea energiei electrice din țara noastră[6]



Ponderea surselor energetic în producerea de energie electrică în R.S.R.

FIG. 1.1.

1.2. Aspecte generale ale captării și utilizării energiei eoliene (Date extrase din [2,35,43,44])

După cum se știe pământul este înconjurat de un strat de aer de câteva mii de metri grosime, a cărui densitate variază în special la altitudini peste 1ooo m. Datorită radiațiilor solare apar mase de aer cu temperaturi diferite, ca atare de densități diferite ce dau naștere la mișcări importante de egalizare. Vîntul, denumire generică a acestor mișcări, poate fi calculat, ca viteză și direcție, din gradientul de presiune orizontal respectiv din accelerația CORRIOLIS determinată de mișcarea de rotație a pământului și poartă denumirea de vînt geotropic. Direcția sa este tangentă la liniile izobare. Sub influența frecării pe suprafața accidentată a pământului vîntul este "frînat" schimbîndu-și necontenit caracteristicile ca mărime a vitezei și direcției. Influențe importante asupra acestor caracteristici sînt determinate de rugozitatea suprafeței terestre; desigur pe suprafaţa apei, în special a oceanelor şi mărilor, aceste pierderi prin frecare sînt minime, condiţionînd vînturi de intensitate mai mare.

Se ştie că din energia radiaţiei solare dirijate spre pămînt doar 2,5% apare sub formă cinetică eoliană. Aceasta reprezentînd circa $4,3.10^{12}$ kW [6],[7] . Comparativ cu această energie se poate arăta că de exemplu în anul 1973 puterea totală instalată în centralele electrice se cifra la circa 10^{10} kW.

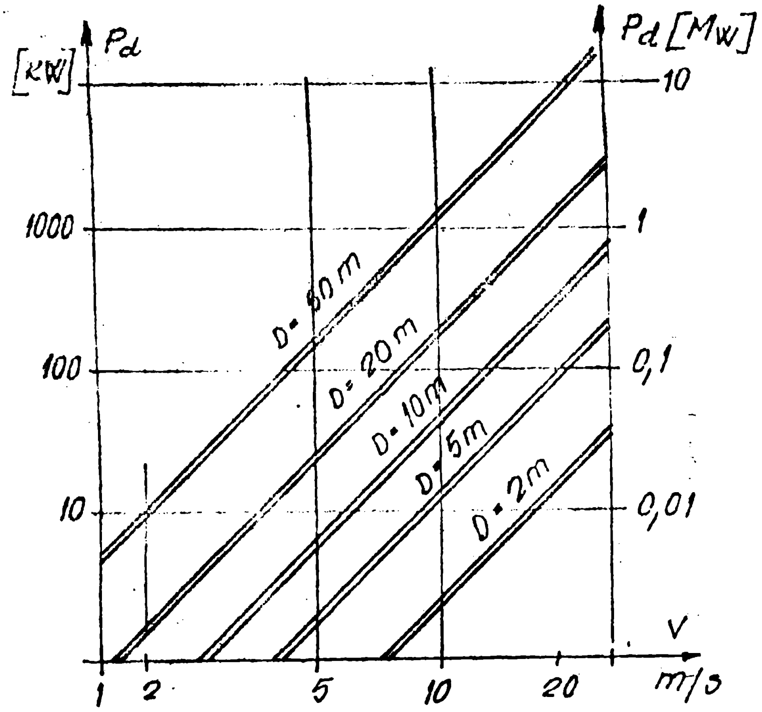
Vînturile de intensitate mare care domină regiunile acoperite de mări şi oceane se păstrează în vecinătatea coastelor, ca apoi să scadă substanţial în regiunile continentale datorită rugozităţii sporite a terenului. In urma unor investigaţii meteo pot fi construite pentru diferite regiuni hărţi geografice cu izoverte(linii de egală viteză a vîntului). Aceste hărţi nu dau decît o apreciere globală destul de grosolană asupra potenţialului energetic eolian, în funcţie de răspîndirea şi numărul staţiilor meteo teritoriale unde se fac măsurătorile în cauză.

In ţara noastră, energia eoliană este considerată una din sursele neconvenţionale de importanţă majoră, (programul dezvoltării energetice a ţării noastre prevede pe seama surselor secundare 10 % din producţia totală de energie electrică [1]), datele publicate pînă în prezent privitor la acest potenţial variază, ce-drept, în limite destul de largi: (95 ÷ 157) TWh/an [6], [8]. Iar energia eoliană superficială medie anuală se apreciază la circa 400 MWh/km^2 şi care în cel puţin jumătate din suprafaţa ţării este valorificabilă în condiţiile în care vînturile cu o viteză de peste 3m/s depăşesc 3500 ore/an. Pentru a se ieşi din impasul determinat de aceste evaluări cu caracter general este imperios necesar să se localizeze punctele unde sub raport aeroenergetic devine util să se construiască centrale sau agregatele aeroelectrice. In aceste puncte sînt necesare şi staţii meteo pentru determinarea caracteristicilor energo-eoliene, caracteristice care se determină pe baza măsurătorilor sistematice, cu precizie mare şi a prelucrării statistice a acestui volum de date.

1.2.1. Parametri energiei eoliene

Mărimile caracteristice ale fenomenului eolian sînt, sub raport energetic, viteza vîntului v(m/s) şi masa specifică a aerului care participă în acest proces $\rho(kg/m^3)$, definitorii pentru puterea cinetică disponibilă ce poate fi captată în instalaţii energetice eoliene. Puterea cinematică disponibilă este dată de relaţia

$$P_d = \frac{\rho}{2} \cdot S \cdot v^3 \qquad (1.1)$$



Puterile disponibile ce pot fi captate în funcţie de diametrul rotorului D şi viteza vîntului v în scară logaritmică

FIG. 1.2.

unde cu $S = \frac{\pi D^2}{4}$ s-a notat suprafaţa măturată de rotorul eolian iar (v) viteza vîntului.

In diagrama din (Fig.1.2) sînt date orientativ puterile disponibile în funcţie de diametrul rotorului şi viteza vîntului. Pentru calcul este util a se calcula puterea cinetică disponibilă pe unitatea de suprafaţă a rotorului care este:

$$\overline{P}_d = \frac{P_d}{S} = \frac{\rho}{2} v^3 \qquad (1.1')$$

1.2.1.1. Viteza vîntului

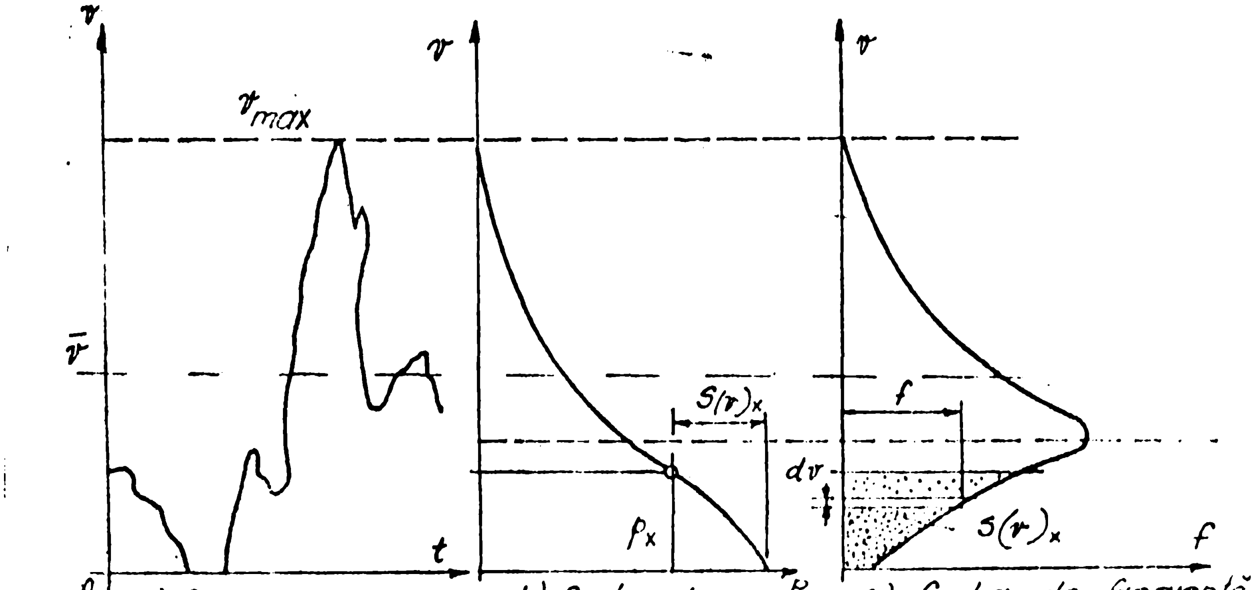
Măsurarea vitezei vîntului, avînd implicaţii multiple în diferite domenii, se desfăşoară în condiţii organizate şi sistematice, în baza unor norme. De obicei măsurătorile se efectuează la 10 m deasupra solului sau sînt raportate la această cotă. Ele se efectuează simultan pentru viteza vîntului şi direcţia acestuia, făcîndu-se înregistrări orare ale valorilor medii pe (2 minute) obţinute prin aprecierea vizuală a indicaţiilor mijlocii date de instrumentul de măsurat (giruetă).

Variaţia cronologică a vitezei vîntului poate fi analizată, asimilînd metodele din hidroenergetică, prin intermediul diagramei de acoperire şi de frecvenţă [9] ca în (fig. 1.3).

Acoperirea(p_x) exprimă în fond suma posibilităților ca în intervalul studiat (un an calendaristic cu o anumită frecvență de repetiție) valorile vitezei vîntului să fie cel puțin egale cu(v_x) dacă nu mai mari. Curba de acoperire este, interpretat statistic, funcția de repartiție a vitezei vîntului în intervalul studiat.

Frecvența f_x exprimă gradul de repetiție a vitezei vîntului v_x în intervalul studiat: $f_x = n_x/N$ unde n_x (frecvența absolută) reprezintă numărul de înregistrări din totalul de valori N, în care viteza vîntului a avut valoarea(v_x). Curba de frecvență reprezintă statistic densitatea de repartiție.

$$p_x = 1 - S(v)_x; \qquad S(v)_x = \int_0^{v_x} f \cdot dv \qquad (1.2)$$



a) Cronograma $v_{(t)}$ b) Curba de acoperire $p_x = 1 - S(v)_x$ c) Curba de frecvență $S(v)_x = \int_0^{v_x} f\,dv$

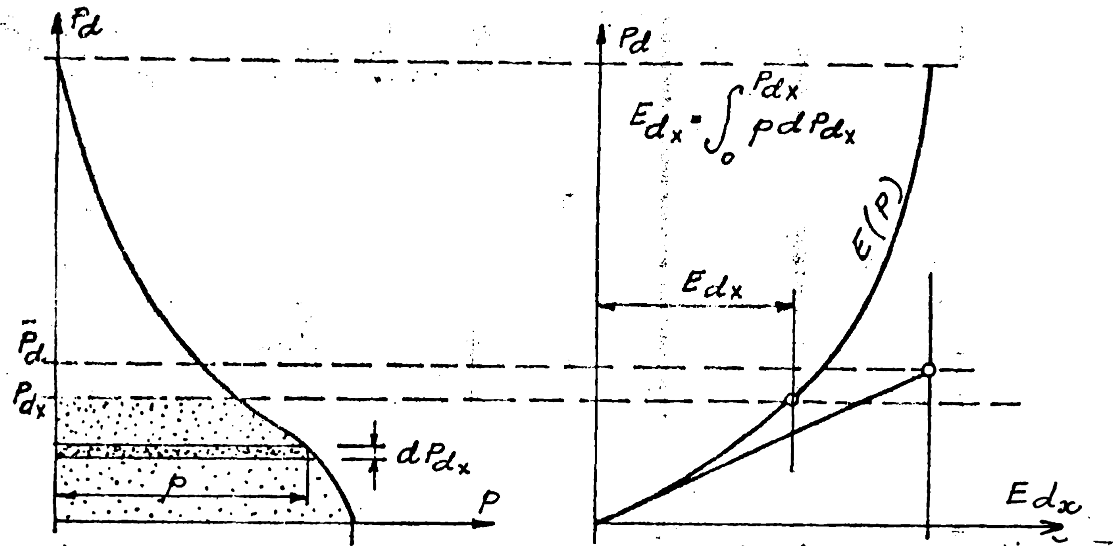
FIG.1.3.

Dacă viteza vîntului are caracteristicile din (fig.1.3.b) puterea disponibilă care este proporțională cu cubul vitezei poate fi analizată prin intermediul unui grafic de analiză energetică ca în (fig.1.4.b).

Puterea disponibilă P_{d_x} asociată vitezei vîntului v_x conform [7] va avea aceeași acoperire, iar energia disponibilă aferentă (care reprezintă suprafața de sub curba de acoperire din fig. 14.a pînă la nivelul P_{d_x}) poate fi calculată prin:

$$E_{d_x} = \int_0^{P_{d_x}} p \cdot dP_{d_x} \qquad (1.3)$$

Graficul de analiză energetică (fig.1.4.b) arată evoluția energiei disponibile în funcţie de putere, respectiv de viteza vîntului..



a) Curba de acoperire a puterii

b) Graficul de analiză energetică

FIG. 1.4.

Dacă se ţine cont că nu întreaga disponibilitate energetică poate fi preluată de rotorul eolian, ci numai o parte (k') a acesteia şi de faptul că în procesul transmiterii energetice au loc pierderi exprimate global prin randamentul mediu ponderat (η_{mp}) rezultă energia utilă produsă:

$$E_{up_r} = K' \cdot \eta_{mp} \cdot E_d = k \cdot E_d \qquad (1.4)$$

unde k - este factorul de producţie al unităţii eoliene

In literatura de specialitate se vorbeşte curent de factorul de putere al centralelor eoliene. Factorul de putere este raportul dintre puterea utilă (P_u) şi puterea totală (P_{tot}) disponibilă a curentului care trece prin rotorul eolian. In condiţii ideale, cu ipoteze simplificatoare, A. Bertz a stabilit raportul dintre puterea ideală convertibilă (P_{id}) şi puterea totală disponibilă a curentului de aer ($P_{tot} = P_d$). Acest raport (P_{id}/P_{tot}) este denumit coeficient ideal de putere, notat cu (C_{pi}) şi care este în funcţie de raportul vitezelor vîntului înainte (v_1) şi după rotor (v_2). Valoarea maximă a acestui coeficient, ($C_{p_{i\,max}} = 0{,}593$) are loc cînd raportul ($v_1/v_2 \cong 1/3$).

Pe lîngă coeficientul de putere se consideră adesea şi un randament (η), care este raportul dintre puterea utilă P_u şi cea care poate fi obţinută în condiţii ideale P_{id}.

$$\eta = \frac{P_u}{P_{id}} = \frac{P_u}{P_{id}} = \frac{P_u}{C_{p_i} \cdot (\frac{\rho}{2}) \cdot v^3 \cdot S} \quad (1.5)$$

Randamentul ţine seama de diferitele pierderi: pierderi mecanice, pierderile aerodinamice pe palete etc.

Factorul de putere în sensul definiţiei date de raportul P_u/P_{tot} se notează cu (π) şi este produsul dintre C_{p_i} şi η. In literatură raportul P_u/P_{tot} se consideră uneori ca fiind randamentul conversiei, ceea ce nu este corect, pentru că se raportează faţă de o energie care nu este recuperabilă în întregime.

In cazul că, fiecărui regim de vînt (v_x) i se asociază un regim de funcţionare al centralei caracterizat prin randamentul (η_x), iar frecvenţa de repetiţie a regimului vîntului este f_x, atunci randamentul mediu ponderat, pentru perioada de exploatare analizată, poate fi exprimat prin:

$$\eta_{mp} = \frac{\sum_1^n f_x \eta_x}{\sum_1^n f_x} \quad (1.6)$$

Aprecierea valorii factorului de producţie (k) este anevoioasă în condiţiile actuale ale dezvoltării unităţilor energetice eoliene, cînd în literatură nu sînt desconspirate prea multe date asupra performanţelor acestora.

Din cele analizate mai sus rezultă că viteza vîntului este mărimea principală care determină performanţele energetice, ale unei centrale de vînt. In literatura de specialitate de cele mai multe ori nu se precizează [illegible] de măsurare a vitezei vîntului; se admite însă că viteza medie luată de calcul este cea existentă la înălţimea axului rotorului.

In tabelul 1.1 se dă o situaţie statistică privind viteza de calcul admisă la centralele electrice din literatura de specialitate studiată.

Tabelul 1.1.

Viteza de calcul [m/s]	7 - 8	9 - 11	12-12,5	13-15	16-17
Numărul centralelor electrice de vînt.	7	8	5	5	4
[%] din totalul de 29 C.E.V. studiate.	24%	2[illegible]%	17%	17%	14%

Valoarea vitezei de calcul a vîntului se alege în baza regimului de vînturi din zona instalării aerogeneratorului şi ţinînd seama de considerente energetice. Interes deosebit prezintă pentru calcule viteza vîntului de demarare a aerogeneratorului şi viteza maximă de funcţionare, la care instalaţia se opreşte. Pe lîngă aceste viteze, din punctul de vedere al calculului de rezistenţă şi mecanic a paletelor, se mai iau în considerare şi vitezele extreme: rafalele anuale care apar anual şi rafalele centenare care apar odată la loo de ani.

Pentru calculul solicitărilor dinamice în condiţii extreme se admite şi variaţia maximă a vitezei vîntului pentru rafalele anuale şi centenare.

1.2.1.2. Masa specifică a aerului

Acest parametru influenţează în bună măsură puterea cinetică disponibilă ce poate fi captată de rotorul eolian. Masa specifică a aerului variază cu presiunea $p(P_a)$, temperatura $T(^{o}K)$, umiditatea φ respectiv presiunea de saturaţie a vaporilor din aerul umed $p_s(P_a)$ şi poate fi calculată cu relaţia:

$$\rho = \frac{1,61.p - o,61\,\varphi.p_s}{462\ T} \qquad (1.7)$$

sau separînd influenţa umidităţii, respectiv transcriind presiunile în [m.bar] şi temperatura în [^{o}C], rezultă

$$\rho = o,3484\ \frac{p\,[m.bar]}{273+t^{o}[^{o}C]} - o,132\ \frac{\varphi \cdot p_s[m.bar]}{273+\ t^{o}[^{o}C]} \qquad (1.8)$$

Pentru temperaturi extreme între $-2o^{o}C$ şi $+\ 2o^{o}C$ termenul al doilea al relaţiei (1.8) are o pondere neînsemnată şi poate fi neglijat. In schimb de influenţa presiunii (p) şi a temperaturii aerului va trebui să se ţină seama, ele conducînd la o variaţie apreciabilă a valorii masei specifice a aerului. De exemplu pentru presiunea (p= 860 m.bar) la temperaturile de $-2o^{o}C$ şi $+\ 2o^{o}C$, ρ va avea valorile: $\rho_{(-2o^{o})} = 1,198$ respectiv $\rho_{(+2o^{o})} = 1,o22$. Deci este necesară o investigare sezonieră a acestor factori în raport cu valorile lor medii pentru a analiza efectul lor asupra presiunii vîntului pe rotorul eolian şi respectiv asupra puterii cinetice disponibile a instalaţiilor eoliene.

Pentru staţia experimentală Timişoara, în urma prelucrării datelor meteo s-au găsit următoarele valori ale masei specifice a aerului: ρ_{min}= 1,14 kg/m^3; ρ_{max}= 1,35 kg/m^3; ρ_{med}= 1,23 kg/m^3. Pentru obţinerea unor date suplimentare se va consulta[2]

1.2.1.3. Diametrul rotorului instalaţiei aeroelectrice

Această dimensiune formează a doua mărime importantă pentru calculul puterii centralei eoliene prin suprafaţa măsurată de rotor. Diametrul rotorului intră în relaţiile de calcul a puterii la puterea a doua. Din totalul centralelor eoliene studiate din literatura de specialitate parcursă circa 58 % au diametrul rotorului mai mic de 3o m şi numai la circa 4o % dimensiunile rotorului depăşesc diametrul de 3om. In tabelul 1.2 se dă numărul centralelor aeroelectrice studiate în funcţie de diametrul rotorului.

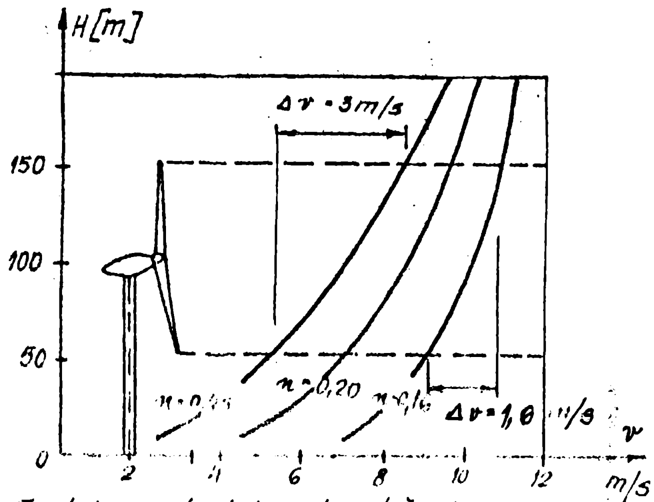
Tabelul 1.2

Diametrul D [m] rotorului	1o	1o-2o	21-3o	31-54	54
Nr. centralelor aeroelectrice	5	9	4	7	6
% din totalul de 31 centrale analizate	16%	29%	13	22,5	19,5

In privinţa diametrului se precizează că în calculul suprafeţei bătute de vînt nu se ia în considerare înclinaţia palelor faţă de planul de rotaţie al rotorului, iar viteza vîntului cu care se calculează este componenta paralelă cu axa rotorului, considerată ca fiind uniform repartizată pe diametrul rotorului. In realitate, datorită faptului că diametrul rotorului este mare, evoluţia stratului limită la variaţia rugozităţii solului conduce la diferenţe de viteză ale vîntului pe verticală, diferenţe ce apar şi în zona rotorului eolian vezi (fig.1.5).

Pentru transpunerea vitezei vîntului, de la cotele de 1o m date de meteorologie, la cotele de referinţă ale instalaţiei eoliene se foloseşte o relaţie de forma:

$$\frac{V}{V_o} = \left(\frac{H}{H_o}\right)^n \qquad (1.9)$$



Evoluţia stratului limită la variaţia rugozităţii solului şi influienţa acestuia asupra diferenţelor de viteză în zona rotorului. fig. 1.5

unde (V_o) este viteza măsurată la cota (H_o=1o m), iar exponentul n, mult discutat poate lua valori între (o,1)şi(o,4) funcţie de zonă şi regimurile de vînturi. Valoarea n=o,1 corespunde regiunilor vîntoase iar n=o,4 regiunilor cu regimuri de vînt reduse.

Avînd în vedere importanţa deosebită pe care o are rotorul eolian în pertinenţa şi economicitatea unei instalaţii eoliene s-au făcut studii detaliate şi încercări experimentale pe paletele rotorului de diametru 1om şi de diametru 3om. Obiectul acestor studii va fi prezentat pe larg în capitolele următoare.

1.2.1.4. Factorul de putere al instalaţiei eoliene

Calculul valorii acestui factor se face după precizările de la punctul 1.2.1.1. Valorile factorului de putere date în literatura tehnică trebuiesc considerate ca orientative, deoarece modul de determinare depinde de condiţiile de vînt în timpul măsurătorilor şi care nu sînt precizate.

Diferenţele factorului de putere pot atinge valori foarte mari din cauza variaţiilor vîntului în intervalul în care s-au măsurat. In tabelul 1.3 sînt date valorile factorului de putere la puterea nominală a centralelor aeroelectrice studiate, iar în tabelul 1.4 valorile maxime ale acestui factor.

Tabelul 1.3

Factorul de putere la $P_{nom.}$	o,2o	o,21÷o,25	o,251÷o,3	o,31-o,35	o,351÷o,4	o,4	Total
Nr.C.E.V. ce corespund	3	3	4	4	7	2	23
în[%]	13%	13%	17%	17%	31%	9%	1oo%

Tabelul 1.4

Factorul de putere maxim	o,25-o,3o	o,31÷ o,35	o,35-o,4	o,4	Total
Nr. C.E.V.	1	4	3	5	13
[%] de centrale aeroelectrice	8%	31%	23%	38%	1oo%

1.2.1.5. Rapiditatea u/v a rotorului. Formează o mărime admisă ca bază de clasificare pentru instalaţiile de vînt de diferite tipuri constructive şi are valori cuprinse în intervalul (o-18). Centralele aeroelectrice realizează conversia în condiţii bune, deci la valori mari ale factorului de putere în intervalul de rapiditate de la 5,5 pînă la 17. Factorul de putere este în limite favorabile pentru u/v = 7 şi mai mari.

1.2.1.6. Viteza periferică a rotorului

Raportul(u/v)cuprinde două mărimi importante cu privire la calculul şi exploatarea centralelor electrice de vînt şi anume: turaţia (n) prin viteza unghiulara (ω) care este un element hotărîtor în calculul aerodinamic al rotorului şi viteza periferică u - element hotărîtor din punct de vedere tehnologic, limitat din considerente de rezistenţă mecanică a materialului folosit pentru confecţionarea paletelor.Statistica din tabelul 1.5 arată numărul centralelor electrice de vînt realizate în funcţie de viteza periferică (u).

Tabelul 1.5

Viteza periferica a rotorului u=Rω	7o	71-9o	91-112
Nr.centralelor electrice de vînt	16	9	5
[%]	54%	30%	16%

Viteze periferice mari, peste 9o m/s s-au putut admite numai după preluarea tehnologiei aplicate în tehnica realizărilor aerospaţiale din ultimii 1o-15 ani.

1.2.1.7. Numărul de palete ale rotoarelor aeroelectrice

In toate centralele electrice de vînt cu ax orizontal (din documentaţia studiată) numărul paletelor este de două sau trei. Reducerea numărului de palete este legată de micşorarea pierderilor la rotor. In acest [illegible] aerodinamica a acumulat în ultimul timp cunoştinţe teoretice şi rezultate experimentale valoroase.

1.2.1.8. Inălţimea butucului rotorului de la sol

Cota faţă de teren la care este montat rotorul aerocentralelor este stabilită în baza condiţiilor locale de vînt şi de înălţimea minimă a vîrfului palei inferioare în poziţia verticală. Printre factorii care influenţează înălţimea butucului rotorului faţă de teren amintim: - condiţiile locale de vînt, în primul rînd variaţia pe verticală a vitezei în locul de montaj care depinde de relief şi de felul şi natura obstacolelor din apropiere [3o] . In cazul centralelor studiate înălţimea de la sol a butucului, exprimată în mărimea relativă H/D (unde H este înălţimea butucului de la sol, iar D este diametrul rotorului) care are valori între o,66 şi 1,7. Situaţia statistică a centralelor aeroelectrice fiind dată în tabelul 1.6.

Tabelul 1.6

Raportul H/D	o,6÷ o,9	o,9÷ 1,2	1,2
Nr.centralelor aeroelectrice	11	11	6
[%]	4o %	4o %	2o %

Din aceste date se poate vedea că în majoritatea cazurilor axa butucului se montează la o înălţime egală cu de două ori raza rotorului.

1.2.1.9. Mase specifice ale elementelor componente ale aerocentralelor electrice

Pentru aprecierea constructivă a instalaţiilor de conversie a energiei vîntului se compară două mărimi specifice: 1) masa casei maşinilor inclusiv rotorul, raportată la suprafaţa rotorului măturată de vînt în kg/m², şi 2) aceeaşi masă a casei maşinilor inclusiv rotorul raportată la puterea nominală a centralei în kg/kW. Valorile statistice orientative pentru centralele aeroelectrice studiate sînt prezentate în tabelul 1.7 şi respectiv tabelul 1.8.

In tabelele prezentate pentru date statistice numărul total de centrale electrice de vînt studiate diferă deoarece în literatura tehnică lipsesc date referitoare la anumite caracteristic ale aerocentralelor studiate.

Tabelul 1.7

Masa casei maşinilor inclusiv rotorul pe suprafaţa rotorului G/S	[kg/m²]	15	15-25	25,1÷50	50,1-75	75,1÷105	105
Nr.centralelor electrice de vînt		4	4	10	1	2	1
[%]		18%	18%	46%	4,5%	[illegible]	4,5%

Tabelul 1.8

Masa casei maşinilor inclusiv a rotorului raportată la putere G/p	[kg/kW]	[illegible]÷75	75÷100	100÷1[illegible]	100
Nr.centralelor aeroelectrice		5	3	9	4
[%]		24%	14%	43%	19%

Centralele electrice de vînt cu ax orizontal cunoscute din literatura de specialitate, prezintă o mare diversitate din punctul de vedere al mărimilor de calcul şi al datelor constructive. Sistematizarea datelor şi studiul statistic prezentat tabelar oferă o privire generală a evoluţiei problemei şi permite alegerea şi compararea mărimilor de calcul în cursul proiectării.

1.2.1.10. Concluzii

Datele prezentate în literatura de specialitate trebuie privite ca fiind orientative. Această rezervă în privinţa datelor se bazează pe precizarea insuficientă a definirii mărimilor de calcul în condiţiile de variaţie aleatoare a vîntului şi a lipsei din literatură a unor date necesare pentru determinarea acestor mărimi, după [2] şi [illegible].

Ţinînd seama de importanţa deosebită a rotorului centralei aeroelectrice în capitolele următoare se prezintă detaliat date referitoare la construirea, calculul şi încercarea paletelor metalice pentru aerogeneratoare cu ax orizontal.

Şi aici datele din literatura de specialitate lipsesc aproape cu desăvîrşire. Datele găsite în literatura sînt sumare şi adesea nu se referă la calculul şi realizarea structurilor paletelor. [illegible] din[2] şi [25] sînt prezentate cu caracter [illegible] [illegible] [illegible]

CAP.2. ACTIUNI, GRUPARI DE ACTIUNI SI MATERIALE AVUTE IN VEDERE LA STUDIUL PALETELOR.

2.1. Generalităţi

Acţiunile ce apar asupra turbinelor de vînt, depind în primul rînd de datele aeroenergetice ale amplasamentului, caracterizate prin raportul dintre viteza de instalare (v_i) şi viteza medie multianuală a amplasamentului (v_m) considerate la o altitudine standard (10 m) sau la altitudinea axei turbinei (H).

Viteza vîntului la care se realizează puterea maximă (de instalare) a agregatelor este o mărime importantă de care depinde dimensiunea turbinei şi costul agregatului [34].

Caracteristicile aeroenergetice ale amplasam. TIMISOARA pentru agregatele AAETO - L1/30 kW şi EOL-TIM 1/30 kW) şi SEMENIC (pentru agregatele EOL-TIM 3 sau MD 2/300 kW sînt prezentate pe larg în [2, 35] şi au servit la stabilirea datelor energetice ale agregatelor, după teoriile dezvoltate în [34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42].

Pentru exemplificare, caracteristicile aeroenergetice ale amplasamentului Semenic la cota axei turbinei (30 m) convenite ca date de calcul pentru agregatul MD 2/300 kW sînt:

- Viteza medie a vîntului $v_m = 8$ m/s
- Viteza maximă a vîntului la un an $v_{M(1\,an)} = 50$ m/s
- Viteza maximă a vîntului la 10 ani $v_{M(10\,ani)} = 64$ m/s
- Viteza maximă a vîntului la 100 ani $v_{M(100\,ani)} = 80$ m/s
- Densitatea de calcul a aerului $\rho_o = 1,2$ Kg/ m^3

Obs. Orientativ orele de funcţionare în diferite intervale de viteze sînt:

- în intervalul 8...25 m/s circa 3800 ore/an
- în intervalul 25...35 m/s circa 20 ore/an

Datele energetice ale agregatelor AAETO - L 1/30 kW şi EOL-TIM 1/30 kW, amplasate la Timişoara sînt:

- Diametrul rotorului (D) D = 10 m
- Putere instalată la arborele turbinei (v_i = [illegible],57 m/s). 19,82 kW
- Puterea brută absorbită de paletaj (în regim de durată) 23,32 kW
- Puterea excepţională (pe durata rafalei) 34 kW
- Turaţia nominală (n) (128 ± 19) rot/min

- Viteza vîntului (maximă de exploatare)* 2o m/s (28 m/s)
- Sens de rotaţie dreapta
- Număr de palete 3 buc (2 buc)

Pentru agregatele EOL-TIM 3/3oo kW sau MD 2/3oo kW amplasate pe Semenic datele energetice sînt:

- Diametrul rotorului (D) $D = 3o$ m
- Puterea de instalare la arbore(v_i=13,5m/s) 35o kW
- Puterea brută absorbită de paletaj (3 palete) (în regim de durată) 41o kW
- Puterea excepţională (pe durata unei rafale 6oo kW
- Turaţia nominală (5o$\pm$ 7,5)rot/min
- Viteza nominală a vîntului 12,3 m/s
- Viteza vîntului (maximă de exploatare)** 32,o m/s
- Sens de rotaţie dreapta
- Număr de palete 3 buc

Alegerea tipului de turbină implică forma curbei caracteristice, valoarea maximă a coeficientului de putere şi dimensiunile paletei (geometria paletei) la o putere dată. Tipul de paletă este determinat de viteza de instalare şi turaţia turbinei. Numărul caracteristic (λ) utilizat în domeniul turbinelor de vînt pentru caracterizarea tipului de turbină, este un raport între viteza periferică a capătului paletei şi viteza de calcul a vîntului (v_N), numită viteză nominală.

$$v_R = \omega \cdot R \qquad (2.1)$$

unde: R este raza extremităţii paletei

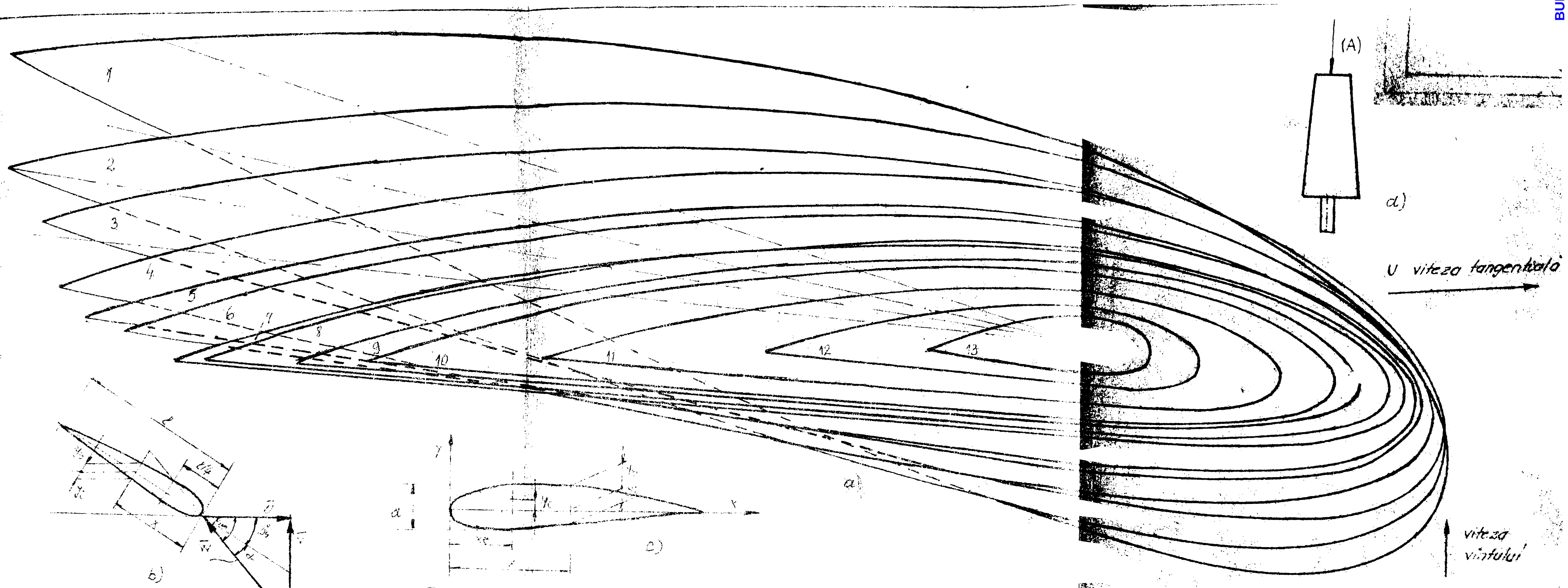
ω este viteza unghiulară a paletei

$$\lambda_R = \frac{v_R}{v_N} \qquad (2.2)$$

Numărul caracteristic (λ) este o formă particulară a funcţiei caracteristice utilizată în domeniul maşinilor hidraulice şi este prezentat pe larg în [34, 35] ÷ [42]

---

* La viteza vîntului de 2o m/s (28 m/s) paleta se pune în drapel
**La viteza vîntului de 32 m/s paleta se aşează în drapel liber



Sectiunea	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
r/R	0,25	0,3125	0,375	0,4375	0,50	0,5625	0,625	0,6875	0,75	0,8125	0,875	0,9375	1,00
Rm	1,25	1,5625	1,875	2,1875	2,50	2,8125	3,125	3,4375	3,75	4,0676	4,375	4,6875	5,00
Profil NACA	4424	4424	4421	4421	4418	4418	4415	4415	4415	4415	4415	4412	4424
β_s°	18,35	12,77	9,10	6,27	4,60	3,16	2,22	1,875	1,875	1,875	1,875	1,875	1,875
l mm	840	817	793	770	747	723	687	663	596	540	410	244	0
l/4 mm	210	204	198	192,5	186,6	180,8	171,7	165,7	149	135	102,5	61	0
α°	5,5835	5,7388	5,4246	6,8069	6,8158	7,1393	7,0945	6,6343	[illegible]	5,3848	4,8921	4,4645	4,0898

Sectiuni	Nr. crt.		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1 (butuc)	r=1,25m	X	0	4,452	12,902	31,71	51,685	72,352	114,861	158,407	202,532	246,968	[illegible]	[illegible]	[illegible]	592,[illegible]	675,897	758,688	835,[illegible]	840,0	
	x_c=210mm	Y_s	0	33,297	47,241	66,712	81,068	92,500	109,578	121,094	128,410	132,199	[illegible]	121,[illegible]	106,[illegible]	86,620	62,55[illegible]	34,431	[illegible]	0	
	y_c=29,5 mm	X	0	16,546	29,097	52,29	74,314	95,667	137,138	177,592	217,467	257,031	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	753,312	[illegible]	840,0	
		Y_i	0	29,164	39,110	50,954	58,220	63,100	68,619	70,694	[illegible]	69,199	63,850	56,263	[illegible]	36,220	25,[illegible]	13,902	8,091	0	
2	r=1,5625m	X	0	4,321	12,542	30,826	50,245	70,517	116,661	153,994	196,890	240,[illegible]	[illegible]	410,[illegible]	[illegible]	[illegible]	657,067	737,553	777,370	815,16	
	x_c=204,15 mm	Y_s	0	32,370	45,925	64,854	78,810	89,923	106,525	117,[illegible]	124,833	128,516	127,43[illegible]	112,124	[illegible]	[illegible]	60,812	33,472	18,291		
	y_c=28,6 mm	X	0	16,067	28,287	50,833	72,244	93,002	133,31[illegible]	172,[illegible]	211,409	249,[illegible]	[illegible]	406,[illegible]	[illegible]	567,643	649,490	732,[illegible]	774,169	816,60	
		Y_i	0	28,352	38,020	49,534	56,598	61,342	66,708	68,725	68,684	67,[illegible]	62,110	54,695	46,4[illegible]	35,21[illegible]	24,522	13,514	7,872	0	

FIG. 2.1.

Viteza nominală de calcul a turbinei este apropiată de viteza de instalare, dar mai mică decît ea, din cauza unor considerente de tip tehnologic. Alegerea vitezei

$$v_N \cong 0{,}9\ v_i \qquad (2.3)$$

periferice cu luarea în considerare a restricţiilor de rezistenţă mecanică se stabileşte în funcţie de criteriul de optim: minimalizarea masei şi optimizarea randamentelor.

Alegerea tipului de turbină [paletaj lent sau paletaj rapid: f(λ)] şi garantarea caracteristicilor ei sînt deosebit de importante în realizarea eficienţei economice a agregatului şi a centralei.

In [34] şi [35] sînt analizate pe larg aceste aspecte şi s-au stabilit pentru agregatele aeroelectrice menţionate şi avute în vedere tipul de paletaj şi geometria paletei.

Geometria paletei, pentru paleta aerogeneratorului AACTO -L 1/30 kW, cu diametrul de 10 m are caracteristica λ = 6,7 variantă SK 1 fig.2.1. Date referitoare la aerodinamica paletei şi calculul forţelor care o solicită sînt prezentate în [40],[41], [43],[44],[45] ... Pentru paleta aerogeneratorului EOL-TI 3/ kW sau ED 2/300 kW geometria paletei este prezentată în desenul din fig.2.2. Rotorul pentru acest aerogenerator are diametrul de 30 m şi caracteristica λ = 7. Cotele ce definesc profilele aerodinamice din fig. 2.1 şi fig.2.2 reprezintă cote de gabarit exterior pentru paletă şi deci întreaga structură de rezistenţă se dezvoltă în interior. Paleta are o zonă neprofilată în vecinătatea butucului utilizată pentru a îmbunătăţii rezistenţa produsului şi o zonă neprofilată la vîrful paletei, utilizată pentru îmbunătăţirea esteticii paletei.

Obs. Pentru agregatele menţionate, datele aerodinamice referitoare la geometria paletei şi forţele aerodinamice pe paletă au fost furnizate de către Catedra de Maşini Hidraulice a Facultăţii de Mecanică de la I.P. "Traian Vuia" din Timişoara.

Experienţa construcţiei de aeroagregate, cu puteri instalate mari, este încă foarte restrînsă, datele publicate în literatura de specialitate fiind şi ele ca atare, destul de puţine. Soluţiile tehnice folosite pentru structura de rezistenţă şi celelalte elemente constructive ale echipamentelor aeroenergetice ţin încă de domeniul inovaţiei şi nu se conturează linii directoare certe referitoare la alcătuirea şi calculul acestor elemente. Natura încărcărilor şi acţiunilor care solicită centralele aeroelectrice este insuficient cunoscută. In [illegible] în literatura de specialitate parcursă nu sînt prescripţii şi norme pentru stabilirea încărcărilor şi modului lor de grupare, ci doar recomandări sau reglementări interne ale firmelor producătoare [4, 43, 44, 45].

Cunoa[illegible] acţiunilor şi a efectului lor asupra centralelor aeroelectrice şi a elementelor lor componente este foarte importantă. [illegible] lor stabilire şi grupare depinde fiabilitatea agrega[illegible] şi a părţilor componente.

2.2. Acţiunile şi stabilirea efectului lor asupra paletelor

Acţiuni[illegible] pe paletă provin din masa paletei şi din [illegible] cările ext[illegible], încărcări tehnologice, zăpadă, [illegible], grindină, ghea[illegible] pe paletă, temperatură, presiune şi încărcări de avarie.

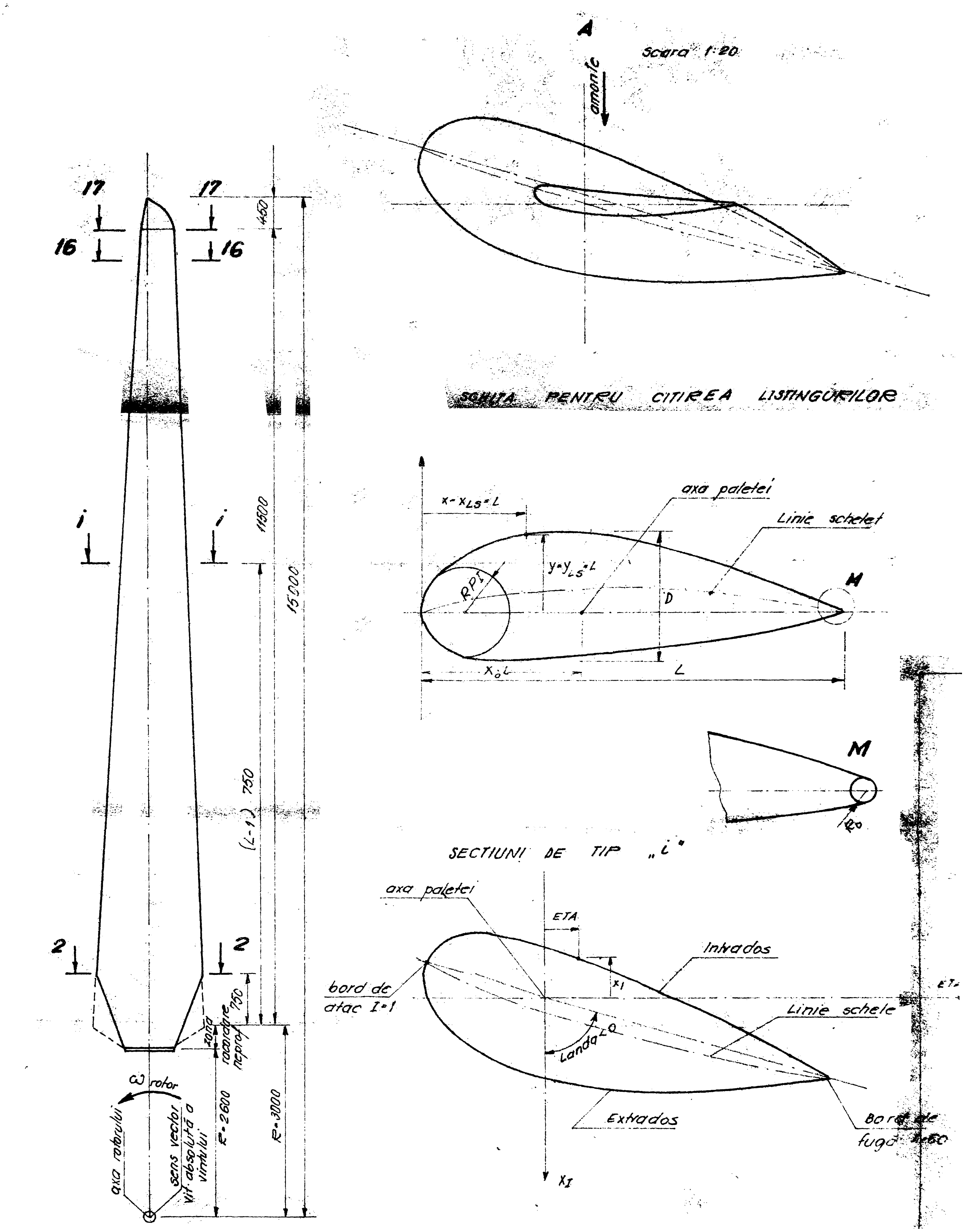
2.2.1. [illegible] din masa proprie

Acţiuni[illegible] din masa proprie [illegible] a elementelor componente ale [illegible] paletei [illegible] clasificate în trei categorii: acţiuni gravitaţionale, acţiuni centrifugale şi acţiuni [illegible]scopice. Pe paletă vom avea acţiuni pro[illegible] din greutatea proprie a paletei, acţiuni centrifugale distribuite în conformitate cu distribuţia maselor structurii de rezistenţă [illegible] paletei acţiuni giroscopice calcul[illegible] în funcţie de viteza unghiulară (ω) a rotor[illegible] şi viteza [illegible] (Ω) a casei maşinilor (viteza de orientare în vînt).

2.2.1.1. [illegible] gravitaţionale

Paletele rotoarelor aero[illegible]ratoarelor, aflate în continuă mişcare de rotaţie, fac ca încărcarea gravitaţională [illegible] din masa paletei să primească un caracter ciclic alternant simetric. Inc[illegible] gravitaţională ciclică trebuie luată în considerare la [illegible] oboselii în exploatare a paletei. Orice rotaţie completă a rotorului [illegible] într-o paletă un ciclu de încărcare complet, [illegible] prin: eforturi axiale de întindere şi compresiune, eforturi de încovoiere şi eforturi de tăiere alternante. Numărul de cicluri pentru o paletă de rotor a unei centrale aeroelectrice se poate determina cu relaţia

$$= 0{,}8 \cdot t_n \cdot 60 \cdot 24 \cdot 360 \cdot n_o \qquad (2.4)$$


A
Scara 1:20
amonte
SCHIȚA PENTRU CITIREA LISTINGURILOR
axa paletei
Linie schelet
x=x_LS·L
y=y_LS·L
RPI
D
M
x_0·L
L
SECTIUNI DE TIP „i"
axa paletei
ETA
Intrados
x_I
bord de atac I=1
Linie schelet
Landa_LO
Extrados
Bord de fugă
X_I
17
16
i
2
450
11500
15000
(L-1) 750
750
zona racordare neprof.
R=2600
R=3000
ω rotor
axa rotorului
sens vector vit absolută a vîntului

unde: o,8 - reprezintă coeficientul de fiabilitate

t_n - reprezintă turaţia nominală a turbinei (a rotorului) (rotaţii pe minut).

n_a - numărul de ani de funcţionare a paletei

De exemplu, pentru paleta rotorului aerogeneratorului AAETO-L 1/3o kW cu diametrul de 1o m, care are o turaţie nominală de (128 ± 19) rot/min la o durată de funcţionare de 1o ani numărul de cicluri de încărcare din acţiunea gravitaţională a masei este:

$$n_c = o,8.128.6o.24.36o.1o = 5,3.1o^8 \text{ cicluri}$$

iar la o durată de funcţionare de 3o ani (n_c) are valoarea:

$$n_c = o,8.128.6o.24.36o.3o = 1,6.1o^9 \text{ cicluri}$$

Avînd în vedere posibilitatea apariţiei fisurilor prin oboseală, pentru fiecare paletă, se stabileşte durata de exploatare în funcţie de materialul din care este alcătuită. In [42] se precizează că numărul maxim de cicluri pentru o paletă nu va depăşi valoarea de $9.1o^7$.

Pentru paleta aerogeneratorului EOL-TIM 3/3oo kW, cu diametrul de 3o m, care are o turaţie nominală de (5o ± 7,5) rot/min numărul de cicluri pentru o durată de exploatare de 1o ani este:

$$n_c = o,8.5o.6o.24.36o.1o = 2,07.1o^8 \text{ cicluri}$$

Masa aproximativă a unei palete depinde de materialul din care este confecţionată şi poate fi stabilită în baza unui calcul de predimensionare. Pentru paleta rotorului cu diametrul D = 1o m, realizată din oţel, masa stabilită la predimensionare este m ≤ 2oo kg, iar pentru paleta rotorului cu diametrul D= 3om, confecţionată tot din oţel, masa paletei, stabilită tot la predimensionare, este m ≤ 2ooo kg.

Relaţia de determinare a masei (m) este:

$$m = \int_V \rho . dV = \rho \int_0^{\ell}\int_{A(z)} dA.dz = \rho \sum_{i=1}^{n_{(z)}-1} A_{(z)} \cdot \frac{\ell}{n_{(z)}-1} = \sum_{i=1}^{n_z-1} .m_i \qquad (2.5)$$

unde:

ρ - este densitatea materialului din care este confecţionată paleta

$A_{(z)}$ - este aria secţiunii transversale a paletei din secţiunea (z) corespunzătoare celor $n_{(z)}$ secţiuni definite în lungul paletei. In aria $A_{(z)}$ intră aria tuturor secţiunilor transversale a elementelor ce compun paleta în secțiunea respectivă.

ℓ - este lungimea totală a paletei

$n_{(z)}-1$ - reprezintă numărul tronsoanelor din paletă de arie cunoscută și constantă pe lungimea unui tronson ($\frac{\ell}{n_{(z)}-1}$)

m_i - este masa tronsonului (i) din paletă.

Iar greutatea paletei (q) rezultă dintr-o relație similară

$$q = m.g = \rho.g\int_0^{\ell}\int_{A(z)} dA.dz = \rho.g\sum_{i=1}^{n_{(z)}-1} A_{(z)}.\frac{\ell}{n_{(z)}-1} = g\sum_{i=1}^{n_{(z)}-1} .m_i \qquad (2.6)$$

unde: g - este accelerația gravitației.

In[42] ... arată că masa aproximativă a unei palete cu raza de 40 m variază între ... ÷ 20000 kg și depinde de tipul materialelor folosite pentru construcția ei.

2.2.1.2. Forțe centrifugale

Forțele centrifuge care acționează la nivelul rotorului turbinei eoliene tind să desprindă paletele din axa (butucul) rotorului. Forța centrifugă care ia naștere ... paletă, în timpul funcționării, datorită mișcării de rotație a rotorului cu viteza unghiulară (ω) este dată de relația 2.7.

$$F = 4\pi^2.m.r.f^2 = m.r.\omega^2 \qquad (2.7)$$

unde:

f - este frecvența de rotație în [1/s] $= \frac{\omega}{2\pi}$

m - este masa paletei în [kg]

r - raza de la axa de rotație(z) până în centrul de greutate al paletei.

De exemplu, pentru un rotor cu diametrul de 30[m]

- masa unei palete este $m \cong (1,5 \div 2,0).10^3$ [kg]
- raza pînă la centrul masei $r_G = 0,35.15 = 5,25$[m]

[Centrul de greutate al paletei este (de obicei) cuprins între 30% și 40% din raza rotorului].

frecvența f = 50 rot/minut : 60 = 0,834[rot/s]

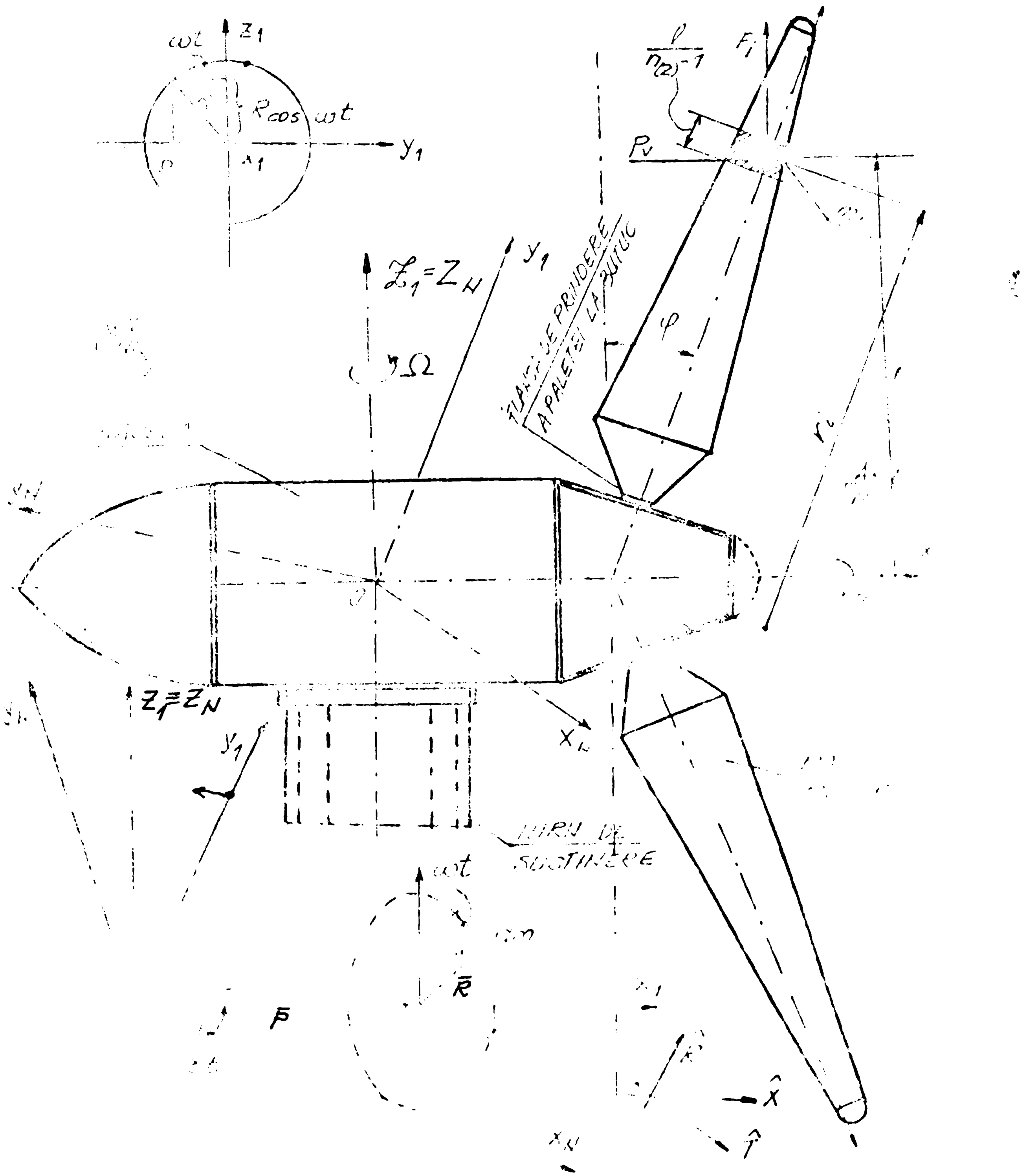
rezultă:

F = (216133,5 ÷ 288... ,2)[N]

Pentru paletele care prezintă înclinaţie faţa de planul de rotaţie al rotorului (fig.2.3) forţa centrifugă dată de masa (m_i) este:

$$F_i = m_i \cdot r_i \cdot \cos\varphi \cdot \omega^2 \qquad (2.8)$$

unde: φ - este unghiul de conicitate al rotorului



Forța de inerție produce în paletă un moment de încovoiere (pentru o centrală eoliană cu rotorul în aval de sens contrar cu momentul produs de presiunea vîntului).

$$M_{F_i} = (m_i \cdot \omega^2 \cdot r_i \cdot \cos\varphi) \cdot r_i \cdot \sin\varphi = m_i \cdot r_i^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin\varphi \cos\varphi \qquad (2.9)$$

Pentru centralele eoliene cu rotorul în amonte, momentul dat de forța de inerție **este tot de sens contrar cu cel dat de presiunea vîntului**

2.2.1.3. Acțiuni giroscopice

Acțiunile giroscopice care apar asupra unei instalații eoliene în funcțiune pot fi grupate în două categorii: acțiuni cauzate de mișcarea de rotație a nacelei în jurul axei proprii ($\bar\Omega$), și acțiuni cauzate de mișcarea de rotație a pămîntului (Ω_p) care poate fi neglijată, deoarece viteza unghiulară de rotație a pămîntului (Ω_p [illegible] $10^{-4} s^{-1}$) este mult mai mică decît viteza unghiulară de rotație a nacelei ($\bar\Omega \cong 10^{-2} \cdot s^{-1}$). In aceste cazuri acțiunile pe palete trebuie exprimate convenabil, ținînd seama de o rotație [illegible] a rotorului în jurul axului său de rotație.

Rotorul unei instalații eoliene în funcțiune este solicitat de forțe giroscopice dacă nacela se orientează simultan în direcția vîntului. In cazul unui rotor cu două palete forțele giroscopice variază sinusoidal pentru fiecare jumătate de rotație a paletelor.

In continuare, se ilustrează caracteristicile încărcărilor induse din efectul giroscopic de rotație a nacelei pentru orientare în vînt. Rotorul este considerat rigid și în centrul rulmenților de fixare a axului, este considerat punctul fix al sistemului. Analiza acțiunilor giroscopice este considerată ca o aplicație a transformărilor de coordonate din sistemul fix (N) în sistemul rotit (1). Originea sistemului rotit (1) fiind identică cu originea sistemului fix.

Accelerația în sistemul inerțial fix trebuie exprimată în funcție de cea din sistemul rotit după următoarea expresie:

$$\left(\frac{\partial^2 \bar r}{\partial t^2}\right)_{(N)} = \left(\frac{\partial^2 \bar r}{\partial t^2}\right)_{(1)} + \left(\frac{\partial \bar\Omega}{\partial t}\right)_{(1)} \times \bar r + 2\bar\Omega \times \left(\frac{\partial \bar r}{\partial t}\right)_{(1)} + \bar\Omega \times (\bar\Omega \times \bar r) \qquad (2.10)$$

unde:

$\bar{r}$ - este vectorul de poziţie pentru mişcarea de accelera-ţie a particulei (dm).

$\bar{\Omega}$ - este viteza unghiulară a sistemului de rotaţie faţă de sistemul fix.

Coordonatele sistemului de axe sînt definite în (fig.2.3)

unde:

Ωt - caracterizează mişcarea giroscopică a nacelei

ωt - caracterizează mişcarea de rotaţie a rotorului

R - este distanţa de la axul de rotaţie al rotorului pînă la particula de masă (dm).

P - este distanţa de la axul de rotaţie al nacelei la planul de rotaţie al rotorului care este perpendicular pe axa de rotaţie 1.

$\hat{\lambda}$ - este vectorul unitar paralel cu axa de rotaţie a rotorului $\left[\hat{\lambda} = (1,0,0)\right]$

$\hat{R}$ - este vectorul unitar paralel cu planul de rotaţie al rotorului $\left[\hat{R} = (0, -\sin\omega t, \cos\omega t)\right.$

$\hat{T} = \hat{\lambda} \times \hat{R} = (0, -\cos\omega t, -\sin\omega t)$

$\bar{r}$ - este vectorul de poziţie şi are expresia:

$\bar{r} = \bar{P}+\bar{R}$; unde $\bar{P} = (P,0,0)$ şi $R = (0, -R\sin\omega t, R\cos\omega t)$;

deci $\bar{r} = (P, -R\sin\omega t, R\cos\omega t)$

Cu aceste date se pot calcula termenii din ecuaţia (2.1o)

Primul termen este:

$$\left(\frac{\partial \bar{r}}{\partial t}\right)_{(1)} = (0, -R\omega\cos\omega t, -R\omega\sin\omega t)$$

$$\left(\frac{\partial^2 r}{\partial t^2}\right)_{(1)} = (0, R\omega^2\sin\omega t, -R\omega^2\cos\omega t)$$

. Al doilea termen are forma:

$$\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial t} = (0,0,\dot{\Omega})$$

$$\left(\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial t}\right)_{(1)} \times \bar{r} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & \dot{\Omega} \\ P, & -R\sin\omega t & R\cos\omega t \end{vmatrix} = (R\dot{\Omega}\sin\omega t, P\dot{\Omega}, 0)$$

[illegible] ecuaţiei (2.1o) devine:

$$2\bar{\Omega}\times\left(\frac{\partial \bar{r}}{\partial t}\right)_1 = 2\begin{vmatrix} i & j & k \\ o & o & \Omega \\ o, & -R\cos\omega t, & -R\sin\omega t \end{vmatrix} = (2R\Omega\omega\cos\omega t, o, o)$$

• și ultimul termen este:

$$\bar{\Omega}\times\bar{r} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ o & o & \Omega \\ P, & -R\sin\omega t, & R\cos\omega t \end{vmatrix} = (R\Omega\sin\omega t, P\Omega, o)$$

$$\bar{\Omega}\times(\bar{\Omega}\times r) = \begin{vmatrix} i & j & k \\ o & o & \Omega \\ R\Omega\sin\omega t, & P\Omega, & o \end{vmatrix} = (-P\Omega^2, R\Omega^2\sin\omega t, o)$$

rezultă:

$$\frac{d\bar{F}}{dm} = \left(\frac{\partial^2 r}{\partial t^2}\right)_{(N)} = \begin{pmatrix} -P\Omega^2 + 2R\Omega\omega\cos\omega t + R\dot{\Omega}\sin\omega t \\ R\Omega^2\sin\omega t + R\omega^2\sin\omega t + P\dot{\Omega} \\ -R\omega^2\cos\omega t \end{pmatrix} \tag{2.11}$$

unde: $d\bar{F}$ - este forța ce acționează asupra elementului diferențial de masă (dm) din paletă

Pentru cazul în care viteza unghiulară (Ω) este constantă (adică $\dot{\Omega} = o$) avem:

$$\frac{d\bar{F}}{dm} = \begin{pmatrix} -P\Omega^2 + 2R\Omega\omega\cos\omega t \\ R(\Omega^2+\omega^2)\sin\omega t \\ -\omega^2 R\cos\omega t \end{pmatrix} \tag{2.12}$$

Pe baza celor de mai sus încărcarea pe palete și în flanșa din butucul rotorului exprimată în sistemul de axe rotit (x_1o, y_1, z_1) prin vectorii de forțe ($\hat{X},\hat{R},\hat{T}$), ($\hat{T}=\hat{X}.\hat{R}$) are următoarele componente:

• componenta din planul de rotație al rotorului care-i accelerează sau încetinește mișcarea;

$$\frac{dF_{(T)}}{dm} = \frac{d\vec{F}}{dm} \cdot \hat{T} = -\frac{R}{2}\Omega^2 \sin\omega t \qquad (2.13)$$

• componenta radială din planul de rotaţie al rotorului

$$\frac{dF_{(R)}}{dm} = \frac{d\vec{F}}{dm} \cdot \hat{R} = -R(\omega^2+\Omega^2 \sin^2\omega t) \qquad (2.14)$$

• componenta după axa (x_1) normală la planul de rotaţie al rotorului.

$$\frac{dF_{x_1}}{dm} = \frac{d\vec{F}}{dm} \cdot \hat{X} = -P\Omega^2+2R\,\Omega\omega\cos\omega t \qquad (2.15)$$

Aportul elementului de masă (dm) la momentele încovoietoare din paletă şi din flanşa de fixare la butuc a acesteia se obţine din relaţiile (2.13) şi (2.15) multiplicate cu raza R:

• momentul din componenta din planul de rotaţie al rotorului care-i accelerează sau încetineşte mişcarea este dirijat după vectorul ($\hat{X}$).

$$dM_{\hat{X}} = R\frac{dF_T}{dm} = -\frac{R^2}{2}\Omega^2 . \sin 2\omega t \qquad (2.16)$$

iar momentul în flanşa de fixare rezultă prin integrare

$$\int dM_{\hat{X}} = \int_0^R -\frac{R^2}{2}\Omega^2 \sin 2\omega t . dm$$

de unde:

$$M_{\hat{X}} = -\frac{I}{2}\Omega^2 \sin 2\omega t \qquad (2.17)$$

în relaţia (2.17)(I)este egal cu:

$$I = \int_0^R R^2 dm \qquad (2.18)$$

şi are forma momentului de inerţie faţă de axa de rotaţie(X_1)

• momentul din componenta perpendiculară pe planul de rotaţie al rotorului (adică paralela cu X_1) este:

$$dM_{\hat{T}} = R\frac{dF_x}{dm} = -RP\Omega^2 + 2R^2\Omega\omega\cos\omega t \qquad (2.19)$$

iar momentul din flanşa de fixare se obţine integrînd pe lungimea paletei:

$$\int dM_{\hat{T}} = \int_0^R (-RP\Omega^2 + 2R\,\Omega\omega\cos\omega t)dm \qquad (2.20)$$

de unde:

$$M_{\hat{T}} = -SP\Omega^2 + 2\,I\Omega\omega\cos\omega t \qquad (2.21)$$

în relația (2.21) S este egal cu:

$$S = \int_0^R R\,dm \qquad (2.22)$$

și are forma momentului static față de o axă $(\hat{T})$ din planul de rotație al rotorului.

Exemplu:

Pentru aerocentrala AAETO - L 1/30 kW avem următoarele date:

- P = 2,2 [m] - lungimea din axul de rotație al nacelei pînă la butucul rotorului(sau planul rotorului);
- m = 200 kg - masa paletei
- R_p = 3,75 [m] - lungimea efectivă a paletei pînă la butucul rotorului.
- $S = \int_0^{R_{p_o}} \cdot \rho\, R dR = \sum \rho \Delta m_i \cdot R_{p_i} = 0{,}35 \cdot R_{p_o} \cdot m =$

  $= 0{,}35 \cdot 3{,}75 \cdot 200 = 262{,}5\,[kgm]$

$$I = \int_0^{R_{p_o}} \cdot R^2\, dR = (0{,}35\, R_{p_o})^2 m = (0{,}35 \cdot 3{,}75)^2 \cdot 200 = 344{,}5\,[kg \cdot m^2]$$

$$\omega = 128 \cdot rot/min \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{128 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 30{,}4\ [s^{-1}]$$

$$\Omega = 1{,}05 \cdot 10^{-2}\ [s^{-1}]$$

Momentele la nivelul flanșei paletei (la fața butucului) sînt:

$$M_{\hat{T}} = -S \cdot P \cdot \Omega^2 + 2I\Omega\omega\cos\omega t = -262{,}5 \cdot 2{,}2 \cdot (0{,}0105)^2 \pm$$

$$2 \cdot 344{,}5 \cdot 0{,}0105 \cdot 13{,}4 = (-97{,}00 \div +96{,}87)\,[Nm]$$

$$-97{,}0 \leq M_{\hat{T}} \leq 96{,}87\ [N \cdot m]$$

$$M_{\hat{x}} = -\frac{I}{2}\Omega^2 \sin 2\omega t = -\frac{344{,}5}{2} \cdot (0{,}0105)^2 = -0{,}01899 \sin\omega t$$

$$0{,}01899 \leq M_{\hat{x}} \leq 0{,}01899\,[Nm]$$

Pentru agregatul MD 2/300 kW avem următoarele date:

- P = 3,20 [m] - lungimea din axul de rotație al nacelei pînă la planul de rotație al rotorului;
- m = 1500 [kg] -masa unei palete ;

R_{p_o} =12,400[m] - effectivă a
flanșa ei.

$$S = \int_{0}^{R_{p_o}} \rho R dR = (\quad p_o) \cdot 1500 = 6510 [\;]$$
$$I = \int_{0}^{R_{p_o}} \cdot R^2 dR = (0{,}35 R_{p_o})^2 \, 1500 = 28253 [kg \cdot m^2]$$
$$\omega = 50 \quad \cdot \frac{2\pi}{60} = 5{,}23 [s^{-1}]$$
$$\Omega = 1, \quad \cdot \quad ^{-2}$$

aceste momentul la ni

$$M_T^A = - \quad \Omega^2 \quad 2I\Omega\omega\cos\omega t = -6510 \cdot 3{,}2 \cdot$$
$$2 \cdot 28 \cdot 253 \cdot \quad 5 \cdot 5{,}23 \cdot \cos\omega t$$

$$-3105{,}3 < M_T^A < +3100{,}7 [Nm]$$

$$M_x^A = -\frac{I}{2}\Omega^2 \sin 2\omega t = -\frac{28.253}{2} \cdot 0{,}0105^2 \cdot \sin 2\omega t$$

$$-1{,}60 < M_x^A < +1{,}60 [N \cdot m]$$

Actiuni provenite din vînt

te din vînt asupra
orizontal im
aerodinamică pe modele în
acestor studii cercetări experimentale actiun
asupra paletelor aerogeneratoarelor cu ax orizont
și analitice și sub formă
caracteristicil
servesc verificările mec
ale ale paletelor fi redate
curbe ca în[40 41 43, 44, 46, 47] în funcție de
profile utilizate Pentru aerogeneratoarele AA
MD_2/300 Kw seria de profile utilizate face parte
NACA

In ceea ce privește evaluarea încărcarilor din vînt pe elementele unei centrale aeroelectrice și în special pe rotorul instalației nu există norme sau reglementări care să servească proiectantului.

...ntru evaluarea încărcări[illegible] ...t se poate folosi lucrare [illegible], publicată în Editura [illegible] ...reşti 1972 şi [5o] folo[illegible]i- ... pentru calculul construc[illegible] ...cum şi lucrările speciali- ...te [2, 35, 48].

Inexactitatea calculului [illegible] ...urilor din vînt provine fie din datele meteorologice [illegible] ...în regimul vînturilor şi [illegible] în timp, [illegible] de determinare a lui calcu- [illegible] acestei încărcări.

[illegible] aerodinamica [illegible] ...ibuţia presiunilor pe pro- fil depinde de unghi[illegible] (fig.2.1.b). In (fig.2.4), (fig.2.5) (fig.2.6) se [illegible] schematic distribuţia teoreti- că pe pro[illegible] a presiunilor [illegible] de caracteristicile de func- [illegible] diferite [illegible] unghiului de incidenţă (α).

FIG. 2.4.
Distribuţia presiunilor pe profil [illegible] unghiul de incidenţă α max

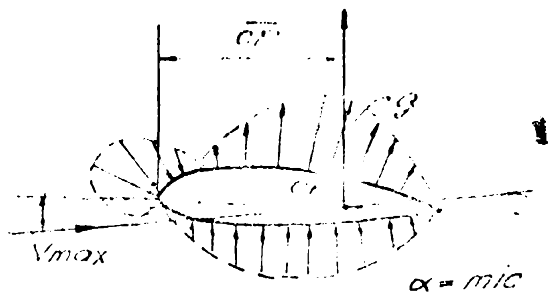


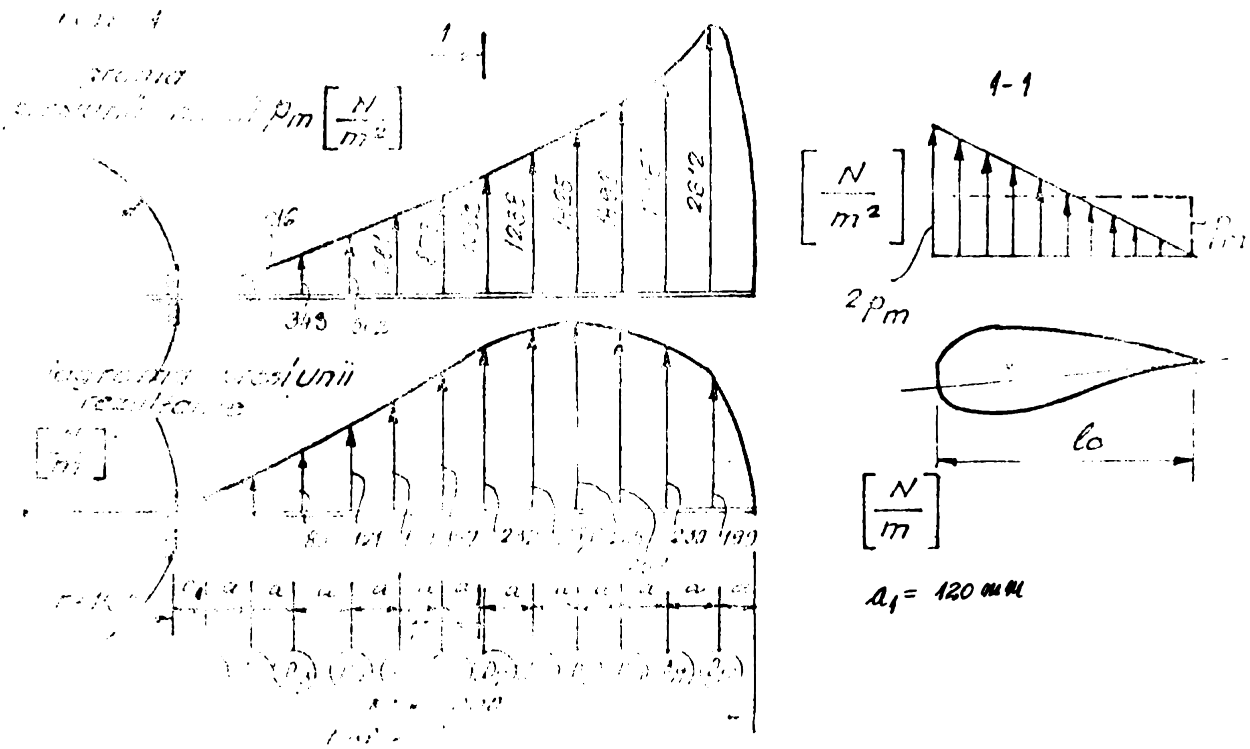
FIG. 2.5.
Distribuţia presiunilor pe profil [illegible] unghiul de incidenţă α minim

FIG. 2.6.
Distribuţia presiunilor pe profil [illegible] unghiul de incidenţă α me[illegible]

...ibuţiile teoretice prezen[illegible] figurile 2.4, 2.5 şi [illegible] corespund numai unei [illegible] transversale din [illegible] paletei, [illegible] figurile 2.1a şi 2.2 se observa că paletele aeros- ...toarelor cu ax orizontal ...int formate dintr-o [illegible] ...ofile dispuse după o lege [illegible] variaţie a grosimilor (ℓ) şi o altă lege [illegible] variaţie a unghiului (α) şi deci fiecare pro- [illegible] ...ni.

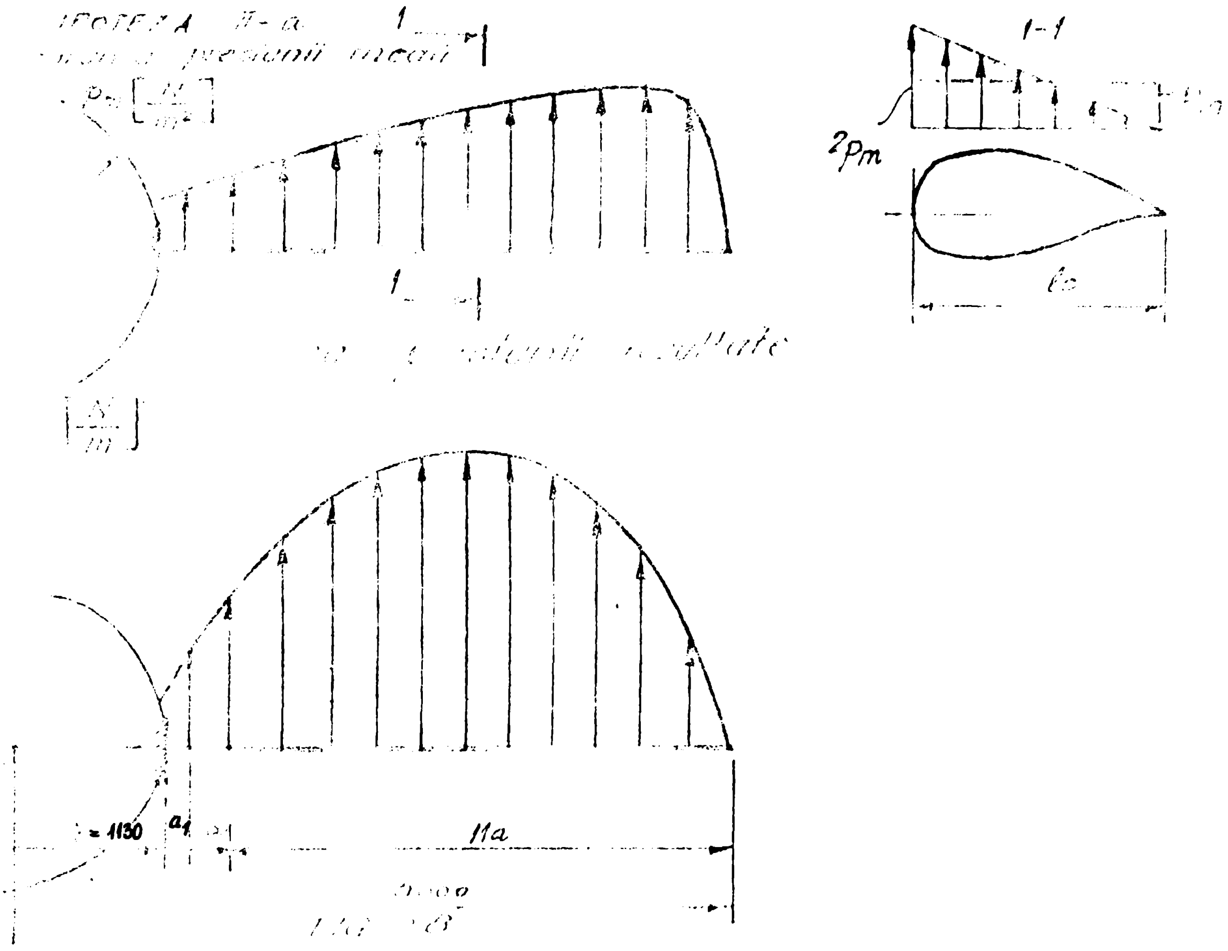
Analiz[illegible] ...ica a distribuţiei ...iunilor din vînt [illegible] ...mic al paletelor rotor-

...or aerogeneratoarelor AAETO $-L_1/3o$ kw şi $MD_2/3oo$ kw a constituit ...tul lucrărilor[44, 45, 46, 47, 43, 41 şi 40]. In cadrul a... lucrări sînt date valorile presiunilor care corespund (1÷60) ... de la (1-1oo) de puncte de-a lungul coardei ...ului şi respectiv de-a lungul coardei extradosului pro... Valorile sînt precizate pentru profilele transversale, ... lungul paletei, la intervale de 25o mm.
... presiunii în lungul paletei pentru intervale ... se acceptă ca fiind liniară.
Pentru paleta rotorului, aerogeneratorului AAETO-$L_1/3o$ ... de distribuţie a presiunii vîntului sînt prezen... în fig..., fig.2.8 şi fig.2.9, iar valorile presiunii me... sînt date în tabelul 2.1.



In ... 7 este prezentată diagrama presiunilor medii şi rezultante ... paleta rotorului aerogeneratorului AAETO- $L_1/3o$ kw, obţinută pentru viteze ale vîntului cuprinse între 6 şi ... m/s în regim de exploatare normal. Valorile prezentate sînt ... corespunzătoare regimului de exploatare normal.
... 2.8 ... prezentată diagramele presiunilor medii ... pe paleta rotorului aerogeneratorului AAETO -L_1

kW, obținute pentru viteze ale vîntului cuprinse între 28 și ... m/s în regim de funcționare accidentală. Valorile prezentate ... cele maxime corespunzătoare regimului de exploatare, cu pa... în poziție de funcționare, pe o durată de cîteva secunde.



In fig.2.9. este prezentată diagrama distribuției presiunilor pe aceeași paletă a aerogeneratorului AAETO-L_1/30 kW la viteze ale vîntului cuprinse între 28 și 100 m/s, în regim de staționare, cu paleta în drapel și același vînt cu direcție schimbată brusc și mecanismul de orientare în vînt a nacelei blocat.

In tabelul 2.1 sînt prezentate valorile presiunilor medii a presiunilor rezultante pentru cele trei cazuri reprezentate în figurile 2.7, 2.8 și 2.9.

Pentru paletele rotorului aerogeneratorului MD 2/300 kW diagramele de distribuție a presiunii vîntului sînt prezentate în fig.2.10 și tabelul 2.2.

Tabelul 2.1.

Valorile presiunii medii în lungul palei în [N/m²] a presiunii rezultante în [N/m]												
[illegible]	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9	D_{10}	D_{11}	D_{12}
[illegible]	60	216	343	[illegible]	681	873	[illegible]	1235	1425	1498	1735	[illegible]
[illegible]	871	1102	1292	[illegible]	[illegible]	[illegible]	1978	[illegible]	2100	2205	2311	2052
[illegible]	[illegible]	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000
[illegible]	8	55	85	121	159	197	233	256	265	252	230	193
[illegible]	14	281	320	[illegible]	395	417	[illegible]	419	301	372	296	[illegible]
[illegible]	525	1020	991	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]

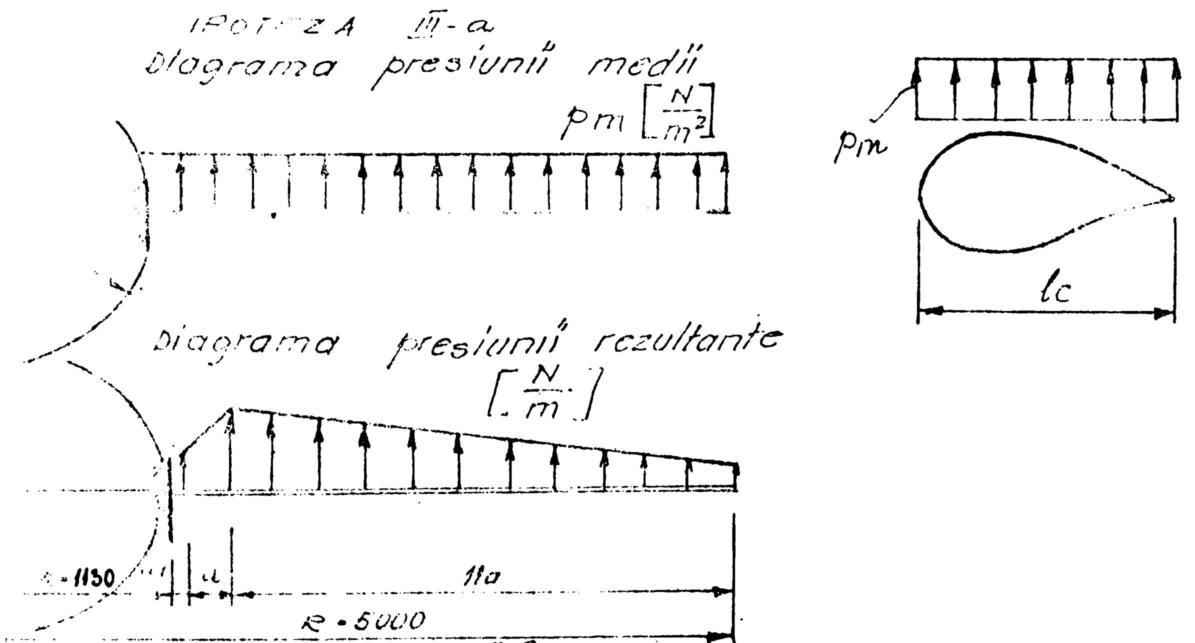


FIG. 2.9.

In figura 2.1o a este dată variaţia distribuţiei presiunii calculată numeric, în lungul coardei profilului, pentru paleta cu caracteristica $\lambda = 7$. Pe intradosul paletei avem presiunea ΔP_i iar pe extradosul paletei avem sucţiunea

ΔP_e şi care împreună ne dau acţiunea totală ΔP sau diagrama distribuţiei a presiunii vîntului.

$$\Delta P = \Delta P_i - \Delta P_e \qquad (2.23)$$

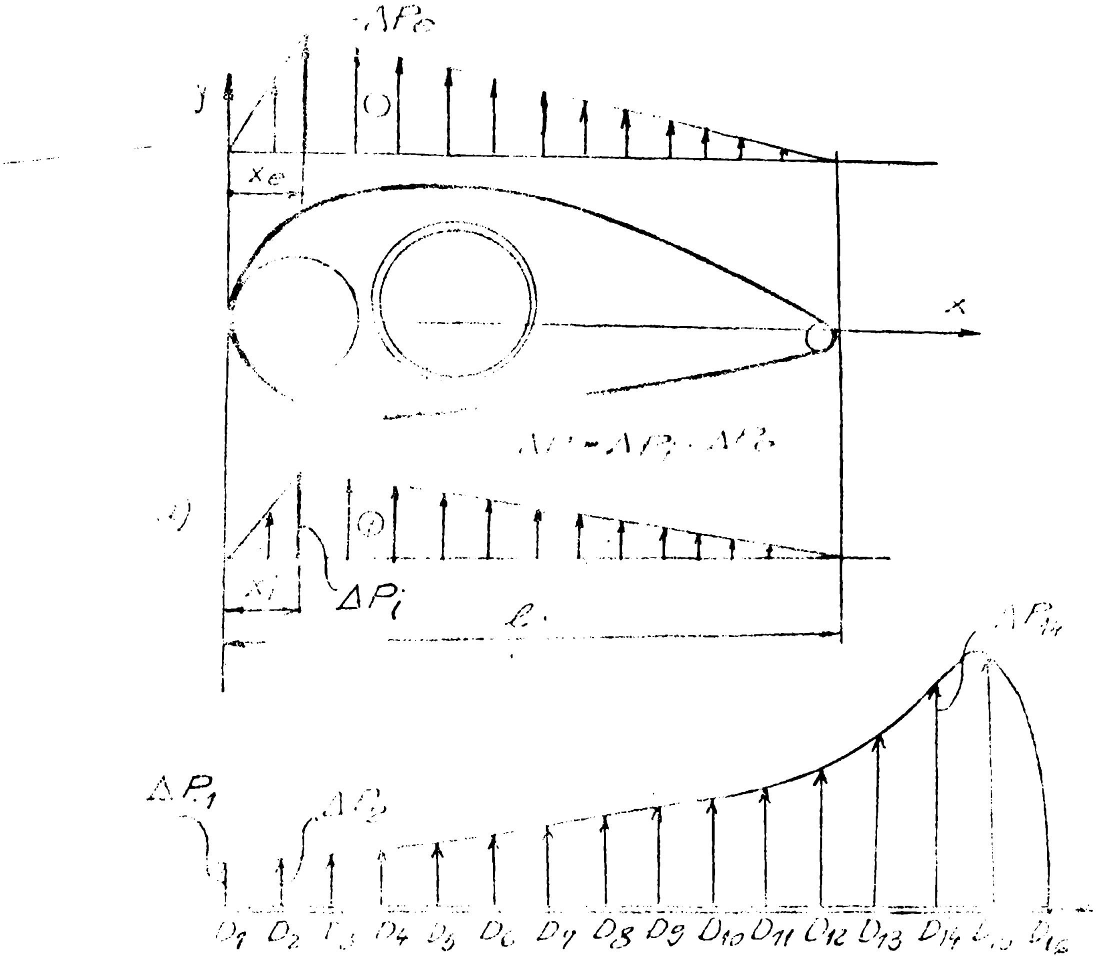


FIG. 2.10

Tabelul 2.[illegible]

[illegible]	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9	D_{10}	D_{11}	D_{12}	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	0,18249	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	0,2273[illegible]	0,22034	[illegible]	0,20333	0,20339	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	2223,3	2239,3	[illegible]	[illegible]		[illegible]	

In [illegible] alob este dată diagrama de distribuţie a presiunii [illegible] a generatorului cu ax [illegible] al corespunz[illegible] (D_1 [illegible] $D_{[illegible]}$) iar în tabelul [illegible] date valorile maxime ale acestor presiuni. Pentru calculul pracla distribuţia presiunii dintre două profile consecutive se consideră liniară.

2.2.2.1. Acţiuni provenite din vînt mediu

Acţiunile provenite din vînt mediu sînt presiunile ΔP_i şi ΔP_e calculate pentru o viteză a vîntului, cuprinsă între v_{min} = 4 m/s şi v_{max} = 32 m/s. Intre aceste limite, de la caz la caz, paleta va funcţiona la diverse valori ale vitezei (v). O anumită valoare a vitezei vîntului (v_i), cuprinsă între limitele de mai sus şi numită viteză de instalare este considerată ca viteză de funcţionare normală şi este luată în considerare la calculul valorilor şi distribuţiei presiunilor (ΔP_i, ΔP_e). Valoarea vitezei vîntului (v_i) corespunzătoare ... tip de agregat echipat cu o turbină cu ax orizontal, ... în cadrul datelor energetice ale agregatului. ... reprezintă viteza vîntului la nivelul axei rotorului şi la ... sînt calculate toate caracteristicile energetice ale ...tului.

Această valoare a vitezei vîntului (v_i) se stabileşte de proiectant pe baza unor studii şi a caracteristicilor aeroenergetice ale amplasamentului.

2.2.2.2. Acţiuni provenite din rafale de vînt

In baza datelor meteorologice, rafalele pot să apară la ... viteze ale vîntului şi ele determină o variaţie a presiunii vîntului în funcţie de înălţime şi în timp.fig.2.11 fig.2.11.

Valorile acestor fluctuaţii nu sînt suficient cunoscute şi nu se dispune de date statistice suficiente pentru determinarea intensităţii (amplitudinii) şi variaţiei lor în spaţiu. Aceasta se datoreşte şi faptului că datele meteorologice ... unei înălţimi de referinţă (h_{ref}= 10m) deasupra solului şi nu la înălţimea de instalare a axei rotorului.

Pentru cuprinderea în calcul a suprapresiunii aduse de ra...la aerodinamica paletelor rotoarelor aerocentralelor ... se adoptă nişte coeficienţi de majorare cuprinşi între (1,21÷ ÷ 1,74). Măsurători meteorologice în jurul cotei de instalare a axei rotorului pe o suprafaţă egală cu suprafaţa măturată de rotor şi prelucrarea statistică a acestor măsurători confirma sau infirma valoarea coeficienţilor de majorare acceptaţi. Obstacolele aflate în calea vîntului produc efecte secundare cum sînt vîrtejurile care la rîndul lor pot genera efecte dinamice în structura tuturor elementelor de rezistenţă a unui staţii eoliene şi îi poate periclita buna funcţionare. De exemplu, în timpul trecerii unei palete prin spatele turnului de susţinere a aerogeneratorului care este un obstacol, presiunea pe aceasta scade brusc, după care creşte din nou brusc la ieşirea din spatele turnului. Acest tip de încărcare se transmite asupra rotorului eolian ca o forţă perturbatoare cu variaţie bruscă în timp şi care se repetă la un interval de timp (T) dat (fig.2.13) corespunzător unei rotaţii complete.

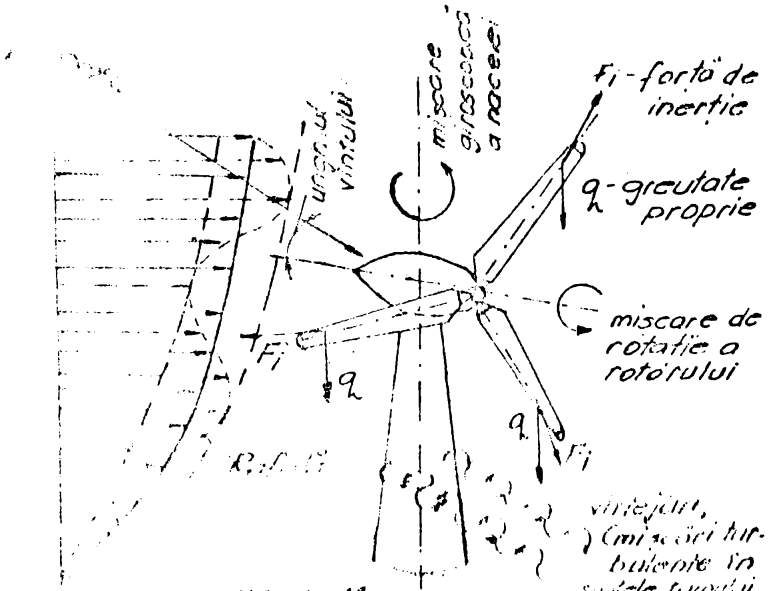


FIG. 2.11

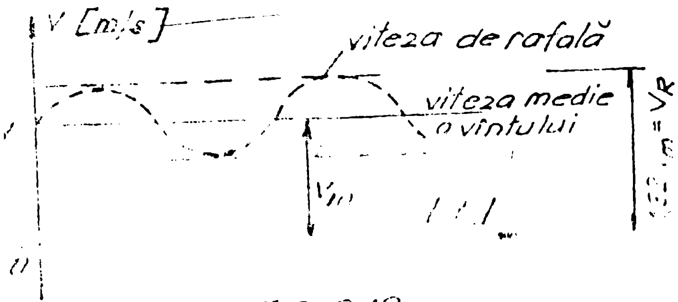


FIG. 2.12

2.2.2.3. Acţiuni provenite din vînt catastrofal

In această categorie intră vînturile a căror viteză depăşeşte viteza de exploatare normală ([illegible] m/s) în speţă, vînturile maxime cu o frecvenţă de apariţie de 1 (una) la un an, vînturile maxime cu o viteză de apariţie de 1(una) la zece ani şi cele cu o apariţie de 1(una) la 1oo ani.

Aceste acţiuni se exercită asupra rotorului numai în stare de staţionare: 1. paleta în poziţia de drapel şi 2) acţiune transversală pe paletă în caz de schimbare bruscă a direcţiei. Această ultimă acţiune este de o durată foarte scurtă. In aceste

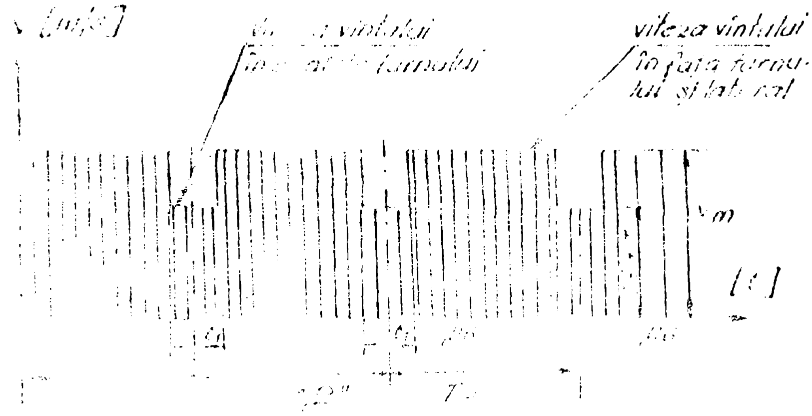


fig. 13

situaţii distribuţia presiunii pe paletă se consideră uniform repartizată pe toată suprafaţa bătută de vînt.

3. [illegible] venite din procese tehnologice [illegible]

[illegible] în timpul în care aerocentrala [illegible] producerea energiei electrice [illegible] procesele tehnologice de exploatare sînt [illegible] schimbări în modul de funcţionare, de schimbări ale [illegible], ale direcţiei vîntului, schimbări de [illegible] energiei electrice precum şi din [illegible] de funcţionare [illegible] instalaţiei.

Schimbări ale modului de funcţionare cauzează [illegible] ruperea paletei, [illegible] şi încărcările [illegible] din pornirea [illegible] oprirea [illegible] instalaţiei. [illegible] intensitatea forţelor care solicită paletele [illegible] dependente de [illegible] paletei, de numărul de turaţii pe care îl are în momentul respectiv şi de unghiul [illegible] in- care-l are în timpul rotaţiei respective. [illegible] de inerţie [illegible] forţări puternice care se suprapune peste presiunea [illegible] vîntului care este [illegible] funcţie de unghiul de [illegible] distribuţia presiunilor [illegible] funcţie de unghiul [illegible] o presiune de [illegible] şi este situată [illegible]

... Acţi... provenite din zăpadă, ploaie, grindină, ... şi gheaţă pe paletă.

Zăpada, ploaia şi grindina produc încărcări asupra paletelor de acelaşi tip cu încărcările din vînt. Grindina dă naştere ... paletele rotorului. Dacă învelitoarea paletelor ... din tablă foarte subţire, grindina ... deformaţii ... mice în învelitoare care să ducă la ... paletei. Particulele de ... şi eroziune asupra paletelor rotorului ...

... paletei ... şi la formarea de gheaţă ... ce provoacă distrugerea acestora.

... paletă împiedică ... poziţia centrelor ... echilibrul rotorului. In ... de chiciură ...

... rotorul ... egală cu 150 mm. ... vezi [..]. ... în vedere densitatea ... 900 kg/m^3. In ceia ce priveşte grosimea stratului ... pe exterior se acceptă ca fiind egală cu 50 mm pe toată suprafaţa paletei.

... este ... în toate ... în pale se prevăd ... de degivrare ... aero... ... 01/20 ...

... ce priveşte ... de ... asupra paletei este similara cu cea a vîntului şi este detaliată ... unor studii hidrod... ... vezi [42, ..., 46, 45, 47].

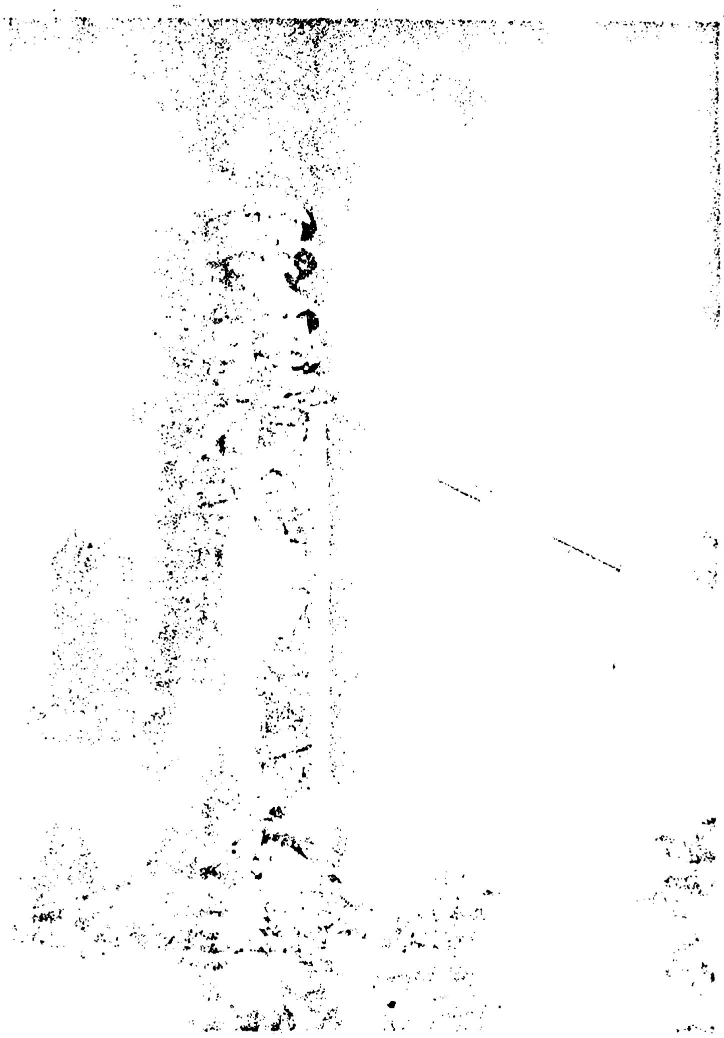


FIG 2.14.

Acţiunea de impact a grindinii se ia pentru învelişul exterior al paletei, considerînd gheaţa ca fiind sferică cu diametrul de 20 mm.

2.2.5. Acţiuni provenite din temperatură şi presiune.

Acţiunea temperaturii asupra paletei are efect numai prin modificarea densităţii aerului respectiv a presiunii vîntului. Variaţia densităţii (ρ) faţă de densitatea standard (ρ_{STAS}), cînd temperatura (T) şi presiunea atmosferică (P) variază şi ele faţă de valorile standard (T_{STAS} şi P_{STAS}), poate fi exprimată după relaţia.

$$\frac{\rho}{\rho_{STAS}} = \frac{T_{STAS}}{T} \cdot \frac{P}{P_{STAS}} \qquad (2.24)$$

unde: (P) variază între 720 şi 780 mmHg; iar (T) este egal cu $273^{o} + t^{o}$ (temperatura atmosferică (t^{o}) are valori cuprinse între $-35^{o}C$ şi $+40^{o}C$). Valoarea temperaturii standard este ($T_{STAS} = 288^{o}C$), iar a presiunii standard este ($P_{STAS} = 760$ mmHg).

2.2.6. Acţiuni de avarie.

Acţiunile de avarie apar asupra centralelor aeroelectrice în condiţii cu totul excepţionale şi nu intră în categoria acţiunilor de serviciu sau de exploatare. Aceste acţiuni sînt cauzate fie de explozie, fie de impactul sau conexiunea cu avioane, păsări sau alte obiecte şi vehicule zburătoare. De asemenea acţiunile de avarie pot să apară datorită unor surpări subterane sau a unor erori operaţionale foarte mari.

Dacă s-ar ţine seama de astfel de acţiuni la proiectarea paletelor pentru aerogeneratoare greutatea pe unitatea de produs ar creşte foarte mult. In proiectare se fac verificări la coleziune cu păsări de circa 4 kg, dar în această situaţie se admite un anume grad de avarie a paletei, după care rotorul intră în reparaţie capitală.

2.3. Grupări de acţiuni şi ipoteze de încărcare

La gruparea acţiunilor şi stabilirea ipotezelor de încărcare pe paletele aerogeneratorului cu ax orizontal se porneşte de la cazurile de încărcare din punct de vedere aerodinamic care sînt:

A. Pentru paleta TIP TVO-3o-7-3 a rotorului MD_2/3oo kW - Semenic.

a) - funcţionare normală (v_i= 12,3 m/s; n= 5o rot/min; $\Omega_{nacelă} = 1o,5 \cdot 1o^{-3}\ s^{-1}$ Distribuţia de presiuni în lungul corzii şi al razei

$\Delta P_{calcul} = 1,21\ \Delta P = 1,21\ (C_{PIN} - C_{PEX}) \left[\frac{N}{m^2}\right]$ (2.25) este dată în capitolul 4 şi în fig.2.1o şi tabelul 2.2 pentru fiecare secţiune transversală cunoscută din lungul paletei ($D_1 \div D_{16}$). In relaţia (2.25) 1,21 $C_{PIN} = \Delta P_i$ iar

1,21 $C_{PEX} = \Delta P_e$ (vezi relaţia (2.23). Valorile C_{PIN} şi C_{PEX} sînt furnizate de aerodinamician.

b) Funcţionare excepţională cu supraturare din rafală (puterea devine 1,7 P_{calcul}); turaţia n = 6o rot/min şi viteza de orientare: $\Omega_{nacelă} = 1o,5 \cdot 1o^{-3} \cdot s^{-1}$. Distribuţia presiunilor ca în ca şi în cazul (a) de încărcare; valorile fiind calculate după relaţia:

$$\Delta P = 1,74\ (C_{PIN} - C_{PEX}) \left[\frac{N}{m^2}\right] \qquad (2.26)$$

c) vînt transversal pe paletă, rotorul oprit n= o rot/min, viteza de orientare în vînt $\Omega_{nacelă} = 1o,5 \cdot 1o^{-3} \cdot s^{-1}$. Distribuţia presiunii se consideră uniform repartizată pe întreaga suprafaţă a paletei şi are valoarea:

$$\Delta P = 1470 \left[\frac{N}{m^2}\right] \tag{2.27}$$

d) paletă în drapel (fig.2.15) (vînt catastrofal v=8o m/s) rotor oprit n= o şi $\Omega_{nacelă}$ = o. Distribuţia de presiuni se consideră uniform repartizată pe întreaga suprafaţă a paletei şi are valoarea:

$$\Delta P = 3840 \left[\frac{N}{m^2}\right] \tag{2.28}$$

e) Verificarea paletei la o forţă centrifugă corespunzătoare lui $\omega = 2\omega_{nom}$ (n= 1oo rot/min) şi forţe aerodinamice nule.

B. Pentru paleta TIP TVO - 1o - 7 - 3.o/A a rotorului AAETO - L1/3o [kW] - Timişoara

a) funcţionare normală (v_1= 9,57 [m/s]; n= 128 rot/min; $\Omega_{nacelă}$= 1o,5 .10^{-3}.s^{-1})

Distribuţia presiunii în lungul corzii şi al razei.

$$\Delta P_{calc.} = 1{,}21 \Delta P = 1{,}21\ (C_{PIN} - C_{PEX}) \left[\frac{N}{m^2}\right] \tag{2.29}$$

Aceste valori sînt date şi în fig.2.7, fig.2.8, fig.2.9, respectiv tabelul 2.1 şi în capitolul 5 dar pentru paleta tip SK 1 a rotorului AAETO -L1/3o kW - Timişoara.

b) funcţionare excepţională cu supraturare din rafală (puterea devine 1,7 P_{calcul}); turaţia n= 153,6 [rot/min], iar viteza unghiulara de orientare $\Omega_{nacelă}$= 1o,5.10^{-3} [s^{-1}]. Distribuţia presiunilor se ia ca în cazul (a) de încărcare, valorile fiind calculate cu relaţia:

$$\Delta P = 1{,}74\ (C_{PIN} - C_{PEX}) \left[\frac{N}{m^2}\right] \tag{2.30}$$

c) vînt transversal pe paletă, rotorul oprit n=o rot/min, viteza de orientare $\Omega_{nacelă}$= 1o,5.10^{-3}.[s^{-1}]. Distribuţia se va lua uniform repartizată pe întreaga suprafaţă a paletei şi are valoarea:

$$\Delta P = 1080 \left[\frac{N}{m^2}\right] \tag{2.31}$$

(vezi şi fig.2.7 + fig.2.9 şi tabelul 2.1 pentru paleta SK1)

d) paletă în drapel (vînt catastrofal v= 4o [m/s]; rotor oprit n= 0 rot/min şi viteza de orientare în vînt

$\Omega_{nacelă}$ = 1o,5 . 10^{-3}.[s^{-1}]. Distribuţia de presiuni se va considera uniform repartizată pe întreaga suprafață a paletei și are valoarea

$$\Delta P = 1536 \left[\frac{N}{m^2}\right] \qquad (2.32)$$

respectiv (vînt centenar v = 63 [m/s] - pentru paleta SK 1)

$$\Delta P = 4000 \left[\frac{N}{m^2}\right] \qquad (2.33)$$

e) Verificarea paletei la o forță centrifugă corespunzătoare lui $\omega = 2\,\omega_{nom}$ (n = 256[rot/min)] și forțe aerodinamice nule.

Cazurile de încărcare aerodinamice au stat la baza întocmirii ipotezelor de încărcare pentru verificările de rezistență a paletelor. Aceste ipoteze de încărcare sînt:

IPOTEZA I FUNDAMENTALA, care cuprinde următoarele acțiuni:

1) acțiuni provenite din **masa** proprie din care rezultă:
- acțiuni gravitaționale ;
- acțiuni centrifugale ;
- acțiuni giroscopice ;

2) acțiuni provenite din vînt (încărcare aerodinamică cazul (a) adică:

a) - funcționare normală (v_i = 12,3[m/s];

n = 50[rot/min]; $\Omega_{nacelă} = 10{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot [s^{-1}]$;

$\Delta P_{calc} = 1{,}21\,\Delta P$ vezi relația (2.25) sau (2.29);

IPOTEZA II, care cuprinde următoarele acțiuni:

1) acțiuni provenite din **masa** proprie din care rezultă:
- acțiuni gravitaționale ;
- acțiuni centrifugale ;
- acțiuni giroscopice ;

2) acțiuni provenite din vînt (încărcare aerodinamică cazul (d) sau cazul (e) supraturare n= 100 [rot/min]).;

adică: d) paletă în drapel vînt catastrofal dar cu viteza ($v_{max} \leq v_{max\ anual}$) rotor oprit (n = 0) și ($\Omega_{nacelă}$=0) ;

sau:

e) Verificarea paletei la o forţă centrifugă corespunzătoare lui $\omega = 2\omega_{nom}$ (n = 1oo rot/min) şi forţe aerodinamice nule;

3) acţiuni provenite din zăpadă, ploaie, grindină, chiciură şi ghiaţă pe paletă, luate separat. Aceste ultime acţiuni se suprapun de la caz la caz peste acţiunea (1) şi (2) (cazul (d) de încărcare aerodinamică se ia la viteza $v_{max} \leq v_{max\ expl}$).

IPOTEZA III, în care se grupează următoarele acţiuni

1) acţiuni provenite din **masa** proprie din care rezultă:

- acţiuni gravitaţionale ;
- acţiuni centrifugale ;
- acţiuni giroscopice ;

2) acţiuni provenite din rafale de vînt (încărcarea aerodinamică cazul (b) sau cazul (c) sau cazul (d) cu $v_{max} \leq v_{max}$/ 1o ani adică: b) funcţionarea excepţională cu supraturare din rafală (puterea devine 1,7 P_{calcul}) turaţia n = 6o rot/min şi viteza de orientare $(\Omega_{nacelă} = 10{,}6 \cdot 10^{-3} s^{-1})$;

sau:

c) vînt transversal pe paletă, rotorul oprit (n=o) cu viteza de orientare în vînt $(\Omega_{nacelă} = 10{,}5 \cdot 10^{-3} s^{-1})$;

sau:

d) paletă în drapel (vînt catastrofal cu $v_{max} \leq v_{max}$ la 1o ani) rotor oprit (n=o) şi $(\Omega_{nacelă} = 0)$;

3) acţiuni provenite din zăpadă, ploaie, grindină, chiciură şi ghiaţă pe paletă luate separat. Aceste ultime acţiuni se suprapun de la caz la caz numai peste acţiunea (1) şi (2) cazul (c) sau cazul (d) de încărcare aerodinamică.

Tot în cazul IPOTEZEI III poate să fie grupate următoarele acţiuni:

1) acţiuni provenite din **masa** proprie din care rezultă:

- acţiuni gravitaţionale ;
- acţiuni centrifugale ;
- acţiuni giroscopice ;

2) acţiuni provenite din vînt (încărcarea aerodinamică cazul (a) sau (b));

adică: a) funcţionare normală (v_i = 12,3 m/s);

(n= 50 rot/min); (Ω_{nacela} = 10,5 . $10^{-3}s^{-1}$);

ΔP_{calc} = 1,21 P ;

sau; b) funcţionare excepţională cu supraturare din rafală (n = 60 rot/min şi Ω_{nacela} = $10,5.10^{-3}s^{-1}$)

3) Acţiuni provenite din procese tehnologice:

- frînare bruscă etc. luate separat.

IPOTEZA IV-a sau ipoteza de rupere care grupează următoarele acţiuni:

1)- acţiuni provenite din **masa** proprie din care rezultă:

- acţiuni gravitaţionale ;
- acţiuni centrifugale ;
- acţiuni giroscopice ;

2) acţiuni provenite din vînt sau rafale de vînt (încărcarea aerodinamică cazul (d) sau cazul (c)).

adică: c) vînt transversal pe paletă rotorul oprit (n= o rot/min), viteza de orientare în vînt ($\Omega_{nacelă}$= $10,5.10^{-3}s^{-1}$) viteza vîntului se ia ($v_{max} \leq v_{max}$ la 100 ani);

sau: d) paletă în drapel vînt catastrofal cu viteza ($v_{max} \leq$ $\leq v_{max}$ la 100 ani) rotor oprit (n=o) şi ($\Omega_{nacelă}$=o);

3) acţiuni provenite din zăpadă, ploaie, grindină, chiciură şi gheaţă pe paletă luate separat; aceste ultime acţiuni de la caz la caz se suprapun peste acţiunile (1) şi (2) .

Tot în cadrul IPOTEZEI IV pot fi grupate următoarele acţiuni

1) acţiuni provenite din **masa** proprie din care rezultă:

- acţiuni gravitaţionale ;
- acţiuni centrifugale ;
- acţiuni giroscopice ;

2) acţiuni provenite din vînt sau rafale de vînt (încărcarea aerodinamică cazul (d) sau cazul (c));

adică: c) vînt transversal pe paletă rotorul oprit (n= o rot/min), viteza de orientare în vînt.($\Omega_{nacelă}$=$10,5.10^{-3}s^{-1}$) viteza vîntului se ia($v_{max} \leq v_{max}$ la 100 ani);

sau: d) paletă în drapel vînt catastrofal cu viteza ($v_{max} \leq v_{max}$ la 1oo ani) rotor oprit (n=o) şi($\Omega_{nacelă}$=o);

3) acţiuni de avarie (coleziune cu păsări de circa 4 kg).

2.4. Materiale şi rezistenţe de calcul admise

Avînd în vedere caracterul alternant simetric al greutăţii proprii şi caracterul pulsator al acţiunii vîntului atît în acţiunea sa cu caracter permanent cît şi în acţiunea sa catastrofală, rezultă că majoritatea încărcărilor care solicită paleta au caracter dinamic. Deci paleta va fi supusă în exploatare la oboseală. Plecînd de la premizele de mai sus şi ţinînd seama de precizările lucrărilor [51] STAS R 8542-7o şi [42] pentru elementele paletelor s-au ales următoarele calităţi de materiale:

- Table din oţel OL 52-4 Kf - STAS 437-73; STAS 5oo/2-8o
- Ţevi din oţel fără sudură OLT 45 -STAS 8183-68; STAS 4o4/1,2-71 şi STAS 2881 - 74
- Table din oţel OL 37 - 3K -STAS 437-73; STAS 5oo/2-76
- Table din oţel pentru ambutizare STAS 9485-8o-A_3-OL 37-2,3K
- Table subţiri din oţel laminate la rece STAS 9624-8o- OL37-3K

- Elementele paletei aerogeneratorului MD_2/3oo kw s-a stabilit să se execute din aceste materiale.

- Flanşa de prindere la butucul rotorului OL 52-4 kf
- Axul (tronsonul I) oţel OL 52-4 kf
- Axul (tronsonul II ÷ IV) oţel OL 37-2K
- Diafragmele şi învelitoarea din oţel OL 37-3,

Elementele paletei aerogeneratorului AAETO-L_1/3o kw s-au executat din materialele de mai sus după cum urmează:

- Flanşa de prindere la butucul rotorului OL 52-4kf
- Axul din ţevi,în trepte,OLT 45
- Diafragmele, lonjeronii şi lisele din OL 37-2K
- Invelitoarea din tablă subţire OL 37-2K

Ca materiale de adaos s-au folosit sîrmă de oţel pentru sudare S 12 Mn 2 Si - Ø o,8 şi Ø 1,o şi electrozi E52.22.12/Bg22 în conformitate cu STAS 1126/8o şi STAS 724o -6o.

Pentru verificarea elementelor paletelor aerogeneratoarelor cu ax orizontal se folosesc normele interne și STAS 1911/75 unde valorile rezistențelor admisibile sînt funcție de marca oțelului, geometria elementului, natura eforturilor unitare (σ) sau (τ), și valoarea coeficientului de asimetrie al ciclului exprimată prin raportul:

$$R_{(\sigma)} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad \text{sau} \quad R_{(\tau)} = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} \qquad (2.34 \div 2.35)$$

unde (σ_{min}) și (τ_{min}), respectiv (σ_{max}) și (τ_{max}) reprezintă eforturile unitare minime și respectiv maxime, în valoare absolută din punctul în care se face verificarea.

- Rezistențele admise se iau după cum urmează:

pentru ipoteza I (σ_a = 16oo daN/cm^2 iar τ_a = 86o daN/cm^2)

pentru ipoteza II (σ_a = 18oo daN/cm^2 (2ooo daN/cm^2) iar

τ_a = 1o8o daN/cm^2 (12oo daN/cm^2)

pentru ipoteza III σ_a = 21oo daN/cm^2 (23oo daN/cm^2) iar

τ_a =125o daN/cm^2 (138o daN/cm^2)

pentru ipoteza IV (σ_a = 24oo daN/cm^2(<37oo daN/cm^2) iar

τ_a = 144o daN/cm^2 (< 222o daN/cm^2)

Obs. Verificarea la oboseală se face numai pentru încărcările din ipoteza întîia FUNDAMENTALA, ipoteza II și a III-a de exploatare normală.

2.5. Concluzii

Din analiza fiecărui tip de încărcare luată în discuție se desprind următoarele concluzii:

Incărcarea provenită din mișcarea de rotație caracterizată prin forța de inerție F_i și momentul de inerție M_{F_i} pentru o perioadă de funcționare normală este constantă Fig.2.15. Privită însă ca încărcare pe toată durata vieții agregatului ea este o încărcare pulsatorie.

2. Incărcarea provenită din greutatea proprie a paletei caracterizată prin forța axială N și momentul încovoietor M este o încărcare alternant simetrică cu perioada 6o/n fig.2.16 și fig.2.17.

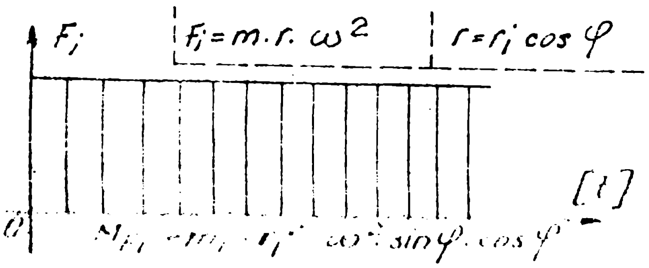


FIG. 2.15.

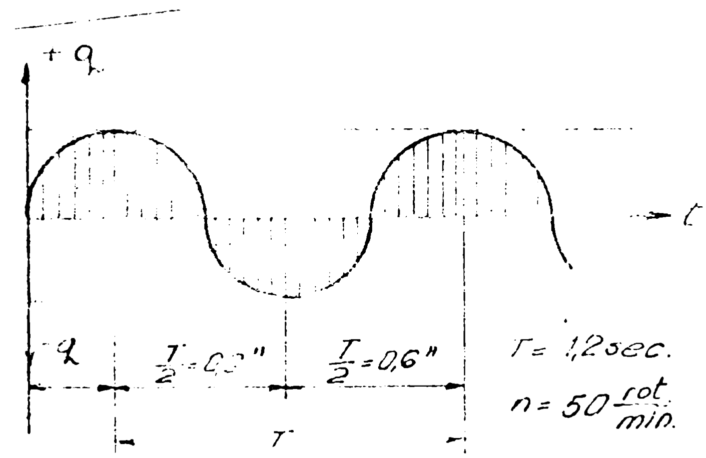


FIG 2.16

3. Incărcarea din vînt ... funcţionare normală cu rafale este o încărcare pulsatorie fig.2.18 ... perioadă ... rafalei.

4. Dacă se ţine ... care, de exemplu ... de ... ceare, încărcarea ... vînt la func... ... lă cu sup... falţă cu ... în forţe de iner... ... caracterul ... ipoteză ... Din ana... secţiunii ... spune că ... nu ... încărcarea din vînt şi ... [..]. ... cîmpului de investi... sens ... aeroelectrice de la- ... şi ar ajut... ... fig.2.18 ... aeroelectrică de lab... kW.

... efectul ... vînt în paletele este ... prin ... fig. 2.17, ... şi ... atunci cînd ... prin ... relativ mai ... sînt ...

7. ... încercărilor ... din ...

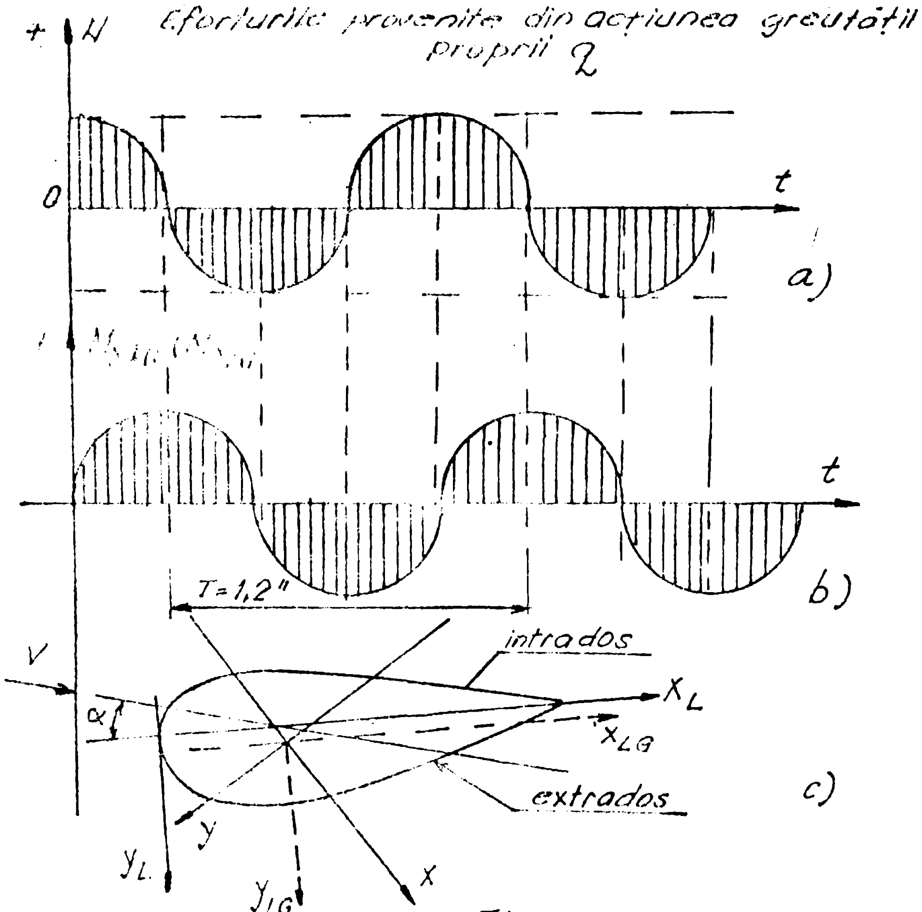


FIG. 2.17.

cent... ti... de
acțiuni nu ...
cu... ...tă ...
ca ele să ...
fi a...lizat ...
în... în ...
c...t. Ne...
...
de in... ...
acest ...ens este
deo...it de ...
8. Pe ...
...tral de
laborator, ...
nece... să ...
leagă ...
nat... ...
și a ...
ele s...lici...
cen...
de ...
de natură
lectrică, etc. Pe
acestor ...
laborator ...
ilor cu...
...de ...
...necesar să ...
...un ...
...tiv de ...
să fie ...tat de ...

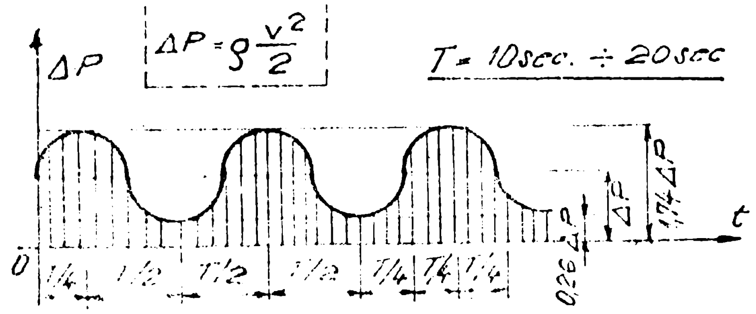


FIG. 2.18

...și care au ...
...tot dacă este cazul ... aprobat ca normă oficială pe...
...cel.

9. La stabilirea solicitărilor din greutatea proprie ... se stabilească ... este ∢ de incidență al ... diferitelor

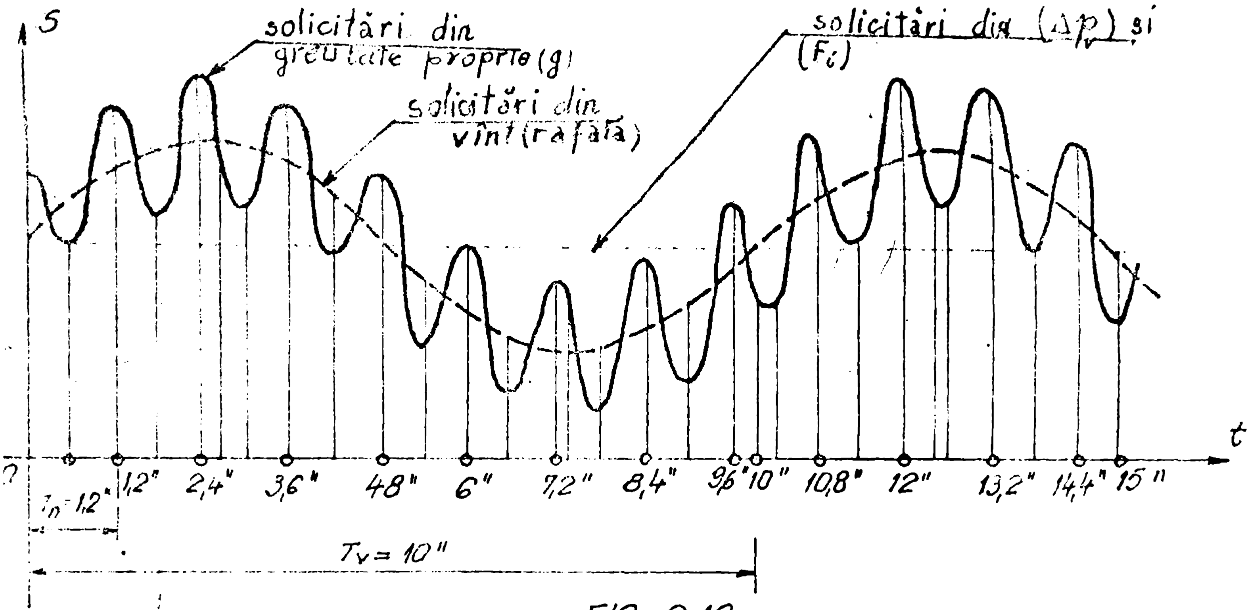


FIG. 2.19

viteze ale vîntului. In felul acesta suprapunerile de efecte din combinaţiile posibile ar fi cele reale şi ar conduce la o verificare corectă a stării de eforturi şi deformaţii a paletei.

1o. Verificarea paletei la acţiunile cu caracter alternant sau pulsatoriu trebuie să ţină seama de efectul de oboseală a materialului pentru toate ipotezele considerate ca ipoteze de bază în exploatare şi acestea sînt ipotezele I,II şi III.

Rezistenţele admise la oboseală nu s-au precizat în prezentul capitol deoarece ele depind de modul de realizare şi alte caracteristici ale elementului care este verificat.

11. Calculul distribuţiei de presiune din vînt, este necesar să se facă în funcţie de diversele valori ale unghiului de incidenţă, corespunzător funcţionării rotorului, în vederea găsirii solicitărilor maxime şi minime pentru fiecare secţiune transversală a paletei.

CAPITOLUL 3

ALCĂTUIREA PALETELOR METALICE PENTRU AEROGENERATOARE CU AX ORIZONTAL

3.1. PRINCIPII GENERALE DE ALCĂTUIRE

La alcătuirea paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal se pleacă de la geometria paletei stabilită din condiţii aeroenergetice şi care este prezentată în fig.2.1 şi fig.2.2. Intreaga structură de rezistenţă a paletelor trebuie să se încadreze în dimensiunile de gabarit prescrise de aerodinamică la stabilirea suprafeţei aerodinamice a paletei. De asemenea structura paletei trebuie să satisfacă pe lîngă condiţiile de rezistenţă şi condiţiile aerodinamice (asigurarea unei suprafeţe aerodinamice fine care să ducă la pierderi minime).

In acelaşi timp paleta trebuie să asigure o axă de rotaţie a profilelor numită axa paletei şi faţă de care centrul de greutate al paletei trebuie să se situeze în intervalul (o+lo mm) spre bordul de atac.

Greutatea unei palete trebuie să se înscrie în condiţiile cerute de tehnolog: greutatea paletei cu D=lo m trebuie să fie ≤ 200 kg, iar greutatea paletei cu D= 3o m trebuie să fie ≤ [illegible] kg. Abaterile relative ale celor trei palete care se montează pe butuc trebuie să se încadreze în limitele ± o,o25 kg ceea ce impune unele condiţii tehnice speciale prin care să se asigure în final aceste toleranţe.

Montarea paletelor în butucul rotorului se realizează prin intermediul unor prezoane. Paletele, au o înclinaţie ($\varphi = 4^{o}$) în sensul aval faţă de planul perpendicular pe axa rotorului, ceea ce are implicaţii asupra momentului forţelor centrifuge, forţele aerodinamice modificîndu-se neesenţial.

La stabilirea tehnologiei de execuţie a paletei şi la alegerea soluţiilor constructive este necesar să se ţină seama de protecţia anticorosivă a tuturor suprafeţelor atît celor accesibile din exterior după asamblarea paletei cît şi a celor inaccesibile.

In vederea degivrării paletelor pe timp de iarnă se cere asigurarea unui spaţiu de circulaţie a aerului cald de-a lungul zonei bordului de atac.

Pe lîngă condiţiile de rezistenţă şi cele de natură funcţională s-au mai avut în vedere şi condiţiile tehnice de realizare a construcţiei, în variantă sudată, de către o uzină de construcţii metalice.

3.2. ALCATUIREA PALETELOR PENTRU AEROGENERATOARE DE [illegible] MICA CU DIAMETRUL ROTORULUI D= 1o m/3o Kw.

Plecînd de la condiţiile generale prezentate în paragraful 3.1, s-a ales pentru paletă un ax format din tronsoane de ţeavă, telescopice, sudate cap la cap pe piese speciale prelucrate, care să asigure coaxialitatea tuturor tronsoanelor de ţeavă. Axul astfel realizat a fost verificat, deoarece el reprezintă [illegible] a paletei (axa de rotaţie a diafragmelor) şi de el depinde reuşita realizării paletei. Pe acest ax se fixează flanşa care trebuie să fie situată într-un plan perpendicular. Realizarea acestei îmbinări se face cu ajutorul unor dispozitive, special concepute, care asigură cerinţele menţionate.

Pentru prima paletă proiectată în cadrul Catedrei de construcţii metalice a Facultăţii de construcţii din Timişoara şi realizată la Uzina de vagoane Arad axul a fost realizat din 7(şapte) tronsoane dintre care primele 6(şase) tronsoane sînt formate din ţeavă iar ultimul tronson este format dintr-un cheson realizat din ţeavă dreptunghiulară cu pereţi subţiri. Dimensiunile acestor tronsoane sînt prezentate în tabelul 3.1.

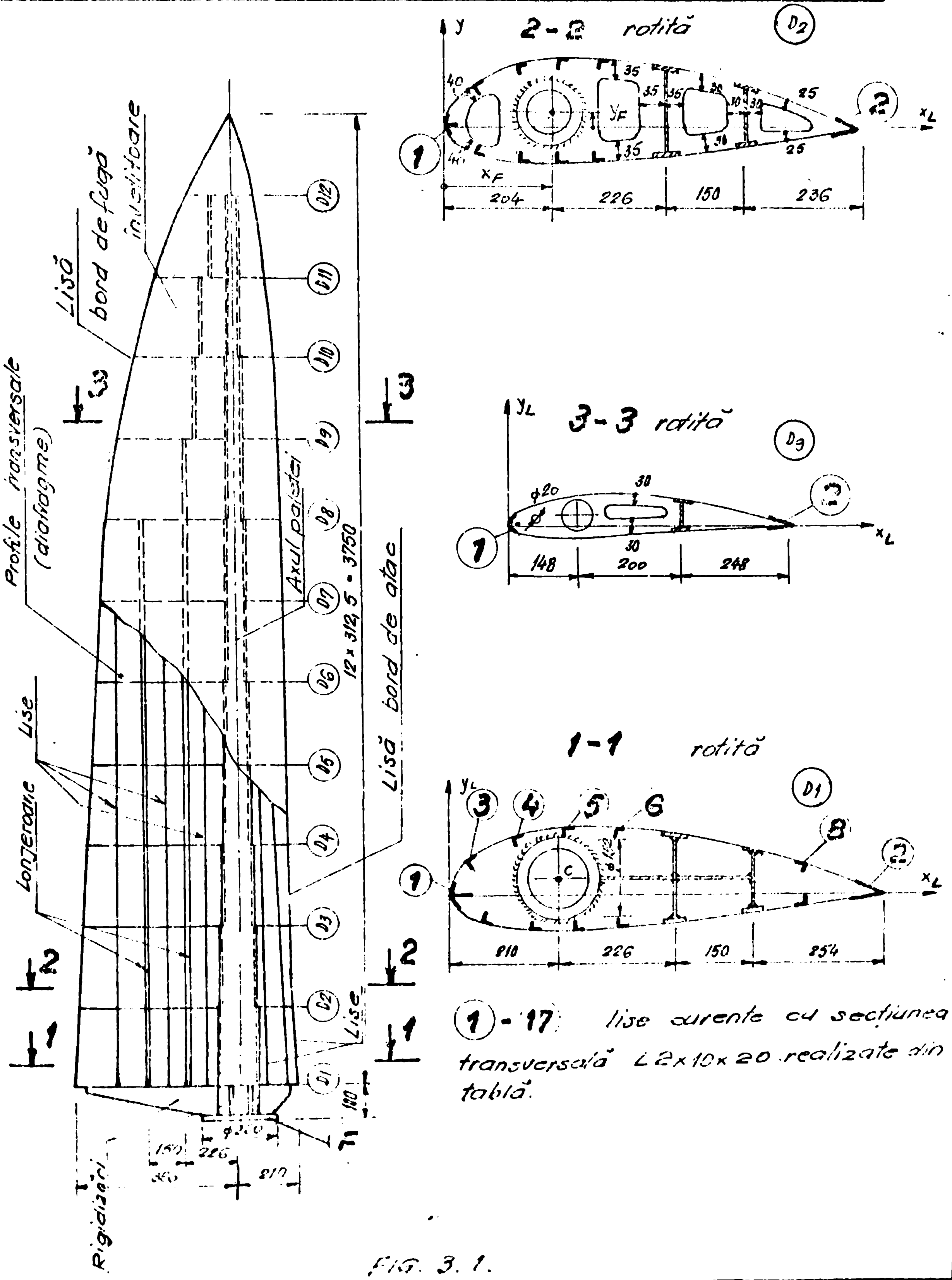
Tabelul 3.1

Tronsonul	I	II	III	IV
Dimensiunea tronsonului	ţeavă 152 x 1o -397,5	ţeavă 133x8-299,5	ţeavă 114x6-[illegible],5	ţeavă [illegible] 4-[illegible]
Tronsonul	V	VI	VII	
Dimensiunea tronsonului	ţeavă 76x4-616	ţeavă 6ox3,5-616	ţeavă drept. 4ox25x2-6[illegible]	

Trecerea de la un tronson la altul s-au îmbinarea tronsoanelor între ele se face imediat în spatele diafragmelor (D_2), $(D_{[illegible]})$, (D_4), (D_6), (D_8) şi (D_{10}) (vezi fig.3.1).

După realizarea axului s-a trecut la confecţionarea diafragmelor din tablă. Ele au fost tăiate după conturul de [illegible] rezultat din condiţii aerodinamice şi prezentat tabelar [illegible] [illegible]ul 2.1 (fig.2.1) exemplificat pentru diafragma (D_1). În diafragmele tăiate după conturul aerodinamic se decupează o gaură circulară egală cu diametrul axului paletei, pe care acestea urmează să fie montate şi goluri pentru micşorarea greutăţii vezi [illegible].

Diafragma	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9	D_{10}	D_{11}	D_{12}	D_{13}
t [mm]	10	8	6	6	5	5	4	4	4	4	4	4	-
L [mm]	640	817	793	770	746	723	687	663	596	540	410	244	0
X_F [mm]	210	204	198,3	132,5	186,65	180,8	172	166	149	135	102,5	61	0
Y_F [mm]	29,5	28,6	27,6	26,8	25,9	25	23,5	23	22,6	18,8	14,5	8,5	0



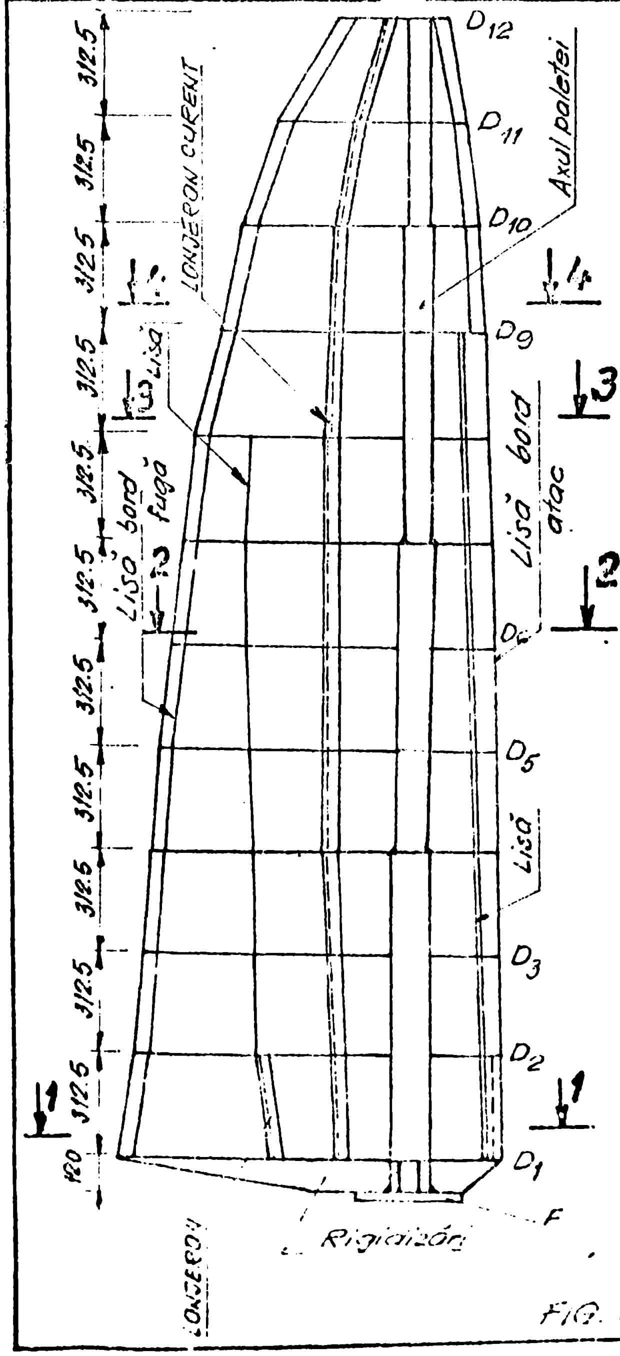
(1) - 17 lise curente cu secţiunea transversală L 2×10×20 realizate din tablă.

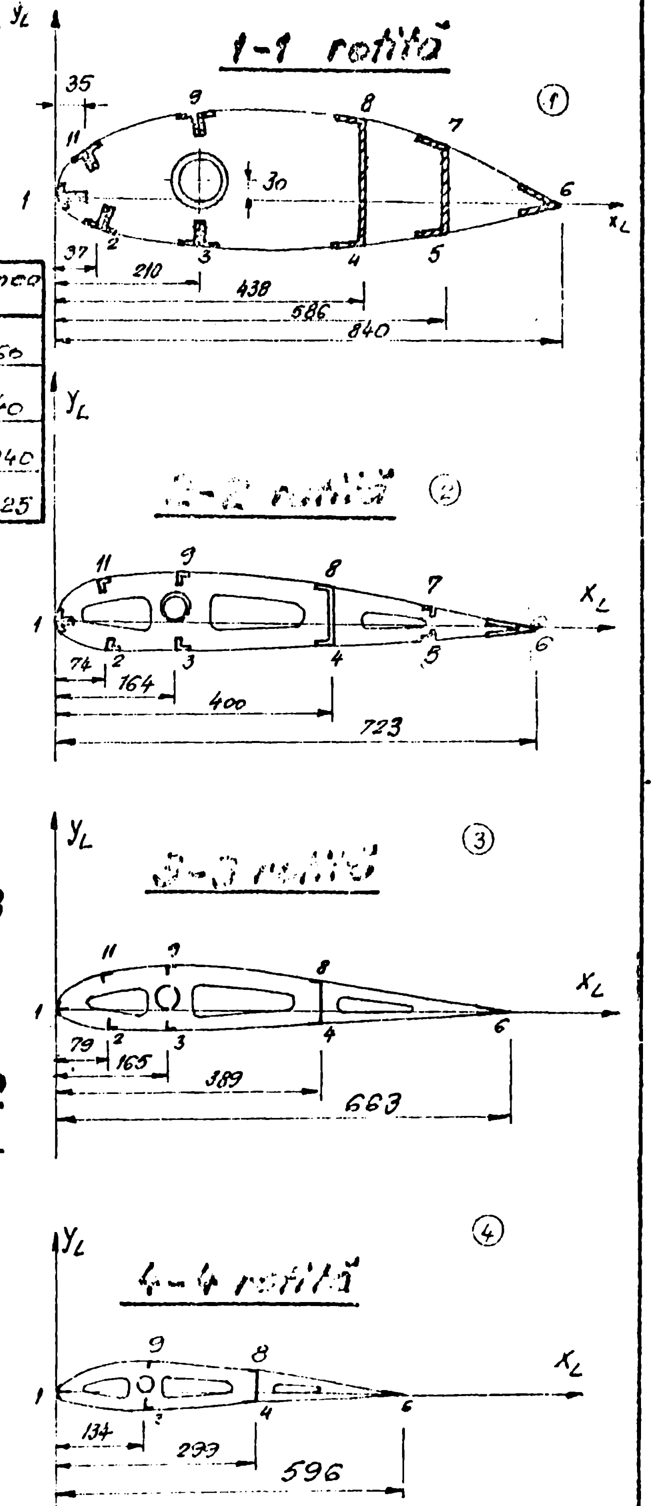
FIG. 3.1.

D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8
t [mm]	5	5	5	5	5	5	4	4
X_F [mm]	210	204	198,3	192,5	186,7	[illegible]	[illegible]	166
Y_F [mm]	29,5	28,6	27,6	26,8	25,9	25	23,5	23
L [mm]	840	817	793	770	746	723	687	663

D	D_9	D_{10}	D_{11}	D_{12}
t [mm]	4	4	3	3
X_F [mm]	149	135	102,5	61
Y_F [mm]	22,6	18,8	14,5	8,5
L [mm]	596	540	410	244

Nr. crt.	Dimensiunea axului
I	Țeavă 76x4-1060
II.	Țeavă 60x3,5-940
III.	Țeavă 42x3,5-940
IV.	Țeavă 28x4,5-625





Obs:
Liselele curente au secțiunea transversală formată din profile îndoite L 2x10x20 realizate din tablă.

FIG. 3.2

3.1. Grosimile diafragmelor, poziţia axului paletei şi lungimea diafragmelor (L) în sistemul local $X_L Q Y_L$ sînt prezentate tot în fig.3.1.

Diafragmele tăiate şi decupate se montează pe axul paletei începînd de la flanşă în ordinea (D_1) pînă la (D_{12}).

Apoi axul este fixat pe un dispozitiv special situat pe plan orizontal faţă de care axa teoretică a paletei (axa paletei) sau axul teoretic al axului este perfect orizont[illegible]. Di[illegible]ţa de la axul teoretic al paletei la planul orizontal (A_0 [illegible]) este aceeaşi, pe toată lungimea lui. După ce diafragmele au fost aşezate pe ax la distanţele precizate în fig.3.1. se rotesc faţă de orizontală, care trece prin centrul de rotaţie situat pe axul teoretic, cu unghiul (β_s^o) vezi (fig.2.1) şi se fixează prin sudură de axul paletei.

Operaţia următoare în realizarea paletei este confecţionarea şi montarea lonjeroanelor. Aceste elemente au fost [illegible] din tablă sudată sub formă de dublu T (I) cu t[illegible] [illegible] după forma aerodinamică a paletei sau din tablă [illegible] la rece sub formă de ([ ). Lonjeroanele au fost aşezate [illegible] axul paletei şi bordul de fugă vezi (fig.3.1). Primul lonjeron de lîngă axul paletei se realizează de la diafragma la [illegible], începînd cu diafragma (D_1) şi terminînd cu diafragma (D_{12}). El [illegible] contur de diafragma cu sudură de colţ. În zona de v[illegible] paletei începînd cu (D_9) şi pînă la (D_{12}) axa lonjeronului se [illegible]pie de axul paletei ca în fig.3.1. Lonjeronul al doilea se realizează între diafragmele (D_1) şi (D_8) şi se prinde de diafragme prin sudură de colţ fig.3.1.

După executarea şi sudarea lonjeroanelor se trece la montarea liselor. Lisele se împart în două categorii şi anume: lise de la bordul de atac şi bordul de fugă şi lisele curente. Lisa de la bordul de atac s-a executat din tablă sudată cu secţiunea transversală T cu talpa îndoită după forma aerodinamică a secţiunilor transversale (a diafragmelor). Ea se sudează de diafragmele paletei prin sudură de colţ pe tot conturul.

Lisa de la bordul de fugă s-a executat din tabla cu secţiunea transversală sub forma de V- şi ea se sudează de diafragme prin sudură de colţ pe tot conturul.

Lisele bordului de atac şi a bordului de fugă formează [illegible] [illegible]ţiu nişte curbe care definesc bordul de atac şi respectiv bordul de fugă al suprafeţei aerodinamice a paletei.

Lisele curente sînt executate din tablă îndoită la rece cu secțiunea transversală L și ⌉⌈. Acestea se sudează de diafragme prin sudură de colț pe toată suprafața.

Intre flanșa de prindere F a paletei, la butucul rotorului și diafragma(D_1) sînt prevăzute rigidizări dispuse radiar cu scopul transmiterii eforturilor din corpul paletei către flanșă.

Peste scheletul de rezistență astfel realizat se așează cutia învelitorii care se sudează continuu de-a lungul diafragmelor (D_2 ÷ D_{11}) și de-a lungul bordului de fugă.

De lisa bordului de atac, lisele curente și lonjeroane, învelitoarea se sudează prin puncte de sudură.

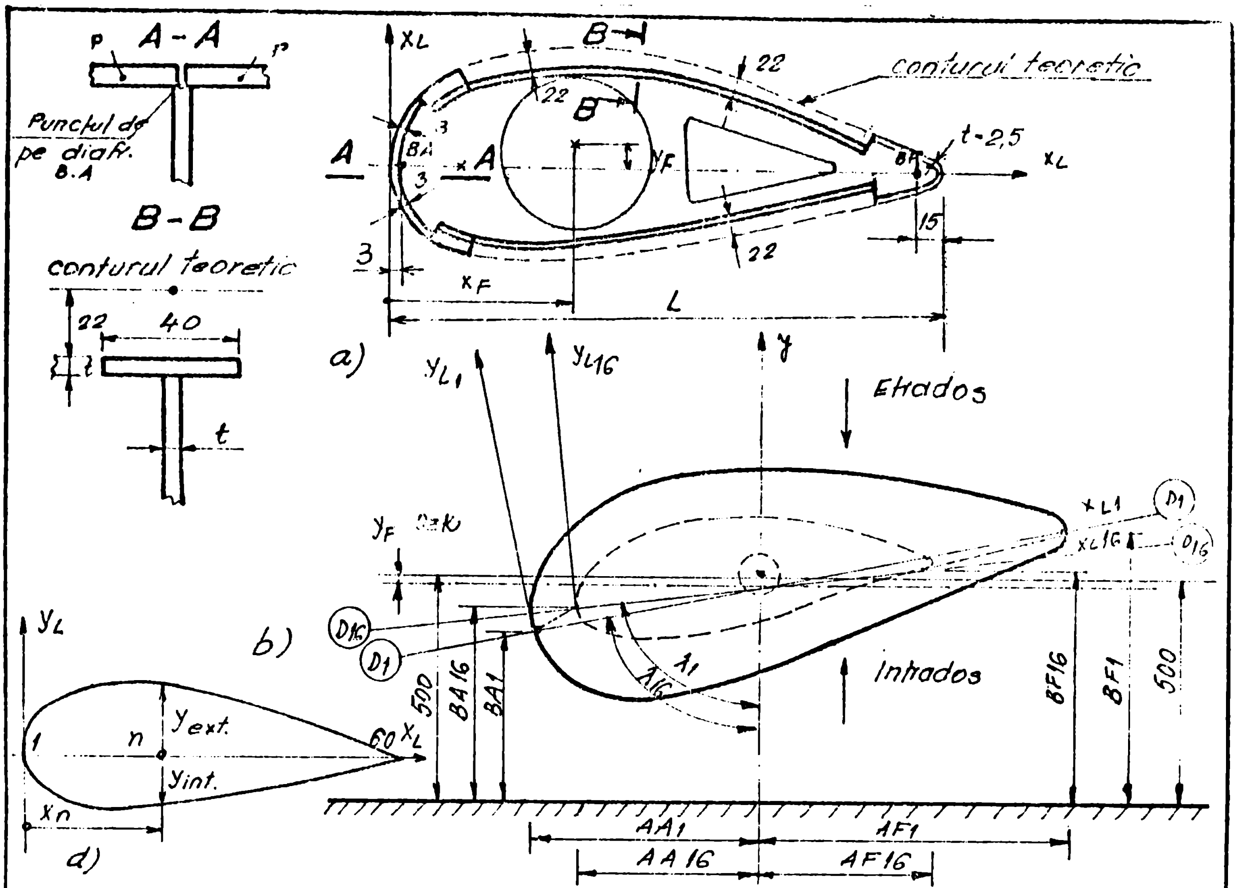
In urma cercetărilor experimentale și a studiilor teoretice, structura de rezistență a paletei s-a îmbunătățit în sensul reducerii greutății paletei. In acest sens s-a renunțat la cel de-al doilea lonjeron, începînd de la diafragma(D_2), locul lui fiind preluat de o lisă. Primul lonjeron a fost prevăzut cu goluri circulare în vederea reducerii greutății. Axul paletei a fost realizat numai din trei ~~tronsoane~~ a căror dimensiuni sînt mult reduse față de varianta. In fig.3.2 se pot vedea noile caracteristici ale elementelor paletei și care pot fi comparate cu elementele structurii din fig.3.1. După prima încercare a structurii de rezistență s-a tras concluzia că este necesar să se dubleze lisele dintre diafragmele(D_1) și(D_2)iar diafragma(D_1) a fost consolidată transformînd-o într-o secțiune cheson. La rigidizările dintre flanșa (F) și diafragma(D_1) li-a fost mărită secțiunea prin dublarea grosimii.

Această structură de rezistență a fost îmbrăcată într-o învelitoare din tablă subțire de o,5 mm.

Prin studiile teoretice și experimentale intreprinse s-a reușit să se reducă cu circa 4o % greutatea paletei ceea ce înseamnă că se vor obține reduceri substanțiale pe ansamblul instalației eoliene.

3.3. Alcătuirea paletelor pentru aerogeneratoare de putere mare cu diametrul rotorului D = 3o m/3oo kW.

Si la alcătuirea paletelor pentru aerogeneratoare de putere mare cu diametrul rotorului D = 3o m/3oo kW s-au avut în vedere principiile generale de alcătuire prezentate în paragraful 3.1. De asemenea s-au avut în vedere studiile făcute în cadrul lucrărilor [52, 53, 54] care au stat la baza elaborării soluției de inițiative pentru paleta metalică cu diametrul D = 3o m/3oo kW soluție care va fi detaliată în cele ce urmează.



Tabelul 3.[illegible]

Diafragma / Coordon. punctelor	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9	D_{10}	D_{11}	D_{12}	D_{13}	D_{14}	D_{15}	D_{16}
Lungimea coordonatei L [mm]	1660	1580	1500	1421	1341	1261	1181	1101	1021	941	861	782	702	622	542	510
Axa paletei x_F	789	743	696	650	604	557	511	464	418	372	325	279	232	186	138	120
Axa paletei y_F	65	62	58	55	51	48	45	41	38	34	31	27	24	21	18	16
$L - x_F$	871	837	804	771	737	704	670	637	603	569	536	503	470	436	404	390
Unghiul de rotatie al diafragmei λ_i	82° 08081	82° 30867	82° 55556	82° 82405	83° 11719	83° 79156	83° 61649	84° 10204	84° 64844	85° 25775	85° 97508	86° 73243	86° 74645	87° 17183	86° 74645	83° 17833
B_{Fi}	554	547	545	540	536	531	526	522	517	513	509	505	500	495	491	489
B_{Ai}	327	340	353	365	377	389	400	412	423	435	445	455	464	472	479	482
A_{Ai}	770	725	680	635	591	545	500	454	410	365	319	274	227	182	135	117
A_{Fi}	857	813	790	757	723	690	656	623	589	555	522	489	456	421	381	375
Grosimea diafragmei t [mm]	4	3	3	2,5	2,5	2,5	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

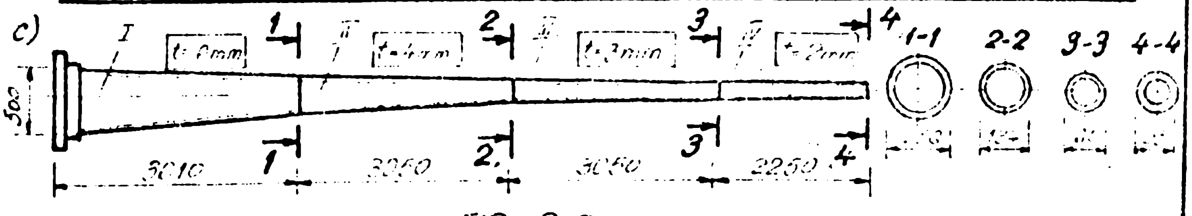


FIG. 3. 3.

Elementele care compun paleta rotorului cu diametrul D 30 m sînt: axul paletei, flanşa, diafragmele şi învelitoarea.

Axul paletei este un element foarte important. El materializează axa teoretică a paletei şi are un important rol de rezistenţă. Axul este realizat din patru tronsoane tronconice sudate cap la cap pe placă suport. Fiecare tronson se confecţionează în uzină din tablă cu ajutorul unui dispozitiv tronconic şi cu un sistem de cabluri de tragere. După mularea tablei pe dispozitiv aceasta se sudează dea lungul generatoarei. Dispozitivul fiind prevăzut în acest sens de-a lungul unei generatoare cu o plăcuţă suport de cupru.

După sudarea tablei în lungul generatoarei se scoate dispozitivul afară şi rămîne trunchiul de con al tronsonului respectiv care se va îmbina cu trunchiul de con al tronsonului următor. Cele patru tronsoane îmbinate formează axul paletei Fig.3.c. Grosimea tablei din care s-au executat cele patru tronsoane este: pentru tronsonul(I) t = 6 mm, pentru tronsonul(II) t = 4 mm, pentru tronsonul(III) t = 3 mm, şi pentru tronsonul(IV) t = 2 mm.

Flanşa de prindere în butucul rotorului se montează pe ax, într-un plan perpendicular pe axa paletei, prin sudură de colţ. Fig.3.4.

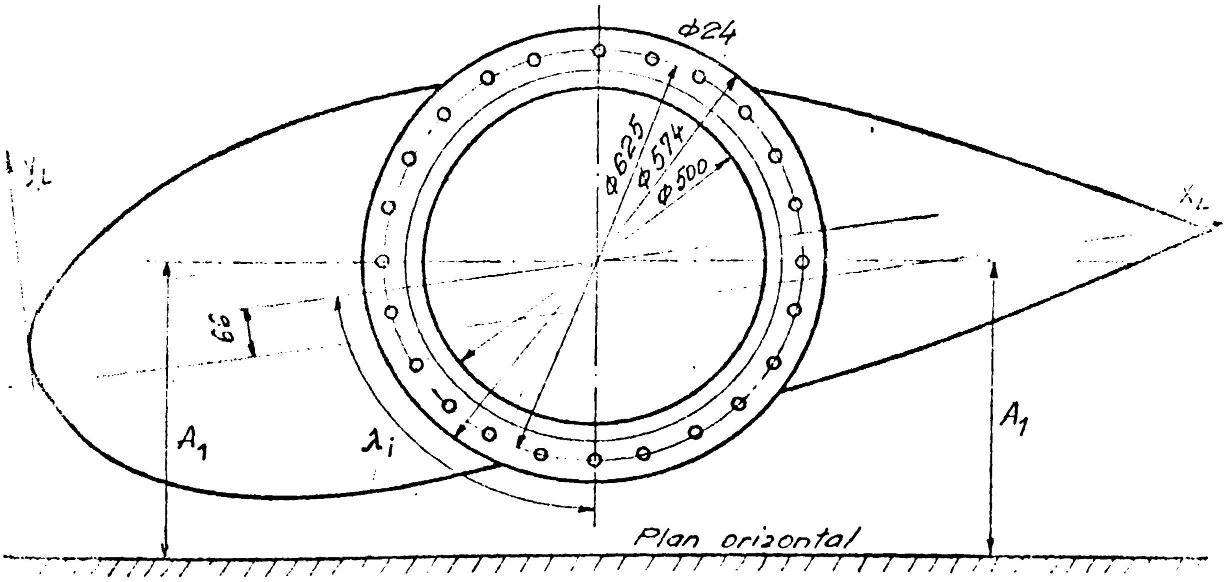


FIG. 3.4.

Diafragmele se execută din tablă. Ele se trasează după cotele de gabarit ale secţiunilor transversale fig.3.3.d din care se scade grosimea învelitorii pentru ca întreaga structură să se încadreze în cotele de gabarit. Din diafragme se decupează golul pentru axul paletei pe care acestea urmează să fie montate și golurile tehnologice precum și cele pentru micșorarea greutății fig.3.3.a. Montarea diafragmelor pe ax începe cu diafragma(D_1) de lîngă flanșă și se încheie cu diafragma(D_{16}) de la vîrful paletei. Diafragmele se montează pe ax la intervale ΔZ = 75o mm una față de alta și rotite cu unghiul λ_i față de axa verticală oy (vezi fig.3.3.b. și tabelul 3.2).

Diafragmele se sudează de ax prin cordoane de colț pe tot conturul.

Învelitoarea paletei se realizează din tablă de oțel foarte subțire t= 1 mm așezată în straturi și formînd o învelitoare de tip sandwich cu miez portant (fig.3.5). Învelitoarea se execută în etape succesive după cum urmează:

1. se așează tabla lisă interioară(5)peste tălpile(4)ale diafragmelor(2)(numai pe extradosul paletei). Această tablă lisă se sudează prin puncte de sudură de talpa diafragmei și prin sudură de colț pe toată lungimea tălpii diafragmei;

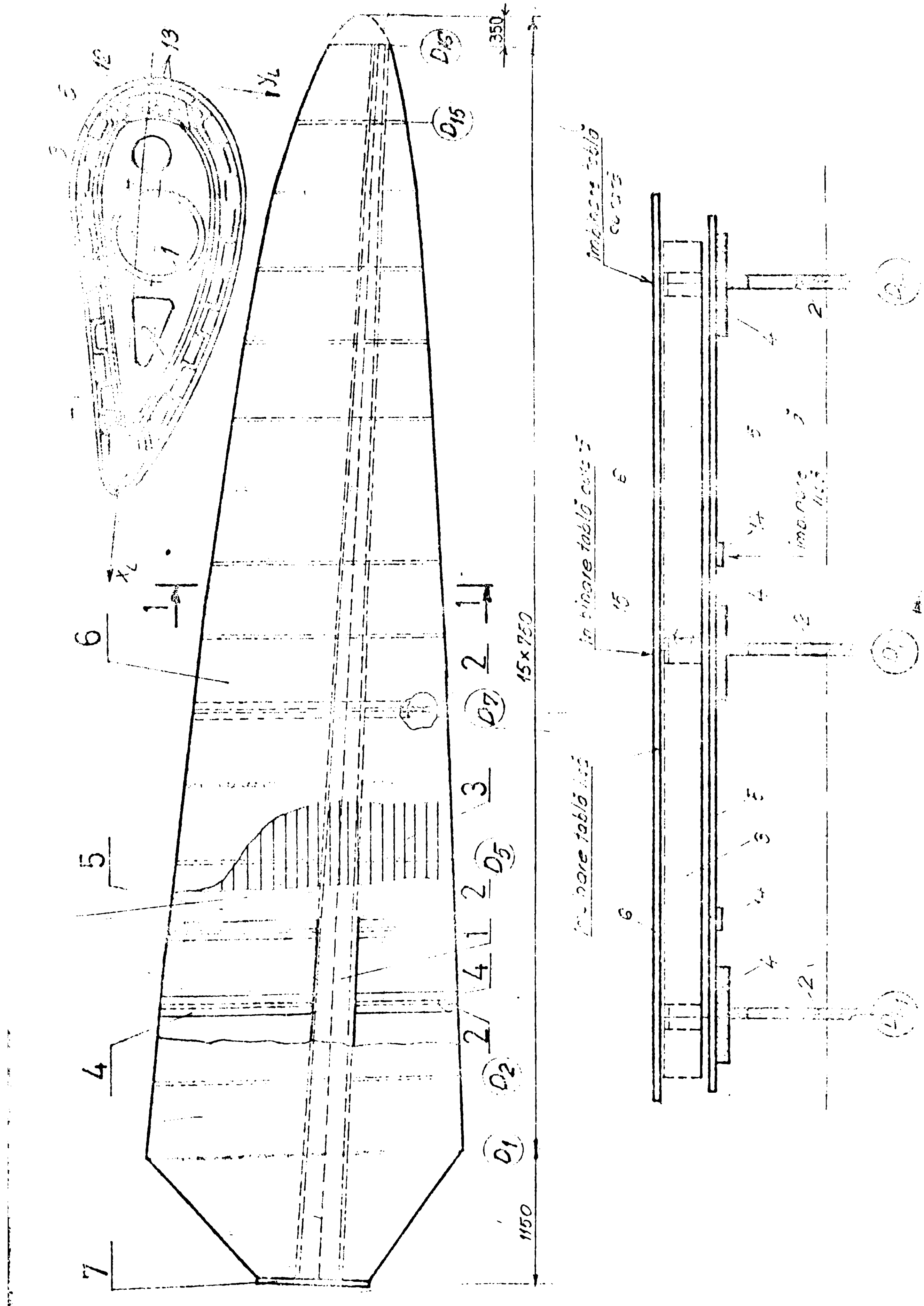
2. peste tabla lisă interioară(5) se așează tabla cutată(3) care se sudează de tabla lisă(5) prin puncte de sudură la distanța de 5o mm unul față de altul în lungul cutei. Tablele cutate se sudează între ele cap la cap pe tablă suport;

3. se așează tabla lisă(5) în mod similar ca la punctul(1) pe intradosul paletei. Ea se sudează numai prin puncte de sudură pe tălpile diafragmelor;

4. Peste tabla lisă(5)se așează tabla cutată(3)care se sudează în puncte de sudură de tabla lisă(5) și de tălpile(4) ale diafragmelor(2)(vezi fig.3.5). Distanța dintre puncte în lungul cutelor este de 5o ÷ 7o mm. Sudura cap la cap a două table cutate se execută pe tablă suport;

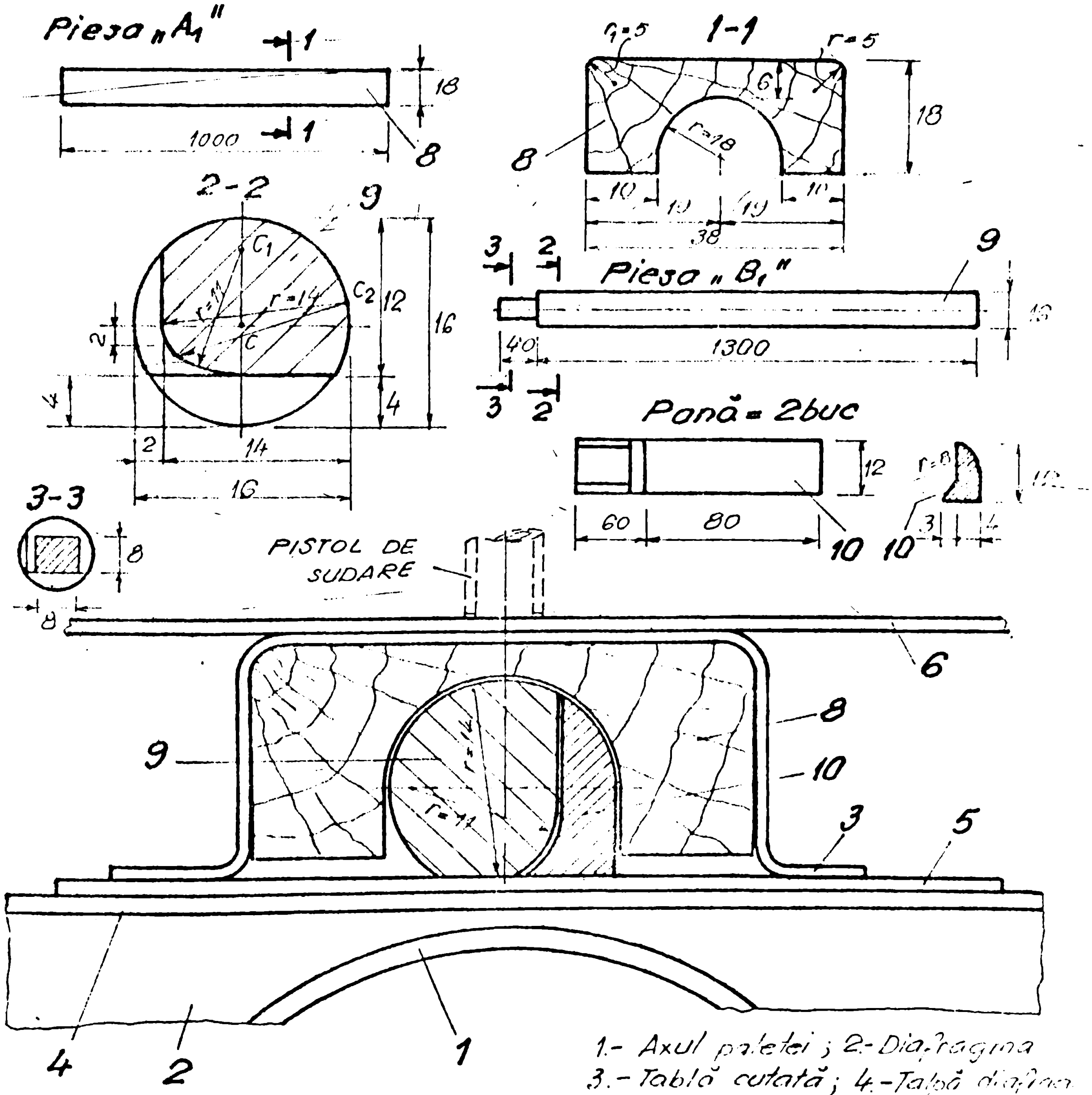
5. peste tabla cutată(3)se așează tabla lisă exterioară(6) care se sudează prin puncte de tabla cutată și de lonjeronul bordului de atac respectiv cel al bordului de fugă. Tabla lisă exterioară se sudează cap la cap tot pe tablă suport;

6. zona neprofilată dintre flanșa(7)și diafragma(D_1) se realizează din tablă lisă cu grosimea t= 3 mm așezată pe nervuri de rigidizare. Aceste nervuri sînt sudate de ax, diafragma(D_1) și flanșă(7). Peste învelitoarea din tablă lisă cu grosimea de 3 mm se va prelungi tabla cutată în fîșii care se sudează prin puncte și continuu la capătul și de-a lungul fî-


350
15 x 750
1150
D_1
D_2
D_5
D_7
D_{15}

şiilor. Tabla lisă exterioară se va prelungi peste tabla cutată şi ea se va încheia de-a lungul bordului de fugă şi a flanşei;

7. zona neprofilată de la vîrful paletei se execută cu scopul încheierii suprafeţei aerodinamice şi cu scopul montării unor instalaţii de semnalizare. Ea se prinde de corpul paletei prin şuruburi cu cap înecat introduse din exterior pînă în diafragma(D_{16}) în care se execută filete(piuliţă).



1.- Axul paletei ; 2.- Diafragma
3.- Tablă cutată; 4.- Tablă diafragma
5.- Tablă lisă interioară; 6 - Tablă lisă exterioară

FIG. 3.6

Pentru executarea tablei cutate s-a conceput un dispozitiv de cutare prin roluire care cutează tabla la dimensiunile de 4o x 2o mm fig.3.5 şi un dispozitiv de calibrare care corectează cutele tablei şi realizează planeitatea tablei dintre două cute consecutive.

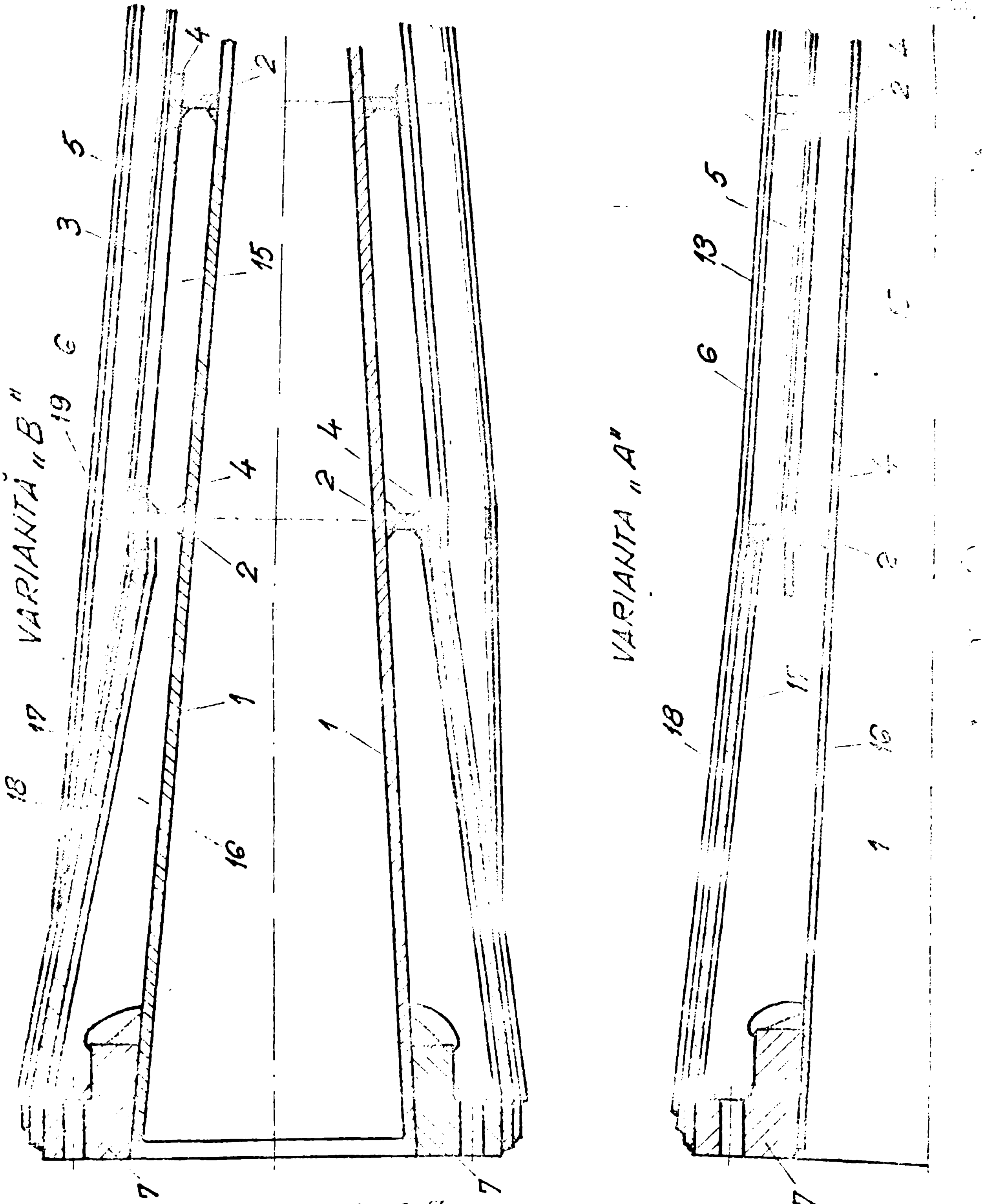


FIG. 3. 7.

~~Pentru~~ montarea şi fixarea diafragmelor pe axul paletei s-a realizat un dispozitiv care fixează axul în poziţie orizontală şi fiecare diafragmă în poziţia rotită fig.3.3.

Pentru executarea punctelor de sudură dintre tabla lisă exterioară(6)şi tabla cutată(3)s-a conceput un dispozitiv format din două piese(A_1)şi(B_1) fig.3.6 . Piesa(A_1) este o şipcă de lemn cu un canal semicircular în care se introduce piesa(B_1). Piesa(B_1) este un oţel rotund prelucrat plat pe două generatoare în scopul introducerii în interiorul cutei de la tabla cutată şi a fixării dispozitivului în poziţia sa de suport pentru sudare. Dispozitivul are rolul de a asigura ca tabla lisă a învelitorii(6)şi tabla cutată(3)să fie lipite în vederea realizării punctelor de sudură.

3.4. Concluzii

La alcătuirea structurii de rezistenţă a paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal s-a ţinut seama de o serie de aspecte cu caracter general şi de aspecte cu caracter specific menţionate în paragrafele precedente.

1. Pentru aerogeneratoarele de putere mică cu diametrul rotorului mai mic decît 2o m s-a mers pe o structură de rezistenţă formată din elemente de tip bară şi placă. Elementele tip bară fiind: axul paletei, lonjeroanele şi lisele. Iar elementele de tip placă fiind diafragmele, flanşa de prindere la butucul rotorului şi învelitoarea. In cadrul acestor structuri învelitoarea are rolul de a prelua presiunea aerodinamică şi o transmite la lise, lonjeroane şi diafragme. De asemenea are rolul de a consolida aceste ultime elemente în planul suprafeţei aerodinamice;

2. Probleme deficitare pentru rezolvarea structurii s-au ivit la zona dintre flanşă şi diafragma(D_1), zonă foarte scurtă impusă de cerinţele aerodinamice, specifice acestui tip de paletă;

3. Pentru aerogeneratoarele de putere mare cu diametrul D = 3o m, s-a conceput o structură formată dintr-o învelitoare de tip sandwich cu rigiditate mare şi care să asigure o suprafaţă aerodinamică bună în condiţiile unui consum redus de material şi un ax longitudinal format din patru trunchiuri de con cu perete de grosimi diferite şi diametrii cercurilor de bază diferiţi. Forma acestui ax a fost determinată de încadrarea

în conturul suprafeţei geometrice de gabarit a paletei, căutînd să se acopere deziderаtul de rezistenţă pe cît posibil prin apropierea curbei de rigiditate a paletei, de forma curbei de solicitare în lungul acesteia;

4. In scopul satisfacerii unor condiţii de rezistenţă zona neprofilată dintre flanşă şi diafragma (D_1) s-a mărit. De asemenea rigidizările de pe axul paletei dintre flanşă şi diafragma (D_1) continuă şi între diafragma (D_1) şi (D_2);

5) Intre flanşă şi diafragma (D_1) închiderea paletei s-a făcut în două variante, ambele asigurînd continuitatea învelitorii sandwich prin rigidizări şi tablă lisă fig.[illegible] şi fig.[illegible]. La stabilirea soluţiilor constructive şi a fazelor de execuţie s-a avut în vedere posibilitatea de protecţie anticorozivă a elementelor care compun paletele şi posibilităţile tehnologice ale uzinelor care execută paletele.

CAPITOLUL 4.

CALCULUL PALETELOR PENTRU AEROGENERATOARE CU AX ORIZONTAL

4.1. C[illegible] generale privind calculul pal[illegible] [illegible] aerogeneratoare cu ax orizontal

Paleta aerogeneratorului cu [illegible] orizontal diferă esenţi[illegible] de aripa de avion prin faptul că modul de rezemare al pal[illegible] şi alcătuirea ei constructivă este complet alt[illegible].

[illegible] de [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] litatea constructivă şi de aceea se vor discuta mai [illegible] scheme de calcul şi se vor preciza avantajele şi dez[illegible] acestora.

D[illegible] punct de vedere static, paleta aerogeneratorului c[illegible] orizont[illegible] poate fi considerată simplificat ca o con[illegible], [illegible] structură plană încărcată spaţial, dar în realitat[illegible], aşa se ve[illegible] şi din fig. 3.1 şi fig.3.7, ea este o structur[illegible] spaţi[illegible] complic[illegible]. In subpar[illegible] următoare se va discuta [illegible] [illegible] calculului [illegible] ipotez[illegible] simplificatoare admi[illegible] fiecar[illegible] schem[illegible] de calcul.

A[illegible] [illegible] [illegible] [illegible] de calcul static [illegible] aspect[illegible] [illegible] de [illegible] şi nu se îndepărte[illegible] [illegible] de realitate [illegible] (fig.4.1 şi 4.6). Ca încă[illegible] şi în această ipoteză este [illegible] considerată [illegible] greutatea proprie, forţele de inerţie, etc. Incărc[illegible] din [illegible]iunea aerodinamică are distribuţia precizată în cap[illegible] şi [illegible] dreptul fiecărei diafr[illegible] poate fi redusă la o r[illegible] rezult[illegible] fig.4.1.

ΔF_i [illegible] [illegible] [illegible] rotite una în raport cu c[illegible] [illegible] cu [illegible] ($\beta_i - \beta_{i-1}$ [illegible] 4.2, rezultă că şi rezultant[illegible] ($R\Delta p_i$) va fi rotit[illegible] cu acel[illegible] unghi faţă de rezultant[illegible] ($R\Delta$ [illegible]). Deci în [illegible] [illegible], vom avea atîtea linii [illegible] [illegible] diafragme are paleta şi toate aceste linii [illegible] [illegible] [illegible] cu un alt unghi faţă de sistemul de [illegible] ale secţiunii transversale [illegible] care se efectuează calculul.

Dacă se [illegible] o secţiune (i) de calcul faţă de axele [illegible] principale al[illegible] [illegible] secţiuni rezultantele ($R\Delta p_i$) vor [illegible] [illegible] cu unghiul (α_i) Fig.4.3.

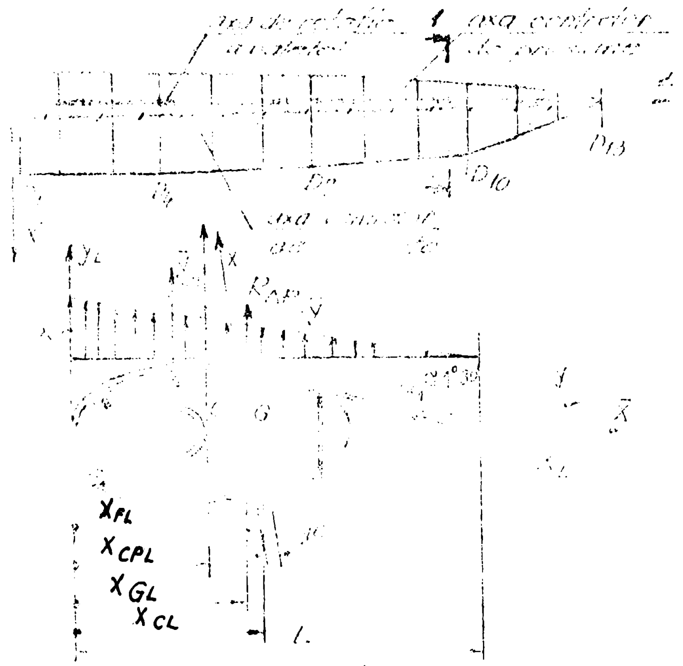


FIG. 4.1

Alegînd sistemul de axe $\tilde{x}_{CP_i}$, CP, $\tilde{y}_{CP_i}$, paralel cu sistemul x_i, G, y_i şi dacă se reprezintă rezultanta ($R\Delta_{p_i}$) se pune în evidenţă unghiul (α_i). Admiţînd acum secţiunea (i+j) în care acţionează rezultanta ($R\Delta_{p_{i+j}}$) care este înclinată faţă de sistemul de ($\tilde{x}_{CP_{i+j}}$, CP, $\tilde{y}_{CP_{i+j}}$) cu unghiul (α_{i+j}), iar sistemul de axe din (i+j) ($\tilde{x}_{CP_i}$, CP, $\tilde{y}_{CP_{i+j}}$) şi el rotit faţă de sistemul ($\tilde{x}_{CP_i}$, CP, $\tilde{y}_{CP_i}$) cu unghiul (α_{i+j}) dat de relaţia 4.1 ne putem imagina care este poziţia liniei forţelor.

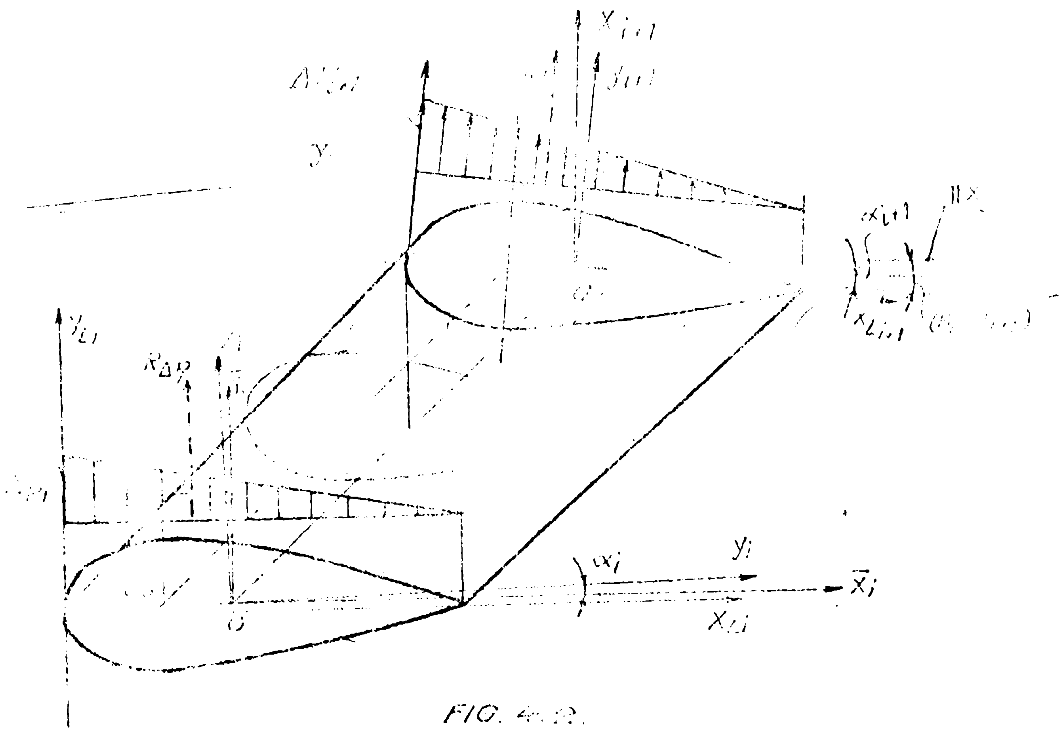


FIG. 4.2.

FIG. 4.3.

$$\gamma_{i,i+j} = (\beta_i + \alpha_i) - (\beta_{i+j} + \alpha_{i+j})$$

(4.1)

... re poziti... re... telor ($R\Delta_{P_i}$) ... lungul ... pot ... le rezul... ta ... tiunea (i) du... latiile ... (4.2). ... 4.4 şi fi... 4.6.

In re... (j) reprezi... de calcul... valorile:

$i = 1, 2, \ldots$ iar

$j = 0, 1, 2, \ldots, (n-1)$, unde (n) es... numă... de secţiuni cunoscu... în lungul pal... tei. ... exemplu pentru pal... rotorului cu diame... D = 10 m, n= 13, iar pentru paleta rotoru... lui cu diametrul D = 30 m, n ... 16.

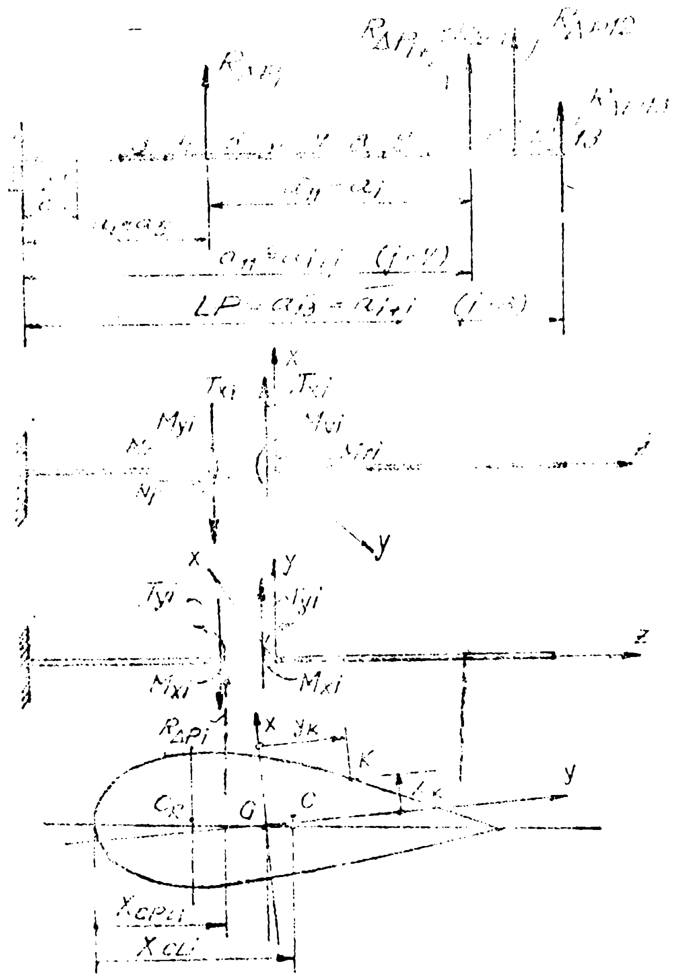
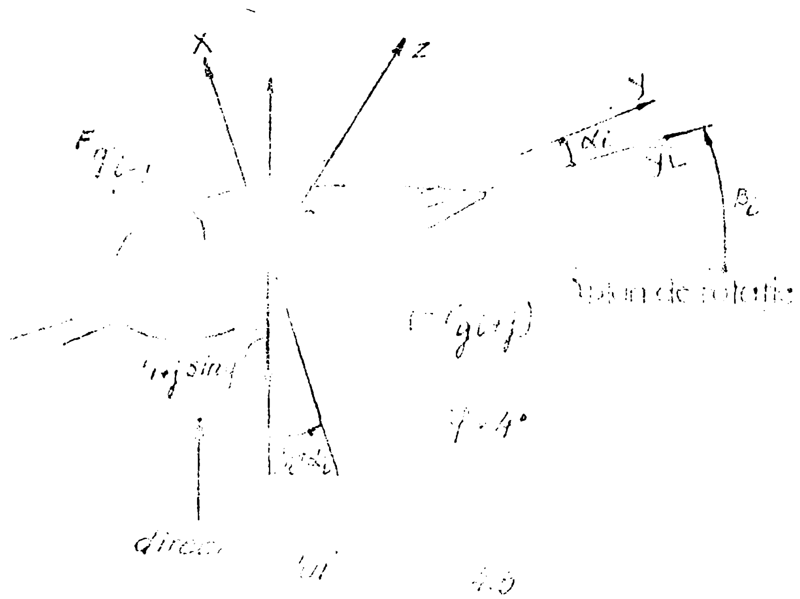


FIG. 4.4.



[illegible] 4.6

$$T_{x_i} = \sum_{j=0}^{n-i} R\Delta_{p_{i+j}} \cdot [illegible] (\alpha_{i+j} - \gamma_{i,i+j}) [illegible]$$

$$+ \sum_{j=0}^{n-i} R\Delta_{p_{i+j}} \cdot \sin(\alpha_{i+j} - \gamma_{i,i+j})$$

$$= -\left[\sum_{j=0}^{n-i} R\Delta_{p_{i+j}} \cdot \cos(\alpha_{i+j} - \gamma_{i,i+j})\right] (a_{i+j} - a_i) \cdot \qquad (4.2)$$

$$= -\left[\sum_{j=0}^{n-i} R\Delta_{p_{i+j}} \cdot \sin(\alpha_{i+j} - \gamma_{i,i+j})\right] (a_{i+j} - a_i)$$

$$= + \sum \left[(R\Delta_{p_i} \cdot \cos\alpha_i) y_{G_i} - (R\Delta_{p_i} \cdot \sin\alpha_i) \cdot x_{G_i}\right]$$

[illegible] rezulta [illegible] se pot calcula în [illegible] secţiune caracteristică a [illegible]. Ele servin numai [illegible] rezistenţei pe pal[illegible].

[illegible] greutăţii proprii gener[illegible] eforturi [illegible] metrice în fiecare secţiune [illegible] paletei, deoarece, în [illegible] rotaţii complete, forţ[illegible] din greutatea proprie [illegible] (fig.4.6, fig.4.7). Avînd forţa din greutate proprie, [illegible] fiecare tronson dintre două diafragme, care se [illegible] după relaţia 4.3,

$$F_{g_{i+j}} = \left[(A_{i+j-1} (a_{i+j} - a_{i+j-1})\right] \cdot \rho \cdot g \cdot \qquad (4.3)$$

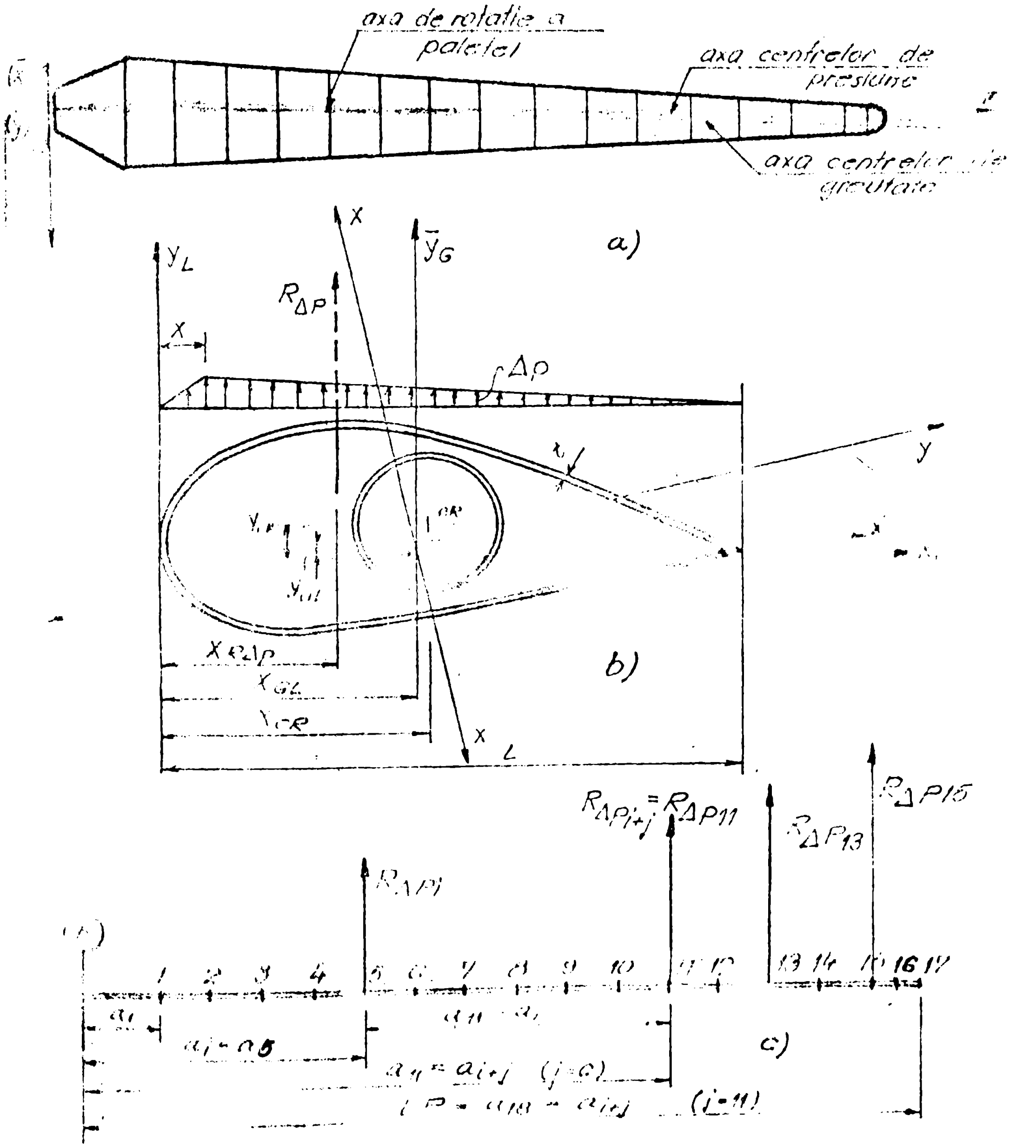


FIG. 4.6

se pot deduce relaţiile de recurenţă 4.4 pentru eforturile din secţiunea curentă (i).

$$M_{z_i} = -\sum_{j=1}^{n-i} F_{g_{i+j}} \cdot \sin\omega t \cdot \cos\varphi$$

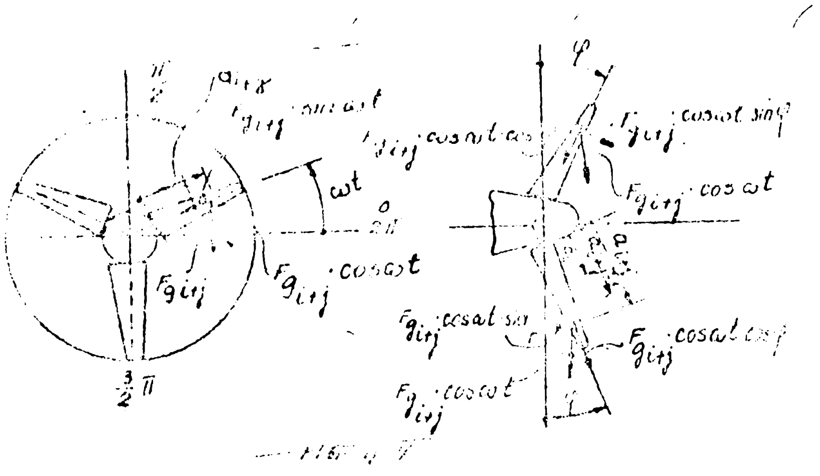
$$T_x = -\sum_{j=1}^{n-i} F_{g_{i+j}} \cdot \cos\omega t \cdot \sin(\alpha_i + \beta_i) + \sum_{j=1}^{n-i} F_{g_{i+j}} \cdot \sin\omega t \cdot \cos(\alpha_i + \beta_i) \cdot \sin\varphi$$

$$T_{y_i} = +\sum_{j=1}^{n-i} F_{g_{i+j}} \cdot \cos\omega t \cdot \cos(\alpha_i+\beta_i) + \sum_{j=1}^{n-i} F_{g_{i+j}} \cdot \sin\omega t \cdot \sin(\alpha_i+\beta_i) \cdot \sin\varphi$$

$$M_{x_i} = +\sum_{j=1}^{n-i} \Big\{ F_{g_{i+j}} \cdot \cos\omega t \cdot \sin(\alpha_i+\beta_i) \Big[a_{i+j} - a_i - \frac{2}{3}(a_{i+j} - a_{i+j-1}) \Big] \Big\} - \sum_{j=1}^{n-i} F_{g_{i+j}} \cdot \sin\omega t \cdot \cos(\alpha_i + \beta_i) \cdot \sin\varphi \cdot \Big[a_{i+j} - a_i - \frac{2}{3}(a_{i+j} - a_{i+j-1}) \Big] \Big\} \qquad (4.4)$$

$$M_{y_i} = \sum_{j=1}^{n-i} \Big\{ F_{g_{i+j}} \cdot \cos\omega t \cdot \cos(\alpha_i+\beta_i) \cdot \Big[a_{i+j} - a_i - \frac{2}{3}(a_{i+j} - a_{i+j-1}) \Big] \Big\} - \sum_{j=1}^{n-i} \Big\{ F_{g_{i+j}} \cdot \cos\omega t \cdot \sin(\alpha_i + \beta_i) \cdot \sin\varphi \Big[a_{i+j} - a_i - \frac{2}{3}(a_{i+j} - a_{i+j-1}) \Big] \Big\}$$

$$M_z = (T_{x_i} \cdot y_{cG_i} - T_y \cdot x_{cG_i})$$



In rel... ţiile 4..(a)... presi... ... ... lungu... t. ... g_{i+j} ... ta for... din ... tate ... trans... (i+j) ... rel... 4.

A_{i+j-1} – reprezintă aria secţiunii transversale a ... etei la ... (i+j-1). Pentru(ωt) se iau valori cuprinse între (0 ... π) ... ... rezultă ... ... de ... laul din dr... ... di... (i).

... forţei de inerţie rezultată datorită ... ... a paletei în jurul ... rotorului, se concretizează eforturile rezultante date de relaţiile de recurenţă 4.5.

$$N_{zi} = \sum_{j=1}^{n-i} A_{i+j-1}(a_{i+j}-a_{i+j-1})\cdot \rho_{ot}\cdot\left(r_{i+j-1}+\frac{a_{i+j}-a_{i+j-1}}{3}\right)\omega^2\cos\varphi$$

$$T_{x_i} = -\sum_{j=1}^{n-i} A_{i+j-1}(a_{i+j}-a_{i+j-1})\cdot \rho_{ot}\cdot\left(r_{i+j-1}+\frac{a_{i+j}-a_{i+j-1}}{3}\right)\omega^2\cdot\sin\varphi\cdot\cos(\beta_i+\alpha_i)$$

$$T_{y_i} = -\sum_{j=1}^{n-i} A_{i+j-1}(a_{i+j}-a_{i+j-1})\cdot \rho_{ot}\cdot\left(r_{i+j-1}+\frac{a_{i+j}-a_{i+j-1}}{3}\right)\omega^2\cdot\sin\varphi\cdot\sin(\beta_i+\alpha_i)$$

$$M_{x_i} = \sum_{j=1}^{n-i}\left\{A_{i+j-1}(a_{i+j}-a_{i+j-1})\cdot \rho_{ot}\cdot\left(r_{i+j-1}+\frac{a_{i+j}-a_{i+j-1}}{3}\right)\omega^2\cdot\sin\varphi\cdot\sin(\beta_i+\alpha_i)\cdot\left[a_{i+j}-a_i-\frac{2}{3}(a_{i+j}-a_{i+j-1})\right]\right\} \qquad (4.$$

$$M_{y_i} = +\sum_{j=1}^{n-i}\left\{A_{i+j-1}(a_{i+j}-a_{i+j-1})\,\rho_{ot}\cdot\left(r_{i+j-1}+\frac{a_{i+j}-a_{i+j-1}}{3}\right)\omega^2\cdot\sin\varphi\cdot\cos(\beta_i+\alpha_i)\cdot\left[a_{i+j}-a_i-\frac{2}{3}(a_{i+j}-a_{i+j-1})\right]\right\}$$

$$M_z = -(T_{x_i}\cdot y_{CG_i} + T_{y_i}\cdot x_{CG_i})$$

unde:

A_{i+j-1} - reprezintă aria secţiunii transversale cores-punzătoare tronsonului curent dintre diafragma $(i+j)$ şi $(i+j-1)$;

a_{i+j} - reprezintă distanţa de la flanşa de prindere a butucul rotorului pînă la diafragma $i+j$, vezi fig.4.4 şi 4.6;

r_{i+j-1} - reprezintă raza de la axa de rotaţie a rotorului pînă la secţiunea $i+j-1$ (sau diafragma $i+j-1$);

α_i şi β_i - sînt unghiul de orientare al axelor de in[illegible] principale, respectiv unghiul de incidenţă al secţiunii tr[illegible] sale(i) în care se face calculul solicitărilor;

n - reprezintă numărul total de diafragme al paletei (sau de secţiuni de calcul);

i - este secţiunea în care se face calculul eforturilor;

In această situaţie statică, paleta poate fi alcătuită şi considerată că are structura de rezistenţă formată din lonjeroane rigidizate cu diafragme şi deci învelitoarea, diafragmele şi lisele transmit numai încărcările locale către lonjeroane. Deci, vom spune că paleta este fără înveliş portant. Modul acesta de schematizare este cel mai simplu posibil şi evident duce la o supradimensionare a unor elemente ale paletei. In consecinţă se va obţine o paletă grea.

Tot adoptînd schema statică de consolă structura de rezistenţă poate fi realizată astfel încît ea să aibă înveliş portant care să participe alături de toate celelalte ... ale paletei, la preluarea eforturilor. In această ultimă situaţie, structura de calcul este mult mai apropiată de realitate ... avantajele la încovoiere şi răsucire ale secţiunilor ... acelor multiplu conexe. Adoptarea unei ... de structuri prezintă unele dificultăţi de abordare a calculului, iar acceptarea unor ipoteze simplificatoare ... diminuarea avantajelor reale pe care le prezintă structura.

Eliminarea dificultăţilor de calcul şi a pericolului ipotezele simplificatoare ... acceptate ... calculul de realitate, se poate face abordînd calculul structurii cu elemente finite, care permit o modelare fidelă a realităţii.

Principiile care stau la baza calculului simplificat ... a calculului cu metoda elementelor finite precum şi ... structurii vor fi discutate pe larg în paragrafele care urmează.

4.2. Calculul structurii de rezistenţă a paletelor fără înveliş portant

Analizînd structurile din fig.3.1÷ fig.3.7 putem face afirmaţia că paletele pentru aerogeneratoare, spre deosebire de aripile de avion, au un lonjeron central numit axul paletei a cărui formă în secţiune transversală este circulară. El reprezintă de altfel şi materializarea axei de rotaţie a paletei. Cu ajutorul lui şi a diafragmelor se obţine forma aerodinamică a paletei. In afara axului, paletele pentru aerogeneratoare de putere mică şi mijlocie mai au unul, două sau chiar trei lonjeroane, şi lise de forţă care ar putea fi considerate ... ce lonjeroane fără inimă sau pot fi neglijate. In acest ul caz, lisele au doar rolul de a asigura forma aerodinamică a ... literii.

O particularitate pe care o prezintă structura paletei pentru aerogeneratoare, pe lîngă faptul că fiecare diafragmă din structură este rotită cu un alt unghi (β_i) faţă de planul de rotaţie al rotorului, este şi aceea că ea se prinde de ... rotorului prin intermediul flanşei care este ... paletei şi deci toate solicitările trebuie aduse la nivelul flanşei.

Particularităţile menţionate mai sus fac ca ... de calcul din [48] să nu poată fi aidoma şi ... diafragmele în special cele din zona flanşei, vor primi un rol important decît cel al nervurilor transversale din cazul ... de avion. Pentru un calcul simplificat, folosit de altfel ... la o predimensionare, se poate accepta schema din fig. ... în care diafragmele (D_1), (D_2), ... (D_i) au şi rolul de a ... lonjeroanelor. Sistemul în ansamblu este un sistem ... nedeterminat. Diafragmele (D_1) şi (D_2) trebuie să ... aceea care să preia solicitările aduse de lonjeroane şi transmită prin intermediul rigidizărilor şi a axului paletei, la flanşă.

Sarcinile ... se repartizează în nodurile ... după regulile cunoscute ... suprafeţelor aferente, ... de distribuţia (Δp_i) în sens transversal şi în sens longitudinal (Fig.4.8).

După cum se vede din Fig.4.8. structura plană, ... la acţiunea vîntului, va prezenta o răsucire de ansamblu.

Dacă la structura de aripă de avion lonjeroanele pot ... astfel încît rezultanta încărcărilor din ... dinamică şi greutatea proprie să cadă chiar în centrul de ... aşa cum se arată în [48], la structura paletei ... este mult mai dificil de realizat deoarece poziţia ... paletei este condiţionată de forma aerodinamică şi ... modificare a poziţiei ei, atrage după sine modificarea paletei (a suprafeţei aerodinamice). De asemenea, faptul că secţiunile transversale în lungul paletei sînt rotite, faţă de planul

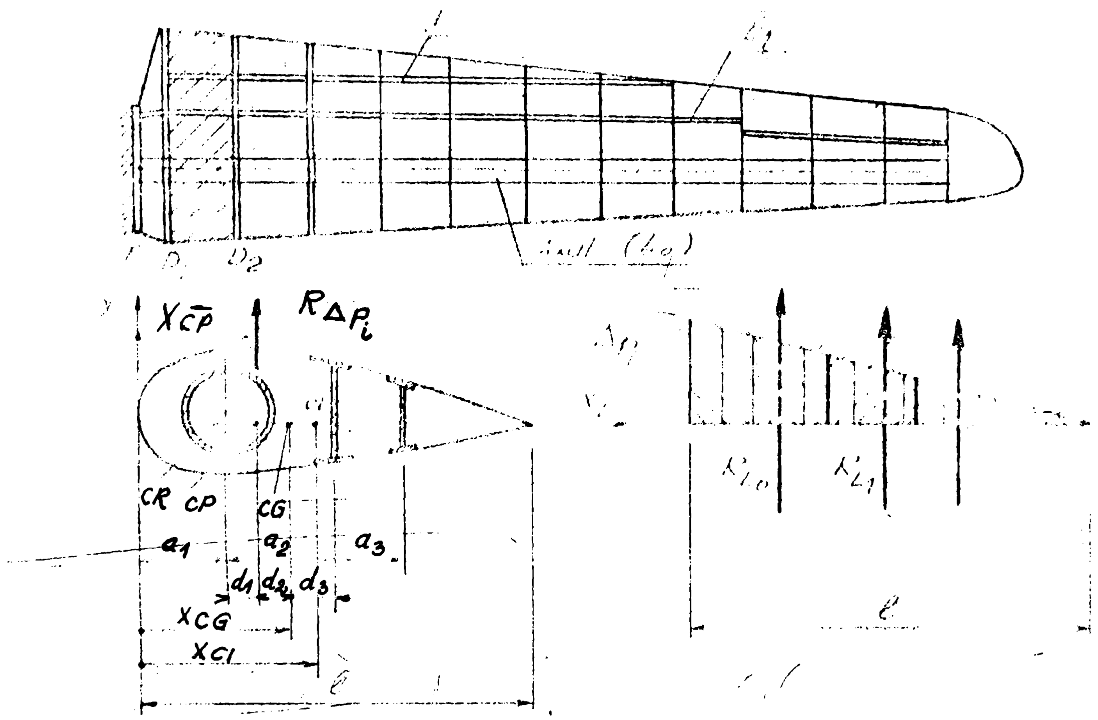


FIG 4.8

de rotaţie, cu unghiuri (β_i) diferite, complică şi mai mult poziţionarea lonjeroanelor. Pentru calculul simplificat structurii paletei fără înveliş portant se pot accepta ipotezele simplificatoare precizate în lucrarea [48] la calculul aripii de avion şi deci diafragmele (D_3), (D_4), ...(D_{13}), (D_{16}) se consideră că au o rigiditate proprie mică şi nu asigură o legătură apreciabilă între lonjeroane care, sub acţiunea sarcinilor exterioare ($R\Delta p_i$) se deformează independent. Si deci, într-o secţiune transversală oarecare (i) vom găsi:

$$M_x = M_{x_0} + M_{x_1} + M_{x_2}\,; \qquad T_{y_0} + T_{y_1} + T_{y_2} = T_y \tag{4.6}$$

unde:

M_{x_0}, T_{y_0}, M_{x_1}, T_{y_1}, M_{x_2}, T_{y_2} sînt momentele încovoietoare şi forţele tăietoare care revin axului şi celor două lonjeroane.

In fiecare secţiune transversală se mai pot scrie şi relaţiile

$$R_{L_o}(d_1+d_2+d_3+a_3) + R\Delta p_i(d_2+d_3+a_3) + R_{L_1}(a_3) = o$$

$$R_{L_o}(d_1+d_2+d_3) + R\Delta p_i\,(d_2+d_3) - R_{L_2}\cdot a_3 = o$$

$$R_{L_o}\cdot d_1 - R_{L_1}\,(d_2+d_3) - R_{L_2}\,(d_2+d_3+a_3) = o \qquad 4.7$$

$$R_{L_o} + R_{L_1} + R_{L_2} = R\Delta p_i$$

unde R_{L_o}, R_{L_1}, şi R_{L_2} sînt sarcinile aplicate pe lonjeroane în daN/m. Sub acţiunea sarcinilor R_{L_o}, R_{L_1}, şi R_{L_2} lonjeroanele se vor deforma. Cum sarcinile R_{L_o}, R_{L_1} şi R_{L_2} sînt diferite şi rigiditățile la încovoiere EI_o, EI_1 şi EI_2 ale axului şi lonjeroanelor sînt şi ele diferite, săgeţile într-un punct oarecare din lungul lor vor fi diferite. Dacă se notează cu $v_o(z)$, $v_1(z)$, $v_2(z)$ săgeţile în secţiunea curentă (z), acestea pot fi calculate plecînd de la expresiile fibrelor medii deformate care, pentru ax şi cele două lonjeroane sînt date de expresiile:

$$\frac{d^2v_o(z)}{dz^2} = -\frac{Mx_o}{EI_{x_o}}$$

$$\frac{d^2v_1(z)}{dz^2} = -\frac{M_{x_1}}{EI_{x_1}} \qquad (4.8)$$

$$\frac{d^2v_2(z)}{dz^2} = -\frac{M_{x_2}}{EI_{x_2}}$$

Integrînd de la z=o la z=z avem:

$$\frac{dv_o(z)}{dz} = C_o - \int_o^z \frac{M_{x_o}}{EI_{x_o}}\,dz; \qquad \frac{dv_1(z)}{dz} = C_1 - \int_o^z \frac{M_{x_1}}{EI_{x_1}}\,dz;$$

$$\frac{dv_2(z)}{dz} = C_2 - \int_o^z \frac{M_{x_2}}{EI_{x_2}}\,dz; \qquad (4.9)$$

Dacă pentru simplificare, presupunem că axul şi lonjeroanele au aceeaşi lungime (vezi fig.3.2, unde lonjeronul, axul şi liniile de forţă de la bordul de atac şi bordul de fugă sînt continue pînă în vîrful paletei) şi sînt încastrate în grinda cheson formată din diafragmele D_1 şi D_2 iar încărcările pe ele şi rigidităţi-le lor(EI_i) sînt constante în lungul anvergurii, rezultă că la vîrful paletei săgeţile au expresiile:

$$v_{o,\ell} = \frac{R\Delta p_{L_o} \cdot \ell^4}{8EI_{x_o}} \; ; \quad v_{1,\ell} = \frac{R\Delta p_{L_1} \cdot \ell^4}{8EI_{x_1}} \; ; \quad v_{2,\ell} = \frac{R\Delta p_{L_2} \cdot \ell^4}{8EI_{x_2}} \; ; \quad (4.10)$$

unde:

$R\Delta p_{L_o}$ – este încărcarea ce revine axului paletei presupusă constantă în lungul paletei;

ℓ – lungimea lonjeroanelor şi a axului de la diafragmele cheson (D_1, D_2) pînă la vîrful paletei;

EI_{x_i} – rigidităţile la încovoiere a axului şi ale lonjeroanelor (i = o,1,2). In general săgeţile $v_{o,\ell} \neq v_{1,\ell} \neq v_{2,\ell}$ ... paleta ... se poate pune condiţia ca aceste săgeţi ... din (4.10) rezultă:

$$\frac{R\Delta p_{L_o}}{EI_{x_o}} = \frac{R\Delta p_{L_1}}{EI_{x_1}} = \frac{R\Delta p_{L_2}}{EI_{x_2}} = \frac{R\Delta p_i}{EI_x} \quad (4.11)$$

unde:

$$EI_x = EI_{x_o} + EI_{x_1} + EI_{x_2} \quad \text{şi} \quad R\Delta p_i = R\Delta p_{L_o} + R\Delta p_{L_1} + \ldots$$

Iar din relaţia (4.11) rezultă relaţia (4.12.)

$$R\Delta p_{L_o} = R\Delta p_i \frac{EI_{x_o}}{EI_x} \; ; \quad R\Delta p_{L_1} = R\Delta p_i \frac{EI_{x_1}}{EI_x} ; \quad R\Delta p_{L_2} = R\Delta p_i \frac{EI_{x_2}}{EI_x} \quad (4.12)$$

Rezultanta ($R\Delta p_i$) ... la distanţa X ... axul (L_o) (... 4.9) şi ... se poate scrie relaţia:

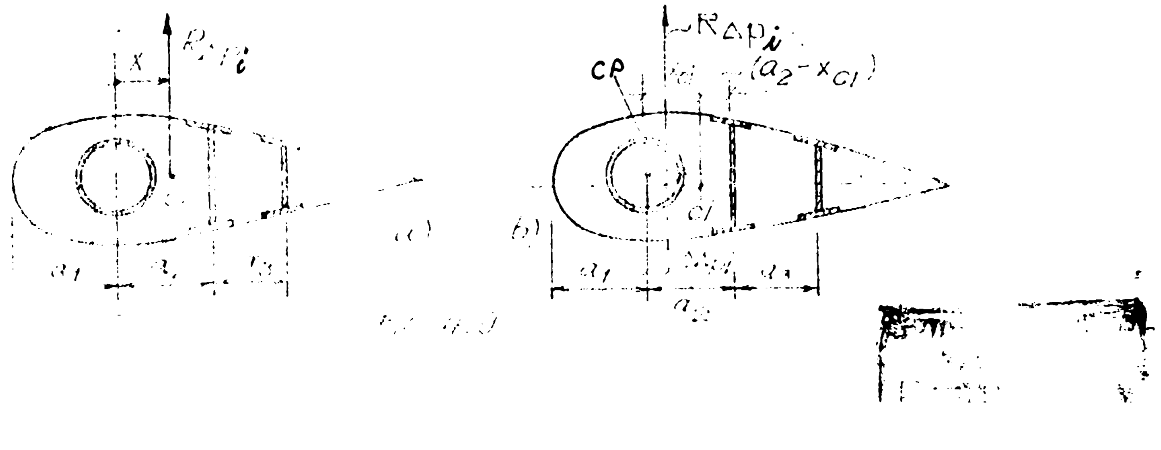


Fig. 4.9

$$R_{\Delta p_i} \cdot x = R_{\Delta p_{L_1}} \cdot a_2 + R_{\Delta p_{L_2}} \cdot (a_2+a_3) \qquad (4.13)$$

$$X = \frac{1}{R_{\Delta p_i}} \cdot \left[R_{\Delta p_i} \frac{EI_{x_1}}{EI_x} \cdot a_2 + R_{\Delta p_i} \frac{EI_{x_2}}{EI_x} (a_2+a_3) \right] \qquad (4.14)$$

Ca atare, dacă rezultanta forțelor exterioare ($R_{\Delta p_i}$) acționează la distanța (X) față de axul paletei, săgețile axului și lonjeroanelor la vîrful paletei vor fi egale și paleta lucrează la încovoiere pură. Punctul din secțiune astfel definit se numește centru de încovoiere pură sau centru de tăiere. După cum se vede din relația (4.14), poziția centrului de încovoiere pură sau a centrului de tăiere depinde numai de parametrii mecanici ai lonjeroanelor și ai axului și de poziția relativă a acestora.

In condițiile relațiilor (4.12) și (4.14) momentul încovoietor total în secțiune se repartizează pe ax și pe lonjeroane, proporțional cu rigiditățile la încovoiere a acestora:

$$\frac{M_{x_o}}{EI_{x_o}} = \frac{M_{x_{L_1}}}{EI_{x_1}} = \frac{M_{x_{L_2}}}{EI_{x_2}} = \frac{M_x}{EI_x} \qquad (4.15)$$

de unde rezultă:

$$M_{x_o} = M_x \frac{EI_{x_o}}{EI_x} \; ; \; M_{x_{L_1}} = M_x \frac{EI_{x_1}}{EI_x} \; ; \; M_{x_{L_2}} = M_x \frac{EI_{x_2}}{EI_x} \qquad (4.$$

In mod similar, punînd condiția ca rotirea la vîrful paletei să fie aceeași, rezultă:

$$T_{y_o} = T_y \cdot \frac{\bar{GA}_o}{\bar{GA}} \; ; \; T_{y_{L_1}} = T_y \frac{\bar{GA}_1}{\bar{GA}} \; ; \; T_{y_{L_2}} = T_y \frac{\bar{GA}_2}{\bar{GA}} \qquad (4.17)$$

unde: $\bar{GA} = \bar{GA}_o + \bar{GA}_1 + \bar{GA}_2$;

Deoarece, în general $R_{\Delta p_i}$ nu trece prin centrul de încovoiere pură va exista un moment de răsucire care în secțiune este suma momentelor exterioare în raport cu centrul de încovoiere pură și care are expresia: (fig.4.9.b).

$$dM_r = \left[R_{\Delta p_i} (x_{Ci} - x_{\Delta p_i}) \right] dz \qquad (4.18) \text{ sau}$$

$$\Delta M_r = \left[R_{\Delta p_i} (x_{Ci} - X_{\Delta p_i}) \right] \qquad (4.19)$$

Intr-o secțiune z de la vîrful paletei M_r este:

$$M_r = \int_{\ell}^{z} R_{\Delta P_i} (x_{Ci} - x_{\Delta P_i})\, dz \; ; \text{ sau} \qquad (4.20)$$

$$M_r = \sum_{i=1}^{z_i} \left[R_{\Delta P_i} (x_{Ci} - x_{\Delta P_i}) \right] \qquad (4.21)$$

Aplicînd principiul suprapunerii efectelor putem trata paleta după două scheme de calcul separate şi anume:

- una care să reprezinte încovoierea pură;
- alta care să reprezinte torsiunea pură;

[illegible] pentru fiecare schemă de calcul în, şi în final se trece la principiul suprapunerii efectelor, [illegible] [illegible].

Aceleaşi principii se aplică şi la alte tipuri [illegible] [illegible].

b. Dacă se [illegible] [illegible] momentele de inerţie cît [illegible] momentele încovoietoare sînt variabile în lungul paletei problema integrării relaţiilor (4.9) se complică. Problema se poate rezolva simplu admiţînd pentru momentele de inerţie şi pentru momentele încovoietoare variaţii în trepte. În acest caz integralele se transformă în sume pe segmentele finite în lungul cărora I_{x_i} şi M_{x_i} sînt constante.

Pentru cazul general [illegible] care lungimea lonjeroanelor şi axului diferă iar rigidităţile şi momentele încovoietoare în lungul lor sînt variabile se pot pune condiţii similare [illegible], adică săgeţile într-o secţiune dată să fie egale. În [illegible] [illegible] relaţiile (4.10) şi (4.11) obţinute din [illegible] relaţiilor (4.9) sînt mai complicate şi este necesară o [illegible] numerică. Odată cunoscute eforturile aferente fiecărui element de rezistenţă al structurii se pot calcula eforturile unitare după legile cunoscute ale rezistenţei materialelor, cu observaţia că sînt acceptate ipotezele simplificatoare care se presupun satisfăcute. Si la structura de rezistenţă a paletelor pentru aerogeneratoare ca şi [illegible] cazul structurilor de aviaţie se pot accepta ipotezele simplificatoare prezentate pe larg în [illegible] şi calculul de rezistenţă [illegible] conduce funcţie de tipul de [illegible] tare.

Calculul de rezistenţă la solicitari de întindere se [illegible] duce după relaţia binecunoscută

$$\sigma = N/A \; ; \qquad (4.22)$$

şi riguros valabilă, dacă corpul considerat se presupune cilindric, sau corespunde noţiunii de bară [56].

In privinţa solicitării de încovoiere, dacă sistemul de axe, este un sistem central, putem avea următoarele situaţii:

1. In caz că secţiunea transversală are o formă oarecare, fără direcţii privilegiate, sistemul central poate fi un sistem oarecare. Faţă de acest sistem tensiunea normală are expresia:

$$\sigma_{\bar z} = \frac{M_{\bar x} I_{\bar y} + M_{\bar y} I_{\bar y \bar x}}{I_{\bar y} I_{\bar x} - I^2_{\bar y \bar x}} \cdot \bar y + \frac{M_{\bar y} I_{\bar x} + M_{\bar x} I_{\bar y \bar x}}{I_{\bar y} I_{\bar x} - I^2_{\bar y \bar x}} \cdot \bar x \qquad (4.24)$$

unde:

$M_{\bar x}$ şi $M_{\bar y}$ – sînt componentele momentului încovoietor pe axele sistemului central;

$I_{\bar x}$, $I_{\bar y}$ şi $I_{\bar x \bar y}$ – sînt momentele de inerţie ale secţiunii transversale raportată la sistemul central.

2. In cazul că secţiunea transversală se raportează la sistemul de axe central principal, tensiunea normală are expresia:

$$\sigma_z = \frac{M_x}{I_x} y + \frac{M_y}{I_y} x \qquad (4.25)$$

unde: M_x şi M_y sînt componentele momentului încovoietor pe axele sistemului central principal;

I_x şi I_y sînt momentele de inerţie ale secţiunii transversale raportată la sistemul de axe central principal.

3. Cunoscînd poziţia axei neutre a secţiunii transversale în sistemul central.

$$(M_{\bar x} I_{\bar y} + M_{\bar y} I_{\bar y \bar x})\bar y + (M_{\bar y} I_{\bar x} + M_{\bar x} I_{\bar y \bar x})\bar x = 0$$

sau în sistemul central principal

$$\frac{M_x}{I_x} y + \frac{M_y}{I_y} x = 0 \qquad (4.26)$$

se poate obţine o altă relaţie pentru tensiunea normală

$$\sigma_z = \frac{M \cos(\theta - \alpha)}{I_n} \cdot y_n \qquad (4.27)$$

[illegible] ste [illegible] din sistem [illegible] inerţia centrală Ox şi neutră.

α - este unghiul dintre momentul încovoietor rezultant(M) de pe secţiunea transversală şi axa ox; $M_x = M\cos\alpha$; $M_y = M\sin\alpha$;

I_{xn} - este momentul de inerţie axial al secţiunii transversale în raport cu axa neutră;

y_n - este coordonata curentă măsurată perpendicular pe axa neutră.

Calculul de rezistenţă la solicitări de forfecare şi răsucire se tratează simultan deoarece cele două solicitări simple sînt imposibil de separat. Pentru separarea acestora este necesar a se reduce solicitarea, în general produsă prin forţe transversale faţă de centrul de tăiere. Forţa transversală care trece prin acest centru produce tăiere pură, iar momentul, faţă de acelaşi centru, provenit din forţele transversale, produce răsucire. Determinarea acestui centru nu se poate face decît după ce se determină repartiţia eforturilor unitare produse de tăierea pură, acest centru nefiind altceva decît punctul de aplicaţie al rezultantei acestor eforturi unitare tangenţiale.

În privinţa solicitărilor ce se produc în planul secţiunii transversale, eforturi unitare tangenţiale, o problemă deosebit de importantă este forma conturului secţiunii transversale. Şi din acest motiv se vor considera pe rînd secţiunile transversale simplu conexe (profile deschise) şi apoi profile închise (multiplu conexe).

În cazul secţiunilor transversale simplu conexe (profile deschise) fluxul de forfecare va fi dat de relaţia (4.28).

$$q = \left\{ \frac{\partial}{\partial z}\left[\frac{M_x I_y + M_y I_{yx}}{I_y I_x - I_{yx}^2}\right]\right\} \int \bar{y}\,dA + \left\{\frac{\partial}{\partial z}\left[\frac{M_y I_x + M_x I_{yx}}{I_y I_x - I_{yx}^2}\right]\right\}\int \bar{x}\,dA \qquad (4.28)$$

dacă secţiunea transversală este raportată la un sistem central, sau de relaţia (4.29).

$$q = \frac{T_y \cdot S_{xy}}{I_x} + \frac{T_x \cdot S_{yx}}{I_y} \qquad (4.29)$$

dacă secţiunea transversală este raportată la sistemul de axe principal. Pentru cazul în care axa ox se ia chiar axa neutră a secţiunii transversale fluxul de forfecare are expresia:

$$q = \frac{T\cos(\varphi - \alpha)}{I_{xn}} \cdot S_{xn,y} \qquad (4.30)$$

unde: $S_{xn,y}$ - este momentul static în raport cu axa neutră a secţiunii de sub nivelul y;

I_n - este momentul de inerţie al secţiunii transversale în raport cu axa neutră a secţiunii transversale.

In cazul solicitării la răsucire, eforturile unitare tangenţiale τ_{zy} şi τ_{zx} pentru secţiuni transversale de formă ... dreptunghiulară în care ... lăţime ... h sînt date ... (4.31)

$$\tau_{zx} = 0; \qquad \tau_{zy} = \frac{M_r}{ht^3/3} \cdot 2x \qquad (4.31)$$

... de rotaţie θ este ... de relaţia (4.):

$$\theta = \frac{M_r}{Ght^3/3} \qquad (4.\ \ )$$

Din aceste relaţii rezultă ... tensiunilor ... la secţiunile transversale formate din unul sau mai multe dreptunghiuri înguste (profil de ..., la ... lăţimea ... este mult mai mică decît grosimea ea), este mare şi de ..., deformabilitatea este mare. Aceste profile sînt evitate ... posibil în cazul structurilor pentru paletele ... ventilatoarelor cu ax orizontal.

In cazul secţiunilor transversale multiplu conexe (profile închise) supuse la răsucire, problema se prezintă în felul următor:

1. ... secţiunile dublu conexe (închisă o singură dată) eforturile tangenţiale ... se calculează cu relaţiile lui Bredt:

$$\tau \cdot b = q = M_r / 2\Omega \qquad (4.\ \ )$$

$$\theta = \frac{M_r}{4\Omega^2 G} \oint \frac{ds}{t} \qquad (4.\ \ )$$

unde:

t - reprezintă grosimea peretelui profilului;

Ω - este aria închisă de linia mediană a peretelui secţiunii transversale;

... este momentul de inerţie al secţiunii transversale ... .

... în cazul sec... ...ecele multiplu conexe (secţiuni închise care au ... contururi în sus) ... static ... pentru rezolvare ... de scrierea unei condiţii suplimentare de deformaţie.

Una din condiţii ... este cunoscută sub ... continuitate ... forfecare ... într-un mod ... în problemele de ... de ... multe ori (Fig.4.10). ...
secţiunea transversală fig.4... nedeterminată (n-1) ori dacă se ţine ... de ... fluxului de forfecare în ... relaţiile (4.3...

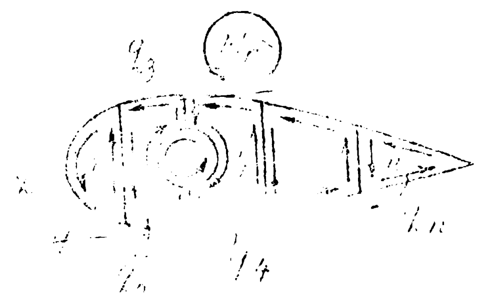


FIG. 4.10

$q_{12}=q_1-q_2$

$q_{23}=q_2-q_3$

$q_{n-1,n}=q_{n-1}-q_n$

... numărul de necunoscute ... problemei ... Pentru aceste necunoscute se ... relaţia de ... (4.30) în care:

$$\Omega_r = 2\sum_{i=1}^{n}\Omega_i \qquad (4.\ \ )$$

... de ... produsul fluxului ... tangenţiale ... între ... secţiunii transversale.

Pe lângă ... relaţie (4.36) (n-1) ecuaţii de deformaţie. Aceste relaţii exprimă legătura dintre efortul unitar ... deformaţia generală a secţiunii transversale.

$$\oint_i \tau\, ds = \ldots\Omega_i \qquad (4.37)$$

Relaţia (4.37) ... pentru fiecare ... din ... secţiune ... În această situaţie, ... secţiunea ... (n) ecuaţii de tip (4.37) ... o e-in ... tip (4.36) ... permit de ... minarea celor(n) fluxuri ... necunoscute, în ... unghiului de răsucire, ... θ .

Ţinînd seama că $\tau_i = q_i/t_i$ din membrul stîng al relaţiei (4.37) rezultă:

$$\oint_i \tau\, ds = \oint_i \frac{q_i}{t_i}\, ds = \sum_{cel\, i} q_{ik} \int_{ik} \frac{ds}{t_{ik}}$$

...

$$q_{ik} = q_i - q_k$$

... observaţie ... relaţia 4.3...

$$\oint_i \tau\, ds = \sum_{cel\, i} q_i \oint_i \frac{ds}{t_i} - \sum_k q_k \int_{ik} \frac{ds}{t_i} \qquad (4.3.)$$

Dacă q_i este acel... în toţi pereţii celulei (i) acesta poate fi extras în faţa sumei şi se obţine:

$$q_i \oint_i \frac{ds}{t_i} - \sum_k q_k \int_{ik} \frac{ds}{t_{ik}} = \frac{2M_r}{K}\, \Omega_i \qquad (4.3.)$$

...:

$K = \dfrac{2M_r \Omega}{\oint \tau\, ds}$ – constanta ... ;

i – reprezintă num... celulei 1,2,...,n din secţiunea ... nsversală;

k – reprezintă celula adiacentă (vecină) a lui (i).

Relaţia 4.39 reprezintă un sistem cu (n) linii care au ca necunoscute fluxurile q_i. Dacă se scrie sistemul pentru secţiunea transversală din fig.4.10 rezultă:

$$q_1 \oint_1 \frac{ds}{t_1} - q_2 \int_{1,2} \frac{ds}{t_{1,2}} = \frac{2M_r}{K}\, \Omega_1$$

$$-q_1 \int_{1,2} \frac{ds}{t_{1,2}} + q_2 \oint_2 \frac{ds}{t_2} - q_3 \int_{2,3} \frac{ds}{t_{2,3}} = \frac{2M_r}{K}\, \Omega_2 \qquad (4.4.)$$

$$-q_2 \int_{2,3} \frac{ds}{t_{2,3}} + q_3 \oint_3 \frac{ds}{t_3} - q_4 \int_{3,4} \frac{ds}{t_{3,4}} = \frac{2M_r}{K}\, \Omega_3$$

Dacă se notează:

$$a_{ik} = \int_{i,k} \frac{ds}{t_{i,k}} \quad ; \quad ... \quad \text{şi} \quad \oint_i \frac{ds}{t_{i,i}}$$

şi dacă pereţii celulelor sînt formaţi din (n) elemente cu grosimi constante coeficienţii (n_{ik}) şi (n_{ii}) se pot calcula astfel:

$$n_{ik} = \frac{s_{ik}}{t_{ik}} \quad \text{şi} \quad n_{ii} = \sum_{i=1}^{n} \frac{s_i}{t_i} = \frac{s_1}{t_1} + \frac{s_2}{t_2} + \dots + \frac{s_k}{t_k} + \dots + \frac{s_n}{t_n},$$

Cu aceste notaţii sistemul (4.39') devine:

$$q_1 n_{11} - q_2 n_{12} = \frac{2M_r}{K} \Omega_1$$

$$-q_1 n_{21} + q_2 n_{22} - q_3 n_{23} = \frac{2M_r}{K} \Omega_2 \qquad (4.4o)$$

$$-q_2 n_{32} + q_3 n_{33} - q_4 n_{34} = \frac{2M_r}{K} \Omega_3$$

Făcînd notaţia 4.41

$$q_i = \bar{q}_i \frac{2M_r}{K} \quad (4.41)$$ sistemul (4.4o) va primi forma:

$$\bar{q}_1 \cdot n_{11} - \bar{q}_2 \cdot n_{12} = \Omega_1$$

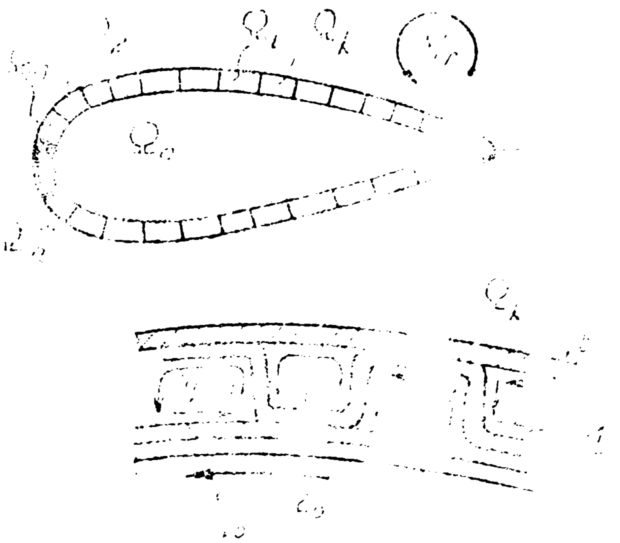
$$-\bar{q}_1 \cdot n_{21} + \bar{q}_2 \cdot n_{22} - \bar{q}_3 n_{23} = \Omega_2 \qquad (4.42)$$

$$-\bar{q}_2 \cdot n_{31} + \bar{q}_3 n_{33} - \bar{q}_4 \cdot n_{34} = \Omega_3$$

Ţinînd seama de 4.36 şi 4.41 rezultă $K = 4\sum_{i=1}^{n} \Omega_i q_i$ (4.43) şi care reprezintă constanta răsucirii.

Sistemul de ecuaţii format astfel permite determinarea tuturor necunoscutelor problemei. Sistemul poate fi soluţionat direct sau cu ajutorul unor metode iterative care permit evaluări succesive de precizie din ce în ce mai mare şi un control al calculului în timpul efectuării lui [56]. Din sistemul de ecuaţii se poate determina constanta la răsucire a secţiunii transversale, după relaţia (4.43) [56] şi [57].

In privinţa secţiunilor transversale care prezintă rigidizori longitudinali avem două cazuri: unul cînd aceşti rigidizori sînt profile deschise şi aceştia nu sînt luaţi în considerare şi altul cînd rigidizorii sînt profile închise. In acest ultim caz secţiunea transversală devine o secţiune multiplu conexă, însă datorită faptului că secţiunea transversală a rigidizorului este mică faţă de secţiunea transversală a ansamblului este necesar a se dezvolta metode aproximative



de calcul în care să se țină seama de aceste rigidizări.

Pentru secțiunea din fig.4.11 sistemul de ecuații are forma (4.44)

$$\oint_0 \frac{ds}{t} - q_1\int_{0,1}\frac{ds}{t} - q_2\int_{0,2}\frac{ds}{t} \dots - \int \frac{ds}{t} \dots - \int_{0,n}\frac{ds}{t} = [\text{illegible}]\,\Omega$$

$$-\int_{1,0}\frac{ds}{t} + q_1\oint_1\frac{ds}{t} - q_2\int_{1,2}\frac{ds}{t} \dots = [\text{illegible}]\,\Omega$$

$$-\int_{2,0}\frac{ds}{t} - q_1\int_{2,1}\frac{ds}{t} + q_2\oint_2\frac{ds}{t} - [\text{illegible}] = [\text{illegible}]\,\Omega$$

$$-\int_{3,0}\frac{ds}{t} - \dots - q_2\int_{3,2}\frac{ds}{t} \dots - q_4\int_{3,4}\frac{ds}{t} \dots = [\text{illegible}]\,\Omega$$

$$-\int_{n,0}\frac{ds}{t} - \dots - \int_{n,n-1}\frac{ds}{t} + [\text{illegible}] = [\text{illegible}]\,\Omega$$

Având în vedere notații[illegible] (4.[illegible]) sistemul va căpăta forma:

$$\begin{bmatrix} n_{0,0}, -n_{0,1}, -n_{0,2}, \dots, -n_{0,i}, \dots, -n_{0,n} \\ -n_{10}, n_{11}, -n_{12}, \dots \\ -n_{20}, -n_{21}, n_{22}, -n_{23}, \dots \\ -n_{30}, 0, -n_{32}, n_{33}, -n_{34}, \dots \\ \dots \\ -n_{i0}, \dots -n_{i,i-1}, n_{ii}, -n_{i,i+1} \dots \\ \dots \\ -n_{n0}, \dots -n_{n,n-1}, n_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} q_0 \\ q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ \vdots \\ q_i \\ \vdots \\ q_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Omega_0 \\ \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \Omega_3 \\ \vdots \\ \Omega_i \\ \vdots \\ \Omega_n \end{Bmatrix} \qquad (4.[\text{illegible}])$$

Soluţionarea numerică a sistemului conduce la determinarea fluxurilor q_i şi a constantei răsucirii.

$$K = 4(\bar{q}_0 \cdot \Omega_0 + \sum_{i=1}^{n} q_i \Omega_i) \qquad (4.4)$$

Secţiunea transversală prin paleta OPS, $\lambda = 7$, cu D=3,0 m are forma din fig.4.12. Deci aceasta este compusă din două celule independente şi anume: - celula circulară formată din axul paletei şi celula exterioară realizată de către învelitoare. Învelitoarea este o structură multicelulară sau o structură rigidizată cu (n) rigidizări longitudinali, structură tratată anterior (vezi fig.4.11 şi relaţiile 4.44 şi 4.45). Solicitarea (M_r) se va repartiza celor două celule, care vor avea acelaşi unghi de răsucire specifică θ, datorită diafragmelor care leagă din loc în loc (la distanţa de 750 mm).

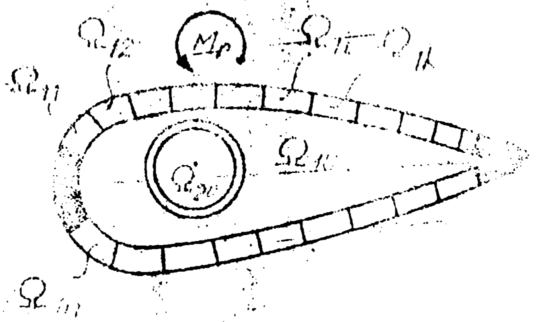


FIG. 4.12

deci:

$$\theta = \frac{M_{r_1}}{K_1 G} = \frac{M_{r_2}}{K_2 G} \qquad (4.46)$$

unde:

$$K_1 = 4(\bar{q}_0 \cdot \Omega_{1,0} + \sum_{i=1}^{n} q_i \Omega_{1,i}) \qquad (4.47)$$

este constanta răsucirii celulei exterioare multicelulare;

iar

$$K_2 = \frac{4 \cdot \Omega_{20}^2}{\oint \frac{ds}{t_{ax}}} = 2 \cdot \pi \cdot r_m^3 \cdot t_{ax} \qquad (4.47)$$

este constanta răsucirii celulei interioare formată din axul paletei. Momentul de răsucire total trebuie să fie preluat de cele două celule, deci:

$$M_r = M_{r_1} + M_{r_2} \qquad (4.48)$$

Dacă se ţine seama de relaţia 4.46 se pot calcula momentele de răsucire ce revin fiecărui cheson care formează cele două celule.

$$M_{r_1} = \frac{M_r}{1 + \frac{K_2}{K_1}} \; ; \quad M_{r_2} = \frac{M_r}{1 + \frac{K_1}{K_2}} \qquad (4.49)$$

unde:

M_{r_1} - este momentul de răsucire care revine chesonului închis pe care-l formează învelitoarea paletei care este o structură multicelulară;

M_{r_2} - este momentul de răsucire care revine chesonului închis pe care-l formează axul paletei.

Problema răsucirii pentru secțiunea transversală din fig.4.12 poate fi abordată considerînd axul ca o celulă independentă iar structura învelitorii formează o altă celulă independentă ca cea din fig.4.11. In aceste condiții sistemul de ecuații va avea forma (4.50):

$$
\begin{aligned}
&q_{10}\oint_{10}\frac{ds}{t}-q_{11}\int_{10\text{-}11}\frac{ds}{t}-q_{12}\int_{10,12}\frac{ds}{t}-\dots-q_{1i}\int_{10,1i}\frac{ds}{t}-\dots-q_{1n}\int_{10,1n}\frac{ds}{t}=\frac{2M_r}{K}\Omega_{10}\\
&-q_{10}\int_{11,10}\frac{ds}{t}+q_{11}\oint_{11}\frac{ds}{t}-q_{12}\int_{11,12}\frac{ds}{t}-\dots=\frac{2M_r}{K}\Omega_{11}\\
&-q_{10}\int_{12,10}\frac{ds}{t}-q_{11}\int_{12,11}\frac{ds}{t}-q_{12}\oint_{12}\frac{ds}{t}-q_{13}\int_{12,13}\frac{ds}{t}+\dots=\frac{2M_r}{K}\Omega_{12}\qquad(4.50)\\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\\
&-q_{10}\int_{1n,10}\frac{ds}{t}-\dots-q_{1,n-1}\int_{1n,1n-1}\frac{ds}{t}-q_{1,n}\oint_{1n}\frac{ds}{t}=\frac{2M_r}{K}\Omega_{1n}\\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\\
&q_{20}\oint_{20}\frac{ds}{t}=\frac{2M_r}{K}\Omega_{20}
\end{aligned}
$$

După soluționarea sistemului și determinarea fluxurilor $\overline{q}_{10}$, $\overline{q}_{1i}$ și $\overline{q}_{20}$ se determină constanta răsucirii cu relația (4.51):

$$
K=4(\overline{q}_{10}\cdot\Omega_{10}+\sum_{i=1}^{n}\overline{q}_{1i}\Omega_{1i})+4\overline{q}_{20}\cdot\Omega_{20}\qquad(4.52)
$$

Pentru secțiunile transversale multiplu conexe solicitate la tăiere, problema determinării fluxurilor de forfecare este dificilă și depinde de forma secțiunii transversale.

Pentru început se analizează o secțiune transversală dublu conexă, solicitată la tăiere fig.4.13. Pentru soluționare se taie fictiv elementul în lungul axei z și se exteriorizează fluxul necunoscut q_z, care urmează a se determina din condiția de deformație. Pe secțiunea transversală deschisă (ca formă de bază) se poate calcula fluxul de tăiere q_0 dat de forța tăietoare (T)

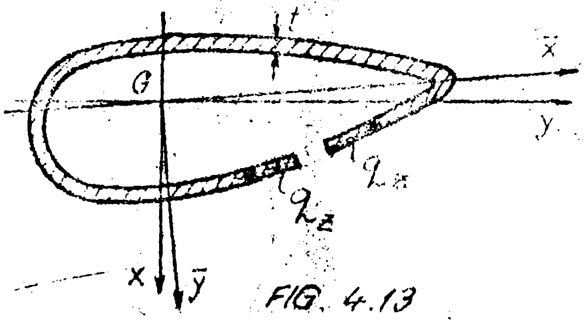


FIG. 4.13

$$q_0 = \frac{T_{\bar{y}} I_{\bar{y}} - T_{\bar{x}} I_{\bar{y}\bar{x}}}{I_{\bar{y}} I_{\bar{x}} - I^2_{\bar{y}\bar{x}}} S_{\bar{x}} + \frac{T_{\bar{x}} I_{\bar{x}} - T_{\bar{y}} I_{\bar{y}\bar{x}}}{I_{\bar{x}} T_{x} - I^2_{\bar{y}\bar{x}}} S_{\bar{y}} \tag{4.52}$$

$$q_0 = \frac{T_y \cdot S_x}{I_x} + \frac{T_x S_y}{I_y} \tag{4.53}$$

$$q_0 = \frac{T\cos(\theta - x)}{I_n} S_n \tag{4.54}$$

Conform relațiilor (4.52), cînd secțiunea transversală este raport raportată la un sistem central; (4.53), cînd secțiunea transversală este raportată la un sistem central principal și (4.54) cînd axa x a sistemului de referință central este identică cu axa neutră a secțiunii transversale.

Fluxul de forfecare pe secțiunea transversală se va obține prin suprapunere de efecte conform relației (4.55):

$$q = q_0 + q_z \tag{4.55}$$

Pentru determinarea fluxului de forfecare necunoscut, se folosește o condiție de deformație care arată că dacă forța tăietoare acționează în centrul de tăiere, atunci rotirea produsă de fluxul de forfecare total este nulă. Dacă se folosește relația (4.37) rezultă:

$$\theta = \frac{1}{2G\Omega}\oint \frac{q_0 + q_z}{t}\, ds = 0, \tag{4.56}$$

de unde se obține:

$$q_z = -\left(\oint \frac{q_0}{t}\, ds\right) / \left(\oint \frac{ds}{t}\right) \tag{4.57}$$

Intrucît fluxul de forfecare (q_0) nu este constant, ca în cazul cazul răsucirii, integrala din relația (4.57) va trebui rezolvată în consecință.

Determinarea centrului de tăiere este o problemă deosebit de importantă deoarece, în cazul în care efortul unitar tangențial provine din tăiere pură, rezultanta acestuia trece prin acest punct. In mod practic se determină fluxul de tăiere plecînd de la condiția (4.56), după care se scriu două ecuații de moment în raport cu centrul de greutate al secțiunii transversale (fig.4.14).

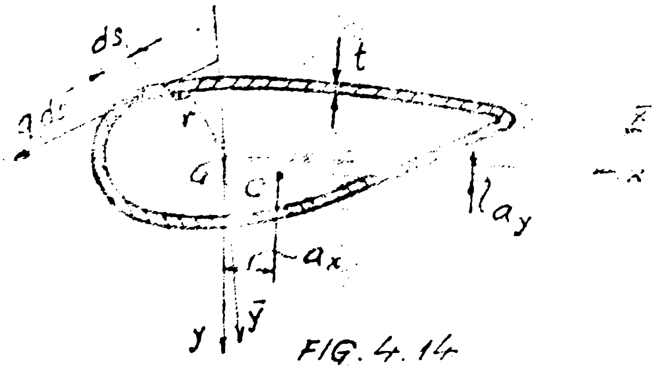


FIG. 4.14

$$T_y \cdot a_x = \sum \int q_i \, r \, dy;$$
$$T_x \cdot a_y = \sum \int q_i \, r \, dx \qquad (4.58)$$

unde: a_x și a_y reprezintă coordonatele centrului de tăiere.

Stabilirea poziției centrului de tăiere la secțiunile transversale multicheson ate are la bază aceleași ipoteze ca și la secțiunile dublu conexe. Dacă secțiunea transversală are (n) contururi interioare și un singur contur exterior, se practică (n) tăieturi cu ajutorul cărora secțiunea transversală se transformă dintr-o secțiune transversală închisă într-una deschisă.

Pe această secțiune transversală de bază se calculează, pentru început, fluxul de forfecare. Aceste fluxuri nu corespund situației reale deoarece prin secționarea (tăierea) celor (n) chesoane s-au eliminat (n) fluxuri necunoscute q_{z1}; q_{z2}; ...; q_{zn}. La determinarea fluxurilor de tăiere se ține seama de principiul continuității la noduri.

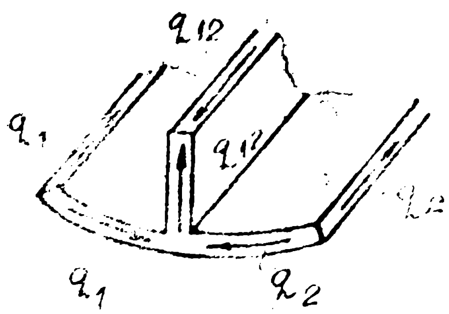


FIG. 4.15

$$q_1 = q_{10} + q_{z1};$$
$$q_2 = q_{20} + q_{z2}; \qquad (4.59)$$
$$q_{12} = q_{20} + q_{z2} - q_{10} - q_{z1};$$

Se pune apoi condiţia că nici un cheson nu se roteşte. Pentru secţiunea transversală cu (n) chesoane (celule) se scriu (n) astfel de condiţii :

$$\theta_1 = \frac{1}{2G\Omega_1}\left[\int\frac{q_{1o}}{t_1}ds + \int\frac{q_{z1}}{t_1}ds - \int\frac{q_{12,o}}{t_{12}}ds - \int\frac{q_{12,z}}{t_{12}}ds\right] = o$$

$$\theta_2 = \frac{1}{2G\Omega_2}\left[\int\frac{q_{2o}}{t_2}ds + \int\frac{q_{z2}}{t_2}ds - \int\frac{q_{1,2o}}{t_{12}}ds - \int\frac{q_{z1,2}}{t_{12}}ds - \right.$$

$$\left. - \int\frac{q_{z,2,3}}{t_{23}}ds - \int\frac{q_{23,o}}{t_{23}}ds\right] = o \; ; \qquad (4.60)$$

....

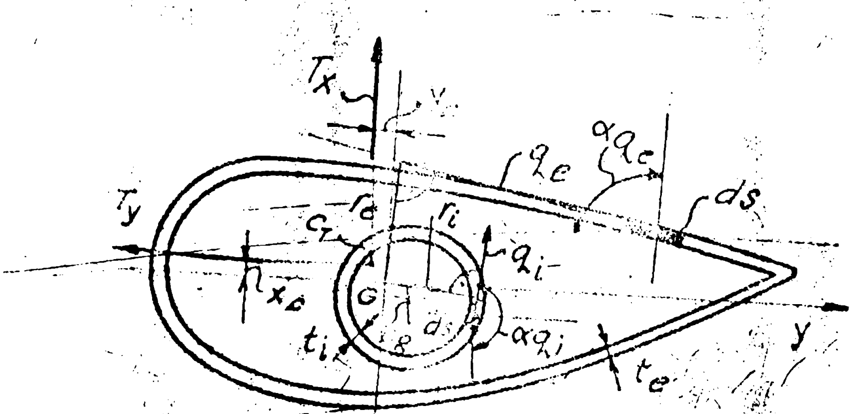
$$\theta_n = \frac{1}{2G\Omega_n}\left[\int\frac{q_{no}}{t_n}ds + \int\frac{q_{zn}}{t_n}ds - \int\frac{q_{n-1,no}}{t_{n-1,n}}ds - \int\frac{q_{zn-1,n}}{t_{n-1,n}}ds\right]$$

In aceste ecuaţii fluxurile de forfecare q_{io} nu sînt constante şi deci integralele trebuie calculate în consecinţă. După soluţionarea sistemului (4.60) se trece la determinarea poziţiei centrului de tăiere.

Pentru calcularea celor două coordonate care determină centrul de tăiere se scriu două ecuaţii de echilibru static ca şi în cazul secţiunilor dublu conexe (ecuaţia 4.58).

Pentru secţiuni transversale multiplu conexe, formate din mai multe chesoane independente, determinarea fluxului de tăiere şi a poziţiei centrului de tăiere se va arăta în cele ce urmează.

Dacă se consideră secţiunea transversală din fig.4.16. în care din acţiunea forţei tăietoare (T) care se presupune că secţionează în centrul de tăiere trebuie determinate fluxurile de tăiere, se procedează la secţionarea celor două contururi închise independente şi se introduc fluxurile necunoscute q_{zi} şi q_{ze}.



4.16

Dacă T_x şi T_y sînt componentele forţei tăietoare pe axele de inerţie principale ale secţiunii transversale şi dacă acestea trec prin centrul de forfecare, nu avem răsucire; în domeniul elastic încărcările exterioare sînt preluate de fiecare contur închis care alcătuieşte secţiunea transversală, proporţional cu rigiditatea la încovoierea acestuia.

Deci, au loc relaţiile:

$$T_x = T_{x_i} + T_{x_e} \; ; \; T_y = T_{y_i} + T_{y_e} \tag{4.61}$$

$$\frac{T_y}{I_x} = \frac{T_{y_i}}{I_{x_i}} = \frac{T_{y_e}}{I_{x_e}} \; ; \; \frac{T_x}{I_y} = \frac{T_{x_i}}{I_{y_i}} = \frac{T_{x_e}}{I_{y_e}} \tag{4.62}$$

de unde se obţine:

$$T_{y_i} = \frac{T_y \cdot I_{x_i}}{I_x} \; ; \; T_{y_e} = \frac{T_y I_{x_e}}{I_x} \; ; \; T_{x_i} = \frac{T_x \cdot I_{y_i}}{I_y} ; \; T_{x_e} = \frac{T_x \cdot I_{x_e}}{I_y} \tag{4.63}$$

Cu aceste valori (4.63) se pot calcula fluxurile de tăiere din secţiunea transversală conform relaţiilor (4.64) şi (4.65).

$$q_i = \frac{T_{y_i} \cdot S_{x_i}}{I_{x_i}} + \frac{T_{x_i} \cdot S_{y_i}}{I_{y_i}} + q_{z_i} \tag{4.64}$$

$$q_e = \frac{T_{y_e} \cdot S_{y_e}}{I_{x_e}} + \frac{T_{x_e} \cdot S_{y_e}}{I_{y_e}} + q_{z_e} \tag{4.65}$$

sau:

$$q_i = q_{oi} + q_{zi} \tag{4.64'}$$

$$q_e = q_{oe} + q_{ze} \tag{4.65'}$$

Deoarece forţa tăietoare acţionează în centrul de tăiere, rotirea produsă de fluxul de tăiere total este nulă.

$$\theta_i = \frac{1}{2G\Omega_i} \oint \frac{q_{oi} + q_{zi}}{t_i} ds = 0 \; ; \tag{4.66}$$

$$\theta_e = \frac{1}{2G\Omega_e} \oint \frac{q_{oe} + q_{ze}}{t_e} ds = 0 \tag{4.67}$$

de unde se obţine:

$$q_{x_i} = -\left(\oint \frac{q_{oi}}{t_i}\,ds\right) / \left(\oint \frac{ds}{t_i}\right) \qquad (4.68)$$

$$q_{x_e} = -\left(\oint \frac{q_{oe}}{t_e}\,ds\right) / \left(\oint \frac{ds}{t_e}\right) \qquad (4.69)$$

Pentru determinarea centrului de tăiere se scrie o ecuaţie de moment în raport cu centrul de greutate al secţiunii transversale:

$$(+T_y \cdot x_c - T_x \cdot y_c) = \oint_e q_e \cdot ds \cdot r_e + \oint_i q_i \cdot ds \cdot r_i \qquad (4.70)$$

şi una sau două ecuaţii de proiecţie pe direcţia axelor de inerţie principale ale secţiunii transversale:

$$T_x = \oint_e q_e \cdot ds \cdot \cos\alpha_{q_e} + \oint_i q_i \cdot ds \cdot \cos\alpha_{q_i} \qquad (4.71)$$

$$T_y = \oint_e q_e \cdot ds \cdot \sin\alpha_{q_e} + \oint_i q_i \cdot ds \cdot \sin\alpha_{q_i} \qquad (4.71')$$

Relaţia (4.70) poate fi scrisă de două ori şi anume:

$$-T_x \cdot y_c = \oint_e q_e(T_x) \cdot ds \cdot r_e + \oint_i q_i(T_x) \cdot ds \cdot r_i \qquad (4.72)$$

$$+T_y \cdot x_c = \oint_e q_e(T_y) \cdot ds \cdot r_e + \oint_i q_i(T_y) \cdot ds \cdot r_i \qquad (4.72')$$

unde:

$q_e(T_x)$ şi $q_i(T_x)$ sînt fluxurile de tăiere din acţiunea forţei tăietoare (T_x)

$q_e(T_y)$ şi $q_i(T_y)$ sînt fluxurile de tăiere din acţiunea forţei tăietoare (T_y)

Dacă relaţiile (4.6 ÷ 4.21) sînt cu aplicabilitate strictă numai la calculul paletelor fără înveliş portant, atunci relaţiile (4.22-4.72') sînt valabile şi pentru calculul paletelor cu înveliş portant care va fi prezentat în paragrafele următoare.

Aşa cum s-a precizat în paragraful 4.1 paleta fără înveliş portant poate fi considerată ca o structură plană încastrată spaţial dacă se iau în calcul elementele longitudinale: axul, lonjeroanele, liselele (ca nişte lonjeroane fără inimă) şi lonjeroanele.

În această situaţie, majoritatea încărcărilor sînt perpendiculare pe planul structurii şi deci acestea vor fi concentrate în noduri. Datorită numărului foarte mare de necunoscute pentru calculul unei astfel de structuri se pot folosi programe de calcul existente în bibliotecile centrelor de calcul şi anume:

programul SAP Ø51, programul CASPA, etc.

Pentru utilizarea acestor programe datele inițiale vor fi pregătite în funcție de datele furnizate în capitolele 1,2 și 3 ale prezentei lucrări.

4.5. Calculul structurii de rezistență a paletelor cu înveliș portant

In paragraful (4.2) s-a analizat posibilitatea abordării calculului structurii de rezistență a paletelor de putere mică, mijlocie și mare la care învelișul poate fi considerat ca are doar rolul de a prelua efectul local al presiunii aerodinamice.

Paleta cu înveliș portant a fost concepută din necesitatea de a transmite mai ușor momentul de torsiune în lungul ei, precum și din necesitatea de a da învelișului și o altă utilitate pe lîngă aceea de a respecta forma aerodinamică profilului.

Intr-o paletă de aerogenerator cu ax orizontal, forțele exterioare, fiind dirijate spațial, solicitările interne în structură sînt o combinație între toate genurile de eforturi, cunoscute din rezistența materialelor, adică: forțe axiale, momente încovoietoare, forțe tăietoare și momente de răsucire.

La paleta fără înveliș portant, momentul încovoietor, momentul de răsucire și forțele axiale sînt preluate de ax și lonjeroane, iar forța tăietoare este preluată numai de ax și inimile lonjeroanelor. Pentru ca lonjeroanele să poată prelua economic momentul încovoietor și cel de torsiune, s-au acceptat ipotezele prezentate în lucrările [48] și [56]

De aceea, la alcătuirea constructivă a structurii s-au introdus diafragme transversale foarte puternice care să oblige axul și lonjeroanele să lucreze solidar. Pentru o astfel de structură, calculul de rezistență se conduce în conformitate cu paragraful (4.2) din prezenta lucrare sau după capitolul V din [48] . Aceste diafragme foarte puternice reprezintă o greutate în plus pentru paleta de aerogenerator.

Paletele aerogeneratoarelor cu ax orizontal de putere mică, medie și mare pot fi considerate ca palete cu lonjeroane și înveliș portant, respectiv lonjeroane lise și înveliș portant.

Dacă în aceste situații se neglijează torsionarea constructivă în lungul paletei, respectiv se admit ipotezele simplificatoare ale Rezistenţei materialelor se pot aplica principiile de calcul prezentate în [43]. Problemele fundamentale care apar în calculul paletei cu înveliş portant sînt: gradul de nedeterminare statică cu ipotezele simplificatoare ce se pot [illegible], gradul de participare a învelitorii la preluarea eforturilor şi dinamica deformaţiilor secţiunii transversale.

In paragraful 4.2 (relaţiile 4.7) s-a presupus cunoscută poziţia lonjeroanelor în raport cu axul paletei, în felul acesta eliminînd mai multe necunoscute ale problemei. Dacă poziţia lonjeroanelor este variabilă (necunoscută) faţă de ax, problema devine static nedeterminată. După [48] nedeterminarea statică pentru cazul unei structuri cu trei lonjeroane este (n= 21). In cazul paletei pentru aerogenerator cu ax orizontal a cărei secţiune are forma din fig. 4.8 numărul necunoscutelor este (n=21) dacă [illegible] nu este legat printr-un perete longitudinal de învelitoare şi (n=25) dacă axul este legat printr-un perete longitudinal de învelitoare.

Din acest număr de necunoscute se poate elimina cîteva dacă se pun unele condiţii de deformare a elementelor structurii (vezi relaţiile 4.[illegible]; 4.10; 4.11; 4.12; etc).

[illegible]dent, unele necunoscute pot fi alese arbitrar, calcula[illegible] solicitările şi apoi dimensionată structura.

Aşa cum se precizează în [1[illegible]] şi [5[illegible]] o astfel de structură va fi grea şi nu va prezenta o rigiditate maximă la solicitările exterioare. Evitarea unei astfel de erori [illegible] poate [illegible] numai dacă se examinează modul în care se de[illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] loc reciproc.

A presupune valabilă ipoteza (4.1[illegible]) [illegible] [illegible] încovoierilor este preluat numai de lonjeroane proporţional cu rigiditatea lor la încovoiere, este acelaşi lucru cu a presupune că rezultanta forţelor exterioare acţionează în centrul de tăiere a cărui poziţie nu se cunoaşte. Dar, această ultimă ipoteză ne admite să scriem relaţiile (4.17) care nu arată că forţa tăietoare se repartizează la lonjeroane proporţional cu rigiditatea la tăiere a acestora.

[illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] contribuţia învelitorii la preluarea încărcărilor.

Rezolvarea problemei discutate presupune să [illegible] [illegible] lîngă cele patru ecuaţii de echilibru static minimum (12) respectiv (14) ecuaţii de deformabilitate şi aceasta în con-

...ţiile în care se ţine seama de relaţiile 4.15 şi 4.17.

Ecuaţiile de deformabilitate trebuie să ia în considerare şi aportul învelitorii.

Sub efectul sarcinilor exterioare paleta aerogeneratoare ... suferă o deformaţie spaţială în care, în general, este ... caracterizată prin tensorul deformaţiilor $[d_{ij}]$ care are trei direcţii principale de deformaţie [55]. Dacă se urmăreşte modul de lucru a unei palete pentru aerogeneratoare cu ax o... ca o construcţie cu pereţi subţiri, se poate constata ... procesul de deformaţie ... majoritatea ipotezelor ... de bază a barelor cu pereţi subţiri. Aceste ipoteze sînt ... în lucrările [59],[57] şi [56] şi ele pot fi acceptate în limite mari şi pentru construcţia paletei, ca o construcţie cu pereţi subţiri.

Deci, în procesul de deformaţie, o secţiune transversală prin paletă are o deplasare de translaţie (u) după axa x şi (v) în direcţia axei y respectiv o rotaţie (θ) în jurul centrului de torsiune. ... acestor deplasări paleta suferă ... a secţiunii de componenta (w) datorită prezenţei ... paletei în flanşa de prindere la butuc şi o deformare a conturului secţiunii transversale. Cele patru componente ale deformaţiei descriu procesul de deformare a paletei care poate fi reprezentat simbolic prin ecuaţia (4.73):

$$[D] = [T (u,v)] + [R (\theta)] + [D_p] + [D_c] \qquad (4.73)$$

În realitate nu este tocmai valabilă ipoteza că secţiunile transversale în dinamica lor îşi păstrează forma geometrică a conturului, deplasîndu-se şi rotindu-se ca nişte discuri rigide, putem accepta această ipoteză ca valabilă.

Dacă se presupune că şi deplanarea secţiunii transversale este constantă, ecuaţia (4.73) capătă forma:

$$[D] = [T (u,v)] + [R (\theta)] \qquad (4.73')$$

În cadrul subparagrafului (4.3.1) se vor analiza toţi termenii relaţiei (4.73) deci şi influenţa deplanării variabile ... ilor, determinînd particularităţile corespunzătoare în starea ... unitare din structură. ... la început se presupune ... de-a face numai cu deformaţii elastice iar deformaţia ... rezulta prin suprapunerea deformaţiilor elastice ale elementelor de construcţie componente. Aceste deformaţii trebuie să fie compatibile cu legăturile existente între elementele componente ale paletei.

Această descompunere a paletei în elemente componente se face asemănător cu descompunerea aripii de avion prezentată în [43].

Cunoașterea posibilităților de deformare a paletei cere mai întîi descompunerea acesteia în elemente simple care pot fi: elemente cu pereți subțiri profil deschis (elementul de la bordul de atac pînă la primul lonjeron sau pînă la ax - element cu secțiune transversală deschisă, respectiv elementul de la bordul de fugă la ultimul lonjeron, tot element cu secțiune deschisă) și elemente cu pereți subțiri profil închis (chesoanele dintre lonjeroane respectiv dintre lonjeroane și ax).

Cunoașterea comportării acestor elemente simple sub solicitările exterioare permit o alegere corectă a necunoscutelor, și o asamblare corectă a acestor elemente simple în structură, ținînd seama de condițiile de deformabilitate [illegible] [illegible] liniilor de legătură. Spre exemplu o secțiune transversală multichesonată supusă la răsucire (în condițiile [illegible] [illegible]) trebuie să se rotească în jurul centrului de [illegible] [illegible] ca cele (n) chesoane care formează secțiunea transversală să aibă același unghi de rotire (θ). Această condiție a fost folosită în paragraful precedent la determinarea fluxurilor de forfecare pentru secțiuni transversale multichesonate.

Aportul învelitorii la preluarea momentului încovoietor și a forței tăietoare este o altă problemă fundamentală în calculul structurii paletei.

Deoarece fibrele învelișului lucrează diferit de o parte și alta a axei neutre a secțiunii transversale ele trebuie să fie analizate separat.

Fibrele învelitorii din zona întinsă lucrează la întindere cu întreaga secțiune (netă) și nu ridică probleme deosebite de dimensionare și verificare.

Fibrele învelitorii din zona comprimată constituie o problemă la dimensionare, deoarece apare fenomenul de voalare a panourilor de învelitoare ~~mărginite~~ de lise și de diafragme.

Învelitoarea realizată din tablă [illegible] [illegible] [illegible] de [illegible] lonjeroane [illegible] [illegible] în general o [illegible] şi limitează mult lungimea celorlalte elemente ale învelitorii. După [48] fîşia de înveliş, din zona comprimată, care lucrează împreună cu talpa lonjeroanelor şi cu lisele de forţă la preluarea momentelor încovoietoare are lăţimea d ≅ 25 t în dreapta şi stînga tălpii lonjeronului (t- fiind grosimea învelitorii).

4.3.1. Calculul de rezistenţă a paletei în ipoteza de bară cu pereţi subţiri

Principalul fenomen care se soluţionează pe baza acestei ipoteze este cel generat de solicitarea de răsucire. Fiind vorba de răsucire, evident vom avea cazul secţiunilor transversale simplu conexe, deci a barelor cu pereţi subţiri profil deschis şi cel al secţiunilor dublu conexe sau multiplu conexe, deci al profilelor închise.

4.3.1.1. Calculul de rezistenţă al paletei în ipoteza de bară cu pereţi subţiri;bare cu profil deschis.

Tratarea răsucirii, ca răsucire liberă (vezi paragraful 4.2) nu este conformă cu realitatea deoarece momentul de torsiune din încărcările exterioare nu este constant în lungul paletei, iar deplanarea secţiunilor transversale este împiedicată prin condiţiile de rezemare (încastrarea structurii în flanşa de prindere la butuc) şi prin variaţia dimensiunilor secţiunii transversale în lungul său. Efectul de variaţie al secţiunii transversale în lungul paletei va fi tratat separat şi suprapus peste celelalte efecte în baza principiului suprapunerii efectelor. Plecînd de la definiţia de bază cu pereţi subţiri [56],[57],[59] , solicitările N_z, M_x,M_y, T_x şi T_y se pot stabili uşor iar momentul de răsucire M_r se poate calcula şi după determinarea centrului de t... ... secţiunii transversale. Datorită faptului că prin definiţie grosimea pereţilor secţiunii transversale a barelor cu pereţi subţiri este mică comparativ cu dimensiunile generale ale secţiunii transversale (ipoteză valabilă întru totul pentru pereţii secţiunilor transversale ale paletă), efortul unitar tangenţial care are o direcţie paralelă cu linia mediană a profilului, va fi constant pe grosimea peretelui sau va avea o variaţie liniară funcţie de tipul solicitării. In general, necunoscutele problemelor în afară de solicitări sînt deformaţiile respectiv deplasările care pentru secţiunea transversală se reduc la trei [56],[57],[59],[48] : deplasările secţiunii transversale în direcţiile celor două axe de coordonate $\xi(z)$ în direcţia axei Ox şi $\eta(z)$ în direcţia axei Oy şi o rotire (φ), faţă de centrul de tăiere care urmează să se determine.

a) Relaţiile geometrice. Deplasarea v(z,s) a punctului (M) după tangenta la linia mediană va fi exprimată în funcţie de deplasările punctului A (fig.4.18) şi rotirea $\varphi(z)$.

$$v_{(z,s)} = \eta(z)\cos\alpha(s) + \xi(z)\sin\alpha(s) + \varphi(z)\cdot r(s) \qquad (4.74)$$

Deplasarea longitudinală w(z,s) este dirijată după axa barei (Oz).

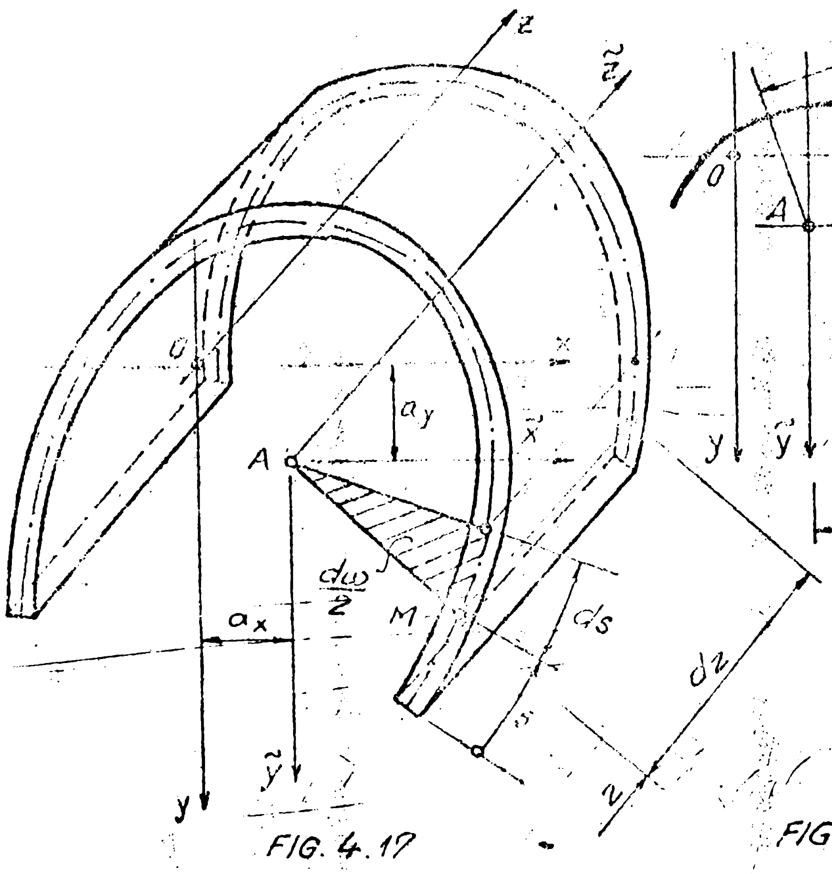


FIG. 4.17

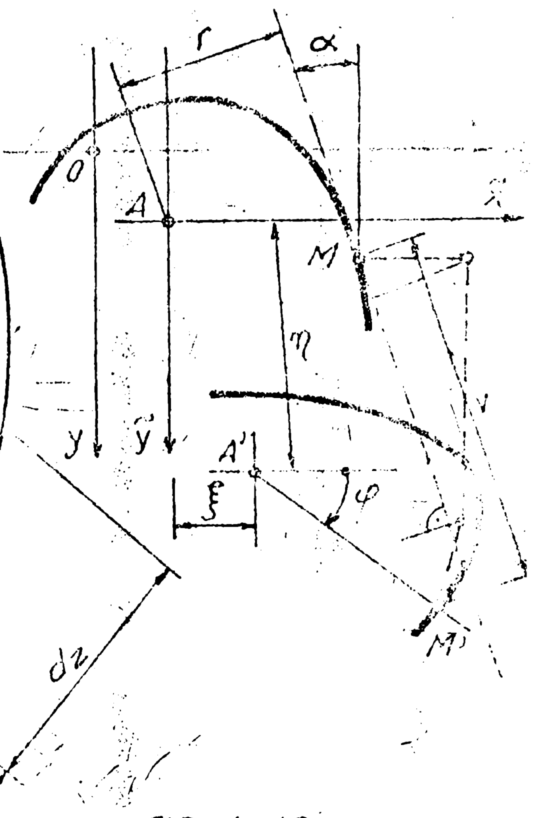


FIG. 4.18

Condiţia de compatibilitate pentru deformaţia specifică de lunecare scrisă în deplasări are forma:

$$\gamma_{z,s} = \frac{\partial w}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \qquad (4.75)$$

De unde prin integrare se obţine:

$$w(z,s) = w_o(z) - \int_0^s \frac{\partial v}{\partial z} \cdot ds \qquad (4.76)$$

unde:

$w_o(z)$ - este o funcţie de (z) şi are rolul unei constante de integrare. Dacă se fac notaţiile:

$\cos\alpha = \frac{dy}{ds}$ şi $\sin\alpha = \frac{dx}{ds}$; $rds = d\omega$ atunci pentru deplasarea $w(z,s)$ obtinem:

$$w(z,s) = w_o(z) - \eta'(z) \cdot y - \xi'(z) \cdot x - \varphi'(z) \cdot \omega \qquad (4.77)$$

unde:

ω - poartă numele de suprafaţă sector.

Consideraţiile geometrice expuse depind de şase mărimi arbitrare şi anume: originea sistemului de axe xOy şi direcţia sa, coordonatele polului ales $A(a_x, a_y)$ şi direcţia razei vectoare origine.

Dacă sistemul de axe are originea în centrul de greutate al secţiunii transversale şi axele Ox şi Oy sînt chiar axele principale de inerţie atunci:

$$\int_A y dA = o \ ; \ \int_A x dA = 0; \ \int_A xy dA = o \qquad (4.78 \div 4.80)$$

Dacă şi originea de măsurare a suprafeţelor sector precum şi direcţia razei vectoare origine se aleg de aşa natură încît:

$$\int_A \omega dA = o; \ \int_A \omega y dA = o; \ \int_A x\omega dA = o; \qquad (4.81 \div 4.83)$$

atunci înseamnă că punctul $A(a_x, a_y)$ este identic cu centrul de tăiere al secţiunii transversale iar direcţia razei vectoare origine pentru măsurarea suprafeţelor sectoriale este definită de punctul sectorial neutru.

Determinarea centrului de tăiere şi a punctului sectorial nul este prezentată pe larg în lucrările [48],[56],[57],[59], etc.

b) Relaţiile fizice. Considerentele strict geometrice expuse sînt bazate pe ipoteza nedeformabilităţii liniei mediane a secţiunii transversale şi pe neglijarea deformaţiei de lunecare din suprafaţa mediană. Avînd expresiile deplasărilor se pot determina deformaţiile specifice, apoi ţinînd seama de legea lui Hooke, rezultă:

$$\sigma_z = E\frac{\partial w}{\partial z} = -E\cdot\eta''\cdot y - E\xi''\cdot x - E\cdot\varphi''\cdot\omega + Ew_0' \qquad (4.84)$$

c. Relații de echilibru. Dacă se scrie echilibrul unui element diferențial ds, dz ca cel din fig.4.17 pe care se introduce acțiunea corpului înlăturat, precum și încărcările exterioare se obține tensiunea tangențială (τ_{zs})

$$\tau_{zs} = \tau_{sz} = \frac{1}{t}\left[f(z) - \int_0^s p_z\cdot ds - \int_0^s \frac{\partial\sigma_z}{\partial z}\cdot t\cdot ds\right] \qquad (4.85)$$

Ținînd seama de 4.84 rezultă:

$$\tau_{zs} = \frac{1}{t}\left[f(z) - \int_0^s p_z\cdot ds + E\eta''' \int_0^s y dA + E\xi''' \int_0^s x dA + E\cdot\varphi''' \int_0^s \omega dA - \right.$$
$$\left. - E\cdot w_0'' \int_0^s dA\right] \qquad (4.86)$$

unde: f(x) este o funcție de integrare și poate fi determinată ținînd seama de condițiile de încărcare ale fețelor longitudinale de capăt ale secțiunii.

d. Condiții statice. Cunoscînd relațiile dintre solicitări (eforturi) și eforturile unitare și introducînd în ele expresia tensiunilor rezultă:

$$N_z = \int_A \sigma_z\cdot dA = -E\eta''\int_A y dA - E\xi''\int_A x dA - E\varphi''\int_A \omega dA + E w_0'\int_A dA; \qquad (4.87)$$

$$M_x = \int_A \sigma_z\cdot y\cdot dA = -E\eta''\int_A y^2 dA - E\xi''\int_A xy dA - E\varphi''\int_A \omega y dA + Ew_0'\int_A y dA \qquad (4.88)$$

$$M_y = \int_A \sigma_z\cdot x\cdot dA = -E\eta''\int_A y\cdot x dA - E\xi''\int_A x^2 dA - E\varphi''\int_A \omega x dA + Ew_0'\int_A x dA \qquad (4.89)$$

$$B = \int_A \sigma_z\cdot\omega\cdot dA = -E\eta''\int_A \omega\cdot y\cdot dA - E\xi''\int_A \omega x dA - E\varphi''\int_A \omega^2\cdot dA + Ew_0'\int_A \omega dA; \qquad (4.90)$$

Dacă sistemul de referință xOy este un sistem central principal în care sînt valabile relațiile (4.78÷ 4.80) și (4.81÷ 4.83) atunci rezultă:

$$N_z = A.E.w_o' \;;\; M_x = -E.I_x.\eta'' \;;\; M_y = E.I_y.\xi'' \qquad (4.91-4.96)$$

$$B = -E.I_\omega.\varphi'' \;;\; T_y = -E.I_x.\eta''' \;;\; T_x = -E.I_y.\xi'''$$

Din aceste relaţii se exprimă necunoscutele şi se introduc în expresia eforturilor unitare care sînt de forma:

$$\sigma_z = \frac{N_z}{A} + \frac{M_x}{I_x}y + \frac{B\omega}{I\omega}.\omega + \frac{M_y}{I_y}x \qquad (4.97)$$

$$\tau_{zs} = -\left[\frac{T_y.S_x}{I_x.t} + \frac{T_x.S_y}{I_y.t} + \frac{M\omega.S\omega}{I\omega.t}\right] \qquad (4.98)$$

unde:

$$-M\omega = \frac{dB}{dz}.$$

Dacă sistemul de referinţă xOy ar fi un sistem central oarecare $\bar{x}O\bar{y}$ iar pentru centrul de măsurare a suprafeţelor sector se ia centrul de tăiere adică cel pentru care sînt satisfăcute condiţiile (4.81÷ 4.83) rezultă:

$$N_z = A.E.w_o' \;;\; B = -E.I\omega.\varphi''$$

$$M_x = -E.I_{\bar{x}}.\eta'' - E.I_{\bar{x}\bar{y}}.\xi'' \qquad (4.99\div 4.1o2)$$

$$M_y = -E.I_{\bar{x}\bar{y}}.\eta'' - E.I_{\bar{y}}.\xi''$$

Rezolvînd sistemul în funcţie de η'' şi ξ'' rezultă:

$$E\eta'' = \frac{M_{\bar{x}}.I_{\bar{y}} - M_{\bar{y}}.I_{\bar{x}\bar{y}}}{I^2_{\bar{x}\bar{y}} - I_{\bar{x}}.I_{\bar{y}}} \qquad (4.1o3)$$

$$E\xi'' = \frac{M_{\bar{x}}.I_{\bar{x}\bar{y}} - M_{\bar{y}}.I_{\bar{x}}}{I_{\bar{x}}.I_{\bar{y}} - I^2_{\bar{x}\bar{y}}} \qquad (4.1o4)$$

Introducînd aceste expresii în relaţia efortului unitar normal σ_z(4.84) rezultă:

$$\sigma_z = \frac{M_{\bar{x}}.I_{\bar{y}} - M_{\bar{y}}.I_{\bar{x}\bar{y}}}{I_{\bar{x}}.I_{\bar{y}} - I^2_{\bar{x}\bar{y}}}y + \frac{M_{\bar{x}}.I_{\bar{x}\bar{y}} - M_{\bar{y}}.I_{\bar{x}}}{I_{\bar{x}}.I_{\bar{y}} - I^2_{\bar{x}\bar{y}}}x + \frac{B\omega}{I\omega}\omega + \frac{N_z}{A} \qquad (4.1o5)$$

In relaţia (4.1o5) termenul $(B\omega/I\omega).\omega$ reprezintă valoarea eforturilor unitare normale suplimentare rezultante ca urmare a răsucirii împiedicate. Acest efort variază pe secţiunea transversală la fel ca suprafaţa sector (ω). Suprafaţa sector (ω) şi momentul de inerţie (I_ω) se determină în aceleaşi condiţii (4.[illegible]). Respectarea condiţiilor de mai sus permite determinarea centrului de tăiere ale cărui coordonate sînt:

$$a_{\bar{x}} = b_{\bar{x}} + \frac{I_{\bar{y}\bar{x}} \int_A \omega_B \bar{x} dA - I_{\bar{y}} \int_A \omega_B \bar{y} dA}{I_{\bar{y}} \cdot I_{\bar{x}} - I^2_{\bar{x}\bar{y}}} \qquad (4.1o6)$$

$$a_{\bar{y}} = b_{\bar{y}} = \frac{I_{\bar{y}\bar{x}} \int_A \omega_B \cdot \bar{y} dA - I_{\bar{x}} \int_A \omega_B \cdot \bar{x} \cdot dA}{I_{\bar{x}} \cdot I_{\bar{y}} - I^2_{\bar{x}\bar{y}}} \qquad (4.1o7)$$

Dacă sistemul de axe devine sistem principal, poziţia centrului de forfecare devine:

$$a_x = b_x - \frac{I_y \int_A \omega_B \cdot y dA}{I_x \cdot I_y} \qquad (4.1o8)$$

$$a_y = b_y - \frac{I_x \int_A \omega_B \cdot x \cdot dA}{I_x \cdot I_y} \qquad (4.1o9)$$

Pentru obţinerea fluxului de forfecare se pleacă de la relaţia bine cunoscută,

$$\tau . t = q = \int \frac{d\sigma}{dz} . dA = \int \frac{d\sigma}{dz} t . ds \qquad (4.11o)$$

în care se introduce expresia (4.1o5) derivată şi apoi rezultă:

$$\tau . t = q = \frac{T_y \cdot I_{\bar{y}} - T_{\bar{x}} \cdot I_{\bar{x}\bar{y}}}{I_{\bar{x}} \cdot I_{\bar{y}} - I^2_{\bar{x}\bar{y}}} . S_{\bar{x}} + \frac{T_{\bar{y}} \cdot I_{\bar{x}\bar{y}} - T_{\bar{x}} \cdot I_{\bar{x}}}{I_{\bar{x}} \cdot I_{\bar{y}} - I^2_{\bar{x}\bar{y}}} S_{\bar{y}} + \frac{M_\omega \cdot S_\omega}{I_\omega} \qquad (4.111)$$

unde:

M_ω - este momentul de încovoiere-răsucire, legat de bimoment prin relaţia:

$$M_\omega = \frac{dB}{dz} \qquad (4.112)$$

In baza relatiilor de mai sus, şi cunoscînd că mom. total ($M_z = M_r = M_\omega + M_t$) se poate scrie cunoscuta ecuaţie a răsucirii:

$$\varphi^{IV} EI_\omega - \varphi'' . GI_d = m_z \qquad (4.113)$$

BUPT

[illegible] s-a notat:

$$m_z = \frac{dM_r}{dz} = \frac{dM}{dz} \qquad (4.114)$$

Ecuaţia (4.113) poate fi pusă sub forma (4.115) dacă se notează $\mathcal{K} = GI_d/(EI_\omega)$, unde GI_d este rigiditatea la răsucire liberă [illegible]i.

$$\varphi^{IV} + \mathcal{K}\varphi'' = m_z/(EI_\omega) \qquad (4.115)$$

Parametrul ($\mathcal{K}$) permite stabilirea unui criteriu care priveşte în ce măsură şi dacă trebuie luată în considerare răsucirea împiedicată. Astfel, dacă ($\mathcal{K}$) este cuprins între 0,1 [illegible] răsucirea împiedicată domină fenomenul, efectele [illegible]. Pentru valori ale lui ($\mathcal{K}$) [illegible] 0,5 şi [illegible] răsucirea împiedicată are efecte mai mari decît răsucirea liberă dar aceasta din urmă nu poate fi neglijată. Dacă ($\mathcal{K}$) are valori cuprinse între 2 şi 5 răsucirea împiedicată şi răsucirea liberă au cam aceeaşi pondere. Pentru valori ale parametrului ($\mathcal{K}$) cuprinse între 5 şi 10 răsucirea liberă are ponderea maximă. Dacă valoarea lui ($\mathcal{K}$) este mai mare decît 10, răsucirea împiedicată nu mai are nici o pondere şi poate fi neglijată.

4.[illegible]. Calculul de rezistenţă al paletei în ipoteza de bară cu pereţi subţiri, bare cu profil închis.

Spre deosebire de răsucirea împiedicată a barelor cu pereţi subţiri profil deschis, unde există o ipoteză de calcul unanim cunoscută, la barele cu pereţi subţiri profil închis, nu există o astfel de ipoteză de calcul.

Ipoteza utilizată pentru profilele deschise nu mai poate fi aplicată în cazul profilelor închise deoarece deformaţiile în forfecare sînt de acelaşi ordin de mărime cu deformaţiile produse de celelalte solicitări. Aşa cum se specifică în lucrările [59],[56] şi [48] pentru construcţii aeronautice există o ipoteză care permite stabilirea unei abordări unitare a problemei.

Avînd în vedere că există totuşi unele asemănări principiale între paletele aerogeneratoarelor cu ax orizontal şi aripile de avion, se [illegible] accepta pentru calcul aceeaşi ipoteză care este acceptată şi în construcţiile aeronautice.

Această ipoteză este cunoscută ca ipoteza lui Umanski conform căreia deplanarea în cazul răsucirii împiedicate este proporţională cu deplanarea în cazul răsucirii libere, evident pentru acelaşi element şi aceeaşi secţiune transversală.

Soluţionarea problemei constă în stabilirea deformaţiilor unui profil închis, în primul rînd a deplanării în cazul răsucirii libere. Plecînd de la expresia deformaţiei unghiulare şi ţinînd seama de legea lui Hooke se poate scrie:

$$\gamma_{s,z} = \frac{\partial w}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\tau}{G}; \qquad (4.116)$$

In expresia (4.116) se introduce efortul unitar tangenţial (τ) care provine din răsucire liberă şi rezultă:

$$\frac{\partial w}{\partial s} + r\cdot\varphi' = \frac{M_t}{2G\Omega t}. \qquad (4.117)$$

Integrînd ecuaţia şi extinzînd-o pe tot conturul închis al liniei mediane a secţiunii transversale se obţine:

$$w = w_o = \tilde{w}_o + \frac{M_t}{2\Omega G}\oint \frac{ds}{t} - \varphi' 2\Omega \qquad (4.118)$$

Din relaţia (4.118) rezultă (M_t) care poate fi introdus în expresia deplasării (w) care va fi:

$$w = w_o - \varphi'\left[\int r ds - \frac{2\Omega}{\oint \frac{ds}{t}} \int \frac{ds}{t}\right] \qquad (4.119)$$

Dacă se notează deplasarea unitară cu $\bar{\omega}$ atunci relaţia (4.119) va căpăta forma

$$w = w_o - \varphi'\bar{\omega} \qquad (4.120)$$

unde:

$$\bar{\omega} = \int r.ds - \frac{2\Omega}{\oint \frac{ds}{t}} \int \frac{ds}{t} \qquad (4.121)$$

Ţinînd seama de ipoteza lui Umanski, deplanarea împiedicată va fi:

$$w = w_o - \beta'\bar{\omega} \qquad (4.122)$$

Cu aceasta se poate exprima efortul unitar normal

$$\sigma = E\frac{\partial}{\partial z} \quad = E(w_o' - \beta''\bar{\omega}) \qquad (4.123)$$

Ţinînd seama numai de răsucirea împiedicată pe secţiunea transversală (N=o, M_x = o; şi M_y =o; $B_{\bar\omega} \neq$ o) rezultă:

$$B_{\bar\omega} = \int_A \sigma \bar\omega \, dA = E w_o' \int \bar\omega \, dA - \beta'' E \int \bar\omega^2 dA \qquad (4.124)$$

Alegînd un sistem central şi centrul de tăiere ca centru de reducere a rotirilor rezultă:

$$B_{\bar\omega} = -\beta'' E I_{\bar\omega} \qquad (4.125)$$

Relaţia (4.125) ne permite să determinăm bimomentul cu ajutorul căruia se determină efortul unitar normal suplimentar (σ_ω) produs de răsucirea împiedicată.

Determinarea fluxurilor unitare tangenţiale, respectiv a fluxurilor de forfecare se face plecînd de la ecuaţia de echilibru

$$\frac{\partial(\sigma \cdot t)}{\partial z} + \frac{\partial(\tau \cdot t)}{\partial s} = o \qquad (4.126)$$

de unde:

$$q = q_o - M_{\bar\omega} S_{\bar\omega} / I_{\bar\omega} \qquad (4.127)$$

Dacă se ţine seama de conturul secţiunii transversale se poate determina (q_o) şi apoi fluxul de forfecare (q)

$$q = \frac{M_t}{2\Omega} - \frac{M_{\bar\omega}}{I_{\omega}} \left[S_{\omega} - \frac{\int S_{\bar\omega} \, d\bar\omega}{2\Omega} \right] \qquad (4.128)$$

Pentru determinarea bimomentului deplanării unitare $B_{\bar\omega}$ este necesar să determinăm funcţie β şi unghiul de răsucire φ. Acestea se determină utilizînd o relaţie de echilibru pentru răsucire şi apoi se ţine seama de expresia deplasării (w) şi de faptul că deplasarea în planul secţiunii transversale (v) rezultă dintr-o rotaţie a secţiunii transversale ca un rigid. Forma ecuaţiei obţinută este:

$$\varphi'' - \nu \beta'' = - m_t / (G I_c) \qquad (4.129)$$

Cea de a doua ecuaţie se obţine plecînd de la ecuaţia (4.116), după care se ţine seama de deplasarea (v) şi de periodicitatea funcţiei (w) care după ce parcurge odată conturul trebuie să recapete valoarea iniţială.

Expresia acestei ecuaţii este:

$$\beta^{IV} EI_{\bar\omega} - \varphi'' GI_d = m_t \qquad (4.130)$$

Din cele două ecuații (4.129) şi (4.130) se poate obține fie o ecuație în β fie o ecuație în φ. Aceste ecuații sînt:

$$\varphi^{IV} - \frac{\nu GI_d}{EI_{\bar\omega}} \varphi'' = \frac{\nu}{EI_{\bar\omega}} m_t - \frac{m_t''}{GI_c} \; ; \qquad (4.131)$$

$$\beta^{IV} EI_{\bar\omega} - \nu GI_d \beta'' = m_t - m_t (I_d/I_c) \; ; \qquad (4.132)$$

unde:

$$\nu = 1 - \frac{I_d}{I_c} .$$

Prin rezolvarea ecuației diferențiale a răsucirii (4.131) sau (4.132) se determină necunoscuta φ sau β apoi valoarea efortului unitar suplimentar datorită răsucirii împiedicate cu relația:

$$\sigma_z = B_{\bar\omega} \cdot \bar\omega / I_{\bar\omega} \qquad (4.133)$$

Valoarea fluxului de forfecare suplimentar produs în cazul răsucirii împiedicate se determină cu relația (4.128).

Dacă în ecuația (4.131) se face notația (4.134) atunci ecuația diferențială a răsucirii va primi forma adimensională (4.135).

$$\varkappa = (\nu GI_d) / (EI_{\bar\omega}) \qquad (4.134)$$

$$\varphi^{IV} - \varkappa \varphi'' = m_t \nu / (EI_{\bar\omega}) - m_t'' / (GI_c) \qquad (4.135)$$

Forma ecuației diferențiale a răsucirii poate fi scrisă astfel:

$$\varphi^{IV} - k^2 \varphi'' = \nu \, m_t / (EI_{\bar\omega}) - m_t'' / (GI_c) \qquad (4.136)$$

iar soluția generală a ecuației omogene este următoarea:

$$\varphi = \varphi_0 + \varphi_0' z + \frac{\varphi_0''}{k^2} \left[ch(kz) - 1 \right] + \frac{\varphi_0'''}{k^3} \left[sh(kz) - kz \right] \qquad (4.137)$$

Acestei soluții, dacă, i se pun condițiile la limită şi se introduce condiția de deplanare liberă, sau i se pun condițiile de capăt (liber), obținem:

$$\theta = \theta_0 + \theta_0' \frac{sh(kz)}{k} - \frac{B_{\bar{\omega}o}}{GI_d}\left[ch(kz)-1\right] - \frac{M_{t_o}}{kGI_d}\left[sh(kz)-kz\right] +$$

$$+ \frac{m_{t_o}}{k^2 GI_c}\left[ch(kz)-1\right] + \frac{m'_{t_o}}{k^3 GI_c}\left[sh(kz)-kz\right] +$$

$$+ \frac{1}{k^3}\int_0^z \left[shk(z-t)-k(z-t)\right]\left(\nu \frac{m_t(t)}{EI_{\bar{\omega}}} - \frac{m_t''(t)}{GI_c}\right)dt \qquad (4.138)$$

[illegible] din (4.138) se poate calcula relativ ușor expresia [illegible] care este:

$$B_{\bar{\omega}} = - \frac{k GI_c}{\nu} \theta_0' \, sh(kz) + B_{\bar{\omega}o} ch(kz) + \frac{M_{t_o}}{k} sh(kz) +$$

$$+ \frac{EI_{\bar{\omega}}}{\nu GI_c} m_{t_o}\left[1-ch(kz)\right] - \frac{EI_{\bar{\omega}}}{k \nu GI_c} m'_{t_o} \, sh(kz) -$$

$$- \frac{EI_{\bar{\omega}}}{\nu k^3} \cdot \frac{\partial^2}{\partial z^2}\left\{\int_0^z \left[shk(z-t)\right]\left[\frac{m_t''(t)}{GI_c} - \nu \frac{m_t(t)}{EI_{\bar{\omega}}}\right] dt\right\} \qquad (4.1[illegible])$$

[illegible] problema de răsucire pusă sub această formă [illegible] introducerea condițiilor de margine și limită [illegible] aflarea preciziei dorite.

In literatura de specialitate [48],[56],[57] [59] sînt date soluții [illegible] diverse probleme de răsucire cu aplicabilitate practică [illegible] cu seamă în construcțiile aeronautice. Acestea [illegible] accepta și pentru calculul răsucirii paletelor [illegible] hidrogeneratoare cu ax orizontal cu înveliș portant, ele [illegible] valori aproximative care de la caz la caz pot să fie [illegible] mulțumitoare. Pentru a putea scoate în evidență aproximațiile pe care trebuie să le acceptăm pentru o structură de paletă, [illegible] fie o lonjeronă [illegible] tăierea barelor cu pereți subțiri, [illegible] ce urmează vom trece în revistă principalele ipoteze [illegible] stau la baza teoriei lui Vlasov, Beliaev și [illegible]rski, precum și a formulelor practice ale lui Karmann și altora.

4.3.2.5. Considerații generale privind aplicarea teoriei barelor cu pereți subțiri la calculul paletelor pentru hidrogeneratoare cu ax orizontal.

[illegible] barelor cu pereți subțiri, profil deschis, așa cum [illegible] 4.[illegible] teoria lui V[illegible] ne permite să cuprindem într-o formă unitară următoarele aspecte, caracteristice în procesul de deformaţie: a) aspectul de deplanare (deversare) al secţiunii transversale cu perturbarea corespunzătoare în starea de eforturi unitare şi în starea de deformaţii specifice; b) aspectul de deplanare variabilă a secţiunilor transversale în lungul grinzii datorită faptului că secţiunea transversală (de la încastrare) este împiedicată să se deplaneazǎ şi să se rotească.

Teoria barelor cu pereţi subţiri profil închis, aşa cum a fost expusă în paragraful 4.3.1.2, sau teoria lui Umanski, cuprinde aspectele precizate la punctul a şi b pentru profile cu pereţi deschişi. În cazul secţiunilor transversale cu contur închis, secţiunea de la încastrare nu se roteşte şi nu se deplanează, secţiunea de la capătul liber are rotaţie maximă şi deplasarea maximă, iar variaţia deplanării în lungul chesonului introduce eforturi unitare (σ_ω) care sînt nule la extremitatea liberă şi maxime la capătul încastrat. În aceste situaţii se presupune că torsiunea liberă după Saint-Venant este neglijabilă în raport cu torsiunea de tip Bredt-Leduc. Relaţiile lui Beliaev, [illegible] demonstrate în [4[illegible]] pentru răsucirea împiedicată a chesonului cu patru tălpi cu secţiune transversală de tun-ghiul [illegible].

Bara cu secţiunea transversală cheson este încastrată la un capăt iar la capătul liber este acţionată de un moment de răsucire (M_r). Chesonul este rigidizat în interior cu o serie de cadre transversale (diafragme), absolut rigide în planul lor, astfel încît după deformaţie conturul lor îşi păstrează forma geometrică iniţială, dar avînd o rigiditate mică în sens perpendicular pe planul lor se pot deplana. Deoarece pereţii chesonului sînt subţiri în raport cu secţiunea tălpilor (fig.4.19), este neglijat aportul lor în preluarea eforturilor unitare normale, iar eforturile unitare tangenţiale sînt preluate în întregime numai de către aceştia. Formulele au fost deduse plecînd de la relaţiile de echilibru static a unui element diferenţial din bara cheson şi ţinînd seama de principiul lucrului mecanic de deformaţie minim, care a stat la baza determinării necunoscutelor problemei [48].

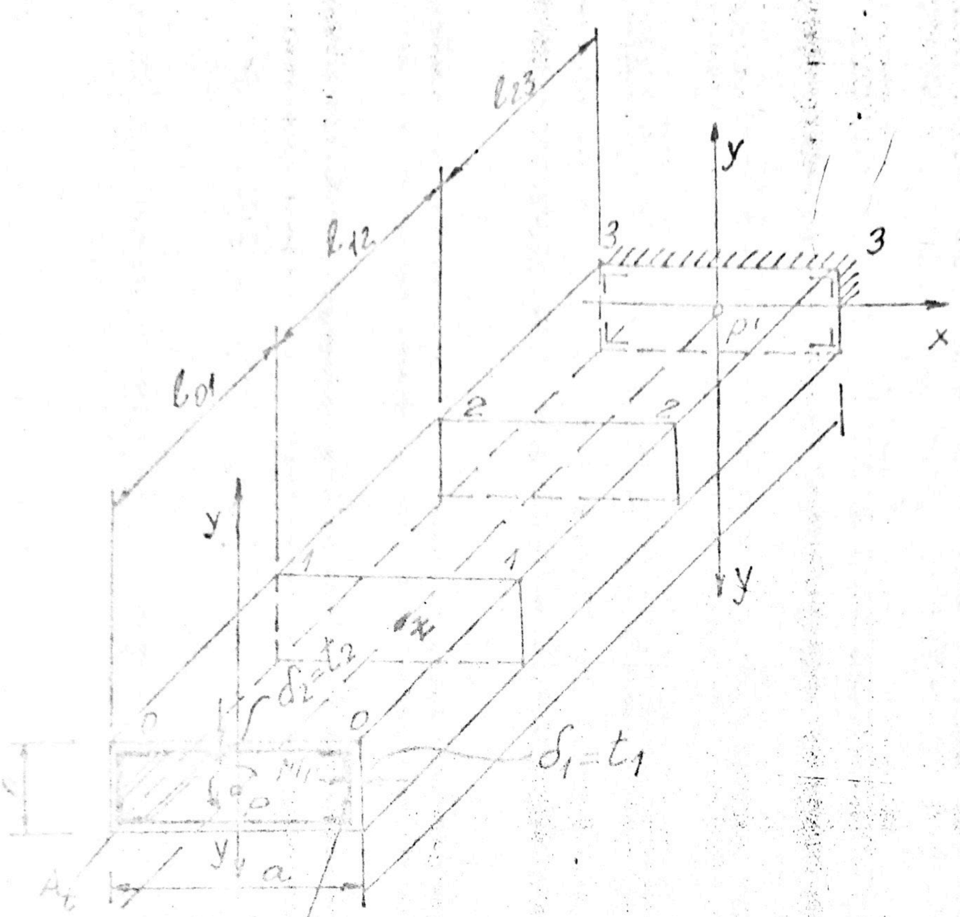


FIG. 4.19

Aceste relații au forma:

$$A_n^{*} \cdot L_{n-1} + B_n^{*} \cdot L_n + A_{n+1}^{*} \cdot L_{n+1} = \frac{q_o(a-h)}{G} \cdot \left(\frac{1}{t_{n,n+1}} - \frac{1}{t_{n-1,n}} \right) \qquad (4.140)$$

unde s-a notat cu:

$$A_n^{*} = \frac{2}{3} \cdot \frac{l_{n-1,n}}{EA_{n-1,n}} - \frac{a+h}{2G(t \cdot l)_{n-1,n}}$$

$$A_{n+1}^{*} = \frac{2}{3} \cdot \frac{l_{n+1,n}}{EA_{n+1,n}} - \frac{a+h}{2G(t \cdot l)_{n+1,n}} \qquad (4.141)$$

$$B_n'' = \frac{4}{3E} \cdot \left(\frac{l_{n-1,n}}{A_{n-1,n}} + \frac{l_{n,n+1}}{A_{n,n+1}} \right) + \left[\frac{a+h}{2G} \cdot \frac{1}{(t \cdot l)_{n-1,n}} + \frac{1}{(t \cdot l)_{n,n+1}} \right]$$

Ecuația (4.140) este cunoscută și sub denumirea de ecuația celor trei forțe axiale, datorită asemănării cu ecuația celor trei momente din statică. Ecuația (4.140) se scrie pentru fiecare pereche de compartimente iar lîngă compartimentul de la încastrare se mai consideră unul absolut rigid dincolo de încastrare.

Ecuația celor trei forțe axiale aplicată pentru o grindă cheson încastrată și rigidizată cu o infinitate de cadre transversale (diafragme) este tratată în [48] și rezultatul conduce la o...

cluzie că numărul mare de diafragme (cadre transversale) ... tează efectul torsiunii împiedicate la o zonă mai restrînsă, lîngă încastrare.

Teoria lui Umanski prezentată în paragraful 4.3.1.2. este aplicată în [48] pentru cazul unui cheson cu o infinitate de ... longitudinale şi cu multe cadre transversale. Grinda cheson este încastrată la un capăt, liberă la celălalt şi încărcată cu moment de răsucire $M_r = M_o + m_t.z$.

Şi în acest caz concluziile rezultate în urma aplicării relaţiilor lui Belinev la chesonul cu patru tălpi rămîn formal aceleaşi. Concluzia desprinsă este că în lungul unei generatoare a chesonului eforturile unitare σ_ω şi fluxul de forfecare q, variază după o lege hiperbolică pînă la încastrare.

Lucrările [48],[50],[51] sînt prezentate formulele ... ale lui Karmann şi ale lui Kirste aplicabile pentru secţiunile transversale chesonate (cheson dreptunghiular simplu), ... tensiunile normale suplimentare (σ_ω) din răsucire împiedicată.

Aceste formule sînt:

Formula lui Karmann

$$(\sigma_\omega)_{..} = \frac{2,6\ M_t}{t(a+h)^2} \cdot \frac{a-h}{h} ; \qquad (4..42)$$

Formula lui Kirste

$$(\sigma_\omega)_{max} = \frac{5M_t \cdot z_G}{ah(at_2+ht_1)} \cdot \frac{at_1-ht_2}{at_1+ht_2}. \qquad (4.143)$$

unde:

z_G - reprezintă distanţa de la încastrare pînă în centrul de greutate al diagramei $\sigma_\omega = f(z)$ pentru care se admite o variaţie parabolică deci, $z_G \cong \frac{1}{4}\ell$);

ℓ - este lungimea paletei (a consolei).

Pentru celelalte notaţii din relaţiile de mai sus vezi fig.4.19.

Teoria barelor cu pereţi subţiri profil închis (teoria lui Umanski) se referă la profile care au secţiune constantă în lungul barei, ori secţiunea transversală prin paletă este variabilă pe lungimea ei.

Dacă în dreptul unei diafragme curente secţiunea ... poate fi considerată că se roteşte ca un rigid, între două ... curente aceasta ipoteză poate să devină ... cu ... atunci ... nivelul eforturilor ...

limita de elasticitate. Grosimea pereţilor care alcătuiesc ... secţiunii transversale a paletelor poate să fie dife-

În general secţiunea transversală a paletelor pentru aero... este formată din două sau mai multe chesoane, de ... mai multe ori chesonul format de axul paletei este ... chesoanele care formează învelitoarea numai prin interme-... diafragmelor care le obligă să se rotească cu acelaşi unghi φ. Deci relaţiile dezvoltate în capitolul 4.3.1.2 vor ... pentru ... tipul secţiunii transversale.

Dacă considerăm că secţiunea transversală este formată din două ... soane independente care se rotesc cu acelaşi unghi φ ... problema se rezolvă presupunînd că momentul ... total este preluat de cele două chesoane

$$M_r = M_{r_1} \quad M_{r_2} \qquad (4.144)$$

... $w_1(\ ,z)$ şi $w_2(\ ,z)$ se calculează cu ... (4. ... scrise ... cele ... dar în care ... ilor ... ţiunilor ... tangenţiale (τ_1) pentru chesonul inte-... format de ax şi (τ_2) pentru chesonul exterior format de ..., se calculează din răsucire liberă cu relaţiile:

$$\tau_1 \quad \frac{M_r}{2\Omega_1 t} \ ; \quad \tau_2 \quad \frac{M_r}{2\Omega_2 t_2} \qquad (4.145-4.146)$$

...

$$= \sum_{i=1}^{n} \frac{4\Omega_i^2}{\oint_i \frac{ds}{t}} = \sum_{i=1}^{n} \qquad (4.147)$$

Se ... primă apoi tensiunile normale (σ_1) şi (σ_2) pentru ... chesoane ... se determină bimomentul B_ω; $(B_\omega)_1$; ... din cele ... ecuatii independente ale răsucirii.

... determină ... fluxurilor de forfecare ... de forma (4.1..) ... celor două ... 1 şi 2 ... de această ultimă ... este obţinută pentru ... eforturilor unitare tangenţiale şi de faptul că deplanarea ( ) ... dintr-o rotaţie de ... rigid se calculează expresia deplanării $w_1(\ ,z)$ şi $w_2(\ ,z)$ care se integrează pe cele două contururi ... şi deci trebuie să recapete valorile iniţiale. ... cursul problemei este similar cu cel prezentat în ... 4.116).

... la relaţiile lui ...liaev, acestea sînt date ... secţiune transversală formată dintr-un singur ch...

şi la care tălpile lonjeroanelor care formează chesonul sînt foarte dezvoltate, iar pe lungime variază doar ariile tălpilor şi distanţa dintre diafragme. Cît priveşte relaţiile practice (4.142 şi 4.143) se poate vedea că nu permit decît grosimi diferite pentru pereţii verticali faţă de cei orizontali ai chesonului.

Aplicarea relaţiilor lui Bolinev, ale lui Karmann şi ale lui [illegible] presupun a accepta aproximaţii grosolane în rezolvarea problemei. Totuşi, aceste relaţii pot fi acceptate pentru verificarea rezultatelor obţinute cu alte metode cum ar fi [illegible], etc.

4.3.2. Solicitări suplimentare datorită variaţiei de secţiune

Începutul paragrafului (4.3) s-au enunţat ipotezele de bază care trebuie îndeplinite pentru a se putea aplica teoriile şi relaţiile Rezistenţei materialelor. Una din ipotezele de bază care trebuiau îndeplinite este aceea de secţiune constantă în lungul axei barei. Această ipoteză nu poate fi satisfăcută în cazul structurii de rezistenţă a paletei pentru aerogeneratoare cu ax orizontal. In [56] sînt precizate solicitările suplimentare care apar datorită variaţiei de secţiune în lungul aripii de avion.

Aspectele precizate în [56] rămîn întru totul valabile şi în cazul paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal. Aşa cum se arată în lucrarea menţionată solicitări suplimentare apar din momentele încovoietoare din forţa tăietoare şi din momentul de răsucire.

Relaţiile prezentate în [56] şi care dau suplimentare solicitări rămîn valabile şi aplicabile şi la structura paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal.

4.3.3. Solicitări suplimentare ca urmare a variaţiei de formă a secţiunii transversale

In cursul stabilirii diferitelor formule de calcul, una din ipotezele luate în considerare ca reală a fost cea a nedeformabilităţii secţiunii transversale. S-a presupus că datorită [illegible] forţelor, secţiunea [illegible] poate avea orice [illegible] re, toţi trei de [illegible] la toţi axe de coordonate şi [illegible] rotiri faţă de aceleaşi axe şi chiar o deplanare funcţie de geog în planul secţiunii transversale, dar suprafaţa secţiunii deformată proiectată pe planul secţiunii iniţiale rămîne aceeaşi, nedeformată. Însă structura, în general este alcătuită din elemente subţiri, care pentru anumite tipuri de solicitări [illegible] fenomene de instabilitate locală şi care modifică [illegible] secţiunii transversale. Paleta în ansamblul ei poate fi privită ca o bară cu pereţi subţiri supusă la încovoiere cu [illegible] axială şi deci există zone în care apar solicitări de compresiune.

Elementele care pot să flambeze în cazul paletelor pentru aerogeneratoare de putere mică sînt: lisele, lonjeroanele, [illegible] şi învelişurea.

În paragrafele care urmează se face o succintă trecere în revistă a verificării de stabilitate a acestor elemente.

Pentru paletele aerogeneratoarelor de putere mare la care învelitoarea este alcătuită dintr-o structură de tip sandwich, această verificare de stabilitate va fi completată cu rezultatele încercărilor experimentale.

4.3.3.1. Flambajul barelor drepte

Avînd în vedere că marea majoritate a elementelor care alcătuiesc structura de rezistenţă a paletei pentru aerogeneratoare se aseamănă cu elementele care alcătuiesc aripa de avion şi care sînt tratate în [48] şi [56] se va face o trecere în revistă a principalelor probleme care privesc flambajul barelor drepte şi se va face trimitere spre rezolvarea de detaliu în lucrările amintite. Se ştie că problema flambajului este soluţionată pe cale închisă sau pe cale deschisă. Metodele închise de soluţionare a problemelor de flambaj a barelor, cunoscute de obicei sub denumirea de metode analitice sînt dezvoltate pe larg în literatura tehnică de specialitate şi fac chiar obiectul disciplinelor de cultură generală tehnică, cum este cazul disciplinei de Rezistenţa materialelor şi Statica construcţiilor.

Dar aşa cum se arată în [56] şi [48] pentru dimensionarea corectă a barelor dintr-o structură de rezistenţă din domeniul aeronauticii sînt necesare unele completări ale acestor probleme de flambaj. Aceste completări sînt precizate în cele două lucrări menţionate mai sus şi nu vor face obiectul prezentei lucrări. Metodele deschise sînt cunoscute sub denumirea de metode aproximative şi ele sînt analizate în [56] . Aceste metode [illegible] relativ uşor automatizate şi de aici decurg avantajele unei astfel de soluţionări.

4.3.3.2. Flambajul barelor cu pereţi subţiri

In paragraful (4.3.1) s-a definit ce înseamnă bară cu pereţi subţiri şi s-au arătat că fondatorul teoriei liniare a barelor cu pereţi subţiri au fost Vlasov, în lucrarea sa fundamentală [..] publicată în anul 1940. Flambajul care se produce cu păstrarea ipotezelor menţionate în paragrafele precedente şi în începutul acestui paragraf, se va denumi flambaj general [56].

Flambajul care produce o schimbare a formei secţiunii transversale în sensul că o porţiune a profilului urmează să se poarte independent de restul barei, se va denumi flambaj local.

Barele cu pereţi subţiri, profil deschis cu rigiditate la răsucire mică şi deci solicitarea de răsucire poate constitui o perturbaţie iniţială pentru amorsarea fenomenului de nestabilitate elastică; de flambaj prin răsucire. Desigur aceste bare păstrează caracterul de bară şi deci vor prezenta şi fenomenul de flambaj de încovoiere, astfel încît în realitate va exista flambaj atît de încovoiere cît şi de răsucire.

Pentru aceste corpuri ecuaţiile de deformaţie scrise sub forma cea mai generală avînd în vedere toate cuplările posibile, ... cel mai general de solicitare sînt:

$$EI_x \cdot v^{IV} - \left[N(v' - a_x \varphi')\right]' + (M_y \cdot \varphi)'' = 0 ;$$

$$EI_y \cdot u^{IV} - \left[N(u' + a_y \varphi')\right]' + (M_x \cdot \varphi)'' = 0 ;$$

$$EI_\omega \cdot \varphi^{IV} - GI_d \varphi'' - \left[(r_o^2 N + 2\beta_y M_x - 2\beta_x M_y)\varphi'\right]' + \left[q_x(a_x - e_x) + q_y(a_y - e_y)\right]\varphi - a_y(Nu')' + a_x(Nv')' + M_x \cdot u'' + M_y \cdot v'' = 0 ,$$

unde: N reprezintă forţa axială care se consideră negativă dacă este de compresiune; a_x, a_y sînt coordonatele centrului de tăiere; M_y, M_x - reprezintă momentele încovoietoare într-o secţiune transversală; e_y, e_x - sînt coordonatele din planul secţiunii transversale ale punctului de aplicaţie a forţelor exterioare (q_x) respectiv (q_y); celelalte mărimi au expresiile:

$$r_o^2 = a_x^2 + a_y^2 + (I_x + I_y)/A ;$$

$$\beta_y = \left[\int y(y^2+x^2)\,dA\right] / (2I_x) - a_y \qquad (4.149)$$

$$\beta_x = \left[\int x(y^2+x^2)\,dA\right] / (2I_y) - a_x$$

Soluţionarea sistemului (4.148) ne va da o triplă infinitate de soluţii (de forţe critice de flambaj), care rezultă din condiţiile de obţinere a soluţiilor diferite de soluţia banală. Pornind de la aceste condiţii generale, prin particularizări, se vor obţine diferite cazuri care permit anumite soluţionări simple.

4.3.3.2.1. Bare comprimate centric

In cazul barelor comprimate centric se consideră $N = -P$ şi $a_y = a_x = 0$ de asemenea [illegible] consideră că nu există alte tipuri de forţe.

Pentru barele a căror secţiune transversală nu are două axe la [illegible] sînt simplu rezemate la capete, iar capetele sînt [illegible] să se rotească după axa barei şi de[illegible], deplanarea secţiunii transversale este liberă.

Pentru acest caz forţele critice obţinute sînt:

$$P_{xf} = n^2 \cdot \pi^2 E I_x / \ell^2$$

$$P_{yf} = n^2 \cdot \pi^2 \cdot E I_y / \ell^2 \qquad (4.150-4.152)$$

$$P_{\omega f} = (n^2 \cdot \pi^2 \cdot E I_\omega / \ell^2 + G I_d)(1/r_o^2)$$

$$n = 1, 2, 3, \ldots$$

Valoarea minimă este forţa critică a barei.

Pentru bare a căror secţiune transversală prezintă o axă de simetrie, cele trei serii de forţe critice de flambaj au expresiile:

$$P_{1f} = P_{xf}; \qquad (4.153)$$

$$P_{2f} = \frac{1}{2(r_o^2 - a_x^2)} \left[(P_{xf} + P_{\omega f}) r_o^2 - \sqrt{(P_{xf} + P_{\omega f})^2 r_o^2 - 4(r_o^2 - a_x^2) r_o^2 P_{xf} \cdot P_{\omega f}} \right] \qquad (4.154)$$

$$P_{3f} = \frac{1}{2(r_o^2 - a_x^2)} \left[(P_{xf} + P_{\omega f}) r_o^2 + \sqrt{(P_{xf} + P_{\omega f})^2 r_o^2 - 4(r_o^2 - a_x^2) r_o^2 P_{xf} \cdot P_{\omega f}} \right] \qquad (4.155)$$

Pentru cazul cel mai general, cel la care secţiunea transversală a barei nu prezintă nici o axă de simetrie, expresiile forţelor critice de flambaj vor fi de forma [56]

$$P_{1f} = q_1 - A_2/(3A_3); \quad P_{2f} = q_2 - A_2/(3A_3); \quad P_{3f} = q_3 - A_2/(3A_3) \qquad (4.156)$$

unde s-a notat:

$$q_1 = 2\sqrt{|B_1|}\cos\varphi; \quad q_2 = 2\sqrt{|B_1|}\cos\left(\frac{2\pi}{3}+\varphi\right);$$

$$q_3 = 2\sqrt{|B_1|}\cos(2\pi/3-\varphi); \quad \cos 3\varphi = -\frac{B_o}{|B_1|^{3/2}};$$

$$B_o = \frac{1}{27}\left(\frac{A_2}{A_3}\right)^2 - \frac{1}{6}\cdot\frac{A_1\cdot A_2}{A_3^2} + \frac{A_o}{2A_3} \qquad (5.157)$$

$$B_1 = \frac{1}{3}\cdot\frac{A_1}{A_3} - \frac{1}{9}\left(\frac{A_2}{A_3}\right)^3; \quad A_o = P_x P_y P_\omega r_o^2;$$

$$A_1 = (P_x P_y + P_y P_\omega + P_x P_\omega) r_o^2; \quad A_2 = (P_x + P_y + P_\omega) r_o^2 -$$

$$- a_y^2 P_x a_x^2 P_y;$$

$$A_3 = a_x^2 + a_y^2 - r_o^2$$

4.3.3.2.2. Flambajul barelor cu pereţi subţiri la compresiune şi încovoiere

Este cazul în care pe lîngă forţă axială P, la capetele barei acţionează şi momente încovoietoare concentrate. Pentru această problemă dacă M_x şi M_y sînt momentele concentrate la capătul barei şi P forţa axială în condiţii de rezemare diferite se pot întîlni următoarele cazuri: 1. In primul rînd este cazul flambajului sub forţe excentrice pentru bara articulată la capete:

$$M_y = P\cdot e_x; \quad M_x = -P\cdot e_y; \quad P = P.$$

Forţa critică rezultă din condiţia:

$$\begin{vmatrix} EI_x\pi^2/\ell^2 - P & 0 & P(a_x-e_x) \\ 0 & EI_y\pi^2/\ell^2 - P & P(e_y-a_y) \\ P(a_x-e_x) & -P(e_y-e_y) & EI_\omega\pi^2/\ell^2 + GI_d - 2Pe_x\beta_x - 2Pe_y - Pr_o^2 \end{vmatrix} = 0; \qquad (4.158)$$

2. Un alt caz important este cel al compresiunii în care forța axială se aplică în centrul de forfecare.

In acest caz cele trei ecuații diferențiale de deformație se decuplează și va exista un flambaj exclusiv de răsucire iar forța critică va avea forma (4.152).

Dacă bara prezintă un plan de simetrie și forța excentrică acționează în acest plan, atunci flambajul în planul de simetrie este independent de răsucire, iar flambajul în celălalt plan este combinat și sarcinile critice sînt date de condiția:

$$(P-P_y) \quad \left[P_\omega r_o^2 - P(r_o^2 + 2e_x \beta_x)+P^2(a_x-e_x)^2\right] = 0 \qquad (4.159)$$

Dacă în cazul de mai sus forța excentrică acționează în centrul de tăiere se obține:

$$P_f = P_y \; ; \quad P_f = \frac{P_\omega}{1-2e_x \cdot \beta_x / r_o^2} \qquad (4.160)$$

3. Considerînd cazul general de flambaj sub forțe excentrice, situația în care secțiunea transversală a barei prezintă o axă de simetrie, iar forța este aplicată într-un punct pe această axă. Bara se consideră simplu rezemată iar forța critică de flambaj este cea mai mică dintre valorile:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_y = n^2 \pi^2 EI_y / l^2 \\ P_2 &= (1/2A_2) \left[A_1 - \sqrt{A_1^2 - 4A_oA_2}\right]; \\ P_3 &= (1/2A_2) \left[A_1 + \sqrt{A_1^2 - 4A_oA_2}\right]; \end{aligned} \qquad (4.161)$$

unde s-a notat [56]:

$$\begin{aligned} A_o &= P_x \cdot P_\omega r^2; \; A_1 = P_x(r_o^2 + 2\beta_x e_x) + P_\omega r_o^2 \; ; \\ A_2 &= r_o^2 + 2\beta_x \cdot e_x - (a_x - e_x)^2 \end{aligned} \qquad (4.162)$$

4. Cazul general de compresiune excentrică, cazul în care secțiunea transversală nu are axe de simetrie.

Ecuația din care se determină forța critică este:

$$\begin{aligned} &(P_x-P)(P_y-P)(P_\omega-P)r_o^2 + 2P(\beta_x \cdot e_x + \beta_y \cdot e_y) - \\ &-P^2(P_x-P)(a_y-e_y)^2 - P^2(P_y-P)(a_x-e_x)^2 = 0 \end{aligned} \qquad (4.163)$$

Este de atras atenția că forțele critice astfel determinate sînt mai mici decît forța Euler.

4.3.3.2.3. Flambajul barelor cu pereți subțiri sub acțiunea forțelor transversale.

Se consideră bara încărcată cu sarcinile exterioare q_y și q_x, sarcini care produc momentele încovoietoare M_x și M_y.

Ecuațiile diferențiale de deformație la încovoiere și răsucire pentru această situație devin:

$$EI_x v^{IV} + (M_y \varphi)'' = 0; \quad EI_y u^{IV} + (M_x \varphi)'' = 0$$

$$EI_\omega \varphi^{IV} + \left[(2\beta_x M_y - 2\beta_y M_x - GI_d)\varphi'\right]' + \left[q_y(e_y - a_y) + \right.$$

$$\left. + q_x(e_x - a_x)\right] + M_y \cdot v'' + M_x u'' = 0 \qquad (4.164)$$

Rezultatele obținute în urma soluționării sistemului (4.164), pentru cazul grinzii simplu rezemate încărcate cu sarcină distribuită (P/ℓ) și cu secțiune transversală dublu simetrică.

$$P_f = (1/\ell^3)\sqrt{EI_y(2900\, EI_\omega + 295\, \ell^2 GI_d)} \quad , \qquad (4.165)$$

respectiv, pentru cazul grinzii cu secțiune transversale care prezintă o singură axă de simetrie, forța critică se obține din ecuația:

$$P^2 - (59{,}7\, d_y + 43{,}8\, \beta_y)(EI_y/\ell^2)P - (2910 EI_\omega + 295\, \ell^2 GI_d)(EI_y/\ell^6) = 0$$

$$(4.166)$$

In cazul grinzii încastrate încărcată cu sarcini uniform repartizată $q = P/\ell$, forțele critice pentru bara cu secțiune transversală care prezintă o axă de simetrie, sau două axe de simetrie, este dată de relațiile:

$$P_f = (1/\ell^3)\sqrt{EI_y(648000 EI_\omega + 15910\, \ell^2 GI_d)}, \qquad (4.167)$$

$$P^2 - (1507 d_y + 56{,}6\, \beta_y)(EI_y/\ell^2)P - (648000 EI_\omega + 15910\, \ell^2 GI_d)(EI_y/\ell^2)$$

$$= 0 \qquad (4.168)$$

unde:

$$d_y = a_y - e_y$$

4.3.3.2.4. Flambajul barelor cu pereți subțiri, profil închis, sub acțiunea forțelor axiale.

Deoarece rigiditatea la răsucire a profilelor închise cu pereţi subţiri este mult mai mare decît în cazul profilelor deschise, flambajul de răsucire şi flambajul de încovoiere răsucire, va conduce la valori care, în general, nu diferă substanţial faţă de valorile forţelor critice ale lui Euler.

Ecuaţiile (4.148) în cazul solicitării de compresiune şi de încovoiere vor avea forma:

$$EI_x v^{IV} + Pv'' - (Pa_x + M_y)\varphi'' = o;$$

$$EI_y u^{IV} + Pu'' - (Pa_y - M_x)\varphi'' = o; \qquad (4.169)$$

$$EI_{\bar\omega}\varphi^{IV} - GI_d\varphi'' - \gamma(Pa_x - M_y)v'' + \gamma(Pa_y + M_x)u'' +$$

$$+\gamma(Pr_o^2 + 2M_y\beta_x - 2M_x\beta_y)\varphi'' + \left[EI_{\bar\omega}/(GI_c)\right](Pa_x - M_x)v^{IV} -$$

$$-\left[EI_{\bar\omega}/(GI_c)\right](Pa_y + M_x)u^{IV} - \left[EI_{\bar\omega}/(GI_c)\right](Pr_o^2 + 2M_y\beta_x - 2M_x\beta_y)\varphi^{IV} =$$

$$= o;$$

Dacă se fac notaţiile:

$$P_y = EI_y\, n^2\pi^2/\ell^2$$

$$P_x = EI_x n^2\pi^2/\ell^2 \qquad (4.170)$$

$$P_\omega = \frac{EI_{\bar\omega}\, n^2\pi^2/\ell^2 + GI_d}{r_o^2\left(\gamma + \frac{EI_{\bar\omega}}{GI_c}\cdot\frac{n^2\pi^2}{\ell^2}\right)},$$

rezultă ecuaţia de compatibilitate, care are forma:

$$(P_y - P)(P_x - P)\left[(P_\omega - P)r_x^2 - 2P(e_y\beta_y + e_x\beta_x)\right] -$$

$$\left[(e_x - a_x)^2(P_y - P) + (e_y - a_y)^2(P_x - P)\right]P^2 = o; \qquad (4.171)$$

şi din care rezultă cele trei serii de valori ale forţei critice.

4.[illegible].3. Stabilitatea plăcilor plane (voalarea)

Plăcile subţiri care intervin în construcţiile paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal, nu pot fi considerate plăci groase, dar ele constituie elemente de rezistenţă şi nu în toate cazurile pot fi considerate ca şi membrană. In cazurile în care ele nu sînt considerate ca fiind membrană vor fi considerate elemente de placă care preiau forţe transversale şi forţe în planul lor. Această situaţie intermediară între

pl... groasă şi membrane ... reprezintă o situaţie reală şi si-
mi... cu cea din cons... ...ile aeronautice [48],[56].

Forţele de întind... ... apăreau în planul plăci ...
nu pun probleme deosebite, ... conduc la eforturi
unitare care pot fi com... ... uşor şi direct cu cifrele de
rezistenţă ale materialului component.

Forţele de compresiune ... forfecare fac ca,
datorită existenţei unei solicitări generale sau locale de
compresiune, ... să nu fie limitele de rezistenţă
a materialului, ci ... ... critice de flambaj corespunză-
toare cazului respectiv.

Pentru a putea ... comportarea acestor plăci este
oportun a se stabili ... generale de deformaţie ca ur-
mare a ... transversale, precum şi datori-
tă componentelor ... a forţelor, care au fost ini-
ţial în planul ..., componente care se formează ca urmare
a unei deformaţii ... re scot placa din situaţia plană
nedeformată. ... sînt stabilite în [56] etc. sînt
valabile ... orice ... de plăci, forma în plan ...
... fiind importantă pentru ... condiţiilor limită.
În general, ... care alcătuiesc ...
... de rezi... ... este dreptunghiulară şi de
... numai plăcile a căror formă
... este ... .

a. Stabilirea ecu... ... de deformaţie.

... plăci ..., se consideră în ...
... forţe... ... care există pe sec-
ţiunea ... (Fig. 4.70).

Scriind ... echilibru static faţă de sistemul
xoy şi ecuaţia de echilibru pe direcţia oz, ecuaţie care
conţine ... exterio... şi componentele forţelor axiale
(N) şi ... forţelor tăietoare (T) se obţine:

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2\frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} \; ... + N_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + N_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2T_{xy}\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \qquad (4.172)$$

Ţinînd seama de legea lui Hooke şi de definiţia e-
forturilor din secţiunea transversală a elementului de pla-
că rezultă:

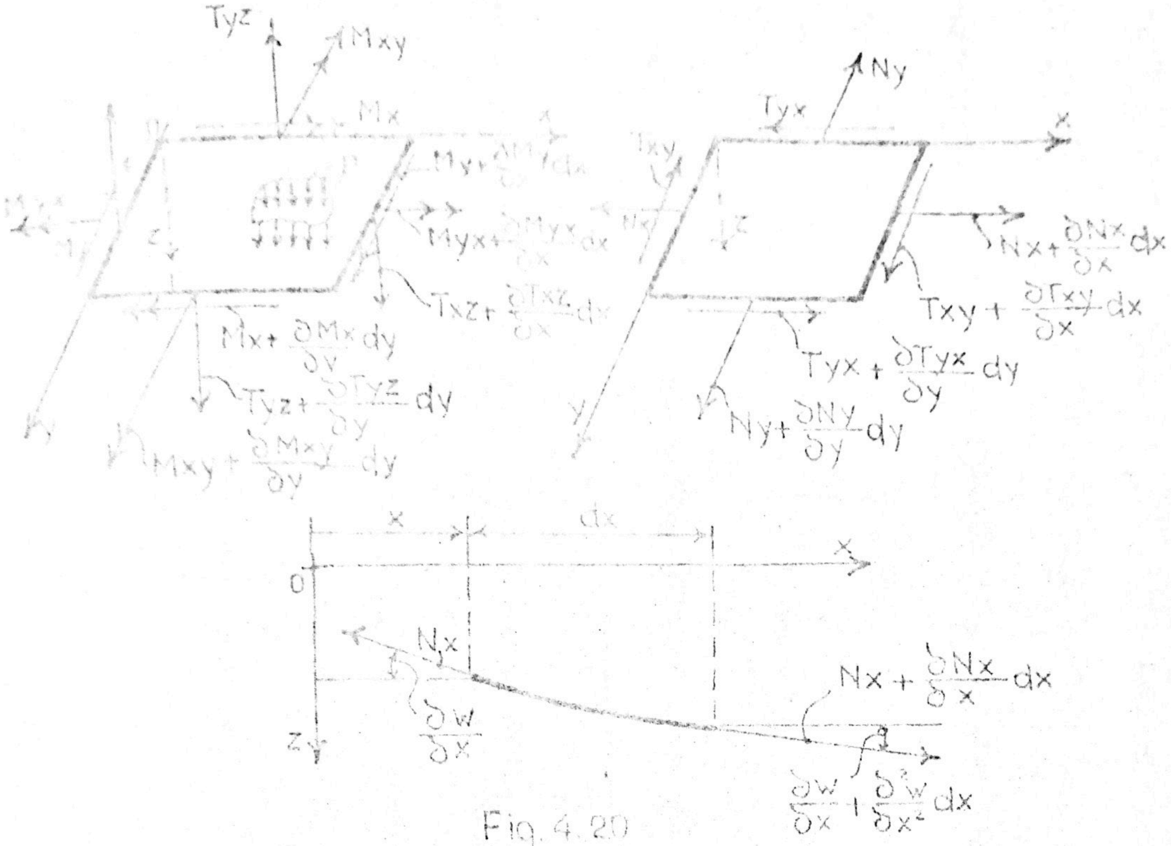


Fig. 4.20

$$M_x = -D\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right); \quad M_y = -D\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right);$$

$$M_{xy} = -D(1-\mu)\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}; \quad D = Et^3 / \left[12(1-\mu^2)\right]; \qquad (4.173)$$

respectiv:

$$\nabla\nabla w = \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} =$$

$$= \frac{1}{D}\left[p + N_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + N_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2T_{xy}\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}\right] \qquad (4.174)$$

Relaţia (4.172) permite determinarea deformaţiei(w)a plăcii, respectiv soluţionarea problemei.

Dacă nu există sarcină transversală (p=o) atunci ecuaţia (4.174) devine o ecuaţie omogenă şi reprezintă o problemă de stabilitate.

b. Stabilitatea plăcilor plane la compresiune

Dacă solicitarea în planul plăcii se reduce la o singură sarcină repartizată, orientată în direcția Ox(fig.4.21) $N_x=-P$; $N_y=0$; $T_{xy}=0$; $p=0$) şi la această condiție se adaugă condițiile limită (respectiv modul de rezemare al plăcii) problema devine soluționabilă şi se determină forța critică de flambaj. Condițiile limită care se pun sînt:

- pentru margine simplu rezemată şi articulată

$$w=0;\quad \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}=0)$$

- pentru margine încastrată ($w=0$; $\frac{\partial w}{\partial x}=0$);

- pentru margine liberă ($\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\mu\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}=0$; $\frac{\partial^3 w}{\partial x^3}+(2-\mu)\frac{\partial^3 w}{\partial x\partial y^2}=0$)

Pentru evitarea efectuării calculelor necesare rezolvării ecuațiilor de tip (4.174), la fiecare caz de placă şi de fiecare dată, în literatură sînt date diagrame pe baza cărora se poate determina forța critică cu relația:

$$P_{cr}=k\pi^2 D/b^2 \qquad (4.175)$$

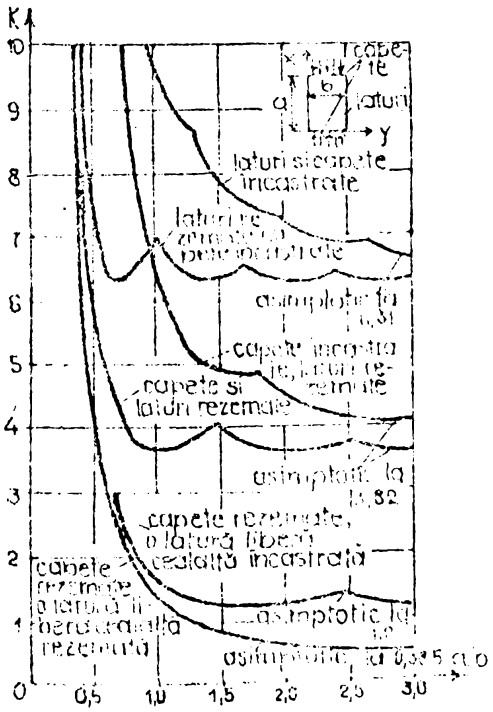


Fig.4.21

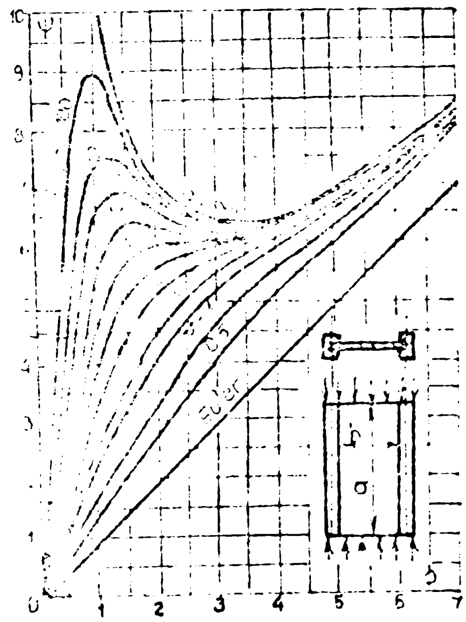


Fig.4.22

unde: k se determină, funcție de raportul a/b al plăcii şi condițiile de rezemare, cu ajutorul diagramelor din fig.4.21.

Pentru cazul în care placa dreptunghiulară comprimată

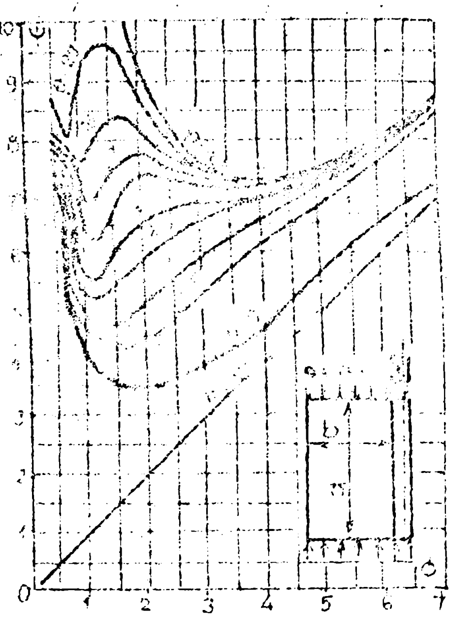


Fig.4.23

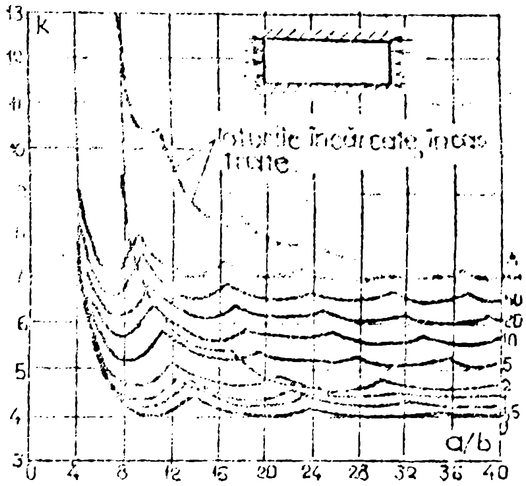


Fig.4.24

este rezemată, pe laturile longitudinale, elastic la încovoiere [56] din diagramele prezentate în fig.4.22 și 4.23 se determină tensiunea critică (σ_{cr}) funcție de factorii ϕ și ψ.

$$\phi = m\pi b/a; \quad \psi = b\sqrt{t\sigma_{cr}/D} \qquad (4.176 \div 4.177)$$

unde: t este grosimea plăcii, m este numărul de semiunde.

Pentru cazul unei plăci rezemate elastic la răsucire [56] (reazemul permite rotiri elastice) de-a lungul celor două laturi neîncărcate, forța critică se determină cu relația (4.175) unde k rezultă din (fig.4.24) funcție de (δ) care este raportul între rigiditatea la răsucire a suportului elastic și rigiditatea la încovoiere elastică a plăcii pe linia de rezemare.

In privința altor tipuri de rigidități se vede că din ecuația (4.174) care sînt condițiile [illegible] acestor încărcări. Dacă forța tăietoare T este [illegible] din placă, calculul forțelor critice de flambaj se conduce, după ce în prealabil s-a stabilit forma plăcii și modul de rezemare în felul următor:

Placa plană de formă dreptunghiulară

$$\tau_{cr} = k\pi^2 D/b^2 t, \qquad (4.178)$$

unde pentru o placă simplu rezemată pe contur

$$k = 5,35 + 4(b/a)^2 \qquad (4.179)$$

iar pentru o placă încastrată pe contur

$$k = 8,98 + 4(b/a)^2 \qquad (4.180)$$

În literatura de specialitate sînt prezentate şi alte forme de plăci, alte condiţii de rezemare etc.

Pentru aceste tipuri de plăci sînt date abace cu ajutorul cărora se poate calcula rapid efortul unitar critic (σ_{cr}) sau (τ_{cr}) [48],[56] etc.

4.5.3.4. Influenţa deformaţiilor mari şi a imperfecţiunilor de realizare a plăcilor. Lăţimea echivalentă.

În [65],[66],[63] este prezentată comportarea precritică şi critică a plăcilor curbe [illegible] şi a plăcilor plane şi se arată care sînt tipurile de pierdere a stabilităţii.

Aşa cum precizează literatura de specialitate determinarea încărcării critice se face fie prin metoda bifurcării fie prin metoda limitării. Principiile acestor metode sînt prezentate pe larg în [65].

În [56] este prezentat un grafic care este redat în fig.4.25 şi care prezintă o serie de rezultate privind stabilitatea plăcii plane fără imperfecţiuni şi cu imperfecţiuni. Ordinul de mărime a acestor imperfecţiuni este menţionat pe fiecare diagramă în parte. Pe abscisa graficului se măsoară săgeata (w) obţinută prin deformaţii de încovoiere şi valoarea săgeţii iniţiale (w_0). [illegible] pe teritoriul de flambaj pentru plăcile plane a fost studiat mult, în literatura de specialitate, pentru că, aşa cum se ştie, acest domeniu poate fi exploatat [65],[63].

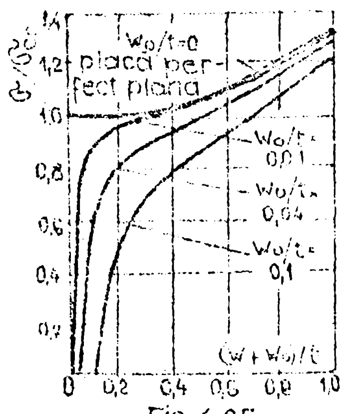


Fig 4.25

Desigur, structura de rezistenţă a paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal este realizată din elemente subţiri (plăci care unesc elementele longitudinale de rigidizare-lisele, lonjeroanele şi diafragmele) la care valorile minime ale eforturilor unitare, ca urmare a fenomenului de flambaj vor fi diferite de la element la element. In general, elementele longitudinale de rezistenţă vor putea prelua un efort unitar critic mai ridicat decît plăcile subţiri dintre aceste element . [illegible] mod curent în aeronautică [56] elementele longitudinale de rezistenţă sînt dimensionate astfel încît forţa critică de flambaj pentru aceste elemente, este cea care corespunde limitei de rezistenţă mecanică a elementului respectiv deci egală cu limita de elasticitate.

Admiţînd că în cazul palelei lisele şi lonjeroanele se dimensionează la fel, pe secţiunea transversală a unei plăci rigidizate va [illegible] repartiţie neuniformă a eforturilor unitare, în secţiunea [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] preia, va fi [illegible], [illegible] [illegible] va fi egală cu [illegible] critică de flambaj a plăcii, iar în zona de rigidizare va fi [illegible] critică corespunzătoare [illegible] longitudinal (fig.4.26).

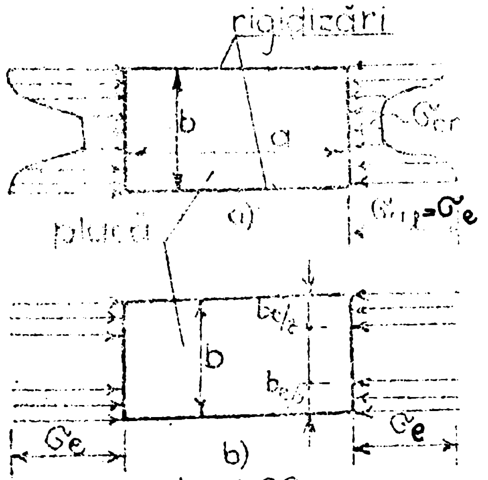


Fig. 4.26

[illegible] cunoscut procedeul ca în aceste situaţii [illegible] reală să se înlocuiască cu una fictivă [illegible] în loc [illegible] se [illegible] cu lăţimea efectivă de placă (b) se lucrează cu lăţimea echivalentă (b_e) (fig.4.26b). Determinarea lăţimii echivalente (b_e) care conlucrează solidar cu elementele de rigidizare [illegible] [illegible] [4?],[56] şi alte lucrări. Ea are expresia:

$$b_e/b = [illegible],25\ (1+\ \sigma_{cr}/\sigma) \tag{4.1[illegible]}$$

Relaţia (4.181) [illegible] [illegible] rigidizări o [illegible] neuniformă a eforturilor unitare.

Pe baza [illegible] [illegible] [illegible] această relaţie a fost îmbunătăţită şi corectată sub forma:

$$b_e/b\ [illegible],25(1+\sigma_{[illegible]}/\sigma)(\sigma_{cr}/\sigma)^n \tag{4.18[illegible]}$$

unde: $n = 0,37\sigma/\sigma_c$

De amintit sînt şi relaţiile date de:

Marguerre

$$b_e/b = 0,5\sqrt[3]{\sigma_{cr}/\sigma} \tag{4.183}$$

Koiter:

$$b_e = \frac{b}{2}\left[1,2\left(\frac{\sigma_{cr}}{\sigma}\right)^{0,4} - 0,65\left(\frac{\sigma_{cr}}{\sigma}\right)^{0,8} + 0,45\left(\frac{\sigma_{cr}}{\sigma}\right)^{1,2}\right]; \tag{4.184}$$

Karman:

$$b_e = 0,5b\sqrt{\sigma_{cr}/\sigma} \tag{4.185}$$

Helmerl:

$$b_e = 1,9\,t\sqrt{E/\sigma} \tag{4.186}$$

Din toate aceste relaţii se poate observa că ele ţin seama de tensiunea efectivă din structură. Acest lucru complică foarte mult calculul la încovoiere a structurii, deoarece acesta nu poate să fie făcut decît prin aproximaţii succesive. Pentru început calculul se porneşte cu o lăţime echivalentă ($b_e/2 = 15t$) după [56] sau cu o lăţime de circa 20 t după [48], după care pentru iteraţiile următoare la stabilirea lăţimii efective se foloseşte relaţia (4.186). In [48] se face raportul dintre lungimea învelişului care participă la preluarea solicitărilor şi lungimea totală a conturului secţiunii transversale, raport care indică gradul de participare a învelitorii la preluarea eforturilor unitare din încovoiere.

4.3.3.5. Stabilitatea tuburilor cilindrice circulare cu pereţi subţiri la diferite tipuri de solicitări

Analizînd structura paletelor pentru aerogeneratoare de putere mare putem afirma că axul şi chiar învelitoarea, în ultimă instanţă cu o aproximare grosolană, este o pînză cilindric circulară. Structura paletei este solicitată la cele mai diferite tipuri de solicitări simple sau combinate, dominînd însă încovoierea.

Flambajul tubului cilindric cu urmare a unei solicitări de încovoiere, se produce sub un efort unitar normal mai mare decît în cazul solicitării de compresiune. De remarcat rolul important al neregularităţilor de ordin constructiv (a imperfecţiunilor) asupra mărimii eforturilor unitare critice.

Mărimea neregularităților este funcție de subțirimea peretelui și raza cilindrului (fig.4.27). Pentru determinarea coeficientului k este dată diagrama din figura 4.28.

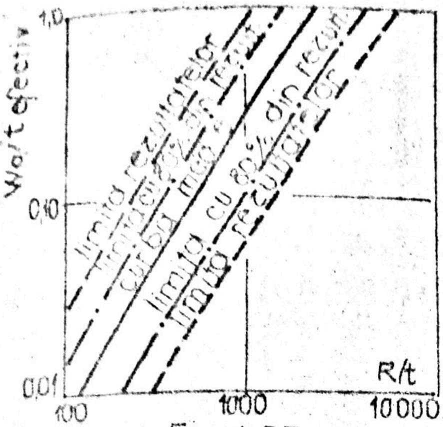


Fig.4.27

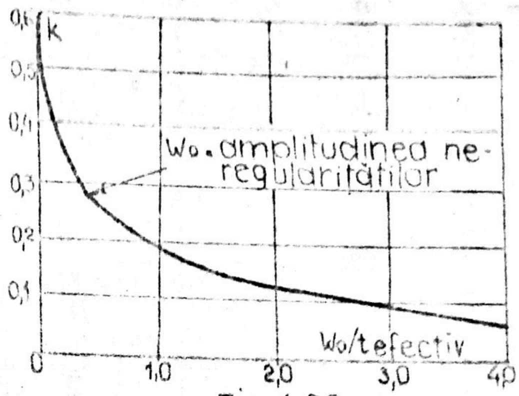


Fig.4.28

Existența unei presiuni interioare (p) în cilindru produce o creștere a sarcinii critice de flambaj la încovoiere. Creșterea coeficientului k ca urmare a presiunii interioare este dată în diagrama din fig.4.29. In cazul în care există o presiune exterioară (p) aceasta produce o scădere a sarcinii critice de flambaj la încovoiere, astfel că dacă efortul unitar critic de flambaj este:

$$\sigma_{cr} = k \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{\ell}\right)^2 \cdot z \qquad (4.187)$$

unde:

$$z = \sqrt{1-\mu^2}\,\left[\ell^2/(Rt)\right] \qquad (4.188)$$

atunci k se determină cu ajutorul curbei din fig.4.3o.

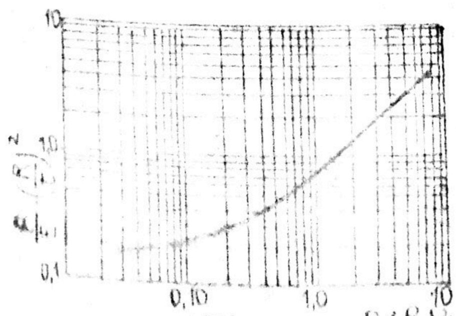


Fig.4.29 $\frac{p}{E}\left(\frac{R}{t}\right)^2$

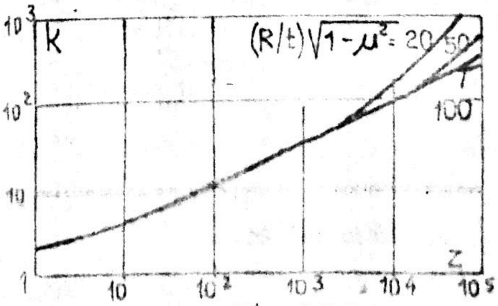


Fig.4.30

Flambajul tubului cilindric ca urmare a unei solicitări de răsucire sau forfecare se produce datorită eforturilor unitare principale de compresiune, care iau naştere pe direcţiile principale în cazul acestei solicitări. Pentru solicitarea de răsucire Donnell a obţinut următoarele expresii:

- pentru tuburi cu capetele încastrate

$$\tau_{cr}=\frac{E}{1-\mu^2}\left(\frac{t}{\ell}\right)^2\left[4,6+\sqrt{7,8+1,67\left(\sqrt{1-\mu^2}\right)\frac{\ell^2}{2tR}}\right] \qquad (4.189)$$

- pentru tuburi cu capetele simplu rezemate,

$$\tau_{cr}=\frac{E}{1-\mu^2}\left(\frac{t}{\ell}\right)^2\left[2,8+\sqrt{2,6+1,4\left(\sqrt{1-\mu^2}\right)\frac{\ell^2}{2tR}}\right] \qquad (4.190)$$

Relaţia (4.187) în urma unor cercetări a fost propusă să fie înlocuită cu relaţia:

$$\tau_{cr}=4,39\,\frac{E}{1-\mu^2}\left(\frac{t}{\ell}\right)^2\sqrt{1+0,0257(1-\mu^2)^{3/4}\left(\frac{\ell}{Rt}\right)^3}, \qquad (4.191)$$

care dă eforturi unitare critice ceva mai mici decît relaţia lui Donnell. In [56],[68] şi [63] sînt date detalii pentru calculul neliniar al tuburilor circulare cu pereţi subţiri rigidizate şi nerigidizate şi sînt prezentate relaţii şi abace pentru verificarea practică a acestor tuburi.

Obs. Nu se prezintă stabilitatea panourilor curbe deoarece o caracteristică a panourilor curbe este aceea că valorile limită, deci forţele critice de flambaj, sînt mai mari decît la panourile plane. De remarcat însă că aceste panouri sînt mult mai sensibile la erorile tehnologice şi la imperfecţiuni [68] [63] , etc.

4.3.3.6. Probleme speciale de stabilitate locală a panourilor de învelitoare a paletei.

Dacă barele cu pereţi subţiri ridică numeroase probleme de stabilitate atunci cu atît mai mult structurile cu pereţi subţiri, ale paletelor pentru aerogeneratoare vor ridica numeroase probleme a căror cauză este stabilitatea sau flambajul elementelor cu pereţi subţiri care compun structura.

Asamblarea prin puncte de sudură a elementelor cu pereţi subţiri care compun structura, ridică probleme de stabilitate între punctele de sudură şi probleme de concentrare a eforturilor în jurul acestor elemente de asamblare.

Realizarea învelitorii paletelor se face de obicei din tablă subţire rigidizată cu profile cu pereţi subţiri, confecţionate din tablă care se îndoaie. Existenţa pereţilor subţiri la toate elementele care compun paleta determină o analiză atentă a problemelor de flambaj local şi de alegere a formei secţiunilor transversale precum şi a dimensiunilor acestora.

Realizarea învelitorii paletelor cu panouri de tablă subţire tip sandwich ridică o altă problemă deosebit de complicată şi care nu va fi tratată în detaliu.

4.3.3.6.1. Stabilitatea elementelor componente ale învelitorii între punctele de fixare

[illegible] tablei învelitorii cu elemente secundare (lise) şi cu [illegible] se face prin [illegible] acestora cu ajutorul punctelor (niturilor) de [illegible]. Această prindere a învelitorii [illegible] reziste[illegible] face ca între [illegible] rezistentă şi învelitoare să existe contact [illegible] în punctul de [illegible].

Între două puncte [illegible] legătură tabla învelitorii, respectiv [illegible] se comportă [illegible] ar fi liberă, putînd [illegible] independent pe acest [illegible].

[illegible]

[illegible]

$$[illegible]$$

[illegible]

$$\sigma_{cr}=\frac{c\,\pi^2 E}{12(1-\mu^2)}\left(\frac{t}{\ell}\right)^2=\frac{\pi^2 E}{3(1-\mu^2)}\left(\frac{t}{\ell}\right)^2 \qquad (4.193)$$

Pentru cazul paletelor, unde se folosește electronituirea la realizarea învelitorii, coeficientul C se va lua ~3,5. Pentru alte procedee de prindere a învelitorii de lise și lonjeroane C va avea alte valori astfel:

- pentru prinderea cu nituri cu cap explosiv sau cu cap ciupercă C =3,o; pentru nituri cu cap îngropat C = 1,5; iar pentru nituri cu cap plat C=4.

Din cele de mai sus rezultă că în învelișul exterior al paletei nu se pot transmite eforturi unitare normale mai mari decît efortul unitar critic de flambaj dintre niturile de sudură. Deci, lisa sau lonjeronul nu va putea transmite învelișului exterior un efort unitar mai mare decît cel critic pe care-l poate prelua învelitoarea pe suprafața liberă dintre niturile de sudură.

In această situație trebuie reluată problema lățimii de conlucrare (a lățimii echivalente) discutată în paragraful 4.3.3.4. In literatură această problemă este rezolvată și pentru lățimea echivalentă se dă relația:

$$b_{ech}=b_c\,\frac{\sigma_{cr(\hat{1})}}{\sigma_{\ell}}; \qquad (4.194)$$

unde:

$\sigma_{cr(\hat{1})}$ - este efortul critic pe care-l poate prelua învelitoarea pe suprafața liberă dintre niturile de sudură;

$\sigma_{(\ell)}$ - este efortul unitar efectiv din lisa sau lonjeronul de care se prinde învelitoarea.

O problemă deosebită se ridică referitor la stabilirea efortului unitar critic a unui înveliș rigidizat.

Dacă elementele de rigidizare sînt de fapt lisele de care învelitoarea este prinsă prin puncte de sudură (nituri de sudură) cu diametrul d și pasul p. și

lisele sînt executate din tablă prin îndoire cu grosimea (t_r) atunci efortul unitar critic pentru tabla astfel rigidizată va fi dat de relația:

$$\sigma_{cr}=\frac{k_e\,\pi^2 E}{12(1-\mu^2)}\left(\frac{t_r}{b_r}\right)^2 \qquad (4.195)$$

unde: k_e se determină din diagramele 4.31 și 4.32.

In diagrame rapoartele sînt precizate pe desen şi se indică şi semnificaţia fiecărui termen. In relaţia (4.195) s-a presupus că panoul de învelitoare aflat între niturile de sudură are un efort critic de flambaj mai ridicat decît cel dat de relaţia (4.195), în consecinţă la dimensionare se va alege pasul nituirii sau pasul punctelor de sudură astfel încît practic să nu se pună problema flambajului panoului de învelitoare dintre nituri.

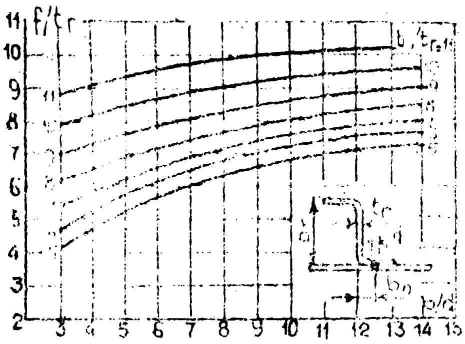


Fig 4.31

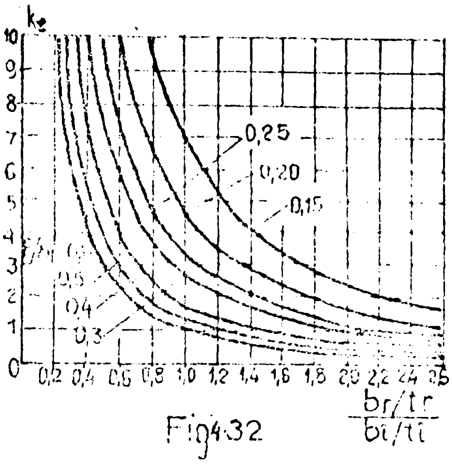


Fig 4.32

4.3.3.6.2. Stabilitatea locală a profilelor cu pereţi subţiri

Lonjeroanele şi liselele din aripile aerogeneratoarelor cu ax orizontal sînt profile cu pereţi subţiri. Secţiunea transversală a acestor elemente este de forma (L; [; Z; I; [] ; ⊓). Se vor nota cu (t_t) şi (b_t) caracteristicile tălpilor acestor profile şi cu (t_i) şi (b_i) caracteristicile inimilor acestor profile.

Un profil care formează o lisă din structură va putea prelua o sarcină de compresiune care va fi limitată nu numai de problemele de rezistenţă sau de stabilitate generală (de ansamblu) ci şi de problemele de stabilitate locală.

Deci, fiecare element al lisei (talpa respectiv inima) va avea un efort unitar critic de flambaj; care de la caz la caz ar putea să limiteze sau nu să limiteze sarcina pe care lisa trebuie să o preia. Cu alte cuvinte s-ar putea ca efortul critic de flambaj general) să fie mai mare decît efortul critic de stabilitate locală şi să fie limitată capacitatea lisei la ultimul. In aceste condiţii este necesar să se ţină seama de forma şi dimensiunile secţiunilor transversale ale liselor şi lonjeroanelor ca acestea să fie alese corespunzător deoarece ele se confecţionează din tablă prin îndoire la rece.

Condiţia de confecţionare a profilelor cu pereţi subţiri din tablă, deci cu ($t_t=t_i$), rezultă din egalarea tensiunilor critice din placa care formează inima profilului cu tensiunea critică din placa care formează talpa profilului. Această condiţie duce la relaţia cunoscută.

$$b_t/t_t = 0{,}328\ b_i/t_i \qquad (4.196)$$

şi care poate fi redusă la:

$$b_t = 0{,}328\ b_i \qquad (4.197)$$

Relaţia care dă efortul critic al tălpilor şi a inimilor ca plăci este:

$$\sigma_{cr} = \frac{k\pi^2 E}{12(1-\mu^2)}\left(\frac{t}{b}\right)^2 \qquad (4.198)$$

In baza relaţiei (4.198) şi a celor de mai sus se poate stabili efortul unitar critic pentru un profil, ţinînd seama de stabilitatea generală şi locală cu relaţia (4.198) scrisă sub forma:

$$\sigma_{cr} = \frac{k\pi^2 E}{12(1-\mu^2)}\left(\frac{t_i}{b_i}\right)^2 \qquad (4.199)$$

unde k se determină din abacele date în fig.4.33-fig.4.36.

Efortul unitar critic de flambaj σ_{cr} într-o porţiune rigidizată ţinînd seama de lăţimea echivalentă (b_{ech}) se poate determina din diagramele din fig.4.37.

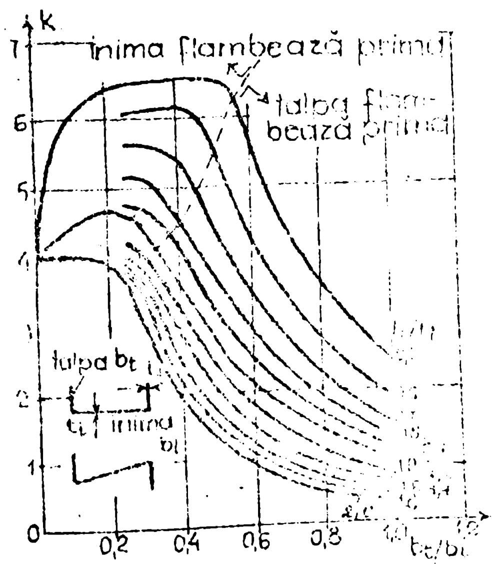


Fig. 4.33

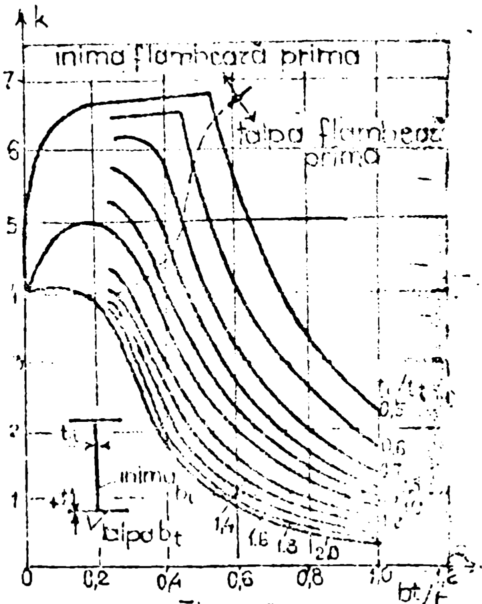


Fig. 4.34

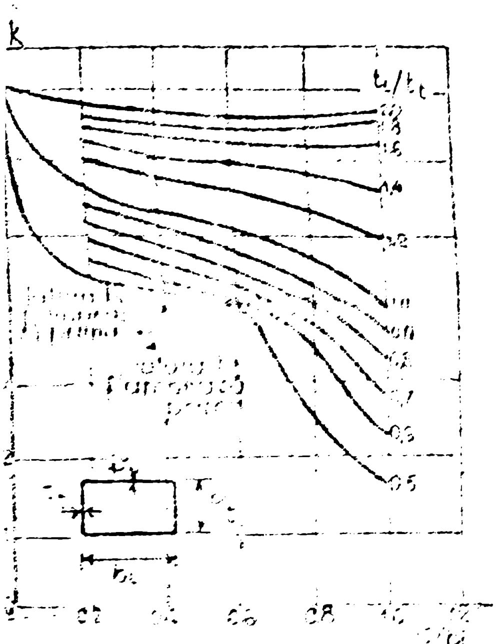


Fig 4.35

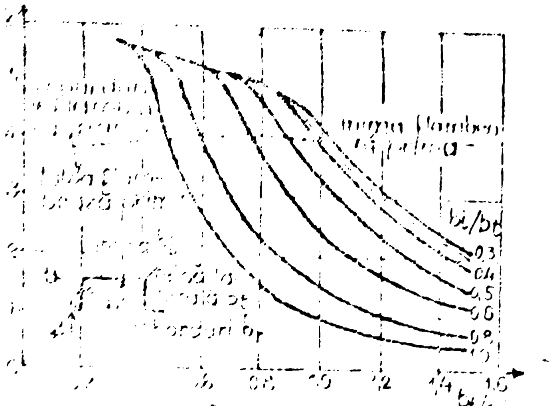
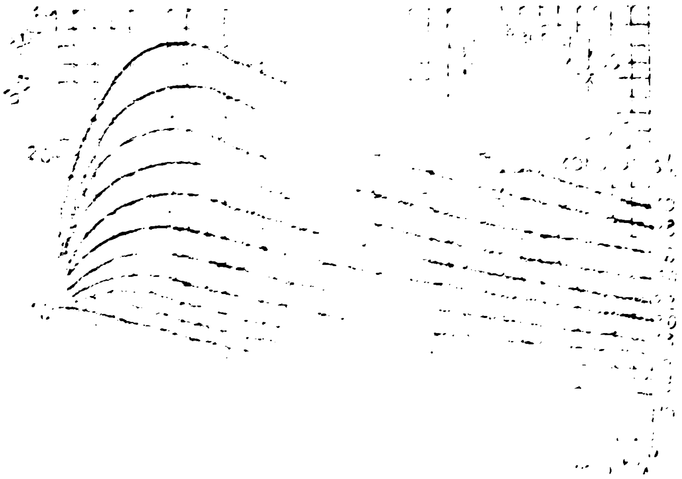


Fig 4.36



menţinute la o distanţă de un miez care poate să fie sau poate să nu fie portant (adică poate să participe sau nu poate să participe la preluarea solicitărilor).

In cele ce urmează se vor face referiri numai la structuri sandwich metalice cu miez portant.

Cea mai simplă realizare a miezului se obţine utilizînd table subţiri ondulate şi table subţiri cutate, ceea ce face ca structura să fie o structură puternic ortotropă, spre deosebire de cazurile de sandwich cu alte tipuri de miez la care efectul apin este mai puţin accentuat şi care se pot considera chiar structuri izotrope.

La proiectarea structurilor sandwich se utilizează relaţii cu caracter experimental [56] relaţii care în combinaţie cu unele rezultate teoretice permit rezolvarea problemei.

O primă problemă de soluţionat a fost stabilirea dimensiunilor sau a pasului ondulaţiilor pentru cazul miezului cu tablă cutată sau ondulată. Acest pas a fost stabilit cu relaţia:

$$\sigma_{cr} = k.E(t_t/b_m)^2 \qquad (4.200)$$

unde:

(t_t) - este grosimea tablei de la exterior care poate să-şi piardă stabilitatea ; b_m - este pasul cutelor de tablă a miezului pe care se reazemă tabla exterioară; k - este coeficientul care influenţează efortul unitar critic de flambaj al tălpilor pe lungimea nesprijinită dintre punctele de sudură cu care se execută îmbinarea (k=3,5) pt sudura în puncte (respectiv 1,5 pentru nituri cu cap înecat)[56].

Obs. Dacă se admite $\sigma_{cr} = \sigma_c = 1900$ daN/cm^2 = 19 daN/mm^2 iar pentru k iau valoarea 3,5 și $t_t = 1,0$ mm atunci pasul cutelor rezultă:

$$b_m = \sqrt{\frac{k.E}{\sigma_{cr}}} = 62 \text{ mm} \qquad (4.201)$$

Pentru pasul tablei cutate s-a ales un pas de 40 mm, cu scopul asigurării executării a două puncte de sudură pe lăţimea unei cute.

Grosimea miezului (a tablei cutate) rezultă din condiţia de flambaj de ansamblu

$$c = \left[\frac{4N_x b^2(1-\mu^2)}{[illegible]}\right]^{1/2} - t_t . \qquad (4.202)$$

Dacă structura este solicitată la forfecare, grosimea miezului se va determina cu relaţia:

$$c = \left[\frac{2T_{xy}b^2(1-\mu^2)}{\pi^2 E_t t_t k_\tau}\right]^{1/2} - t_t \qquad (4.203)$$

în care se ţine seama de fenomenul de flambaj de ansamblu [56]

Odată ce elementele structurii sandwich au fost determinate forţa critică de flambaj pentru un panou din structură, se determină pe cale asemănătoare cu cea utilizată în cazul plăcilor omogene şi izotrope.

In cele ce urmează se prezintă unele rezultate obţinute în această direcţie în literatura tehnică.

Astfel, pentru un panou sandwich cu miez din tablă ondulată (cu miez portant) simplu rezemat pe laturi, sarcina critică de flambaj este dată în abacele din (fig.4.38 şi fig.4.39) în funcţie de raportul rigidităţilor la încovoiere D_x/D_y. Pentru acelaşi panou încastrat pe laturi forţa critică se determină din fig.4.40 şi fig.4.41. In aceste abace forţa critică de flambaj este notată cu Q_b şi este dată ca raport Q_b/P_E. Forţa P_E este dată de relaţia cunoscută:

$$P_{E(y)} = \frac{4\pi^2 D_y}{b^2(1-\mu^2)}; \quad P_{E(x)} = \frac{4\pi^2 D_x}{a^2(1-\mu^2)}; \qquad (4.204)$$

unde D_y este rigiditatea la încovoiere a panoului după Oy ; D_x este rigiditatea la încovoiere a panoului după Ox.

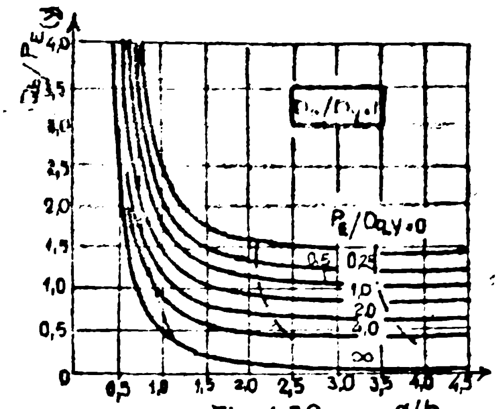


Fig. 4.38

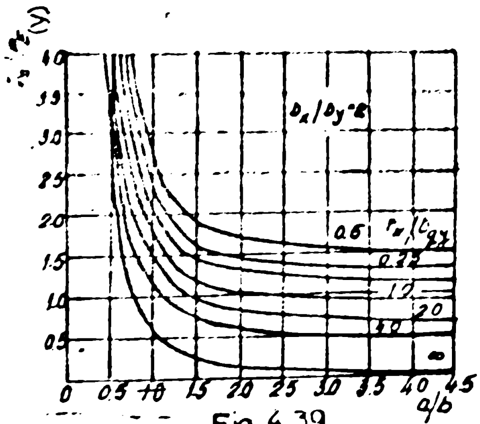


Fig. 4.39

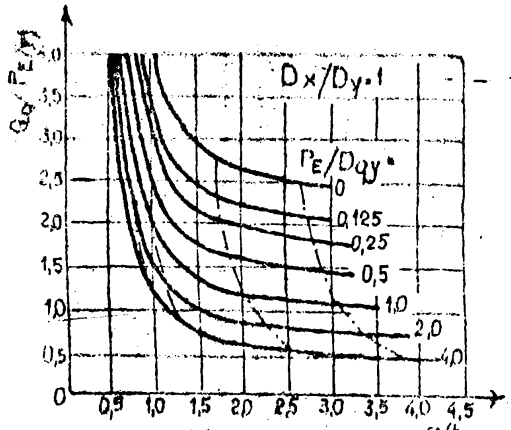


Fig.4.40

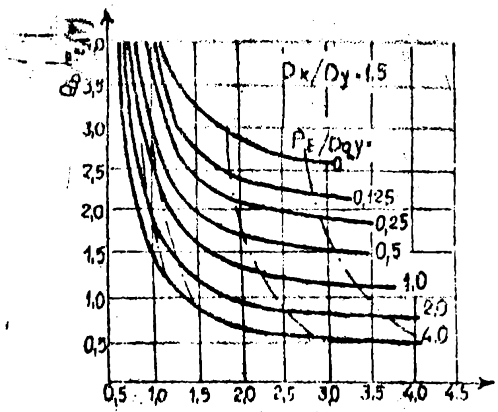


Fig.4.41

In toate cazurile rezultatele depind de raportul laturilor, de rigiditățile la încovoiere pe două direcții perpendiculare D_x și D_y și rigiditățile la forfecare pe aceleași direcții. Întrucît aceste rigidități depind foarte mult de modul de execuție și confecționare a structurii sandwich se recomandă determinarea experimentală a acestor rigidități. În [56] se recomandă o tehnică de determinare a acestor rigidități care va fi folosită la încercările experimentale și care vor fi prezentate pe larg în paragrafele următoare.[Cap 5].

4.4. Calculul structurii de rezistență al paletei pentru aerogeneratoare cu ax orizontal folosind metoda elementului finit

4.4.1. Generalități

Se știe că metoda deplasărilor ca metodă unitară pentru calculul structurilor formate din bare este prezentată în numeroase lucrări, ca metoda cea mai adecvată pentru automatizarea integrală a rezolvării structurilor [69],[70],[71].

Concepția utilizată la automatizarea metodei deplasărilor pentru structurile formate din bare a fost extinsă cu timpul la toate tipurile de structuri. În felul acesta s-a închegat o modalitate generală și unitară de rezolvare a tuturor categoriilor de structuri. Această modalitate generală de rezolvare este cunoscută sub denumirea de metoda elementelor finite.

Metoda, de altfel cunoscută reduce structura continuă la un ansamblu de elemente discrete, prinse între ele într-un număr de puncte finit, numite nodurile structurii. O astfel de înlocuire este specifică metodelor matriceale concepute anume pentru utilizarea calculului automatizat. Aceste elemente simple (elementele finite) rămîn corpuri continue în cuprinsul lor, dar forma simplă permite să fie studiate mai ușor, pe baza unor legi convenționale privitoare la distribuția deplasărilor sau a eforturilor. Pentru elementele finite au fost stabilite caracteristici globale sub forma matricilor de rigiditate sau de flexibilitate, care servesc la asamblarea lor în structură. Aceste caracteristici globale sînt prezentate pe larg în lucrările [69],[71],[72] ,etc.

Desigur, în metoda elementului finit, găsindu-se concepția unitară a metodelor de calcul de la structurile formate din bare, metoda deplasărilor și metoda eforturilor, ca metode generale, devine aplicabilă pentru toate categoriile de structuri. In metoda elementelor finite, aproximarea admisă este de natură fizică și corespunde concepției și opticii inginerului proiectant de structuri. Metoda s-a impus într-un timp foarte scurt atît datorită eficienței sale practice cît și datorită facilităților pe care le oferă în cazul structurilor complexe și a celor cu volum mare de calcul. Metoda este aplicabilă tuturor categoriilor de structuri (structuri care se compun din mai multe tipuri de elemente de construcție).

Etapa importantă a studiului cu metoda elementelor finite, constă în procesul de discretizare al structurii date, stabilind astfel schema de conducere a calculului. Discretizarea implică alegerea formei și mărimii elementelor discrete componente ale structurii, precizarea punctelor de legătură și natura legăturilor respective. Prin discretizarea structurii, legăturile de continuitate dintre elementele vecine, sînt înlocuite cu legături punctuale care au caracter convențional [71],[72]. Totodată în cuprinsul elementelor se admit anumite legi simplificate de variație a deplasărilor și a eforturilor unitare cu scopul de a se respecta pe cît posibil continuitatea și la nivelul fețelor de contact a elementelor finite [69],[72],[73],[74].

In acest fel, în calcul se introduc o serie de aproximări față de situația reală. Importanța acestor aproximări și posibilitățile de îmbunătățire a modelului de calcul pentru diferite situații constituie de fapt problema principală în utilizarea elementelor finite.

Operaţia de discretizare a structurii permite o supleţe deosebită şi poate fi adaptată oricăror cerinţe.

Prin alegerea judicioasă a formei şi a mărimii elementelor finite, cît şi prin combinarea acestora, se poate divide orice structură indiferent de configuraţia şi forma ei. In [73] şi [74] sînt indicaţii pentru trecerea de la o dimensiune la alta a elementelor finite şi modalităţi de evitare a elementelor finite care prezintă grad de abatere maxim (de exemplu elementele triunghiulare). De asemenea sînt precizate modalităţile de gradare a mărimii elementelor finite în vederea îndesării lor în zonele cu concentrări de eforturi. Acest lucru este exemplificat şi exploatat în lucrările [74],[75],[76],[77] şi [78].

După definitivarea discretizării structurii, se trece la rezolvarea propriuzisă folosind una dintre cele două metode generale de calcul. De obicei se foloseşte metoda deplasărilor deoarece aceasta se dovedeşte cea mai avantajoasă pentru o automatizare integrală.

Oricare ar fi metoda utilizată pentru rezolvare, în prealabil trebuie avut în vedere elementul finit ales cu caracteristicile sale globale-matricea de rigiditate sau de flexibilitate şi trebuie să se ţină seama de modul cum sînt respectate condiţiile de compatibilitate şi de echilibru static.

La structurile reale aceste condiţii sînt întrutotul respectate. Deci ele intră în componenţa ecuaţiilor fundamentale ale teoriei elasticităţii.

4.4.2. Ecuaţiile fundamentale ale teoriei elasticităţii

Intrucît aceste ecuaţii sînt cunoscute ele vor fi trecute în revistă doar în scriere tensorială. Pentru detalierea problemei sînt recomandate lucrările [79],[80],[81],[82],[72] ,etc.

1. Ecuaţiile de echilibru static:

- pentru studiul static al problemei

$$\frac{\partial t_{ij}}{\partial_i} + F_j = o \; ; \qquad (4.205)$$

- pentru studiul dinamic al problemei

$$\frac{\partial t_{ij}}{\partial_i} + F_j - m\frac{\partial^2 s_j}{\partial t^2} = o \; ; \qquad (4.206)$$

2. Ecuaţiile de deformaţie şi de continuitate:

$$d_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial s_j}{\partial i} + \frac{\partial s_i}{\partial j}\right); \qquad s_i\,(i=x,y,z) \tag{4.207}$$

$$\frac{\partial^2 d_{ij}}{\partial k^2} + \frac{\partial^2 d_{kk}}{\partial i\,\partial j} - \frac{\partial^2 d_{ik}}{\partial j\,\partial k} - \frac{\partial^2 d_{jk}}{\partial i\,\partial k} = 0 \tag{4.208}$$

unde (k) nu este indice de sumare.

3. Ecuaţiile fizice:

$$d_{ij} = \frac{1}{E}\left[(1+\mu)t_{ij} - \mu\, t_{kk}\cdot\delta_{ij}\right] \tag{4.209}$$

$$d_{ii} = \frac{1}{E}\left[(1+\mu)t_{ii} - \mu\, t_{kk}\,\delta_{ii}\right] = \frac{1}{E}(1-2\mu)t_{ii} \tag{4.210}$$

$$t_{kk} = \frac{E}{1-2\mu}\, d_{kk} \tag{4.211}$$

Dacă se descompune legea lui Hooke în tensor sferic şi deviator rezultă:

$$\cancel{t'_{ij} = t_{ij} - \frac{1}{3} t_{kk}\,\delta_{ij}}$$

$$d'_{ij} = d_{ij} - \frac{1}{3} d_{kk}\,\delta_{ij} = 2G\; t'_{ij} \tag{4.212}$$

Înlocuind pe (4.211) în (4.209) rezultă:

$$d_{ij} = \frac{1}{E}\left[(1+\mu)t_{ij} - \mu\frac{E}{1-2\mu}d_{kk}\cdot\delta_{ij}\right] \tag{4.213}$$

sau:

$$t_{ij} = \frac{E}{1+\mu}d_{ij} + \frac{\mu E}{1-2\mu}\,\frac{1}{1+\mu}\,d_{kk}\,\delta_{ij} \tag{4.214}$$

Dacă se ţine seama de modulul de elasticitate transversal G rezultă:

$$t_{ij} = G\left[\left(\frac{\partial s_i}{\partial j} + \frac{\partial s_j}{\partial i}\right) + \frac{2\mu}{1-2\mu}\cdot\varepsilon_v\,\delta_{ij}\right] \tag{4.215}$$

Se introduce în ecuaţiile de echilibru static şi se obţine:

- pentru stadiul static

$$\frac{\partial^2 s_j}{\partial i^2} + \frac{1}{1-2\mu}\,\frac{\partial \varepsilon_v}{\partial j} + \frac{F_j}{G} = 0\ ; \qquad (4.216)$$

- pentru studiul dinamic

$$\frac{\partial^2 s_j}{\partial i^2} + \frac{1}{1-2\mu}\cdot\frac{\partial \varepsilon_v}{\partial j} + \frac{1}{G}\left(F_j - \rho\,\frac{\partial^2 s_j}{\partial t^2}\right) = 0 \qquad (4.217)$$

4. Ecuațiile de condiții (de contur):

$$\vec{p}_{nj} = \vec{t}_{ij}\cdot n_j \qquad (4.218)$$

unde $\vec{n}_j$ este vectorul cosinusilor directori.

Ecuațiile de mai sus pot fi completate și cu tensorul termic [71],[72],[56].

4.4.3. Elemente generale privind discretizarea structurii în elemente finite

Discretizînd structura ecuațiile de continuitate nu mai sînt respectate cu strictețe deoarece structura se divizează în elemente finite la care se iau în considerare numai legăturile din noduri și deci mediul continuu devine un mediu discret. In interiorul elementelor finite mediul continuu se mai păstrează. La fețele dintre elemente modelul nu obligă-fiind elementele finite sînt astfel alcătuite-la continuitatea deplasărilor sau a eforturilor cu excepția punctelor de legătură. Cele de mai sus se datoresc faptului că pentru un element finit, care poate fi folosit în diferite domenii și la diferite structuri, legile de variație a deplasărilor și a eforturilor pe parcursul elementului sînt stabilite convențional. De aceea, se acordă prioritate uneia din condiții(atunci cînd se stabilesc legile simplificate din interiorul elementului finit). Astfel, se spune că modelul este geometric compatibil dacă se asigură îndeplinirea condiției de compatibilitate pe parcursul elementului și este static compatibil dacă se asigură îndeplinirea condiției de echilibru static. Pentru controlul îndeplinirii condițiilor în cuprinsul elementului finit, se utilizează relațiile (4.205÷ ÷ 4.218) transcrise sub formă matriceală unde $t_{ij} = \{\sigma_{xx}\ \sigma_{yy}\ \sigma_{zz}\ \varepsilon_{xy}\ \varepsilon_{yz}\ \varepsilon_{zx}\}^T$ respectiv $d_{ij} = \{\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \varepsilon_{zz}, \delta_{xy}, \delta_{yz}, \delta_{zx}\}^T$ iar vectorul deplasare relativă are componentele $\{u_x, u_y, u_z\}^T$.

Ecuațiile de contur în modul de bază corespund ecuațiilor de echilibru static [illegible] pentru forțele exterioare (forțele de [illegible] incompati- [illegible] frontiera dintre [illegible] în [7] .

[illegible] prezentate pe larg ele- [illegible] de mobilitate și de flexi- [illegible] . În acest [illegible] [7] sînt prezentate [illegible] tridimensio- [illegible] dreptunghiu- [illegible] și [illegible]

[illegible] de calcul au- tomat [illegible] sînt [illegible] pe larg de către [illegible] rezolvarea problemelor tehni- ce și științifice. [illegible] de calcul utilizate ce se- [illegible] tehnice [illegible] cu scop de cercetare în domeniul mecanicii [illegible] corpurilor deformabile este de amintit [illegible] conțin toate ele- mentele [illegible] indiferent de [illegible]. Din [illegible] în care [illegible]. La soluțiile analitice valorile [illegible] în totalitatea punctelor din corp [illegible] ingineului care, [illegible] geometrică a ansamblu- lui și [illegible] probleme, [illegible] geometrice uni, [illegible] [illegible] elementele finite [illegible] de linii. Intersec- [illegible] nodurile, [illegible] se numește linie [illegible] [illegible] elemente [illegible]

[illegible] analistul [illegible] discretizare și ce tip de elemente și [illegible] numerotează nodurile și ele- mentele?

Toate aceste probleme se [illegible] în funcție de programul de calcul folosit [illegible]. În cazul în care se folosește un program special [illegible] se analizează tipurile de elemente finite de care dispune [illegible], se analizează instrucțiunile [illegible] la care se [illegible] [illegible] și aici se verifică [illegible] programul păstrează cont [illegible] [illegible] element [illegible] structurii deformate. Cu aceste verificări [illegible] problemei propriu-zise.

[illegible] pentru [illegible] (AAERO-[illegible]) [illegible] metoda elementului finit

[illegible] (AERO-II/[illegible]) în varianta SK 1 [illegible] (SK1-[illegible]) [illegible] (SK1-CM).

[illegible] de construcții [illegible].

[illegible] în [illegible] 3, [illegible].3.1.

[illegible] SK 1- CM este [illegible] Catedrei de [illegible] metalice, după o variantă de proiect îmbunătățit, [illegible] urmare [illegible] concluziilor rezultate [illegible] cercetărilor efectuate [illegible] SK1-Aerod. Realizarea [illegible] SK1-CM se poate vedea din desenul [illegible] prezentat în [illegible].

Calculul [illegible] cu [illegible] SAP 80 s-a făcut pentru [illegible] palete. In [illegible] modul de discretizare, [illegible] de calcul al paletei [illegible] SK1-CM [illegible] discretizare [illegible] SK1-CM [illegible] soluția finală.

Având în față structura [illegible] fig.3.2 s-a pus problema modului de discretizare a tipurilor de elemente finite [illegible] fi [illegible] din structură a [illegible] a nodurilor, etc.

Analizând [illegible] paletei, care este [illegible] de [illegible], s-a stabilit [illegible] elemente finite: [illegible] tip [illegible], elemente [illegible] și elemente de [illegible] [illegible] celor date în [illegible] utilizarea programului SAP 80 [[illegible]]. Cu [illegible] a fost discretizată structura a paletei.

[illegible] ... [illegible] subțire (0,5 mm) a fost [illegible] cu elemente [illegible] cu patru noduri ([illegible]). [illegible] au fost completate cu elemente de tip [illegible]. Folosite [illegible] discretizarea [illegible] și tălpii lonjeroanelor la care s-a [illegible] adăugat o porțiune [illegible] inimă egală cu 15 t. Inima lonjeroanelor [illegible] în tălpi s-a discretizat cu elemente tip [illegible] fig. [illegible].

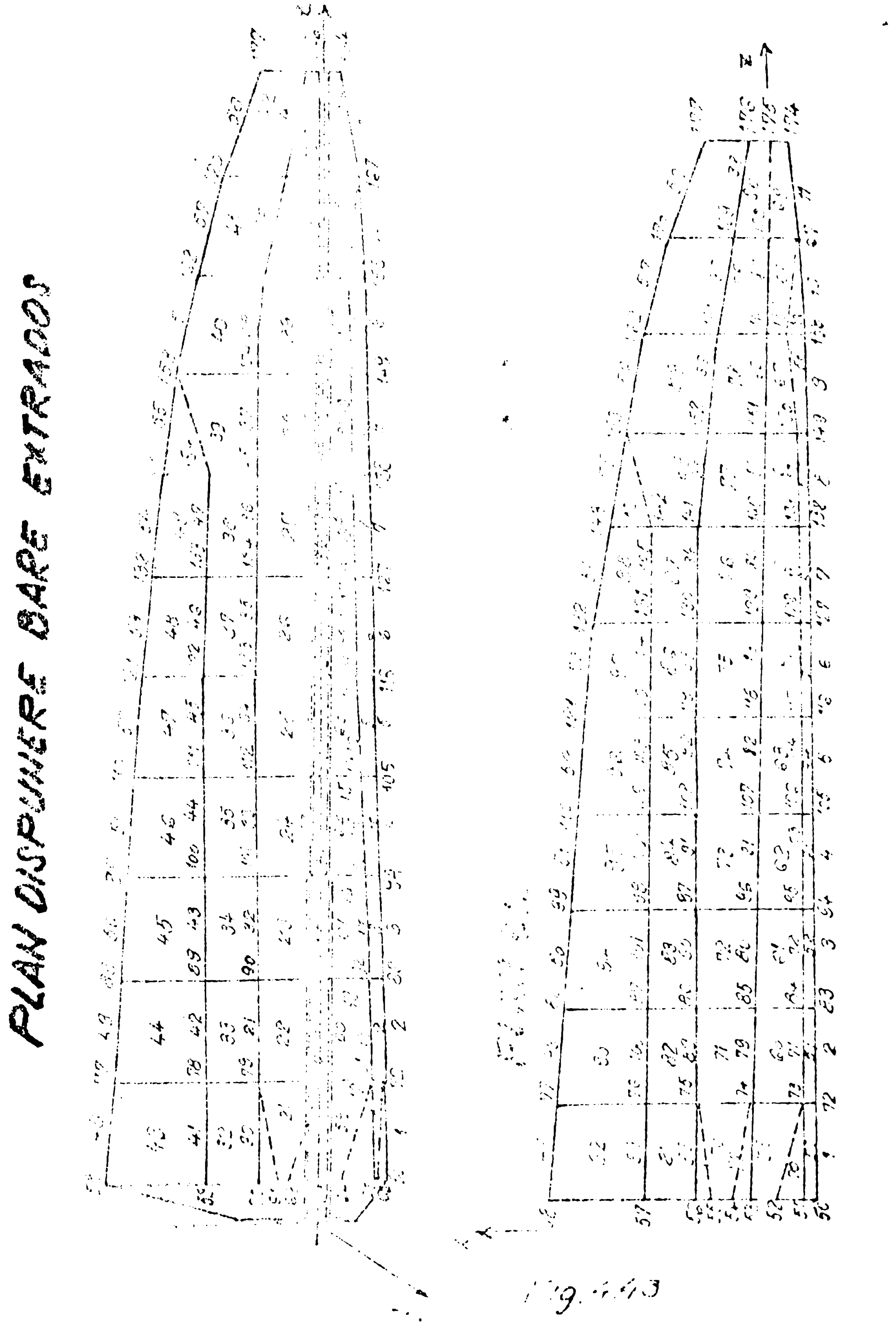


Fig. 4.43

Flanşa paletei (fig.4.44 F) a fost discretizată cu elemente de placă subţire (SHELL) şi rezemată articulat la nivelul prinderii cu şuruburi în butucul rotorului. Tot cu element de tip SHELL au fost discretizate rigidizările dintre flanşă şi diafragma(D_1) axul dintre flanşă şi diafragma (D_1) şi diafragma(D_1) (fig.4.44 F,P_1). Pentru aceste elemente a fost ales tipul de discretizare din fig. 4.44 şi elementul finit de placă subţire deoarece sînt puternic solicitate şi natura solicitărilor care apare în ele este mai complexă. Desigur puteau fi alese şi elemente finite mai pretenţioase (elementul de placă groasă pentru flanşă etc) dar acestea ar fi introdus un număr mult prea mare de necunoscute şi ar fi obligat la alte discretizări pentru elementele vecine.

Axul de la diafragma (D1) pînă la (D12) şi diafragmele (D_2÷ D_{12}) fig.4.45 fig.4.46 au fost discretizate cu elemente de grindă BEAMS. În dreptul diafragmei (D_1) care a fost discretizată cu elemente de placă SHELL , în discretizarea axului se trece de la elemente finite de tip SHELL la elemente finite de tip BEAMS. Această trecere s-a făcut prin introducerea unor elemente fictive de grindă (BEAMS), numerotate într-o grupă separată de la 1 la 24 (fig.4.44 a). La alegerea rigidităţilor acestor elemente fictive s-a avut în vedere scopul urmărit şi ca rigiditatea lor nu depăşească valoarea rigidităţii elementului de bară a axului propriu-zis aceasta cu scopul de a nu altera precizia rezultatelor [71],[74].

Configuraţia elementelor finite în care a fost discretizată structura a fost dictată de forma geometrică în spaţiu a structurii. Pe tot parcursul discretizării s-a căutat pe cît posibil să se respecte indicaţiile generale date de literatura de specialitate şi precizate în paragraful precedent. Toate elementele triunghiulare care nu au putut fi evitate la discretizare au fost declarate într-un grup separat pe fiecare tip de element finit în parte. Numărul total de elemente pe structură este de 344 elemente grupate în 6 tipuri separate (două tipuri SHELL, trei tipuri BEAMS şi un tip PLANM.

Obs. Cele de mai sus corespund scheletului de rezistenţă a paletei neînvelite. Pentru paleta învelită numărul total de elemente este de 453 şi au fost grupate în 8 tipuri diferite.

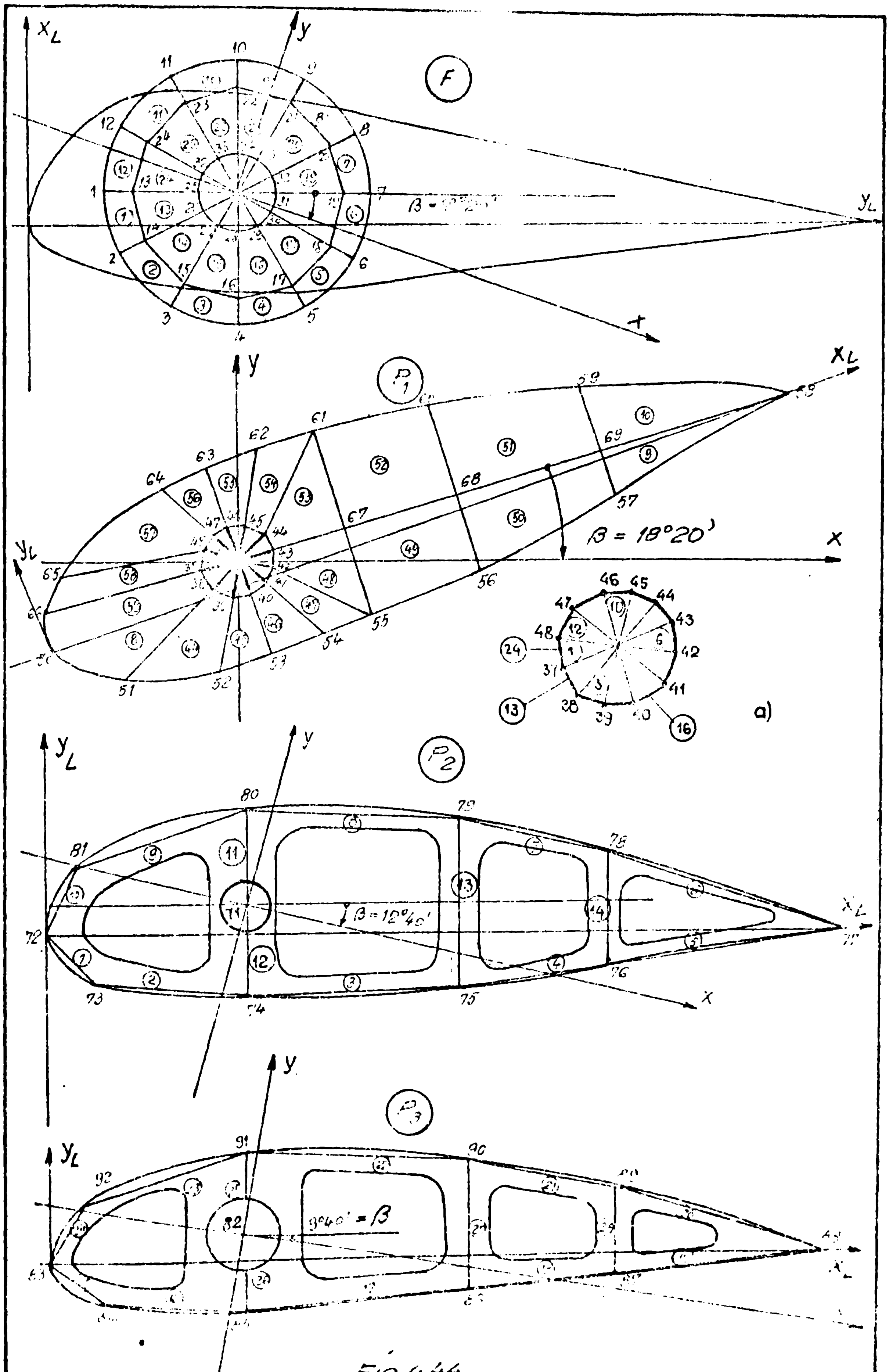


Fig 4.44

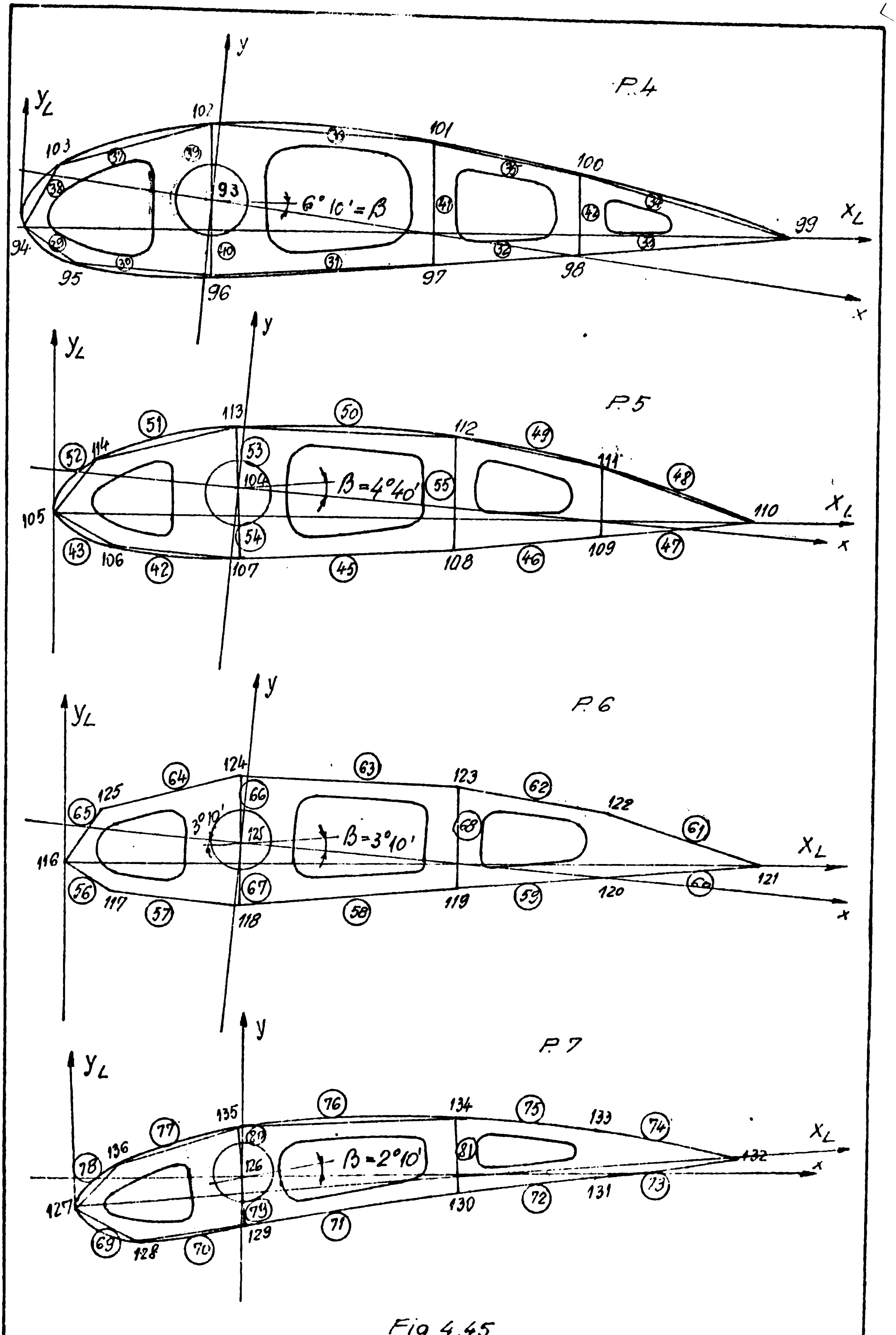


Fig. 4.45

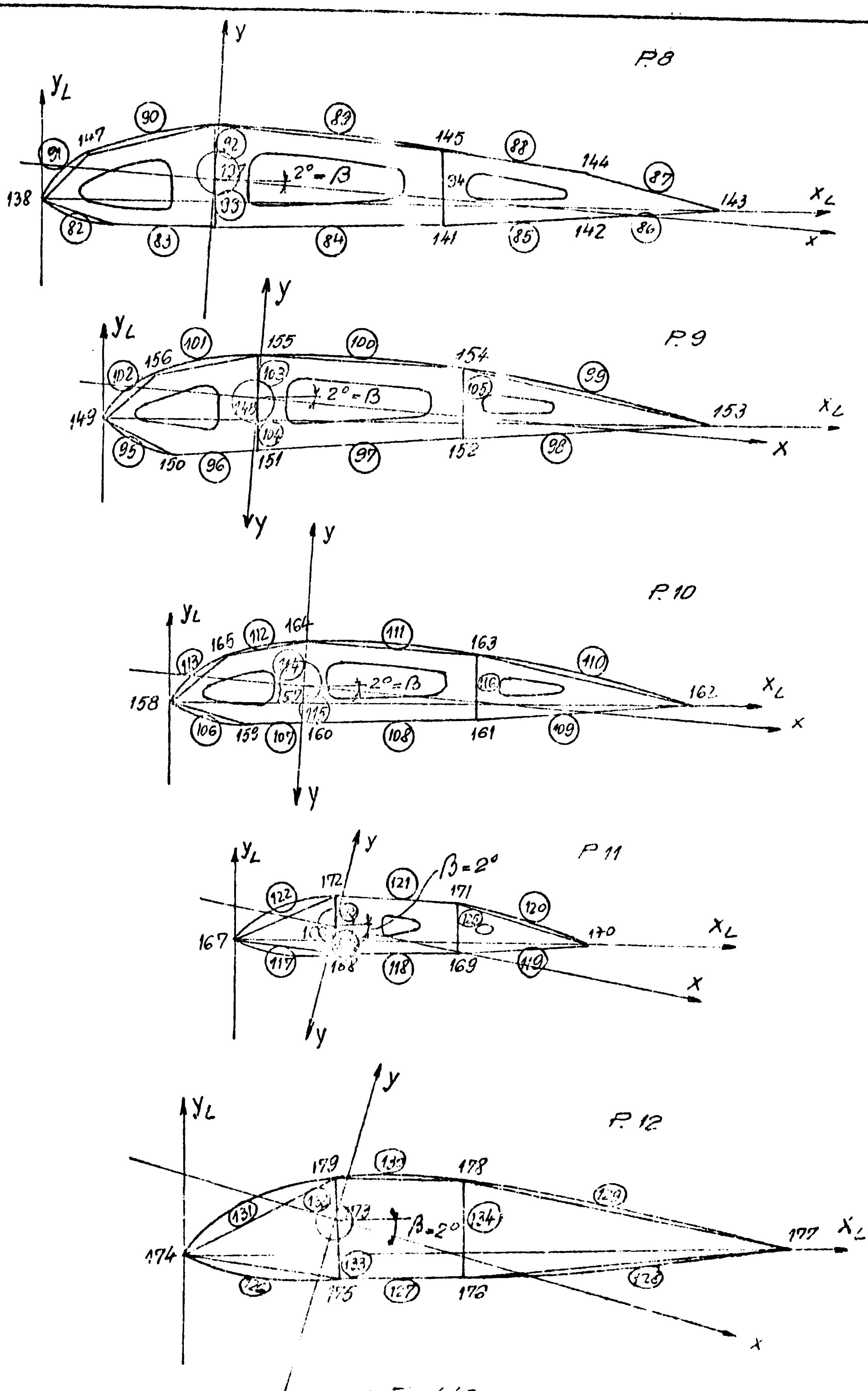


Fig. 4.46

In ceea ce priveşte nodurile structurii acesteia au fost alese la intersecţia barelor (a liselor, lonjeroanelor şi a axului cu diafragmele, precum şi la intersecţia rigidizărilor dintre flanşa (F) şi diafragma (D1) cu acestea). Numerotarea nodurilor a început aşa cum se vede din fig.4.44 cu flanşa şi s-a terminat cu diafragma (D 12). Numărul total de puncte nodale al structurii este egal cu (179).

Structura paletei a fost calculată pentru cele trei ipoteze de încărcare precizate în capitolul II fig.2.7, fig.2.8 şi fig. 2.9. (precizăm că aici ipoteza a treia corespunde ipotezei de vînt catastrofal v_{max} la 100 ani; paleta rotorului în drapel, frînată) în două variante.

In prima variantă au fost considerate numai elementele principale de rezistenţă formate din flanşă, ax, diafragme, rigidizările dintre flanşă şi diafragma (D), lonjeroane şi lise. Structura discretă a fost încărcată în noduri cu forţe concentrate provenite din încărcările menţionate în cap.2. Această structură de rezistenţă a paletei SK 1- CM neînvelită a fost încercată pe standul de încercări statice al Catedrei de construcţii metalice. S-a cedat la treapta de încărcare totală P = 698,5 daN corespunzătoare ipotezei III (vezi cap.5).

Rezultatele măsurătorilor experimentale şi a calculului automat sînt prezentate în capitolul 5.

In urma acestei încercări experimentale structura de rezistenţă a fost îmbunătăţită prin dublarea liselor dintre diafragma (D1) şi (D2) mărirea grosimii rigidizărilor dintre flanşa şi diafragma (D1) şi consolidarea diafragmei (D1) prin rigidizări cheson rezemate pe flanşă. După ce modificările aduse structurii au fost introduse şi în modelul de calcul (în structura discretă) s-a reluat calculul. Rezultatele sînt prezentate tot în capitolul 5. Pentru paleta SK 1-ARAD şi SK 1-CM, structura de rezistenţă portantă a fost considerată ca fiind formată numai din ax, lonjeroane, lise, diafragme, flanşă şi rigidizările dintre flanşă şi diafragmă aşa cum s-a mai arătat. In modelul de calcul propriu-zisă s-a considerat că preia numai efectul local al presiunii vîntului pe care-l transmite liselor, lonjeroanelor şi diafragmelor.

In varianta a doua structura paletei a fost considerată în întregime. Modelul de calcul cuprinde şi învelitoarea propriu-zisă (tabla subţire). Rezultatele [illegible] arată o creştere a rigidităţii paletei şi o micşorare a eforturilor unitare.

Aceste rezultate nu sînt prezentate deoarece tabelele [illegible] fiind foarte subțire în exploatare poate fi afectată de coroziune care-i poate reduce mult secțiunea. De asemenea în zona centrală se ia că nu lucrează cu întreaga lățime și aceasta nu a fost redată cu exactitate în modelul discret. Încercări experimentale pe modele vor putea elucida și această problemă.

Încercările experimentale care urmează să se efectueze pe această structură învelită și calculele automate care vor fi efectuate ținînd seama de comportarea materialelor din zona comprimată vor fi publicate.

În toate calculele efectuate nu s-a ținut seama de forța de inerție. Ea se suprapune peste solicitările din ipotezele menționate mai sus. Forța de inerție maximă introduce un efort unitar de întindere ($\sigma_x = 60$ daN/cm^2) pentru o plogare normală.

4.4.5. <u>Calculul structurii de rezistență a paletelor pentru aerogeneratoare de putere mare (ACD 2/300 kW) folosind metoda elementului finit</u>

Paletele pentru aerogeneratoare de putere mare care au fost studiate sînt:

- Paleta SK 3-λ=4 - Mol-D = 30 m/300 kW care este de fapt o primă variantă și care a fost detaliată pînă la nivel de proiect tehnic. Studiile teoretice efectuate pe această paletă au servit la stabilirea soluției finale a paletei OPS-λ=7-Mol-D= = 30 m/300 kW a cărei alcătuire este prezentată în capitolul 3, figura 3.3. Pentru prima variantă nu se prezintă aici modul de alcătuire și nici detaliile studiilor făcute. Se va face referire la această paletă numai atunci cînd va fi cazul. Este util însă să precizăm că paleta SK 3-λ= 4-Mol-D 30 m/300 kW este o paletă mai lentă și cu gabarit geometric mai mare. De exemplu lungimea corzii diafragmei (D1) este(ℓ_c= 3000 mm) comparativ cu paleta OPS-λ= 7-D = 30 m/300 kW care are o lungime a corzii la diafragma (D1) de (ℓ_c= 1660 mm) vezi fig.3.3. Celelalte detalii referitoare la această variantă de paletă se pot afla din [20],[55],[41],[52],[54]

Paleta aerogeneratorului cu ax orizontal ACD 2/300 kW în varianta O.P.S.- λ= 7- D = 30 m proiectată în cadrul Catedrei de Construcții metalice a Facultății de Construcții din Timișoara se află în fază de execuție la ICM Bocșa.

Calculul automat al acestei palete s-a efectuat în cadrul Centrului de calcul al I.P."Traian Vuia" Timişoara, utilizînd programul de calcul specializat SAP o51.

Problemele ridicate, aflat faţă în faţă cu această structură, au fost aceleaşi în linii mari ca şi la calculul paletei SK 1 -CM. In plus s-au pus problema de a nu depăşi capacitatea calculatorului FELIX-C 512 de care dispune institutul.

Plecînd de la posibilităţile de calcul s-a efectuat discretizarea structurii de rezistenţă în elemente finite care au frontierele de-a lungul muchiilor diafragmelor. Această fineţe a discretizării a condus şi aşa la un număr mare de ecuaţii şi în consecinţă la un timp de rulare mare (pentru paleta SK3-λ=4, timpul de rulare este t= 6 ore, iar pentru paleta OPS-λ=7 timpul de rulare este t= 2 ore).

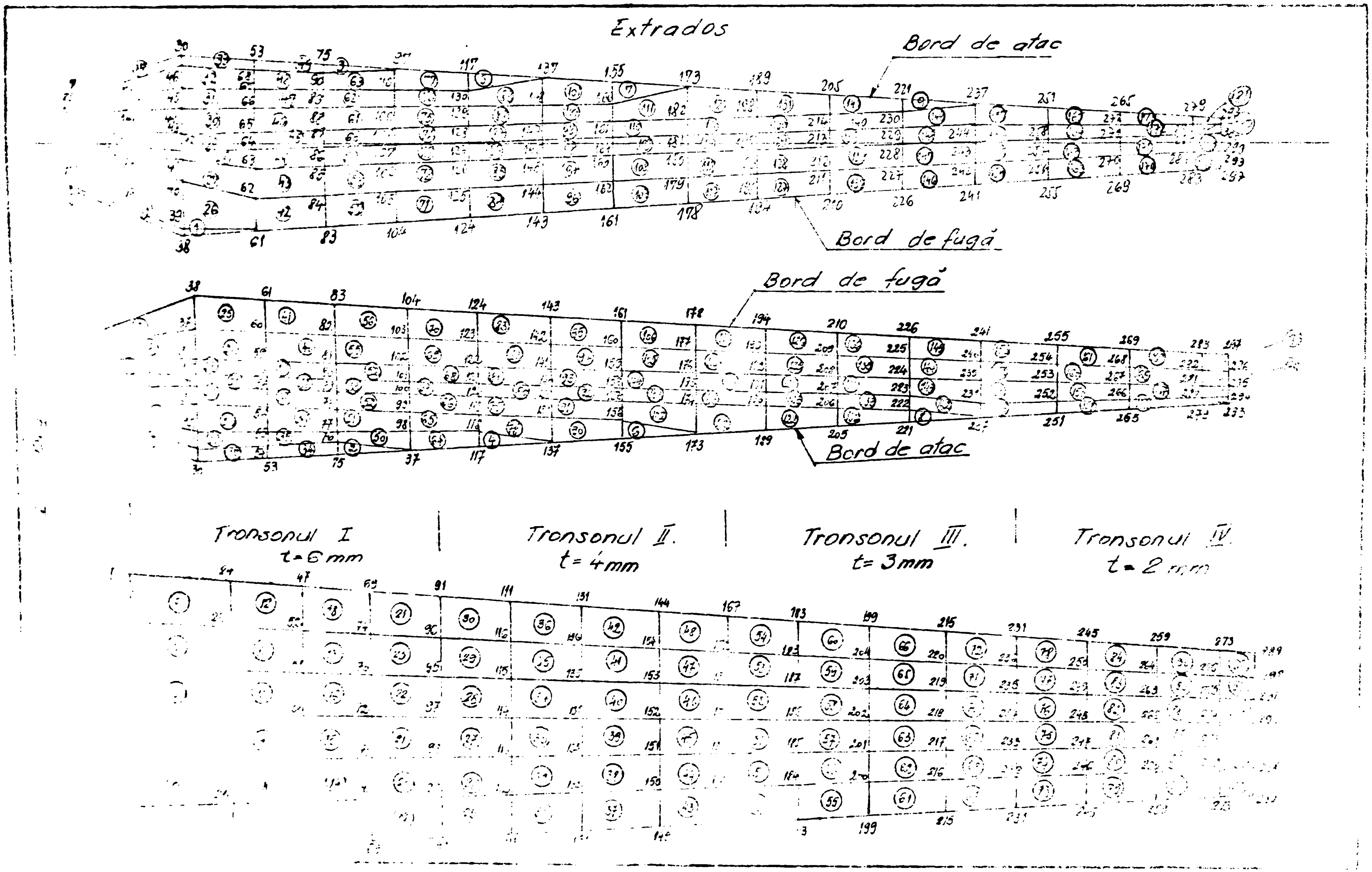
Alegerea tipului de element finit pentru fiecare componentă a structurii a constituit o problemă delicată. De aceea paleta SK 3-λ= 4-Mol-D = 3o m/3oo kW a fost discretizată folosind pentru anumite elemente structurale două tipuri de elemente finite şi deci au fost efectuate două rulări. Discretizările au fost făcute după cum urmează: 1) în prima discretizare, pentru ax, diafragme şi rigidizări s-au folosit elemente de tip placă subţire încovoiată (SHELL) iar pentru învelitoare elemente în stare plană (PLANM); s-au folosit aceste elemente (PLANM) pentru învelitoare chiar dacă este de tip sandwich fiindcă ea, este realizată din tablă foarte subţire şi prezintă proprietăţi diferite la încovoiere pe cele două direcţii perpendiculare, ca atare apar dificultăţi la prinderea în calcul. Efectul încovoierii locale a fost suprapus la sfîrşit.

2. în a doua discretizare a structurii au fost folosite numai elemente finite de tip placă subţire încovoiată (SHELL); structura sandwich a învelitorii a fost introdusă în calcul ca placă plană cu grosime echivalentă; fără a intra în detalii de calcul, precizez că s-a desprins concluzia dealtfel de aşteptat că efectul încovoierii este foarte mic comparativ cu efectul de membrană.

In ceea ce priveşte rezultatele celor două rulări pe structura discretizată cu elemente finite diferite se poate afirma că diferenţele sînt nesemnificative ele ridicîndu-se la maxim 7%.

In schimb, timpul de rulare totalizat pentru rularea celei de a doua variante a crescut la circa 1o ore.

Cele de mai sus au condus ca la discretizarea structurii


Extrados
Bord de atac
Bord de fugă
Bord de fugă
Bord de atac
Tronsonul I
t=6mm
Tronsonul II.
t=4mm
Tronsonul III.
t=3mm
Tronsonul IV.
t=2mm

paletei OPS λ = 7 Mol-D = 30 m/300 kW, să se aleagă pentru învelitoare elementul finit în stare plană (PLANM). Acest element a fost extins apoi la diafragme şi la ax. Unele părţi din diafragme au fost discretizate cu elemente de grindă (BEAMS) respectiv cu elemente de bară (TRUSS). In fig.4.47÷ fig.4.51 este prezentată schema de discretizare, numerotarea nodurilor şi a elementelor. Si de data aceasta s-au avut în vedere principiile generale prezentate în paragraful 4.4.1 şi 4.4.2. Liniile nodale corespund cu intersecţia dintre suprafaţa învelitorii şi planul diafragmelor. Elementele finite a căror configuraţie geometrică este triunghiulară au fost declarate într-o grupă separată la sfîrşit ca un alt tip de element finit.

Spre deosebire de paletele mici discretizarea a început de la faţa flanşei unde s-a considerat structura ca încastrată. Numerotarea nodurilor s-a făcut în spirală începînd de la faţa flanşei pînă la diafragma (D16). Elementele au fost numerotate pe grupe. In fig.4.47 se prezintă modul de discretizare al axului şi a învelitorii iar în fig.4.48÷ fig.4.51 este prezentată discretizarea celorlalte elemente din structură.

Incărcările au fost modelate ca forţe concentrate în noduri. In fig.4.48÷ 4.51 se vede intuitiv modul de concentrare a acestor forţe în nodurile modelului fizic al structurii.

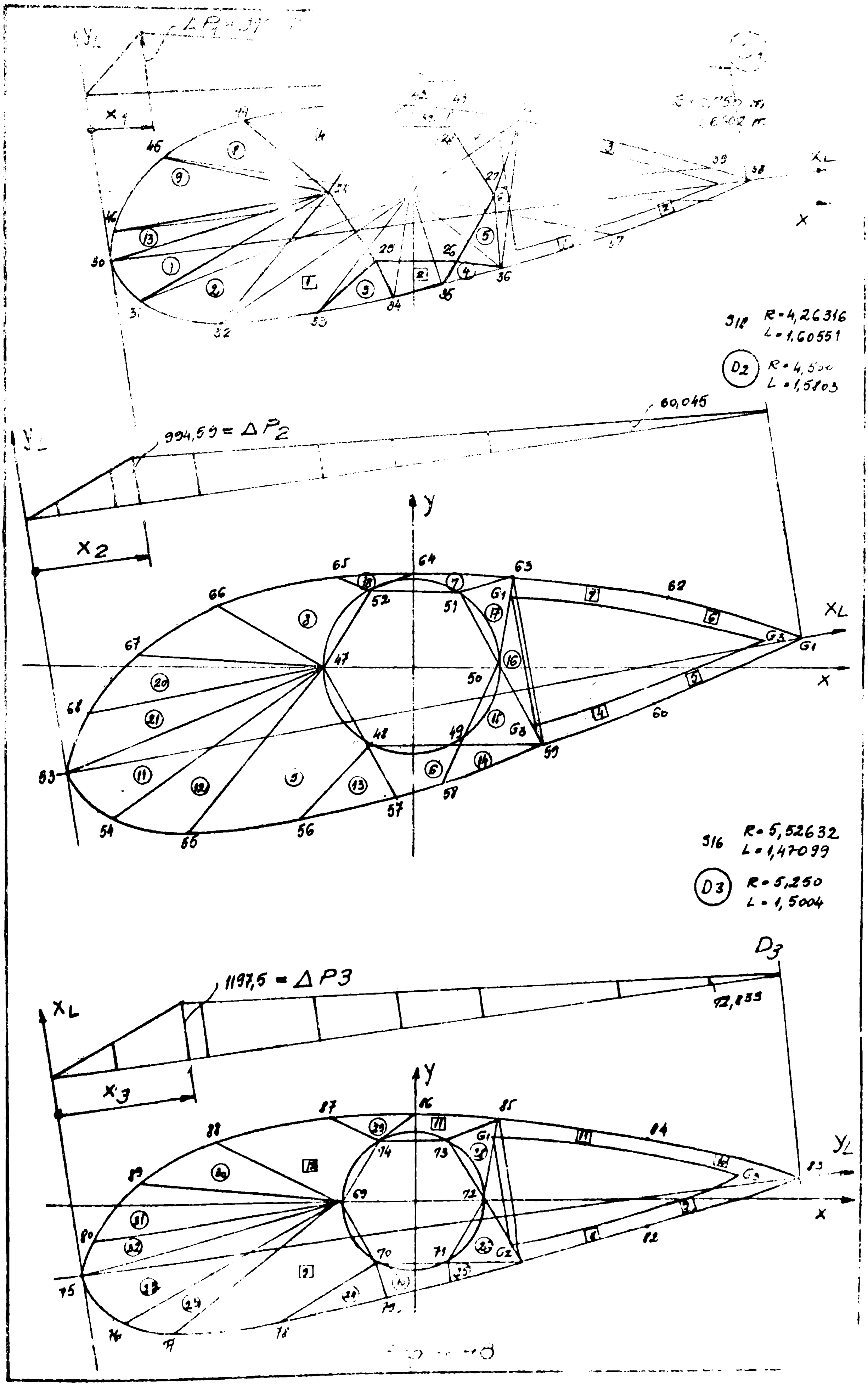
Paleta SK 3 - λ= 4-D = 30 m/300 KW discretizată, după prima variantă (cea mai economică), are următoarea topologie:

- numărul total de puncte nodale = 434
- numărul total de elemente finite tip placă curbă subţire (SHELL) = 390
- numărul total de elemente plane (PLANM) = 190

Paleta OPS- λ= 7-D = 30 m/300 kW discretizată, are următoarea topologie:

- numărul total de puncte nodale =300
- numărul total de elemente plane împărţite în 5 grupe (PLANM) =461
- numărul total de elemente de grindă (BEAMS) = 36
- numărul total de elemente de bară împărţite în două grupe (TRUSS) = 19

Modelul fizic obţinut prin discretizarea paletei OPS- λ=7- - D = 30 m/300 kW se dovedeşte cel mai avantajos din punct de vedere economic (atît în ceea ce priveşte volumul de muncă pentru



R=4,26316
L=1,60551
D2
R=4,500
L=1,5803
60,045
994,59 = ΔP2
X2
XL
316
R=5,52632
L=1,47099
D3
R=5,250
L=1,5004
1197,5 = ΔP3
72,833
X3
YL

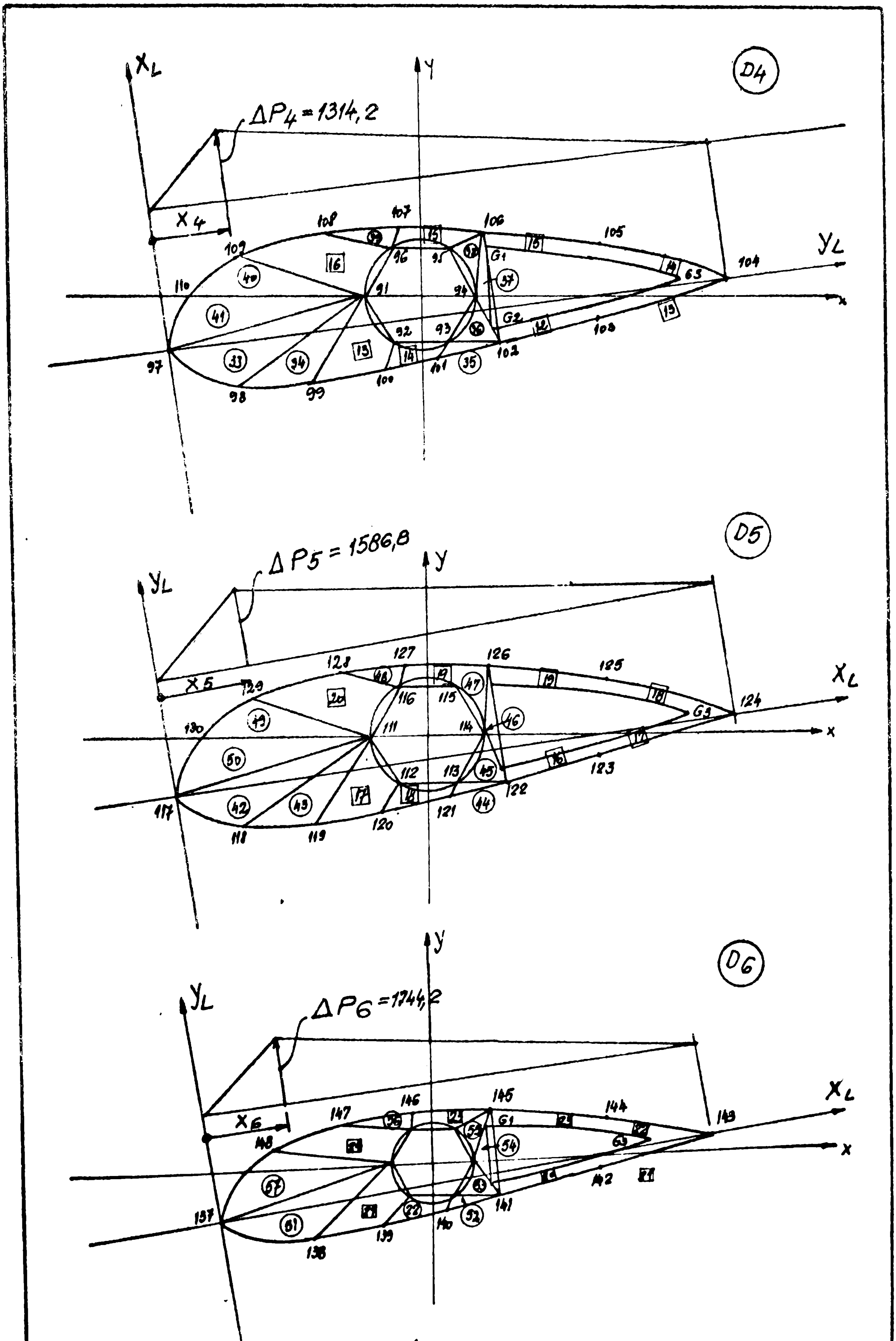

D4
$\Delta P_4 = 1314,2$
X_L
Y_L
Y
x
X_4
D5
$\Delta P_5 = 1586,8$
Y_L
X_L
Y
x
X_5
D6
$\Delta P_6 = 1744,2$
Y_L
X_L
Y
x
X_6

Fig. 4.49

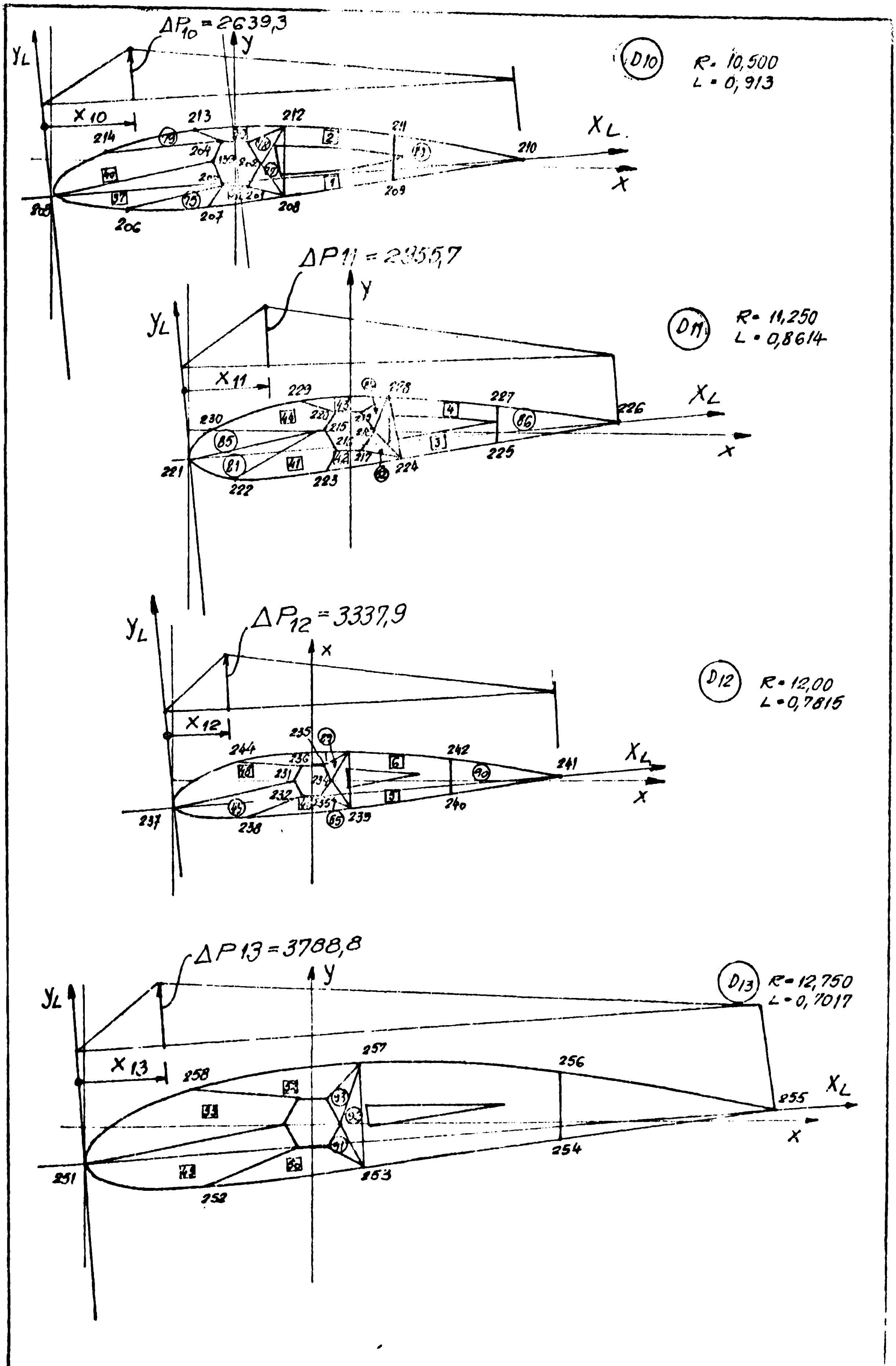

ΔP10 = 2639,3
D10
R = 10,500
L = 0,913
ΔP11 = 2355,7
D11
R = 11,250
L = 0,8614
ΔP12 = 3337,9
D12
R = 12,00
L = 0,7815
ΔP13 = 3788,8
D13
R = 12,750
L = 0,7017

Fig. 4 50

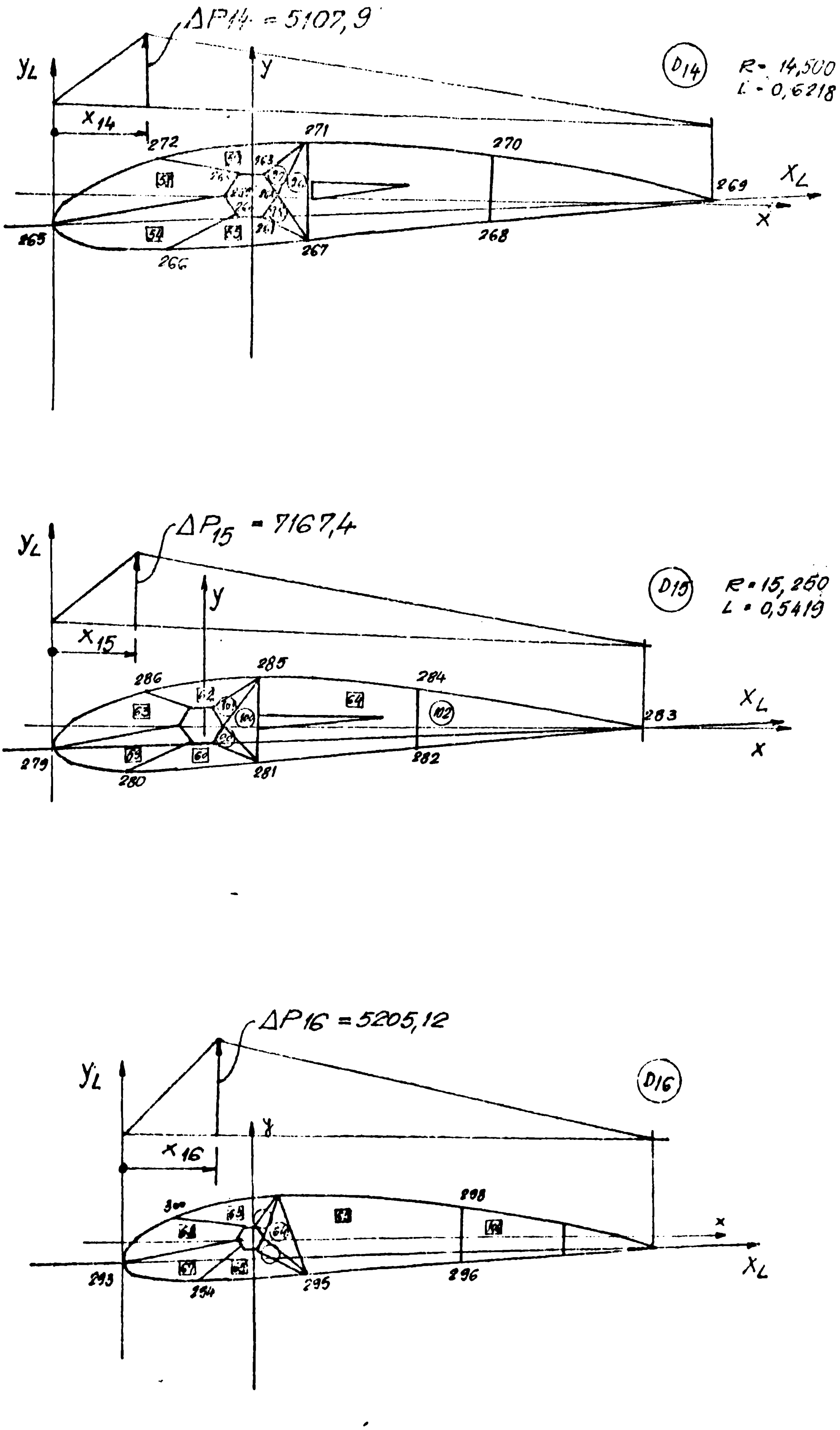

ΔP14 = 5107,9
D14
R = 14,500
L = 0,6218
y_L
y
x_{14}
X_L
x
265
266
267
268
269
270
271
272
ΔP15 = 7167,4
D15
R = 15,250
L = 0,5419
y_L
y
x_{15}
X_L
x
279
280
281
282
283
284
285
286
ΔP16 = 5205,12
D16
y_L
y
x_{16}
X_L
x
293
294
295
296
298
300

Fig. 4.51

pregătirea şi introducerea datelor iniţiale cît şi din punctul de vedere al costului rulării) lucru dovedit prin cele expuse anterior.

In ceea ce priveşte aproximarea soluţiei, consider că este bună şi aceasta este confirmată de comparaţiile făcute la cele două rulări ale paletei SK3- λ=4-D = 3cm/3oo kW. Incercările experimentale care urmează să se efectueze pe paleta OPS - λ= = 7-D = 3o m/3oo kW, vor aduce confirmarea, ca pentru modelul

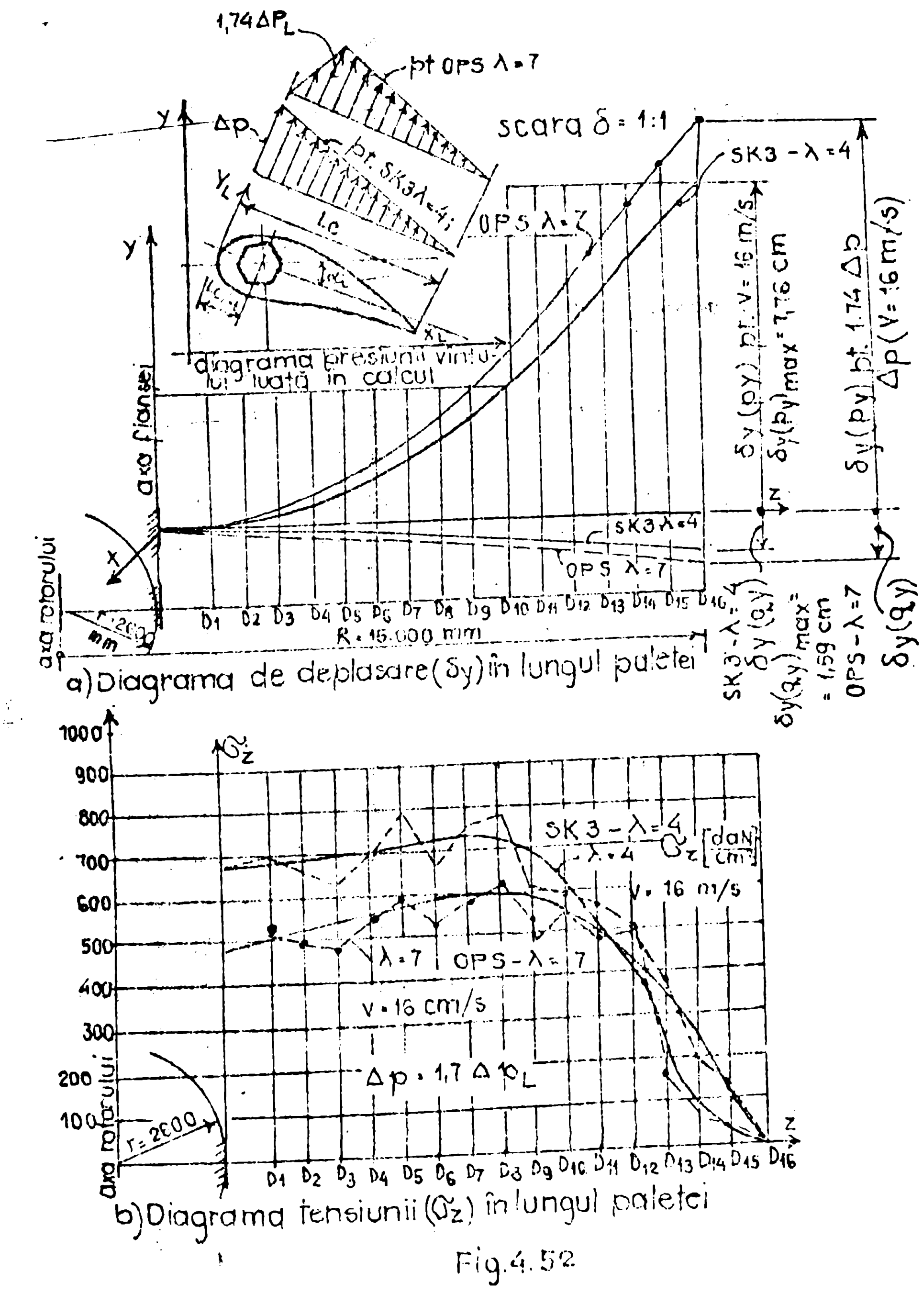


Fig.4.52

paletei SK 1 - CM/30 kW (cap.5) , sau vor infirma modelul fizic ales pentru discretizare.

Rezultatele rulării cu programul SAP o51 se concretizează într-un volum imens de date în deplasări şi tensiuni. Aceste date au fost selectate şi prelucrate pentru toate secţiunile caracteristice ale paletei. In fig.4.52÷ 4.55 se prezintă diagramele de deplasări şi de tensiuni din acţiunea vîntului la viteza (v=16 m/s) pentru paleta SK 3- λ=4-D = 30 m/300 kW şi din vînt cu aceeaşi viteză (v= 16 m/s) dar cu supraturare din rafală ($\Delta p= 1,74 \cdot \Delta p_L$) pentru paleta OPS-$\lambda$=7-D=30 m/300 kW. Valorile cu linie plină reprezintă valorile reale obţinute după mediere ţinînd seama de condiţiile de echilibru. Din diagramele prezentate în fig.4.52 se desprind următoarele concluzii: 1)paleta OPS-λ= 7-D=30 m este mai flexibilă decît paleta SK3-λ=4-D=30m; 2)nivelul tensiunilor pentru paleta SK3-λ=4--D = 30m este mai ridicat decît pentru paleta OPS-λ= 7-D=30 m. Cele de mai sus sînt explicabile prin diferenţele geometrice şi de gabarit pe care le-am amintit precum şi prin nivelul şi distribuţia încărcării care revine fiecărei palete [78],[44],[54] şi (cap.2).

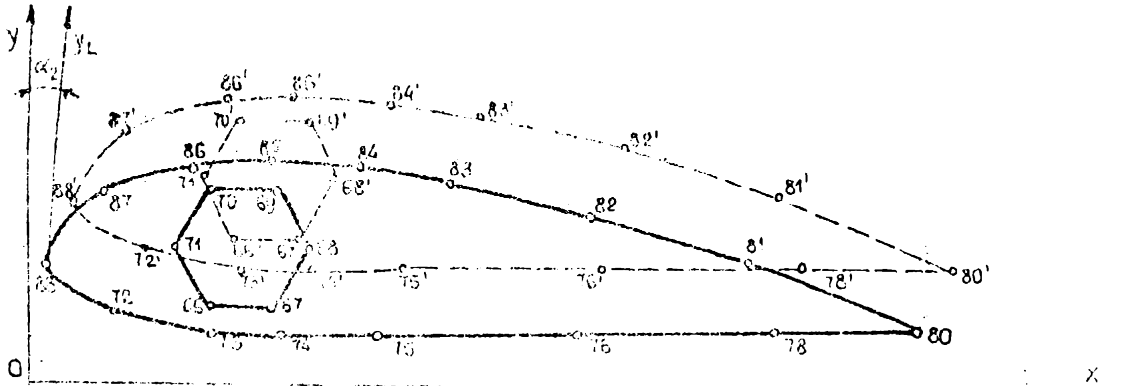
Din analiza celor de mai sus se desprinde concluzia că paleta OPS-λ = 7-D = 30 m/300 kW, este mai avantajoasă şi în consecinţă s-a optat pentru această soluţie. De altfel paleta OPS-λ = = 7-D = 30 m/300 kW, în ceea ce priveşte alcătuirea structurii de rezistenţă, înglobează în ea experienţa cîştigată la proiectarea paletei SK 3-λ= 4-D = 30 m/300 kW şi a paletelor de putere mică SK 1-λ=6,5-D = 10 m, etc.

Nu se prezintă în continuare valorile eforturilor unitare şi ale deformaţiilor (deplasărilor punctuale) pentru alte încărcări care intră în combinaţie la stabilirea ipotezelor de încărcare deoarece ele au o distribuţie clară, cum ar fi cele din forţa de inerţie sau sînt asemănătoare cu cele din presiunea vîntului cum ar fi cele din greutatea proprie.

4.5. Considerente generale de verificare a paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal

Verificarea paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal se face în conformitate cu ipotezele de încărcare descrise în capitolul 2.

Verificarea de rezistenţă constă din compararea eforturi-

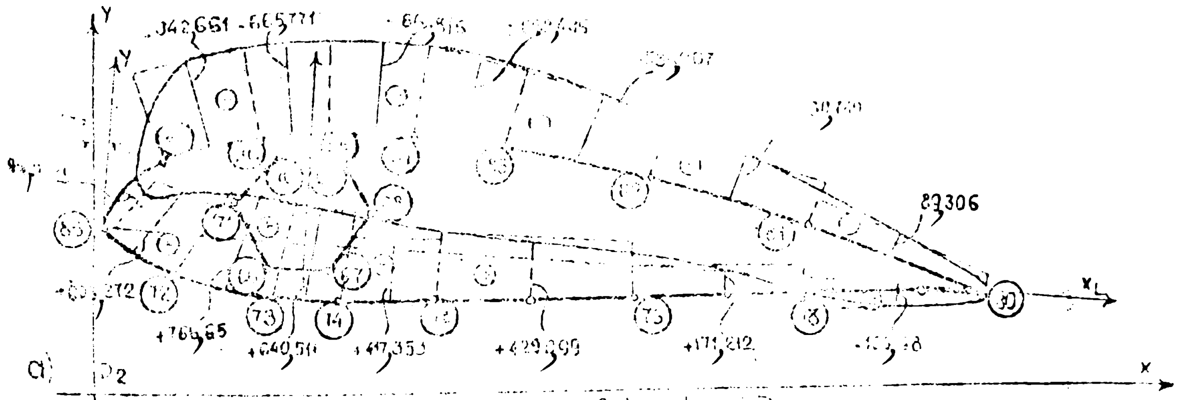


Deplasări punctuale ale ... lamei (bg) paleta SK3 $\lambda = 4$
... (py), (v = 16 m/s)

88	87	86	85	84	83	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	72	[illegible]	70	69	68	67	[illegible]
6.358 10^{-2}	5.709 10^{-2}	5.714 10^{-2}	[illegible]	6.357 10^{-2}	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	6.227 10^{-2}	6.857 10^{-2}	6.232 10^{-2}	5.887 10^{-2}	6.40 10^{-2}	6.029 10^{-2}	5.55 10^{-2}	[illegible]
1.396 10^{-1}	1.424 10^{-1}	1.599 10^{-1}	1.536 10^{-1}	1.525 10^{-1}	1.575 10^{-1}	1.484 10^{-1}	1.446 10^{-1}	1.440 10^{-1}	1.463 10^{-1}	1.462 10^{-1}	[illegible]	1.501 10^{-1}	1.537 10^{-1}	1.550 10^{-1}	1.467 10^{-1}	1.427 10^{-1}	1.463 10^{-1}	1.497 10^{-1}	1.541 10^{-1}	1.532 10^{-1}	1.59 10^{-1}	1.45 10^{-1}

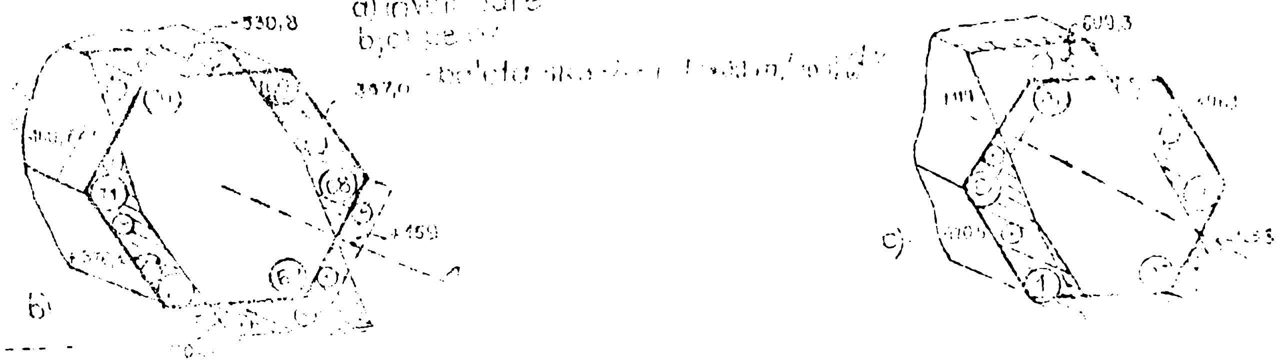
[cm]

Fig. 4.53



a)

Diagrama σ_z din (py) la v=16 m/s între D_2 și D_3
a) învelitoare
b) c) ...
... paleta ...

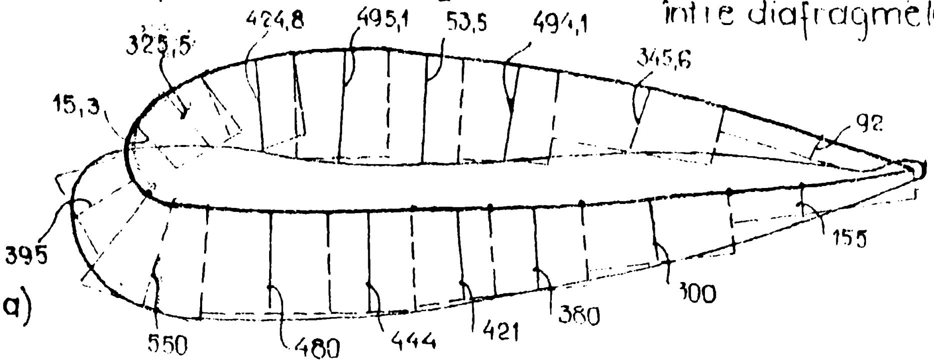


b)

c)

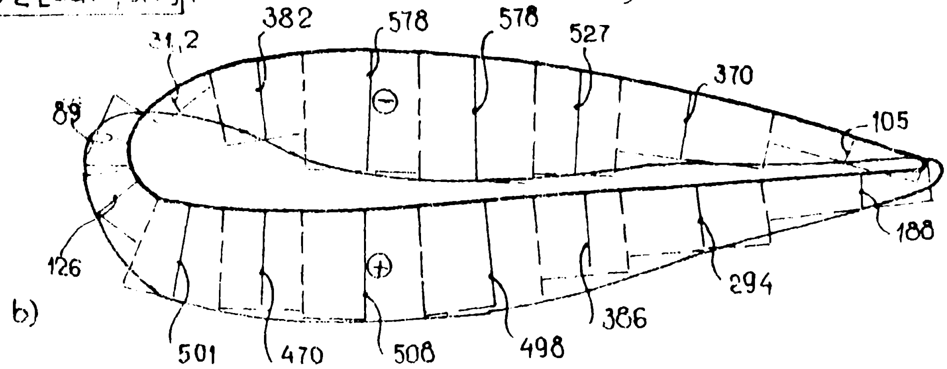
Incărcare din vînt v = 16 m/s cu supraturare rafală $\Delta p = 1{,}74\ \Delta p_L$

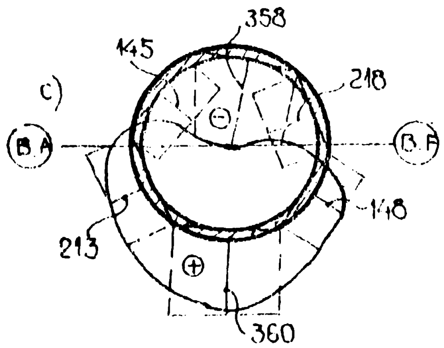
[σ_z [daN/cm²]] pe invelitoare între diafragmele D_3 si D_4



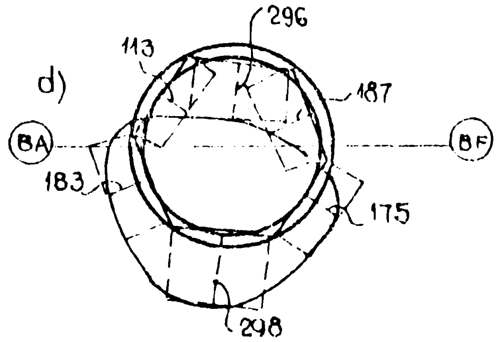
Incărcare din vînt v = 16 m/s cu supraturare rafală $\Delta p = 1{,}74\ \Delta p_L$

[σ_z [daN/cm²]] pe invelitoare între diafragmele D_4 si D_5





σ_z [daN/cm²] pe ax între D_4 si D_5, incărcare vînt v = 16 m/s cu supraturare din rafală $\Delta p = 1{,}7\ \Delta p_L$



σ_z [daN/cm²] pe ax între D_3 si D_4, incărcare cu vînt v = 16 m/s cu supraturare din rafală $\Delta p = 1{,}74\ \Delta p_L$.

Diagrama σ_z [daN/cm²] din presiunea vîntului cu supraturare din rafală ($\Delta p = 1{,}74\ \Delta p_L$) pe paleta CPS $\lambda = 7$, $D = 30$ m

a) pe invelitoare între D_3 si D_4

b) pe invelitoare între D_4 si D_5

c) pe ax între D_4 si D_5

d) pe ax între D_3 si D_4

Fig. 4.55

lor unitare efective cu eforturile admise.

De exemplu eforturile unitare într-un punct se calculează şi se verifică după relaţiile:

$$\sigma_{ef} = \sigma_{ef(1,21\Delta p)} + \sigma_{ef(G)} + \sigma_{ef(F_i)} + \sigma_{ef(F_G)} \leq \sigma_a ; \tag{4.219}$$

$$\tau_{ef} = \tau_{ef(1,21\Delta p)} + \tau_{ef(G)} + \tau_{ef(F_i)} + \tau_{ef(F_G)} \leq \tau_a$$

unde: termenii din partea stîngă a relaţiei (4.219) reprezintă eforturile unitare din acţiunea vîntului a greutăţii proprii, a forţelor de inerţie şi a forţelor giroscopice.

Tensiunile de comparaţie după criteriul (v Mises-Hencky) se compară cu ($1,1\ \sigma_a$).

Verificarea la oboseală se face, în baza concluziilor şi ipotezelor de încărcare din capitolul 2, după STAS 1911/75. Avînd în vedere că toate acţiunile care solicită paleta au caracter alternant sau pulsatoriu (aşa cum sînt descrise în capitolul 2) este necesar să se verifice la oboseală toate elementele paletei pentru primele trei ipoteze de calcul, precizate în capitolul II, care sînt ipoteze de exploatare normală a paletei.

Verificarea la oboseală în exploatare a paletelor şi a celorlalte elemente ale rotorului eolian este absolut necesară. Această verificare trebuie făcută la toate solicitările provenite din ipotezele de exploatare normală a aerocentralei. In lucrările [5] şi [42] se precizează că majoritatea firmelor din ţările europene fac aceste verificări la oboseală a paletelor, pentru toate încărcările de exploatare normală în conformitate cu normele şi prescripţiile de verificare la oboseală specifice ţării respective sau firmei respective. Firmele Suedeze au extins metoda de verificare la oboseală sub sarcini de exploatare a paletelor aerogeneratoarelor cu ax orizontal, metodă folosită mai cu seamă în construcţiile podurilor metalice de cale ferată.

Verificarea de stabilitate se face pentru elementele care compun structura prin limitarea efortului unitar normal la valoarea limită (σ_{cr}) corespunzătoare fiecărui element din structură care este supus la compresiune.

Exemplu de verificare pe paleta aerogeneratorului cu ax orizontal de putere mare (Paleta OFS $-\lambda=7-9$ =30m/300 kW)

1. Verificarea de rezistenţă pentru un punct din zona

întinsă a învelitorii între diagramele (D_3) şi (D_4) corespunzător ipotezei a treia de încărcare.

$$\sigma_{ef}=600{,}0 + 160{,}0 + 180{,}0 + 10{,}0 = 950 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a;$$

pentru un punct din zona comprimată a învelitorii între diagramele (D_3) şi (D_4) - corespunzător ipotezei a treia de încărcare

$$\sigma_{ef}= -600{,}0-155{,}0 + 130{,}0 - 9{,}0 = -634 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a.$$

2. Verificarea la oboseală: pentru un punct din zona întinsă a învelitorii între diafragmele (D_3) şi (D_4) corespunzător ipotezei întîia de încărcare.

$$\sigma_{ef}=360{,}0 + 160{,}0 + 130{,}0 + 10{,}0 = 660{,}0 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{a(ob)} = 1018 \text{ daN/cm}^2;$$

pentru un punct din zona comprimată a învelitorii între diafragmele (D_3) şi (D_4) - corespunzător ipotezei întîia de încărcare.

$$\sigma_{ef}= -360{,}0-155{,}0 + 130{,}0-9{,}0 = -394 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{a(ob)} = 1018 \text{ daN/cm}^2;$$

pentru aceleaşi puncte din zona întinsă şi comprimată ca mai sus, dar, corespunzător ipotezei a treia de încărcare

$$\sigma_{ef}= +600{,}0 +160{,}0 +180{,}0+10{,}0 = 950 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{a(ob)} = 1018 \text{ daN/cm}^2.$$

$$\sigma_{ef}= -600{,}0 -155{,}0 +130{,}0-9{,}0 = -634 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{a(ob)} = 1018 \text{ daN/cm}^2$$

3. Verificarea la stabilitate: pentru un punct din zona comprimată a învelitorii între diafragmele (D_3) şi (D_4) corespunzător ipotezei a III-a şi respectiv ipotezei IV-a.

$$\sigma_{ef}= -600{,}0-155{,}0+130{,}0 -9{,}0 = -634 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{cr(inv)} = 980 \text{ daN/cm}^2;$$

σ^*_{ef} = 840,o-12o,o-o,9,o=-970daN/cm^2 < $\sigma_{cr(\hat{i}nv)}$ = 98o daN/cm^2

Obs. Verificările pentru paleta SK1-CM se fac asemănător numai că trebuie avute în vedere ipotezele de încărcare diferite față de paleta OPS- λ =7. Ca atare, verificarea la oboseală și la stabilitate se va extinde numai asupra primelor două ipoteze de încărcare. Ipoteza a III-a de încărcare este echivalentă cu ipoteza a IV-a de la celelalte palete.

Verificarea de stabilitate a liselor se face după metoda coeficientului de flambaj conform STAS 1911/75 sau se determină (σ_{cr}) după precizările paragrafului 4.3.3. Limita (σ_{cr}) pentru lise se poate admite să fie atinsă numai la încărcări care sînt egale sau mai mari decît cele din ipoteza a treia corespunzătoare paletei SK 1-CM. Pentru paleta OPS-λ=7-D = = 3o m (σ_{ef}) poate să fie mai mare sau egal cu (σ_{cr}) corespunzător tălpilor învelitorii (a panoului sandwich, vezi cap.5) dar nu pot depăși limita de cedare (σ_{cr})a întregului panou sandwich.

4.6. Concluzii

1. Calculul și natura solicitărilor, în paletele aerogeneratoarelor cu ax orizontal, este particulară, ea diferă de solicitările care apar în construcțiile aeronautice, construcțiile civile și structurile mecanice. Dar unele solicitări se aseamănă cu solicitările din aceste domenii conexe și ca atare unele principii de calcul și unele ipoteze simplificatoare au fost împrumutate din aceste domenii.

2. Structurile de rezistență a paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal în varianta de oțel fac parte din domeniul construcțiilor metalice speciale. Elementele de construcție care compun structura sînt foarte zvelte și ridică probleme de stabilitate asemănătoare cu cele ale pînzelor subțiri și foarte subțiri de deschideri mari întîlnite în construcțiile industriale și social culturale. Unele aspecte,cum ar fi cele legate de ciclul solicitărilor ne trimite către domeniul podurilor metalice

* Eforturile unitare din ipoteza a IV-a pot depăși rezistențele limită și admise dar nu pot depăși limitele de rupere corespunzătoare elementelor respective.

de cale ferată.

3. Calculul structurii de rezistență a paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal [illegible] cu totul particular, el a fost conceput și gîndit special pentru aceste structuri, bineînțeles, împrumutînd anumite idei și ipoteze din domeniile conexe amintite, după o profundă analiză [illegible] literatura. Toate formulele de calcul clasice cunoscute din [illegible] materialelor, care se pot aplica și la elementele de [illegible] a paletelor, au fost particularizate în ce [illegible] și s-au stabilit care sînt ipotezele din [illegible] acceptate pentru aceste corpuri [illegible], schemele statice de calcul, cunoscute din [illegible] și a Rezistenței materialelor [illegible] după reconsiderarea și completarea unor [illegible] privind rezemarea și verificarea secțiunilor [illegible] a paletei. Pentru tipul de secțiune [illegible] 7-2-30 m s-au [illegible] și [illegible] de forfecare [illegible] calculului [illegible], s-a adaptat calculul la răsucire [illegible] secțiunea transversală a paletei [illegible] = 7-[illegible]

CAPITOLUL 5.

ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE. COMPARAREA REZULTATELOR ÎNCERCĂRILOR CU REZULTATELE CALCULULUI NUMERIC ŞI ANALIZA ACESTORA

5.1. Obiectul încercărilor experimentale

Aşa cum s-a putut deduce din cele descrise în capitolele precedente studiul paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal reprezintă o problemă nouă pe plan naţional şi chiar pe plan internaţional. Verificarea [illegible] admise în calcul, a valorilor tensiunilor calculate pe modelul fizic adoptat şi în general, comportarea structurilor propuse pentru aceste palete, a necesitat şi necesită numeroase încercări experimentale. Prin încercările experimentale efectuate s-a urmărit, pe lîngă o confirmare sau o infirmare a modelului fizic ales pentru calculul cu metoda elementului finit şi urmărirea comportării de ansamblu a structurii, gradul de siguranţă în exploatare, raţionalizarea structurii de rezistenţă şi reducerea greutăţii paletei.

5.2. Incercări experimentale pe paleta SK 1-ARAD

Incercarea s-a făcut în standul de încercări statice al Catedrei de construcţii metalice. Paleta a fost prinsă cu şuruburi prin intermediul flanşei de standul rigid. In dreptul fiecărei diafragme, de-a lungul bordului de atac şi a bordului de fugă au fost marcate punctele în care s-au făcut măsurătorile de deplasări. Aceste puncte au fost notate cu $(D_1 \div D_{12})$ atît la bordul de atac cît şi la bordul de fugă.

Pentru determinarea tensiunilor s-au fixat traductori electrici, aşezaţi ca în fig.5.1. pe suprafaţa învelitorii la intrados în dreptul diafragmei (D_1) şi (D_2), pe rigidizările dintre flanşa şi diafragma (D_1) şi pe axul paletei. Timbrele T8, T9 şi T 11 au fost fixate pe rigidizări iar T10 pe axul paletei. Celelalte timbre au fost aşezate pe învelitoare în dreptul lonjeroanelor şi a liselor. Timbrul T4 este pe învelitoare în imediata vecinătate a rigidizării pe care este fixat timbrul T9.

Măsurarea săgeţilor în cele 24 de puncte caracteristice din lungul paletei s-a făcut cu ajutorul unui teodolit pe cale topometrică. Citirile s-au făcut pe o riglă gradată din milimetru în milimetru, special amenajată pentru fixare în punctul marcat. Nu s-au utilizat microcomparatoare deoarece deplasările s-au presupus că vor fi mari, mai cu seamă în partea finală a încercării. Iar pentru treapta de încărcare corespunzătoare ipotezei a treia paleta putea prezenta deformaţii plastice foarte mari.

Traductorii electrici utilizaţi pentru măsurarea deformaţiilor specifice liniare, în vederea determinării tensiunilor normale, au fost de tip CSR-Electotehna, fixaţi cu adeziv normal pentru oţel. Măsurarea deformaţiilor specifice liniare s-a făcut pe cale electrotensometrică rezistivă, cu o punte de măsură Huggenberger-CH şi cutii de comutare cu echilibrare de aceeaşi fabricaţie, cablate în montaj electrorezistiv cu compensare automată de temperatură.

In vederea efectuării încercărilor s-au stabilit treptele de încărcare în conformitate cu cele trei ipoteze de încărcare descrise în capitolul 2 şi 4.

Pentru încărcarea din greutatea proprie nu au fost înregistrate deformaţiile. Toate citirile de zero au fost făcute după montarea paletei în stand. In această poziţie deformată sub efectul greutăţii proprii, au fost făcute citirile de zero şi pentru deplasările punctuale.

Treptele de încărcare teoretică s-au stabilit ca valoare funcţie de ipoteza de încărcare în dreptul fiecărei diafragme (tabela 5.1) şi pe întreaga paletă. Prima treaptă de încărcare corespunde încărcării din ipoteza I-a şi este egală cu (P_1= = 204,24 daN). Treapta de încărcare realizată practic, prin încărcarea paletei cu saci de nisip (de 3 daN, de 7,5 daN şi cu greutăţi de fontă mai mari sau egale cu 2,5 daN) este de (P= = 206,4 daN). Diferenţa între treapta de încărcare teoretica şi cea realizată se datoreşte faptului că încărcarea totală (P_T), care a fost repartizată în dreptul fiecărei diafragme de la (D_1+D_{12}) cu scopul respectării distribuţiei teoretice a încărcării aduse de vînt în lungul paletei, nu a putut fi realizată exact. Pe întreaga paletă s-a realizat o încărcare mai mare decît cea teoretică cu 2,16 daN. Încărcarea corespunzătoare ipotezei a treia a fost realizată în trepte notate cu a, b, şi c, tab.5.1.

Tabelul 5.1.

Nr. secţiunii	[illegible] de calcul şi treapta de încărcare corespunză- [illegible] în lungul paletei				
	I [daN]	II [daN]	III [daN]		
			a	b	c
D_1	0,78	11,4	25,0	38,6	52,2
D_2	5,5	28,1	52,7	77,3	101,9
D_3	8,45	31,6	54,03	76,26	98,49
D_4	12,08	36,6	56,[illegible]	76,4	96,3
D_5	15,85	39,4	57,3	75,2	93,1
D_6	19,78	41,8	58,06	74,32	90,58
D_7	23,4	42,8	57,36	71,92	86,48
D_8	25,5	41,7	55,3	68,9	82,5
D_9	26,3	38,7	50,4	62,1	73,8
D_{10}	24,2	35,6	45,25	54,86	64,49
D_{11}	22,8	29,3	36,46	43,62	50,78
D_{12}	19,6	15,4	20,26	25,12	29,98
TOTAL	P_{T_1}=204,24	P_{T_2}=[illegible]	$P_{T_{3a}}$=[illegible]	$P_{T_{3b}}$=744,6	$P_{T_{3c}}$=[illegible]

Efectuarea încercărilor experimentale a început imediat ce paleta a fost fixată în stand, au fost lipite timbrele tensometrice şi s-a întărit adezivul de lipire al acestora.

Timbrele tensometrice au fost legate la puntea de măsură şi la cutiile de echilibrare în aparatul tipo a fost pus în stație şi s-au făcut citirile de referință.

Pe toate aparatele au fost făcute citirile de zero în toate punctele de măsurare şi au fost înregistrate aceste citiri. Paleta a fost încărcată cu o sarcină de 1oo daN şi s-au făcut citirea pe aparate după care paleta a fost descărcată şi s-au reluat toate citirile.

După aceste operaţii pregătitoare paleta a fost încărcată în ordine la treptele de încărcare precizate în tabelul 5.1.

După fiecare treaptă de încărcare au fost măsurate deformaţiile specifice liniare şi deplasările punctuale pentru toate punctele marcate de-a lungul bordului de atac şi a bordului de fugă. Aceste măsurători sînt prezentate în figura 5.2 şi tabelul 5.3. Cu ajutorul valorilor deformaţiilor specifice obţinute electrotensometric s-au calculat valorile eforturilor unitare normale în toate punctele de măsurare. Aceste valori sînt prezentate în

Tabelul 5.2.

Tabelul 5.2

Ipoteza	Procedeu de calcul eforturi [illegible]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	[illegible]
		Valorile eforturilor unitare din punctele caracteristice [illegible]												
I	măsurat experimental	3	21	42	153	84	14	98	0	378	196	252		P=[illegible],4
	calcul [illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	-	352	206	247		P=[illegible]4,24
	ε %	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]		
II	măsurat exper.	5	34	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	147	0	[illegible]	[illegible]	[illegible]		P=396,7
	calcul [illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	135	[illegible]	[illegible]		561	277	311		P=392,6
	ε %	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	7,5		6,0	5,7	[illegible]		[illegible]
III	măsurat exper.	8	53	115	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	42	1260	567	590	-	P=923,7
	calcul [illegible]	7,5	67	121	[illegible]	366	[illegible]	[illegible]	40	1210	[illegible]	[illegible]		P=920,6
	ε %	6,2	7,5	5,2	41	5,0	[illegible]	8	4,7	3,5	5,3	3,17		0,33 %
IV	măsurat exper.	21	147	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	632	[illegible]	[illegible]	840	[illegible]		P=1494,3

[illegible] în figura 5.1 [illegible] grafic variația [illegible] eforturi unitare, [illegible] ipoteza de calcul: pentru ipoteza a I-a (fig.5.1.[illegible]); pentru ipoteza a II-a ([illegible]) pentru ipoteza a III-a (fig.5[illegible]).

[illegible] diagramele [illegible] din figura 5.2 sînt trecute valorile treptelor de încărcare teoretice stabilite din încărcarea teoretică ([illegible]) şi valorile realizate pentru aceste trepte de încărcare. [illegible] sînt marcate valorile [illegible] efectiv [illegible] sînt trasate diagramele [illegible]plasărilor după [illegible], [illegible] deplasărilor punctelor s-a făcut [illegible] după fiecare treaptă de încărcare. Componentele verticale ale deplasărilor (săgeţile date în fig.5.2) au fost [illegible] prin nivelment geometric. Valorile componentelor [illegible] au rezultat din diferenţa de poziţie a punctelor [illegible] (paletă încărcată-paletă descărcată). Valorile deplasărilor orizontale au fost foarte mici, de ordinul erorii de [illegible] şi nu s-au luat în considerare.

5.3. [illegible] cu [illegible]

În ceia ce privește modul de discretizare (modelul fizic de calcul) a fost discutat pe larg în paragraful 4.4.

Rezultatele calculului numeric, efectuat cu programul SAP [illegible] sînt date în figurile 5.1 și 5.2 [illegible] tabelele 5.2 și 5.3.

Din analiza [illegible] prezentate în tabelul 5.2 și fig.5.1 se pot desprinde următoarele:

1. [illegible] au indicat valori ale eforturilor unitare, calculate din deformațiile specifice măsurate, apropiate de valorile [illegible] furnizate de calculator;

[illegible] rezultatele calculului numeric [illegible] ținînd seama de condițiile de echilibru [74]. [illegible] apropiată de nivelul valorilor reale [illegible]

3. [illegible] (T₄) avem un concentrator [illegible] timbrul (T₆) valorile deformațiilor [illegible] (T₄) au scos în [illegible] valori ale eforturilor unitare [illegible] decît cele medii [illegible] sînt [illegible] concentratorul existent;

4. [illegible] eforturi unitare [illegible] posibilă [illegible] după o îndelungată discretizare [illegible] [74]. [illegible] ale eforturilor unitare [illegible] concentratorilor sînt [illegible] periculoase [illegible] produs de către structură. [illegible] o suprafață mică, [illegible] în calcul prin mediate calculate [illegible] valori calculate [illegible] transformare, sînt valori [illegible] de tensiune [illegible] pe baza măsurătorilor experimentale [illegible] vîrful de [illegible] calculul numeric [illegible] valorile tensiunilor [illegible] mediate, [illegible] și mediate (fig.5.1).

5. [illegible] eforturile [illegible] unitare din punctele (1, 4) [illegible] efort unitar (în 4) se obține aproximativ [illegible] eforturilor unitare normale pe secțiune [illegible] paletei;

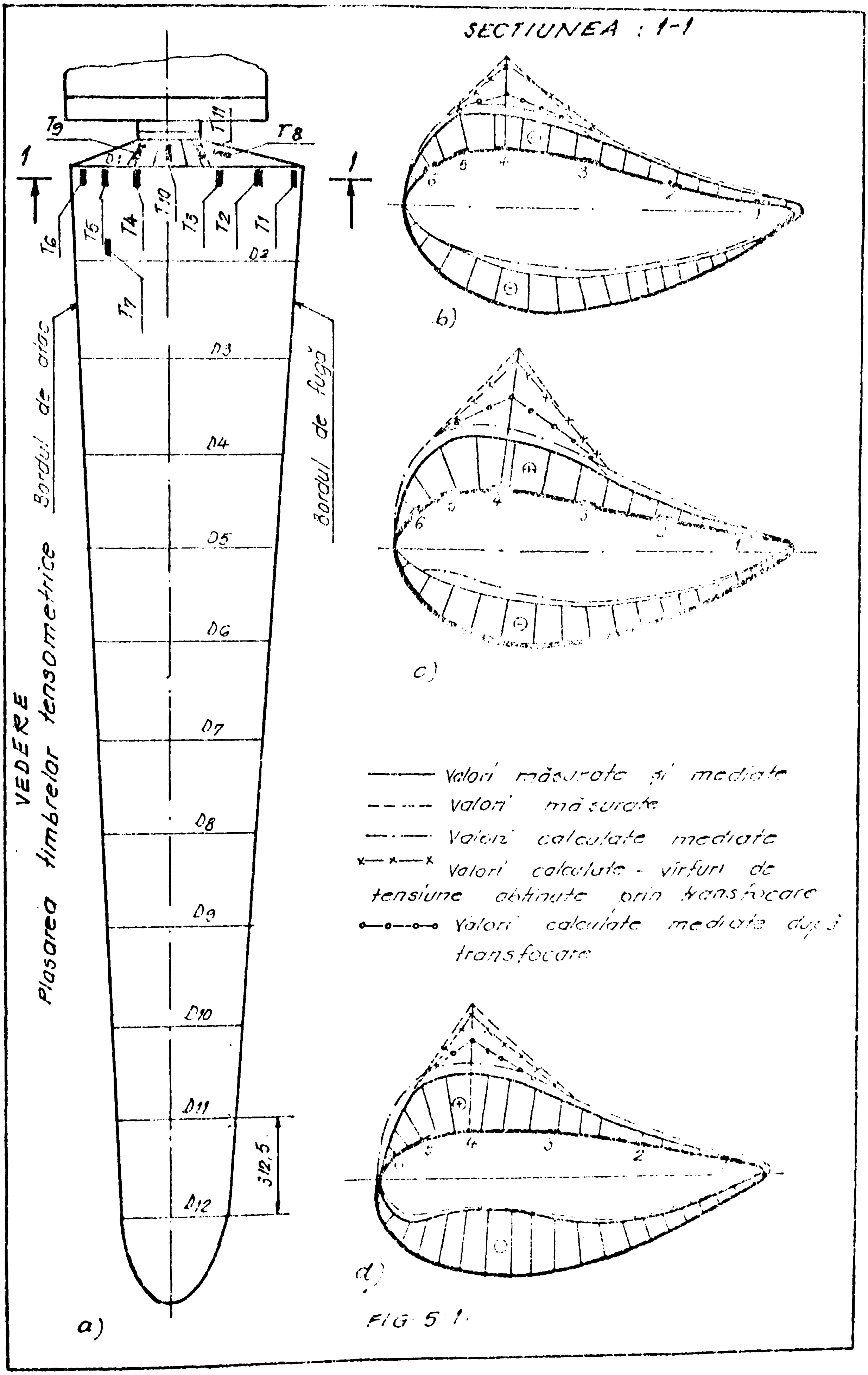
Prin calcul numeric [illegible] rare și mediere, s-au obținut [illegible] eforturi [illegible] sînt reprezentate prin [illegible] linie punct. Aceste valori sînt date și în tabelul 5.2. Se poate constata o bună concordanță între valorile eforturilor unitare calculate și cele rezultate din măsurătorile experimentale. Excepție de la aceasta face punctul (4) unde vîrful de tensiune este prins în calculul numeric abia după transfocare. Diferențele între eforturile unitare reale (cele calculate pe baza măsurătorilor experimentale) și eforturile unitare furnizate de calculator pe modelul fizic după transfocare se încadrează în erori cuprinse între (o%-15%).

6. din analiza diagramelor de deplasări fig.5.2 și a valorilor date în tabelul 5.3. se desprinde concluzia că modelul fizic obținut prin discretizare este mai rigid decît structura. Buna concordanță a deplasărilor obținute prin cele două investigații confirmă încă o dată buna concordanță a eforturilor unitare prezentate mai înainte. De asemenea rezultă că modulul fizic ales este corect și modelează foarte bine structura reală;

7. din analiza datelor din tabelul 5.3 se desprinde concluzia că efectul torsionării pentru încărcările corespunzătoare ipotezei I și II este nesemnificativ. In ipoteza a treia de încărcare efectul torsionării este sesizabil. Ultima treaptă de încărcare la care s-au făcut măsurători de deplasări punctuale a corespuns forței totale (P = 1247,7 daN), apoi paleta s-a încărcat pînă la treapta de încărcare egală cu (P=1494,3 daN). La această ultimă treaptă de încărcare s-au măsurat doar deformațiile specifice și s-au calculat tensiunile. Aceste valori sînt prezentate în tabelul 5.2;de menționat că nivelul tensiunilor a rămas în domeniul elastic; în fig.5.3 și 5.4 se prezintă aspecte din timpul încercării paletei SK 1-ARAD;

8. din datele obținute atît pe baza măsurătorilor experimentale cît și a calculului automat, efectuat după terminarea execuției structurii, rezultă că aceasta a fost supradimensionată. Supradimensionarea se datorește și unor modificări cerute de uzină din lipsa de aprovizionare cu unele sortimente de laminate.

Obs. Calculul și dimensionarea acestei palete s-a făcut inițial aplicînd teoriile clasice ale Rezistenței materialelor. In calcul s-au luat în considerare,ca elemente principale de rezistență, axul și lonjeroanele. Diafragmele au rolul de a lega rigid axul și lonjeroanele în vederea conlucrării lor. Invelitoarea și liselele au fost considerate că au doar rol secundar de preluare locală a încărcării din vînt și de a transmite către diafragme și apoi



SECTIUNEA : 1-1
VEDERE
Plasarea timbrelor tensometrice
Bordul de atac
Bordul de fugă
T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7 T8 T9 T10 T11
D1 D2 D3 D4 D5 D6 D7 D8 D9 D10 D11 D12
312,5
a)
b)
c)
d)
Valori măsurate şi mediate
Valori măsurate
Valori calculate mediate
Valori calculate - vîrfuri de tensiune obţinute prin transfocare
Valori calculate mediate după transfocare

FIG. 5.1.

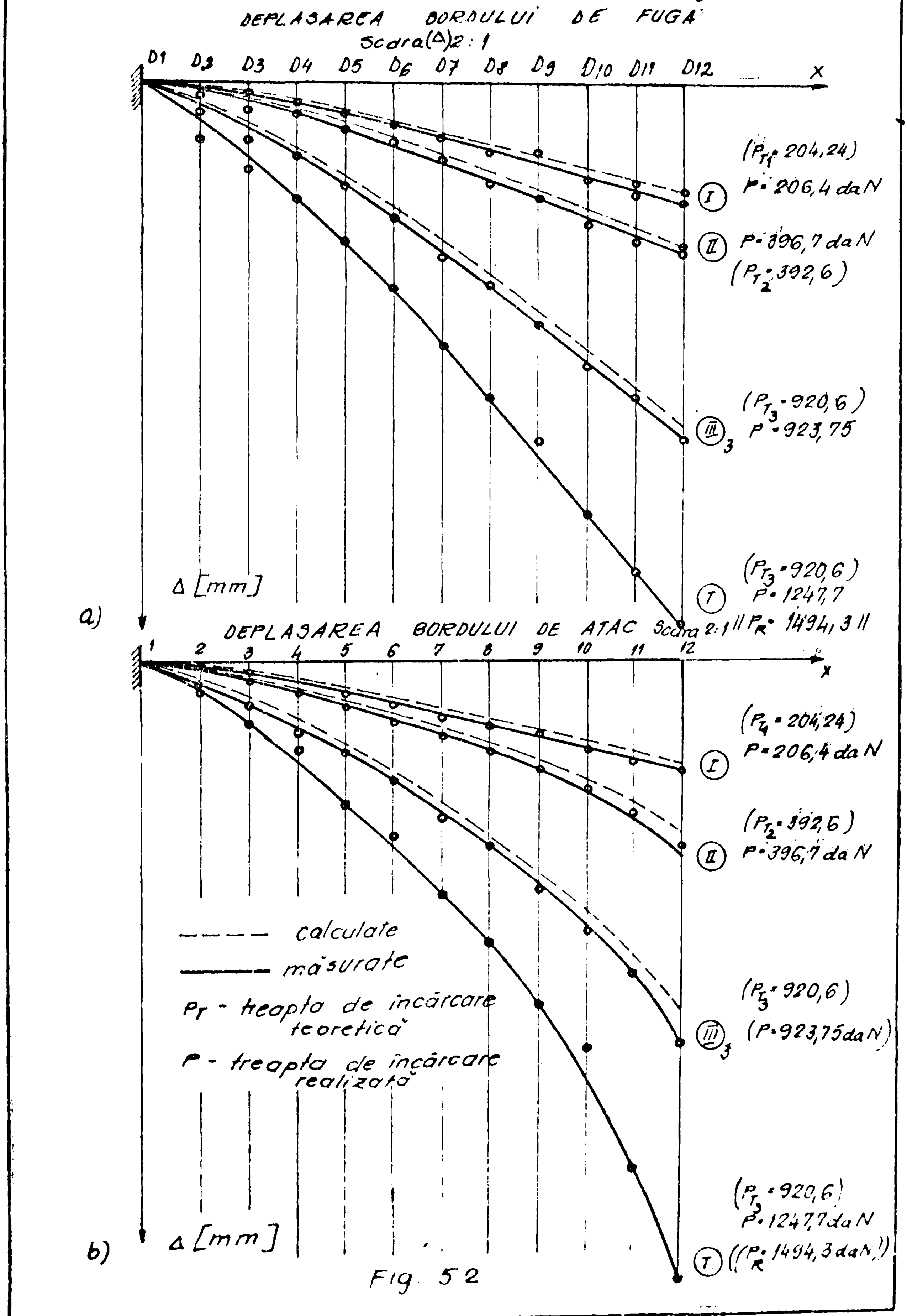

DEPLASAREA BORDULUI DE FUGĂ
Scara(Δ)2:1
D1 D2 D3 D4 D5 D6 D7 D8 D9 D10 D11 D12
x
Δ [mm]
(P_T1 = 204,24)
P = 206,4 daN
P = 396,7 daN
(P_T2 = 392,6)
(P_T3 = 920,6)
P = 923,75
(P_T3 = 920,6)
P = 1247,7
|| P_R = 1494,3 ||
a)
DEPLASAREA BORDULUI DE ATAC Scara 2:1
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12
x
(P_T1 = 204,24)
P = 206,4 daN
(P_T2 = 392,6)
P = 396,7 daN
(P_T3 = 920,6)
(P = 923,75 daN)
calculate
măsurate
P_T - treapta de încărcare teoretică
P - treapta de încărcare realizată
(P_T3 = 920,6)
P = 1247,7 daN
((P_R = 1494,3 daN))
Δ [mm]
b)

Fig. 52

TABELĂ 5.3

DEPLASĂRILE PUNCTUALE MĂSURATE ȘI CELE CALCULATE AUTOMAT (EROAREA PROCENTUALĂ %) [mm]

		D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9	D_{10}	D_{11}	D_{12}	
B-A	Măsură	0,0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,1	5,6	6,5	7,5	8,6	10,5	11,6	P = 206,4 daN
	calcula	0,01	0,48	0,98	1,95	2,95	4,00	5,4	6,3	7,2	8,2	10,1	11,1	P_{T_1} = 204,24 daN
	e%	-	4,1%	2%	2,5	3,5	2,5	3,7	3,2	4,2	4,9	3,9	4,5	IPOTEZA I
B.F	Măs.	0,0	0,55	1,0	2,1	3,1	4,2	5,65	7,0	7,6	9,5	11,0	12,0	
	Calc	0,015	0,49	0,98	1,98	2,9	4,0	5,4	6,7	7,5	9,2	10,6	11,4	
	e%	-	6%	2	6	6,9	5	4,6	4,5	1,4	3,3	3,8	5,3	
B.A.	Măs.	0,0	0,5	1,6	3,0	4,5	6,0	8,0	9,5	11,0	13,0	15,5	18,0	P = 396,7 daN
	Calc	0,002	0,48	1,50	2,8	4,4	5,8	7,6	9,0	10,5	12,5	15,0	17,5	P_{T_2} = 392,6 daN
	e%	-	4%	6,6	7	2	3,5	5	5,5	4,7	4	3	2,9	IPOTEZA II
B.F	Măs	0,0	0,6	1,6	3,0	4,5	6,0	8,0	10,5	12,0	14,5	16,5	19,0	
	Calc	0,003	0,55	1,5	2,85	4,3	5,7	8,0	10,0	11,5	13,9	15,9	18,0	
	e%	-	9%	6,6	5,2	4,7	5,3	0	5	4,3	4,3	3,8	5,5	
B.A.	Măs.	0,2	2,0	4,5	7	9,5	12	16	19,5	24	28	33	40	P = 923,75 daN
	Calc	0,18	1,8	4,2	6,5	8,7	11,5	15	18,5	22	26	31	37	P_{T_3} = 920,6 daN
	e%	11,1%	11,1	7,1	7,7	9,2	4,3	6,7	5,4	9	7,1	6,5	8	IPOTEZA III
B.F	Măs	0,26	3,0	5,8	7,5	10	13,5	18	21	24,5	29	33	37,5	
	Calc	0,20	2,9	5,6	7,2	9,3	13,0	17	20	23,8	28,0	31,5	38	
	e%	25%	3,5	3,6	4,2	7,5	3,9	5,9	5	3	3,6	4,8	4,2	
B A măs.		0,5	3	6	9	15	18	25	30	36	41	54	66	P = 1247,7 daN
BF măs.		0,65	5,0	8,5	11,5	16	21	27	33	38	45	51	58	F = 1494,3 daN

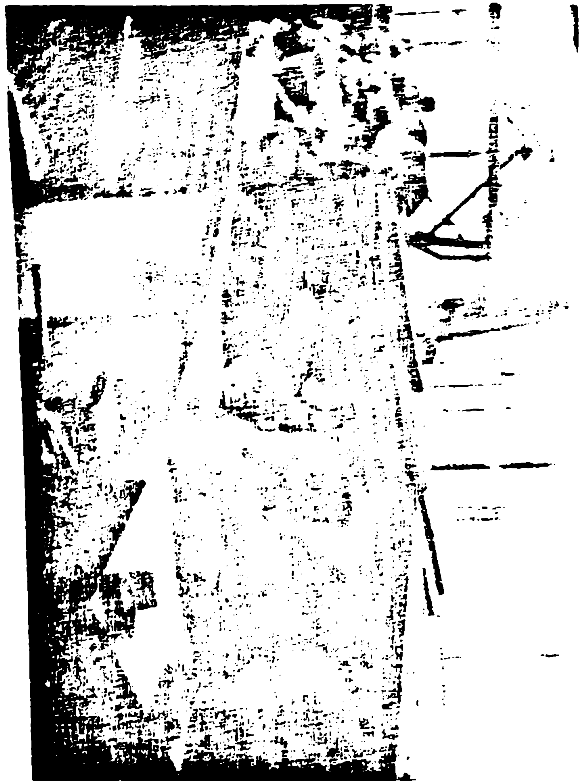


Fig. 5.4

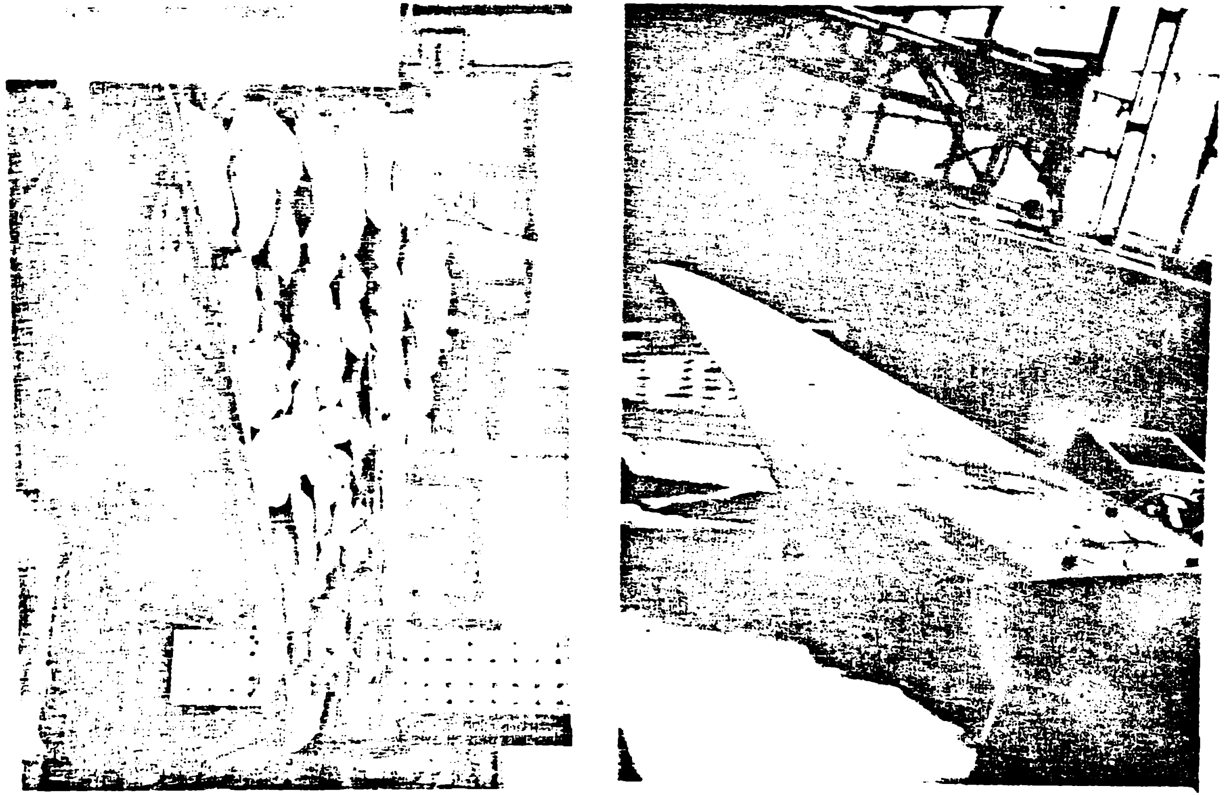


Fig. 5.3.

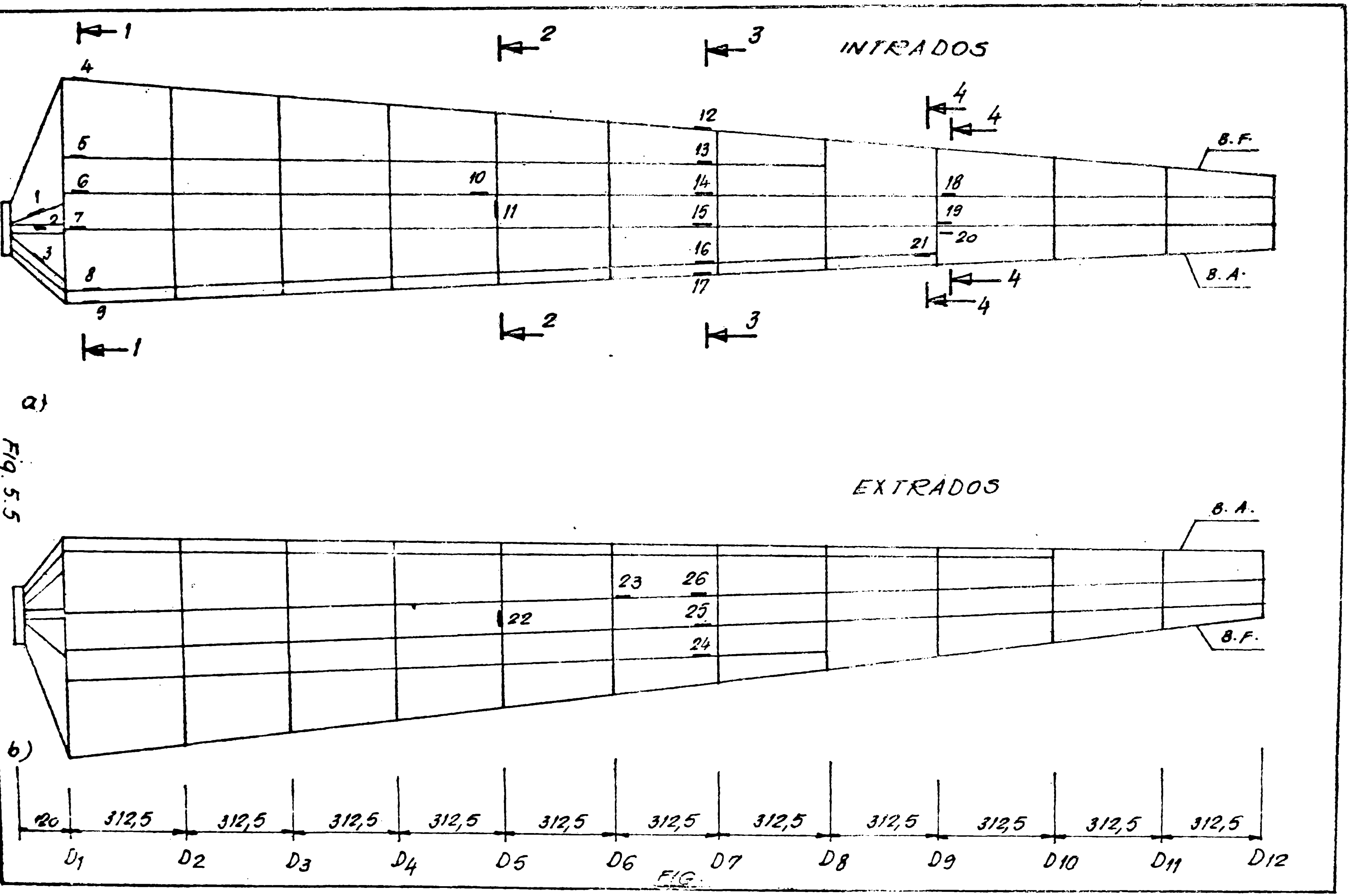

INTRADOS
EXTRADOS
a)
b)
B.F.
B.A.
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21
22 23 24 25 26
120
312,5
D1 D2 D3 D4 D5 D6 D7 D8 D9 D10 D11 D12
FIG.

Fig. 5.5

către lonjeroane şi ax. Nivelul eforturilor unitare care au fost calculate astfel depăşeşte cu mult nivelul eforturilor unitare obţinute prin măsurători. Această diferenţă apare din următoarele considerente:

a). în schema de calcul clasic învelitoarea care era prevăzută din tablă cu grosimea de(1 mm)nu s-a luat în considerare;

b). liselе nu au fost prinse în calculul de ansamblu, ele au fost apreciate că preiau numai sarcinile locale şi le predau la diafragme.

c). în realitate învelitoarea a fost executată din tablă cu grosimea de (2,5 mm)ceea ce a schimbat complet modul de lucru al întregii structuri şi în consecinţă, învelitoarea preia o cantitate însemnată din solicitări. La preluarea solicitărilor participă şi liselе în conlucrare cu învelitoarea.

5.4. Incercări experimentale pe paleta SK 1-CM

In urma executării, calculării cu element finit şi încercării paletei SK1-ARAD a rezultat necesitatea îmbunătăţirii structurii şi reducerii greutăţii paletei.

In consecinţă, a fost reproiectată structura (au fost reduse dimensiunile unor elemente din structură (fig.3.1 şi fig.3.2)) şi executată în cadrul laboratorului Catedrei de construcţii metalice. Noua structură,(SK1-CM) foarte zveltă şi uşoară a fost calculată cu metoda elementului finit folosind programul de calcul SAP 80 şi imediat încercată. Deşi programul de calcul semnala pentru ipoteza a treia de încărcare (care reprezintă ipoteză de avarie), că în unele bare s-au depăşit limitele admise iar în una din rigidizări şi limita de curgere s-a trecut la încercarea efectiva pe structura nemodificată. Acest s-a făcut din considerentul că se dorea să se cunoască situaţia reală, valoarea reală a încărcării de cedare şi comportarea elementelor structurii. Structura de rezistenţă a paletei SK1-CM neînvelită a fost montată în standul de încercări statice a Catedrei de construcţii metalice.

Pe structura de rezistenţă au fost lipite timbrele tensometrice şi marcate punctele de măsurare a deplasărilor punctuale. Poziţionarea timbrelor electrotensometrice se vede în fig.5.5 şi fig.5.6.

Punctele de măsurare a deplasărilor punctuale au fost alese în dreptul fiecărei diafragme de-a lungul bordului de atac şi a

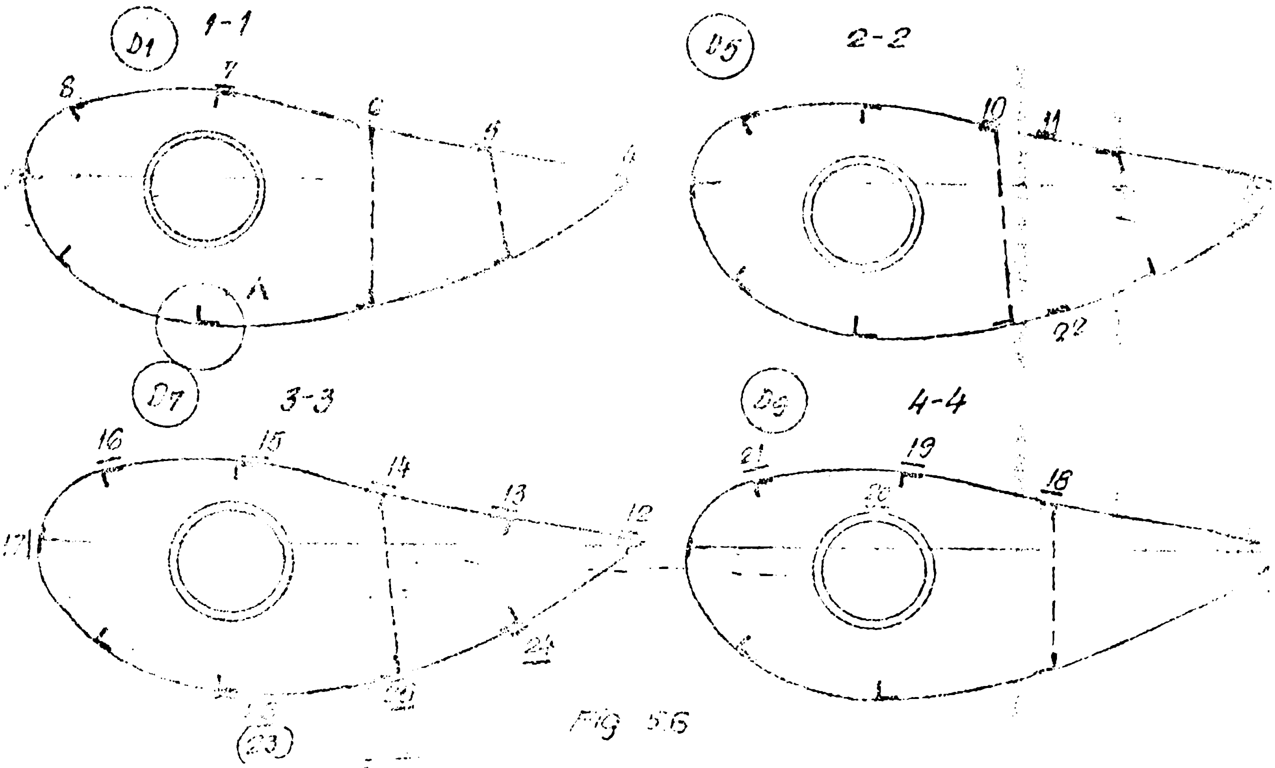


Fig 5.6

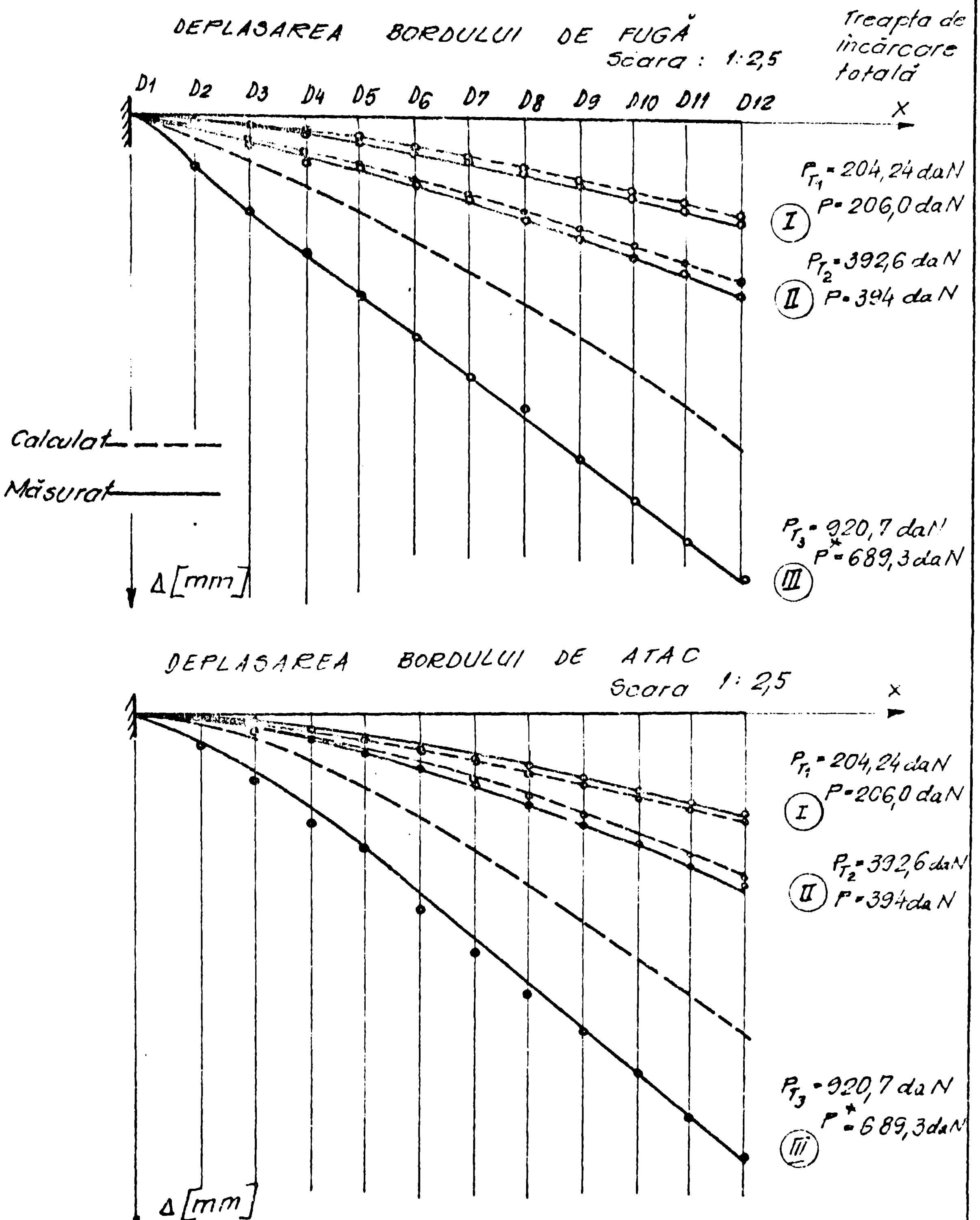
bordului de fugă şi ele au fost notate cu $(D_1 \div D_{12})$.

Traductorii electrici, adezivul de fixare a lor şi aparatura de măsurare sînt aceleaşi ca la paleta SKL-ARAD.

In vederea efectuării încercărilor s-au stabilit treptele de încărcare teoretică care sînt prezentate în tabelul 5.1. După pregătirea încercării, (cîntărirea saculeţilor cu nisip şi a greutăţilor de fontă) legarea aparaturii de măsură la timbrele tensometrice şi la cutiile de echilibrare se trece la echilibrarea acestora şi la efectuarea citirilor de zero.

Pentru măsurarea deplasărilor punctuale se instalează aparatul topo, se pune în staţie şi se face citirea de referinţă, după care se trece la citirea zero pentru fiecare punct de măsură în lungul bordului de atac şi a bordului de fugă.

După aceste operaţii pregătitoare s-a trecut la încărcarea paletei, în ordine, la treptele de încărcare teoretică stabilite în tabelul 5.1. După realizarea fiecărei trepte de încărcare au fost măsurate deplasările punctuale corespunzător celor 24 de puncte în lungul bordului de atac şi a bordului de fugă. Aceste măsurători sînt date în tabelul 5.2 şi după prelucrare au fost reprezentate grafic în figura 5.7. Linia plină reprezintă



* Forta la care s-a produs voalarea (flambajul) lonjeronului (A) de la extradosul paletei FIG. 5.6 şi s-a produs curgerea rigidizării de sub timbrul 1 şi 3. fig. 5.5 Timbrul 2 este fixat pe axul paletei.

Fig. 5.7

Va[illegible]ile [illegible]lculate pe [illegible] [illegible]or experimentale prin măsurare.

Valorile măsurate [illegible] [illegible] [illegible] cu cerculeţe şi [illegible] pusi la fiecare [illegible] [illegible] [illegible] de atac şi [illegible] de [illegible].

TABELUL

		DEPLASĂRI[illegible] pe [illegible] [illegible] MĂSURATE ŞI CELE CALCULATE [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible]												
		D1	[illegible]	[illegible]	[illegible]	D5				D9	D10	D11	D12	
	Măsur	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	40,2	
[illegible]	Calcul	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	40,7	[illegible]
	Eroare	[illegible]%	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	1,06	
	Măsur	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	43,1	49,0	
0,5	Calcul	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	44,6	47,9	[illegible]
	Eroare	[illegible]			-4	-4,[illegible]			[illegible]		-2,5	-5,6	2,3	
	Măsur	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	80,0	
[illegible]	Calcul	[illegible]	[illegible]	[illegible]		17[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	75,3	[illegible]
	Eroare	[illegible]			[illegible]	[illegible]	[illegible]			[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	
	Măsur	0,18	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]		[illegible]	[illegible]	
[illegible]	Calcul	0,1[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	66,8	77,1	[illegible]
	Eroare	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		5,5	5,4	
	Măs.	2,1	[illegible]	51,5		77,6	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	209	[illegible]
[illegible]	Calcul	1,5	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	131	148	[illegible]
	Er %												4[illegible]%	
	Măs.	0,0				[illegible]			[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	Calcul	8,5		[illegible]					[illegible]	[illegible]	[illegible]	131,2	147	[illegible]
	e%												45%	

Valorile deplasărilor punctuale furnizate de calculator după prelucrare şi mediere sînt [illegible] cu linie întreruptă.

Analizînd diagramele deplasărilor punctuale ale scheletului de rezistenţă pentru primele [illegible] ipoteze de încărcare se constată că modelul fizic [illegible] şi de [illegible] acesta este mai rigid decît structura reală.

La realizarea ipotezei a treia de încărcare în cele trepte a,b şi c s-a urmărit cu [illegible] specifică comportarea [illegible] celor, lonjeroanelor, diafra[illegible] şi a rigidizărilor dintre flanşă şi diafragma(D). La treapta (d) [illegible] încărcării totale P = 500 [illegible] deformaţii locale semnificative ale ele[illegible] care să pună în evidenţă ieşirea din lucru a elementului [illegible].

La realizarea [illegible] la atingerea forţei totale [illegible] daN s-a produs [illegible] lonjeronului (A)(fig.5.[illegible]) [illegible]

[illegible] re ipotezei a treia deplasările [illegible] sînt mai mari decît cele furnizate de calculator corespunzătoare treptei a treia. Acest lucru se explică prin [illegible] de curgere în mai multe [illegible] din [illegible] creşterea [illegible] a deformaţiilor şi a [illegible] punctuale a structurii.

Datele furnizate de calculator reflectă o comportare perfect elastică a structurii [illegible] de încărcare, [illegible] este falsă.

Deformaţiile specifice [illegible] electrotensometric au servit la determinarea valorilor [illegible] unitare, valori prezentate în tabelul 5.5 şi [illegible] reprezentate grafic în fig. 5.8.

5.5. Compararea [illegible] [illegible]

Din analiza datelor [illegible] prin calcul automat, [illegible] modelul fizic rezolvat cu programul [illegible], cît şi a datelor [illegible], se constată că [illegible] în urma măsurătorilor [illegible] ipoteza a doua eforturile [illegible] din lonjeroanele de sub timbrul (7) [illegible] din lonjeroanele de sub [illegible] (A) şi (C), depăşesc efortul unitar admis, iar în rigidizarea dintre flanşă şi diafragma (D_1) pe care a fost fixat timbrul (1) se depăşeşte limita de curgere (fig.5.5) şi tabelul 5.5.

[daN/cm²] Tabel [illegible]

Nr.	Mărimi	Valorile eforturilor					în punct caracteristic			
		1							2	
	exper.	[illegible]	307					[illegible]	10	[illegible]
	calcul.	562	317	[illegible]		[illegible]	1170	4176	215	[illegible]
	eroare	[illegible]	5,5			[illegible]	-3,5	9,6	-2,8	[illegible]
	[illegible]	[illegible]	[illegible]			[illegible]	-310	415	213	[illegible]
	[illegible]						[illegible]	[illegible]	22,5	[illegible]
	[illegible]	[illegible]	9	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	8,1	[illegible]
	[illegible]		[illegible]			[illegible]	[illegible]	[illegible]	8,40	[illegible]

Nr.	Mărimi	Valorile eforturilor					în punct caracteristic				
		[illegible]	[illegible]	[illegible]			[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	măsur. exper.	[illegible]	307	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	340	[illegible]	810,2	
3	calcul.	[illegible]	2727	624	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	611,5	769,5	[illegible]
	eroare	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	3,5	9,2	5,3	[illegible]
	[illegible]							[illegible]	[illegible]	9,21	[illegible]
4	[illegible]	[illegible]			[illegible]			[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	eroare	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	4,26	[illegible]
[illegible]	măsur. exper.	315	[illegible]				[illegible]	[illegible]	[illegible]	902	[illegible]

[illegible] a treanta [illegible] înregistrate
[illegible] deformații [illegible] care [illegible]
[illegible]

lonjeron fig 5.5 si 5.6. In fig. 5.8 se dă reprezentarea grafică a tensiunilor calculate cu M.E.F. si calculate în urma masurătorilor experimentale în dreptul punctelor de măsurare.

Valorile tensiunilor calculate în baza masurătorilor

Fig 5·8

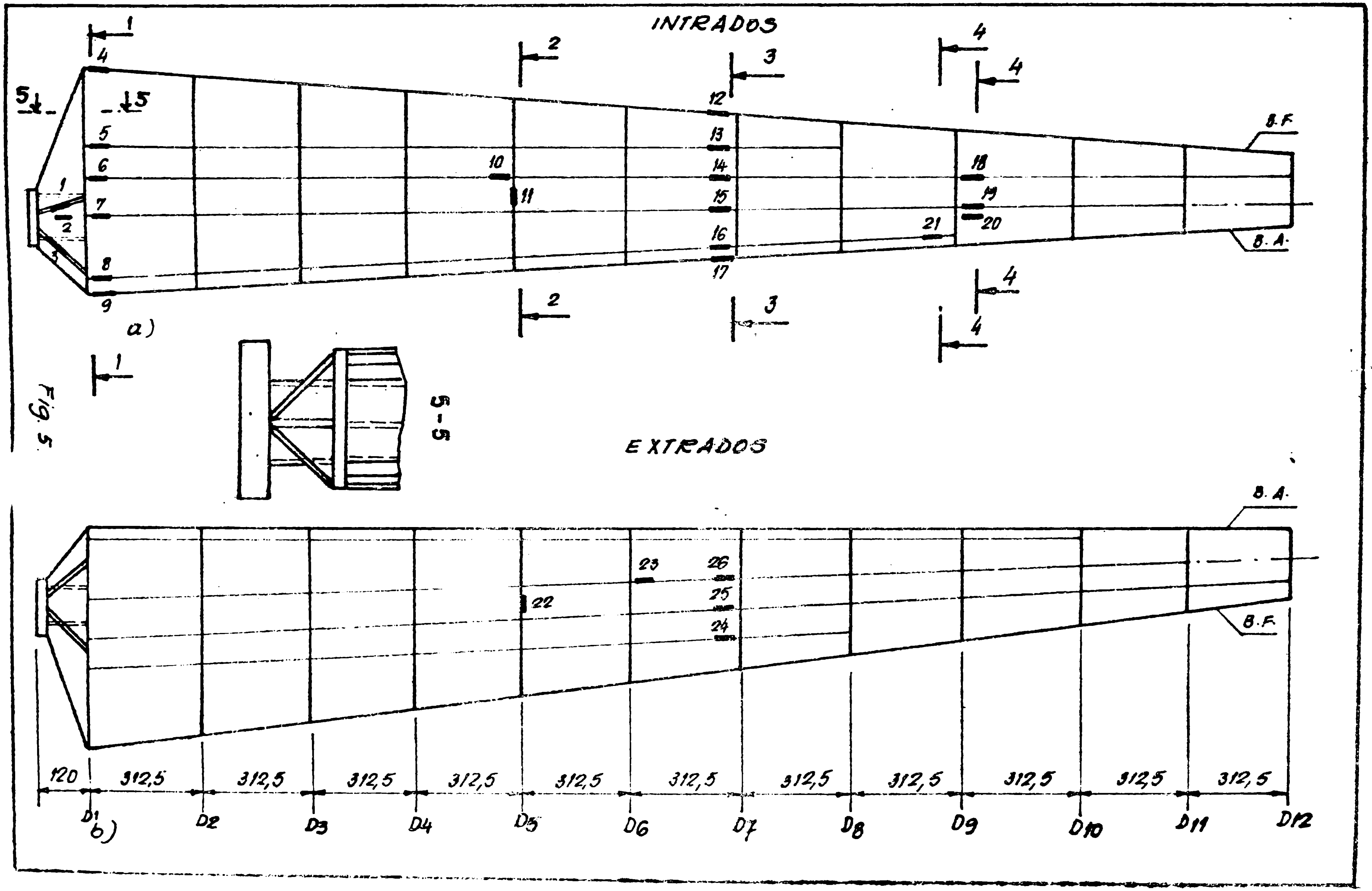

INTRADOS
EXTRADOS
5 - 5
a)
b)
B.F.
B.A.
120
312,5
D1
D2
D3
D4
D5
D6
D7
D8
D9
D10
D11
D12

Fig. 5.

... au fost dublate ...

în ... 5.

... (DD) pe care ...

... cu gr...

Fig.5.9 ...

... s-a realizat o

... (14).

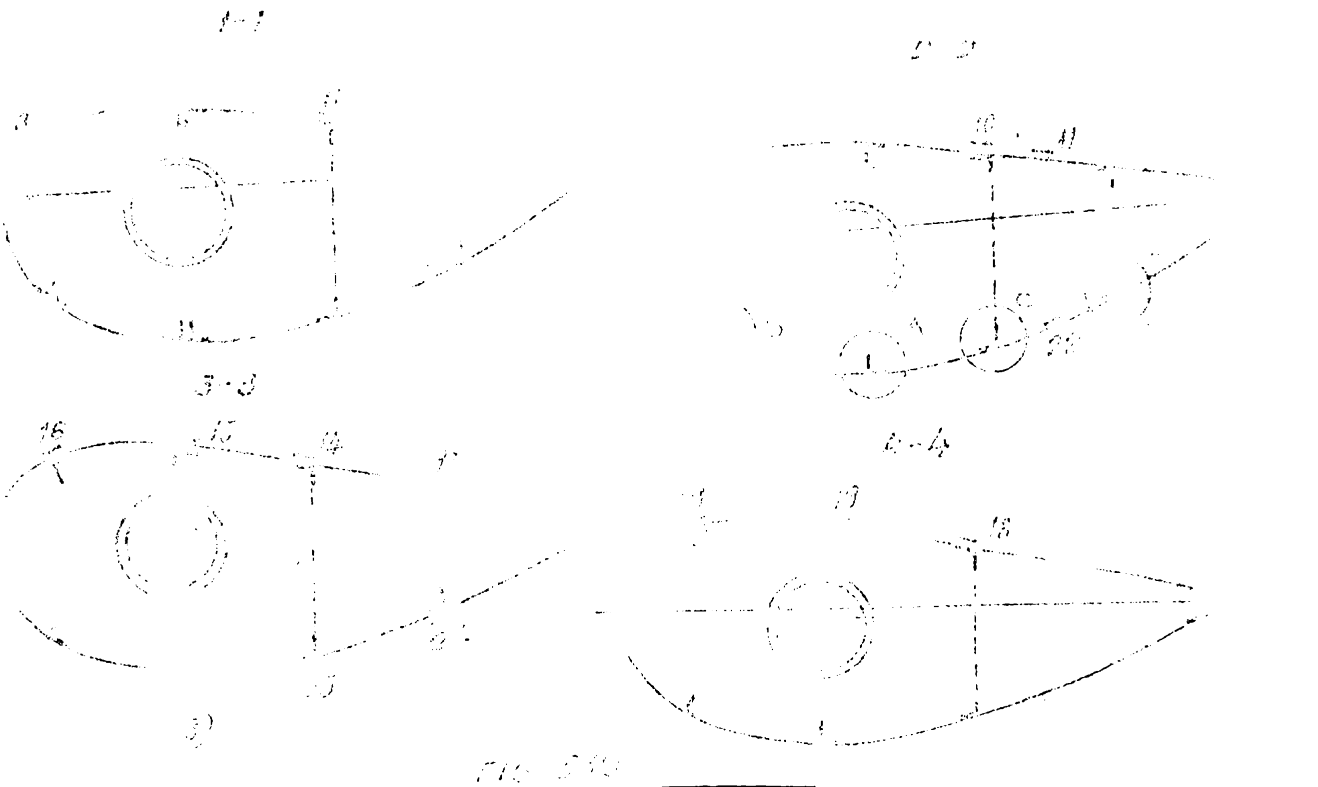
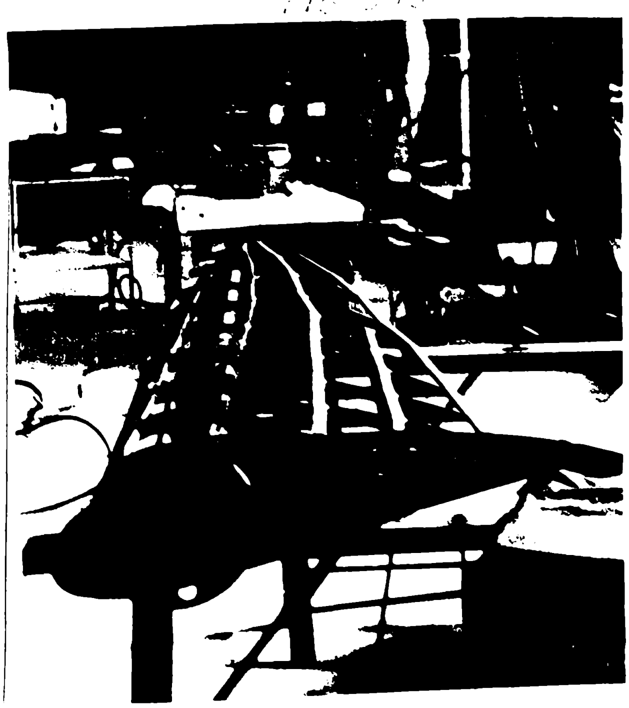


Fig.5.



...

tura ...

s-au ...

modific...

asemenea s-au făcut modificările necesare

calc.	0,143	0,75	1,52	2,38	3,34	4,55	5,9	7,2	8,9	10,5	12,2	13,6	III P = 920,3
er %	4,67%	6,25	5	4,8	7,2	5,2	4,84	5,26	4,3	4,55	4,65	5,55	

Concluziile ... din ... respectivă ... lor punctuale ... din ... :

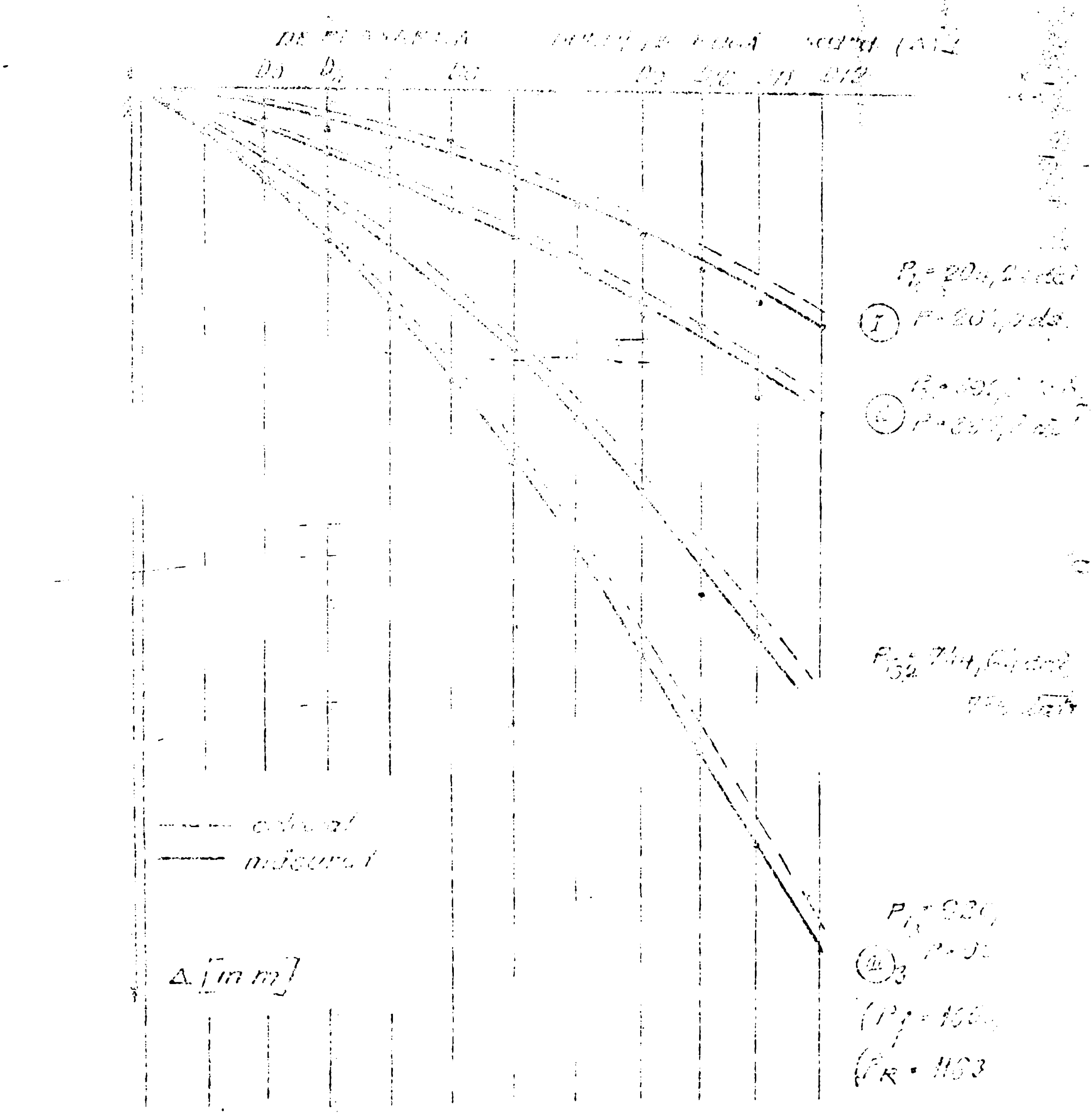
1. ... poziționare ... bună ... talt obținut ... la ... ții se adăugă ... care ... soluției ... corespunde ... de ... rotei;

Modulul ...

Pagina ... fizic ... carte ...

BUPT

autos...t care se elimină în condiţiile unor erori admise le re-
zultatele măsurătorilor ...



3. din valorile ... a punctelor de pe ... ctate cu valorile ... cativ; forţele ... te ale distribuţiei ... iar încărcarea ... să se ... poate ... în ... (din secţiunea ... bordul de ... ca urmare ... te în nodurile ... făcut de ... capătul ...

Tabel [illegible]

Schema	[illegible]	Valorile [illegible] din [illegible]									[illegible] corespunzătoare
		1	2		[illegible]	[illegible]	6	7	8	9	
	mas. exper.	400	223	408	[illegible]	[illegible]	60	185	200	80	20[illegible]
	calc. analit.	33[illegible]	203,[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		80,10	189,6	78,1	204,24 [illegible]
	eroare %	[illegible]	4,05	[illegible]	4,3	[illegible]	1	6,7	3,7	3,2	4,0 %
2	mas. exper.	8[illegible]	402	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	930	350	100	397,[illegible] daN
	calc. analit.	[illegible]	42[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	90,6	33,35	95	392,0 daN
	eroare	[illegible]	7,1		7,[illegible]	[illegible]		[illegible]	3,[illegible]	5	1,3 %
3	mas. exper.	1407	[illegible]	[illegible]	85	[illegible]	[illegible]	[illegible]	710	197	920,3 daN
	calc. analit.	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	191,2	92[illegible] daN
	eroare %	[illegible]	2,4	1,4	7,5	2,6	[illegible]	3,0	2,[illegible]	2,9	0,04 %

[Continuare] Tabelul 5.9

Schema	Baza [illegible]	Valorile [illegible] uniform din [illegible]									Valoarea de încărcare corespunzătoare
		[illegible]	13	1	15	[illegible]		[illegible]	25	26	
1	[illegible]	1,5	3	[illegible]	[illegible]	[illegible]		35	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	calcul analitic	11,9	34[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	30[illegible]	[illegible]	750,0	[illegible]
	eroare %	4,8	4	[illegible]	[illegible]	6,1		3,5	[illegible]	[illegible]	[illegible]
II	[illegible] exper.	[illegible]	400	[illegible]	9[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	calcul analitic	510	30[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	eroare %	[illegible]	3,1	5,3	8,2	[illegible]		3,5	3,4	6,9	1,3 %
III	mas. exper.	116	[illegible]	[illegible]	[illegible]		5	[illegible]	[illegible]	1958	[illegible]
	calcul analitic	110,6	519,4	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	1895,1	[illegible]
	eroare %	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]			[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]

4. ... inclusiv ... (5.2)

... ipoteza ... de ... tei,

mici ... de def ... un

din structură;

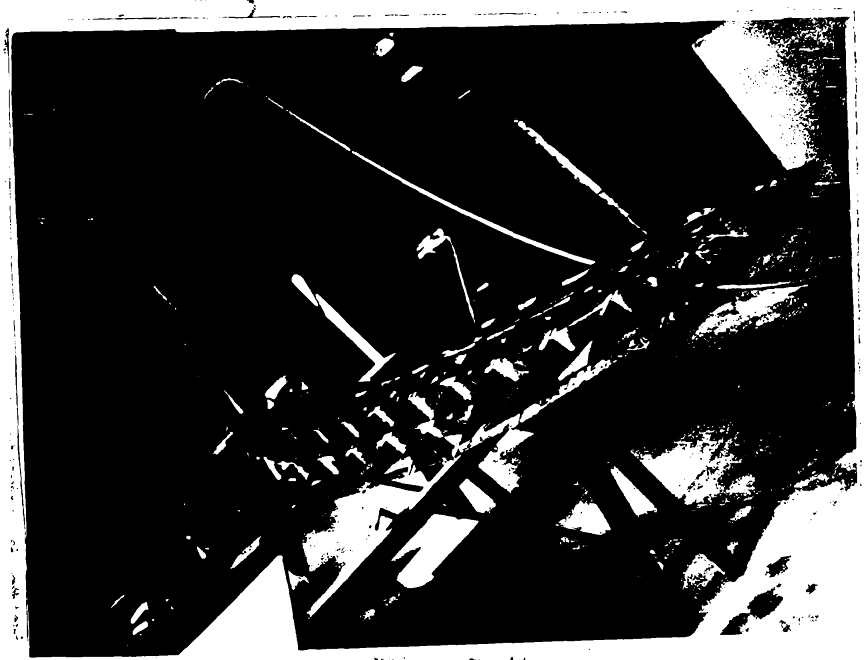


Fig. 5.14

5. ...

(Fig. 5.16);

6. ...

Fig. 5.15

... au servit la calculul ... normale, ...

prezentate în tab. 5.8 ... grafic în fig.

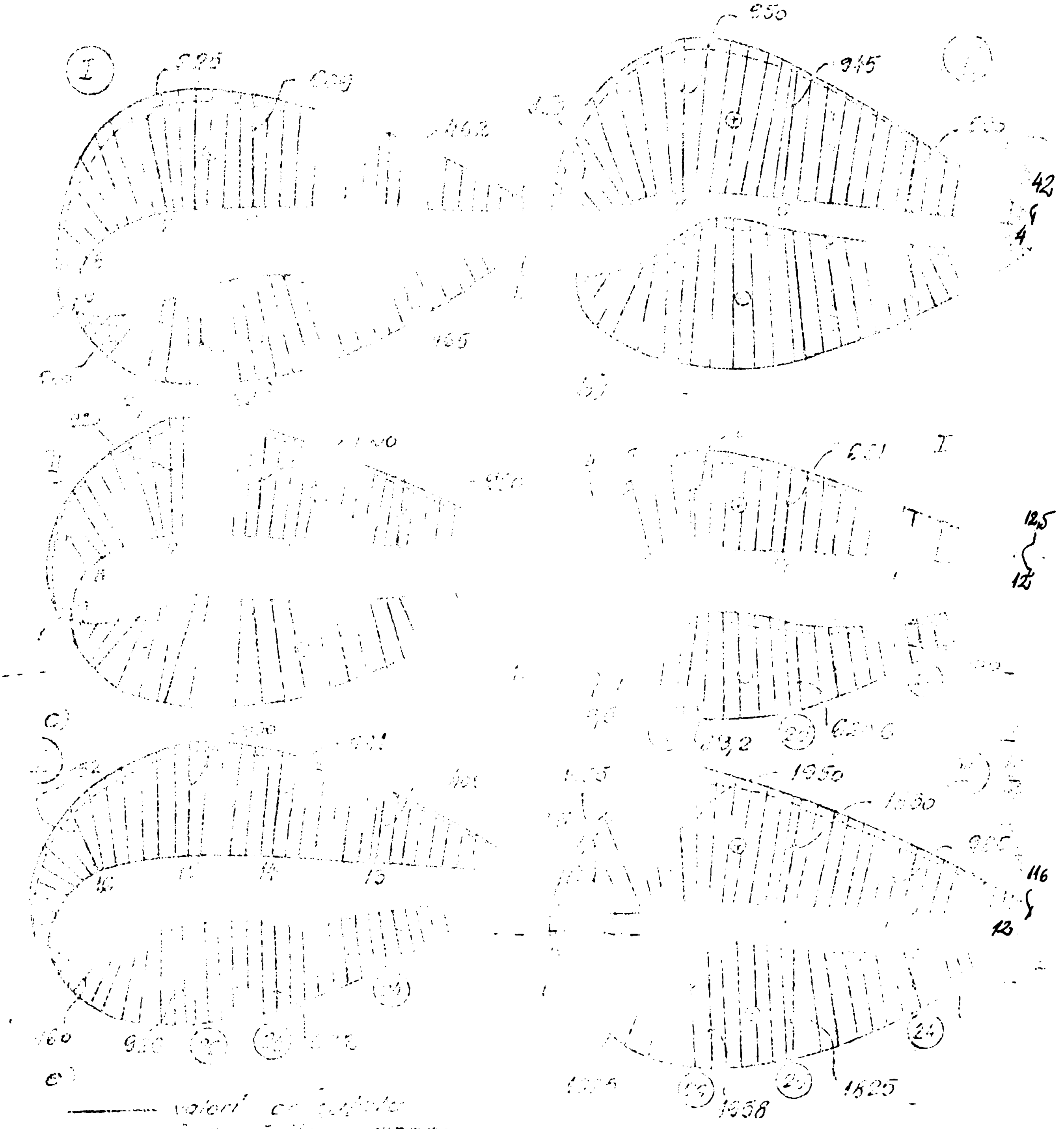
5.16 ... toate ...

Valorile eforturilor ...

unit cu o linie continuă ...

eforturilor unitare calcul... şi ...

s-au unit cu linie întrer...



—— valori calculate urma încercărilor experimentale

- - - - valori calculate cu M.E.F. prin calcul automat

Fig. 5.16

Modelul fizic [illegible] elementului [illegible]
a fost [illegible]

[illegible] (a [illegible] forturilor [illegible] normale) [illegible] în [illegible]

1. [illegible] la analoga [illegible]

2. [illegible] elementele [illegible] în calcul [illegible] acestua [illegible] de temperatură de la [illegible]

[illegible]

3. [illegible] elementele [illegible] diafra [illegible]

4. [illegible] limite [illegible]

[illegible] în tabelul [illegible]

[illegible]

[illegible] din foaia [illegible]

[illegible]

σ_{ef}= +761,2+150,0+80,0+5,0= +996,2 daN/cm^2 < σ_a (I)

σ_{ef}=+853,7 +150,0+80,0+5,0=+1088,7 daN/cm^2 < σ_a (II)

σ_{ef}=+1784,3+000,0+00,0+5,0=+1789,3 daN/cm^2 < σ_a (III)

- pentru un punct din lisa comprimată de la extradosul paletei

σ_{ef}=-770,0-150,0+80,0-5,0 =-845 daN/cm^2 < σ_a (I)

σ_{ef}=-855,0-150,0+80,0-5,0 =-930,0 daN/cm^2 < σ_a (II)

σ_{ef}=-1780,0-0,00+0,0-5,0 =-1785,0 daN/cm^2 < σ_a (III)

2. Verificarea la oboseală:

- pentru un punct din lisa întinsă (cu timbrul 15) de la intradosul paletei

σ_{ef}=+761,2+150,0+80,0+5,0=996,2 daN/cm^2 < $\sigma_{a(ob)}$=1210 daN/cm^2

σ_{ef}= +853,7+150,0+90,0+5,0=1098,7 daN/cm^2 < $\sigma_{a(ob)}$=1210 daN/cm^2

-pentru un punct din lisa comprimată de la extradosul paletei.

σ_{ef}=-770,0-150,0+80,0-5,0=-845,0 daN/cm^2 ≤ $\sigma_{a(ob)}$

σ_{ef}=-855,0-150,0+80,0-5,0=-930,0 daN/cm^2 ≤ $\sigma_{a(ob)}$

Obs. Verificarea la oboseală nu se face pentru ipoteza a treia care corespunde situației paletă în drapel rotor oprit.

3. Verificarea de stabilitate :

Verificarea se face pentru aceeași lisă din zona comprimată care are următoarele caracteristici ℓ=31,0 cm; A=0,75 cm^2; i_{min}=0,26 cm; bara se consideră dublu încastrată rezultă φ=0,84

$$\sigma_{ef} = -\frac{770,0}{0,84} - \frac{150,0}{0,84} + 80,0 - \frac{5,0}{0,84} = -1021,18 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a \text{ (I)}$$

$$\sigma_{ef} = -\frac{855,0}{0,84} - \frac{150,0}{0,84} + 80,0 - \frac{5,0}{0,84} = -1122,38 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a \text{ (II)}$$

$$\sigma_{ef} = -\frac{1780,0}{0,84} - 0 + 0 - 0 = -2119,0 \ daN/cm^2 \leq \sigma_a^{(III)}$$

Obs. Rezistența critică limită pentru această lisă dacă se calculează după formulele (4.156÷4.157) din paragraful 4.4. este (σ_{cr}= 2620 daN/cm^2).

5.6. Realizare și încercări experimentale a panourilor sandwich din învelitoarea paletei O.P.S.-λ=7-D=3om/3oo kW [87], [88]

In paragraful 4.3.3.6.3. se discută panourile sandwich cu miez portant (cu miez din tablă ondulată) și se dau relațiile și abacele din care se determină sarcina critică de flambaj.

In toate cazurile forța critică de flambaj este forța de-

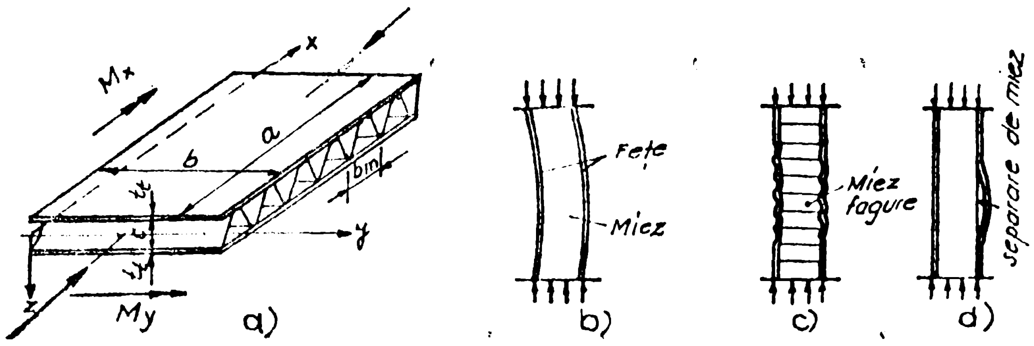
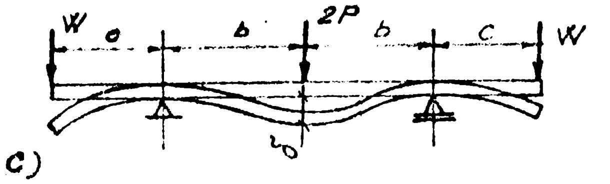


Fig. 5.17

terminată în sens perpendicular pe direcția cutelor tablei ondulate. fig.5.17.

In abacele prezentate în fig.4.38÷ 4.41, forța critică este funcție de rigiditățile la încovoiere și forfecare care se determină experimental foarte simplu după schema din fig.5.18. Pentru determinarea rigidităților la încovoiere și forfecare a panoului sandwich se așează panoul sandwich pe două reazeme paralele și paralele cu două din laturile panoului sandwich ca în fig.5.18. Se încarcă apoi panoul sandwich cu forțele P și W. Săgeata (δ) la mijlocul panoului sandwich se determină după relația (5.1). Dacă dorim să determinăm rigiditatea la încovoiere (D) pe o anumită direcție (paralelă cu linia de rezemare) atunci încărcarea P=0, iar W ≠ 0 și rezultă relația 5.4 cu care se determină rigiditatea la încovoiere.

In relația 5.4 săgeata δ la mijlocul panoului se măsoară cu ajutorul unui aparat de măsură cît mai precis. Rigiditatea panoului sandwich pe direcția perpendiculară se determină rotind panoul cu 90^o după care se încarcă în același mod și se măsoară din nou săgeata δ la mijlocul panoului.



$$\delta = \frac{Pb^3}{3D} - \frac{Wcb^2}{2D} + \frac{Pb}{D_q} \quad (5.1)$$

$$P = 3cW/(2b)\,; \quad D_q = (P/\delta)\cdot b \quad (5.2 \div 5.3)$$

$$P = 0\,; \quad D = -\frac{cW}{\delta}\cdot\frac{b^2}{2} \quad (5.4 \div 5.5)$$

Fig. 5.18

Pentru determinarea rigidităţii la forfecare (D_q) a panoului sandwich pe o direcţie dată, paralelă cu linia de rezemare se încarcă panoul cu forţa P şi W în care P este dată în funcţie de W prin relaţia 5.2 iar (D_g) se calculează cu relaţia 5.3. Semnificaţia termenilor din relaţiile 5.1÷5.5 rezultă din fig. 5.18. Pentru structura paletei OPS-λ=7-D=3om/3ookW s-a ales ca învelitoare, o structură de tip sandwich avînd în vedere avantajele cunoscute ale acestor tipuri de structuri. Dar spre deosebire de structurile sandwich cunoscute, pe noi ne interesează o structură cît mai simplă şi care să permită o realizare uşoară a suprafeţei aerodinamice a paletei, dar în acelaşi timp să asigure fineţea necesară şi rezistenţa sporită scontată. In felul acesta s-a ajuns la structura sandwich prezentată în fig.5.21, cu care s-a învelit paleta din fig.5.19 ca în secţiunea din fig.5.2o.

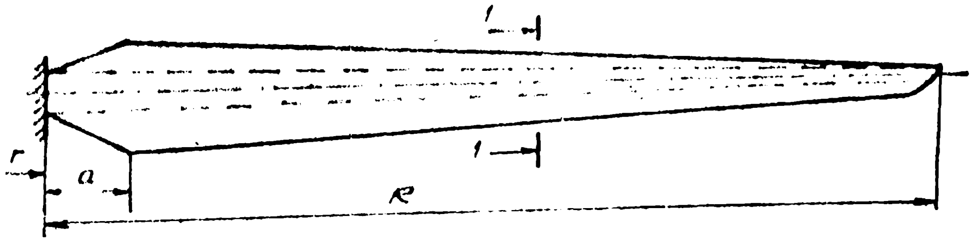


Fig. 5.19

Această structură sandwich are cutele miezului aşezate în lungul axei paletei. Avînd în vedere că eforturile normale din secţiunea transversală a paletei sînt dirijate tot în lungul paletei, deci în direcţia cutelor miezului de la panoul sandwich, ne interesează comportarea panoului sandwich pe această direcţie la întindere şi compresiune. Cunoaşterea comportarii panoului sandwich la aceste solicitări este necesară deoarece într-o secţiune transversală prin paletă, învelitoarea lucrează la întindere de o parte a axei neutre şi la compresiune de cealaltă parte a axei neutre fig.5.2o. Intrucît pentru determinarea forţei critice a panoului sandwich conceput pentru paleta

OPS- λ =7-D=30m/300 kW nu pot fi folosite abacele din literatura tehnică, a fost necesar să se efectueze încercări experimentale pentru stabilirea limitei de stabilitate (σ_{cr}). Plecînd de la datele stabilite în paragraful 4.3.3.6.3. referitoare la alcătuirea panoului sandwich și de la modul de îmbinare a elementelor care formează panoul (tălpi și miez), îmbinare realizată prin puncte de sudură folosind electronituirea și respectînd cerințele menționate mai sus, s-a stabilit să se îmbine tălpile cu miezul prin puncte de sudură (elec-

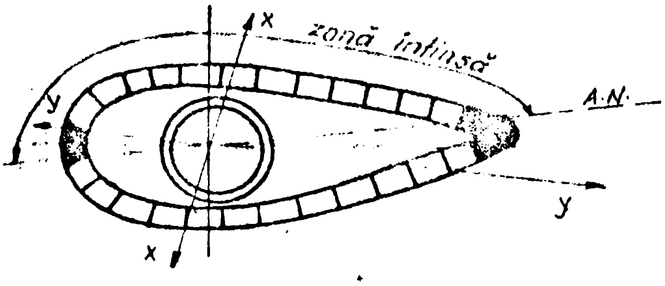


Fig. 5.20

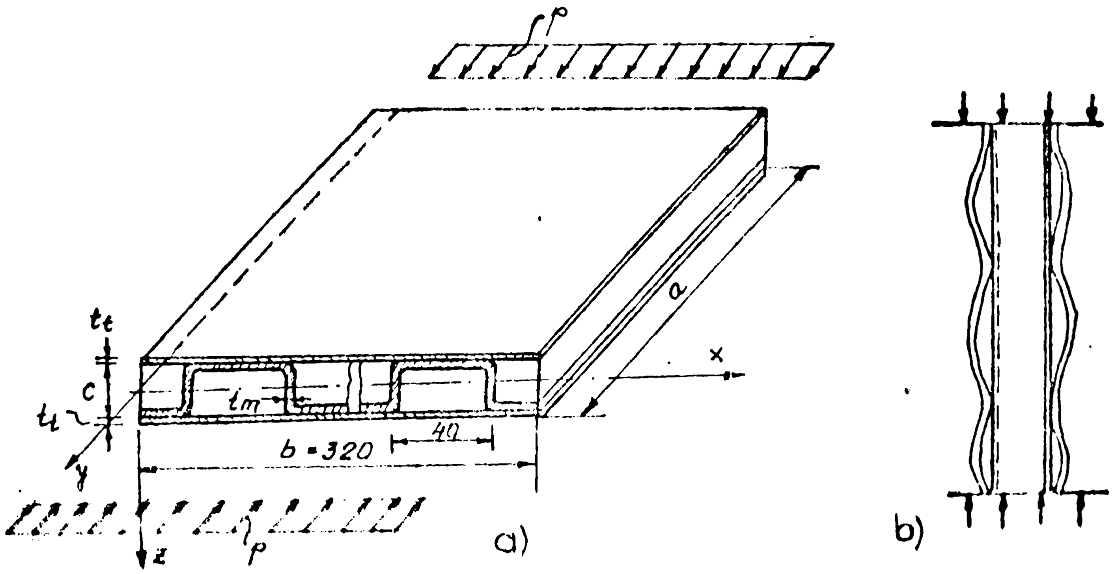


Fig. 5.21

tronituire) și aceste puncte să se execute la distanța de 35 mm în lungul cutei și cîte două pe lățimea unei cute. Execuția primului panou după datele de mai sus a condus la deformații foarte mari care nu se încadrau în toleranțele aerodinamice. In consecință distanța dintre punctele de sudură în lungul cutei a fost mărită la 50 mm și tot două puncte pe lățimea unei cute. Si acest panou executat astfel a prezentat deformații, dar acceptabile pentru respectarea condițiilor aerodinamice.

In această situație s-a hotărît să se realizeze un număr de cinci panouri sandwich care să aibă topologie diferită a punctelor de sudură. Această topologie se poate vedea în figurile 5.24; 5.27 și 5.28.

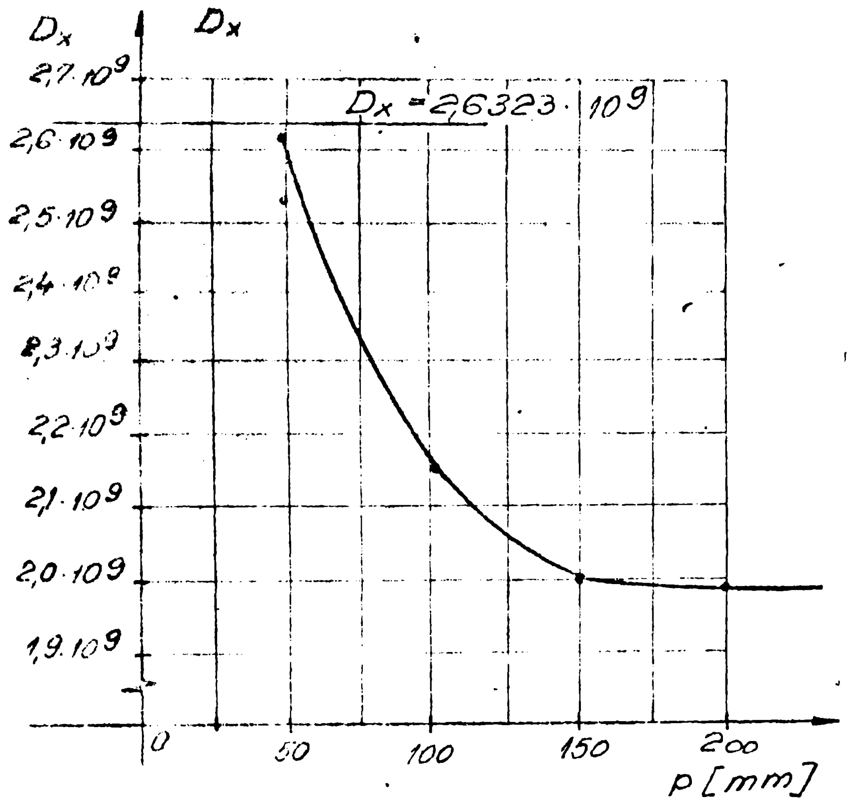


Fig. 5.22

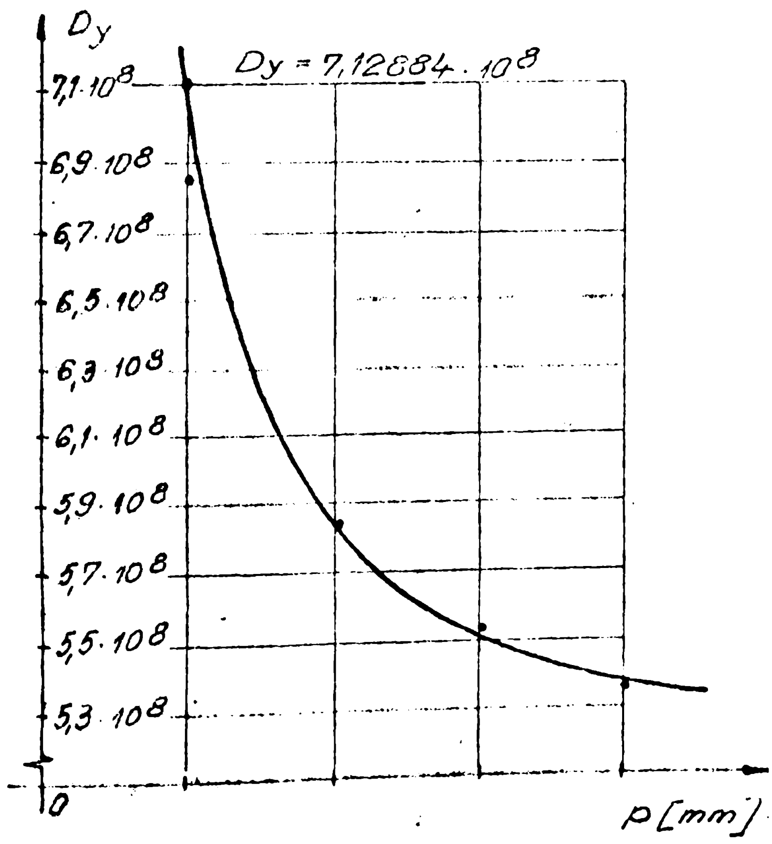


Fig. 5.23

Primul panou sandwich a fost realizat cu două puncte de sudură pe lăţimea cutei la distanţa sau pasul (p=5o mm în lungul cutei miezului fig.5.27b. Al doilea panou a fost realizat cu un punct de sudură pe lăţimea cutei miezului tot la distanţa p=5o mm în lungul cutei. Al treilea, al patrulea şi al cincilea panou s-a executat tot cu un singur punct de sudură pe lăţimea cutei miezului, dar la distanţele (p=1oo mm), (p=15o mm) şi (p=2oo mm) în ordine, iar dispunerea punctelor s-a făcut ca în fig. 5.24 şi fig.5.28. Prima problemă care s-a ridicat a constat în determinarea rigidităţilor la încovoiere după cele două direcţii. Aceste rigidităţi la încovoiere au fost calculate teoretic după teoria generală a plăcilor ortotrope [84],[85] şi au fost determinate experimental în conformitate cu precizārile de mai sus. Rezultatele sînt prezentate în fig.5.22 şi fig.5.23. Din diagramele prezentate în fig.5.22 şi 5.23 se vede clar că rigidităţile la încovoiere sînt substanţial influenţate de modul de realizare şi de pasul punctelor de sudură. Valoarea rigidităţilor calculate teoretic este trecută pe fiecare diagramă ca limită superioară. Rigiditatea la încovoiere a panourilor sandwich scade pe măsură ce creşte pasul (p) dintre punctele de sudură. Comparînd rigiditatea la încovoiere a primelor două panouri cu pasul (p=5o mm) cu un punct de sudură pe lăţimea cutei şi cu două puncte de sudură pe lăţimea cutei a rezultat că panoul cu un singur punct de sudură pe lăţimea cutei este mai rigid decît panoul cu două puncte de sudură pe lăţimea cutei.

Cea mai importantă problemă care s-a pus a fost stabilirea comportării la compresoune a panourilor sandwich şi determinarea forţei critice. Apoi stabilirea modului de executare a învelitori sandwich a paletei OPS. λ =7-D=3om/3oo kW.

Avînd în vedere modul de prindere a tălpilor panourilor sandwich de miez se pune problema comportării acestora între punctele de prindere (a comportării la voalare a tălpilor) şi bine înţeles determinarea efortului unitar critic corespunzător pentru tălpile panourilor sandwich.

Pentru urmărirea acestui fenomen panourile sandwich au fost încercate pe rînd la compresiune critică în standul de încercare la compresiune al Catedrei de construcţii metalice. Schema statică a încercării este simbolizată în fig.5.24 şi ea este o grindă continuă cu două deschideri egale cu 75o mm. Rezemările panoului sandwich sînt articulate. Această schemă s-a considerat ca fiind cea mai apropiată de comportarea reală a panoului în paletă. In paletă panoul sandwich care formează învelitoarea trece continuu peste diafragme care sînt considerate rigide în planul lor dar cu rigiditate nulă în direcţie perpendiculară pe planul lor. Panourile fixate în stand au fost echipate cu fleximetre ca în fig.5.24. Cu ajutorul acestor fleximetre s-au măsurat deplasările punctuale ale suprafeţelor libere a tălpilor panourilor sandwich dintre punctele de sudură. Aceste deplasări calculate prin diferenţe sînt reprezentate grafic în fig.5.24, fig. 5.25 şi fig.5.26. Diagramele deplasărilor punctuale corespund panourile sandwich la care pasul p dintre punctele de sudură este egal cu: p=1oo mm; p=2oo mm şi p= 5o mm.

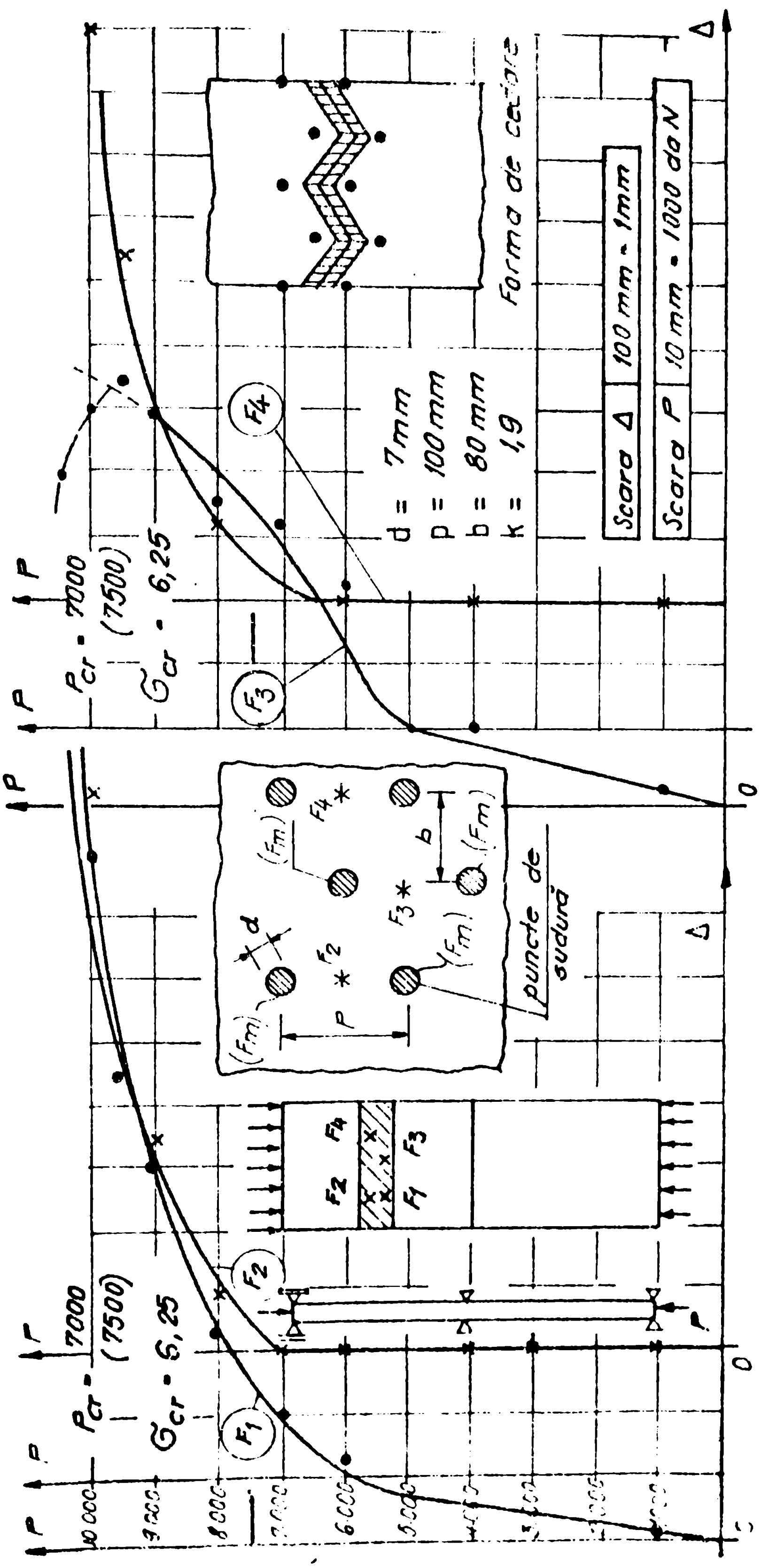

Forma de cedare
d = 7mm
p = 100 mm
b = 80 mm
k = 1,9
Scara Δ 100 mm = 1mm
Scara P 10 mm = 1000 daN
Pcr = 7000 (7500)
σcr = 6,25
puncte de sudură
F1
F2
F3
F4
(Fm)

Fig. 5 24

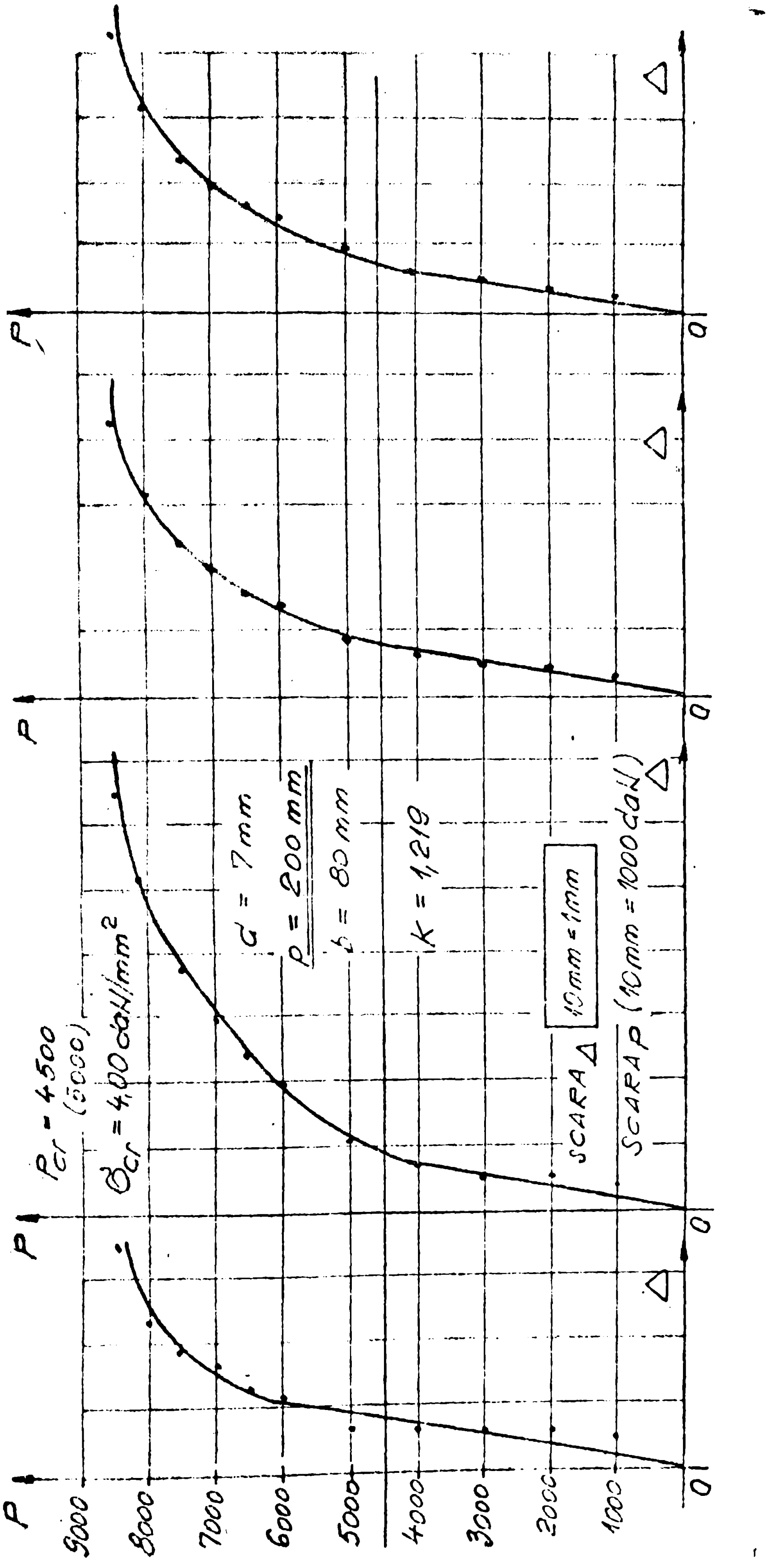


Fig. 5.25

Pe fiecare diagramă este trecută valoarea forţei critice totale la care tălpile panourilor au voalat. De asemenea, este trecută distanţa (b) dintre punctele de sudură în direcţie perpendiculară pe direcţia forţei şi diametrul punctului de sudură (d). Momentul voalării suprafeţelor libere ale tălpii panourilor sandwich dintre punctele de sudură au fost marcate prin deformaţiile măsurate, prin observaţii vizuale atente şi prin zgomotele produse (pocnituri uşoare) din momentul în care panourile de placă au început să voaleze. Deplasările punctuale sînt mici la panoul sandwich cu puncte de sudură la distanţa p=50 mm şi ele cresc odată cu creşterea pasului (p). In schimb forţele critice acad odată cu creşterea pasului dintre punctele de sudură. Suprafeţele libere dintre punctele de sprijinire pot fi considerate ca plăci plane supuse la compresiune şi deci se va avea în vedere paragraful 4.3.3.5; paragraful 4.3.3.4 şi paragraful 4.3.3.6.1.

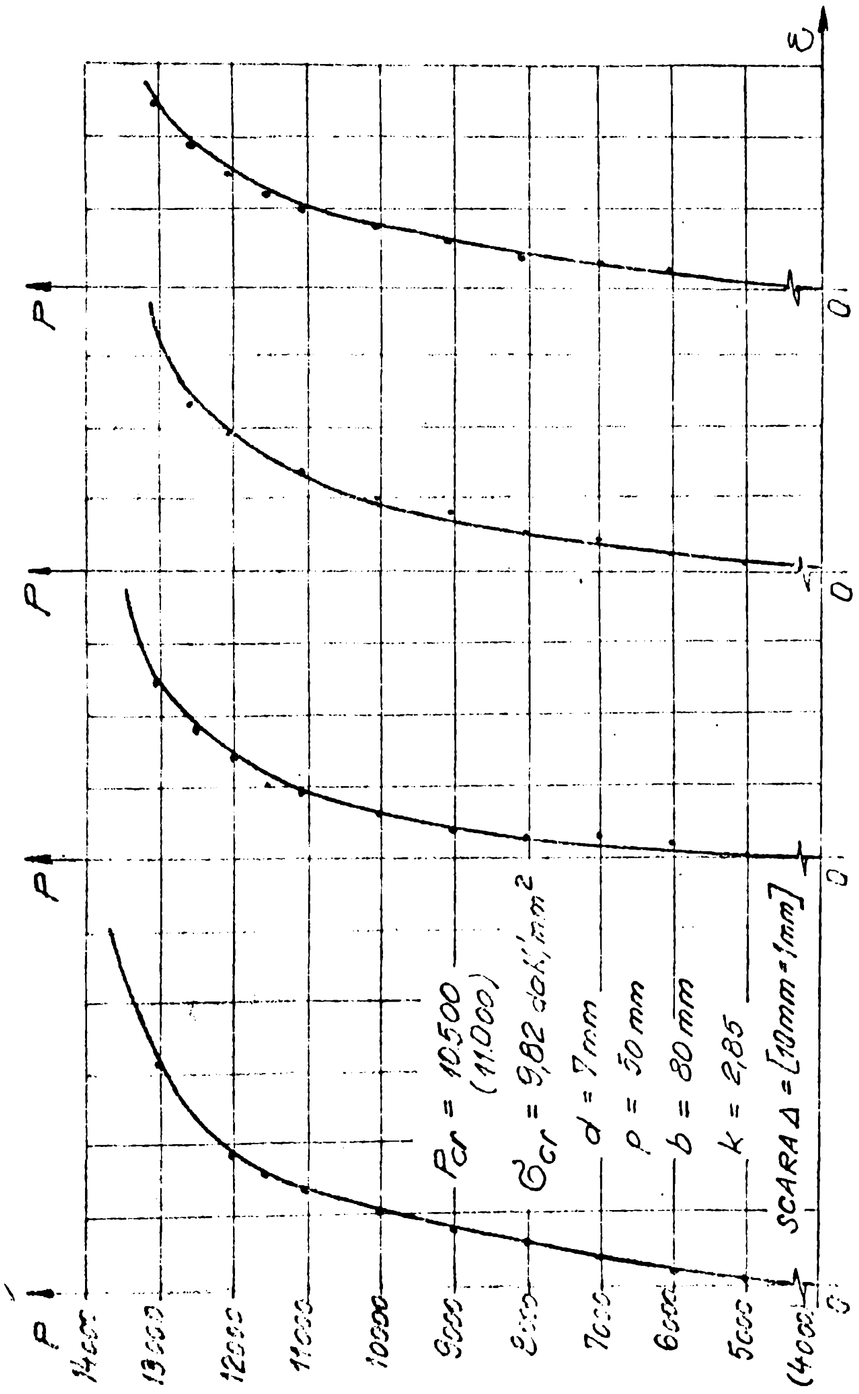


Fig. 5.26

Dacă se analizează topologia punctelor de sudură, respectiv forma plăcilor plane dintre punctele de sudură de pe suprafaţa tălpilor panourilor sandwic constatăm că avem plăci de formă dreptunghiulară (fig.5.27) şi plăci a căror formă este un paralelogram (fig.5.28). Se pune problema să determinăm valoarea efortului unitar critic (σ_{cr}) al acestor plăci. Dacă se ţine seama de precizările paragrafului 4.3.3.6.1. efortul unitar critic se poate determina după relaţia 5.7, respectiv 4.193, în care pentru c se recomandă valori cuprinse între 1 şi 4 funcţie de tehnologie

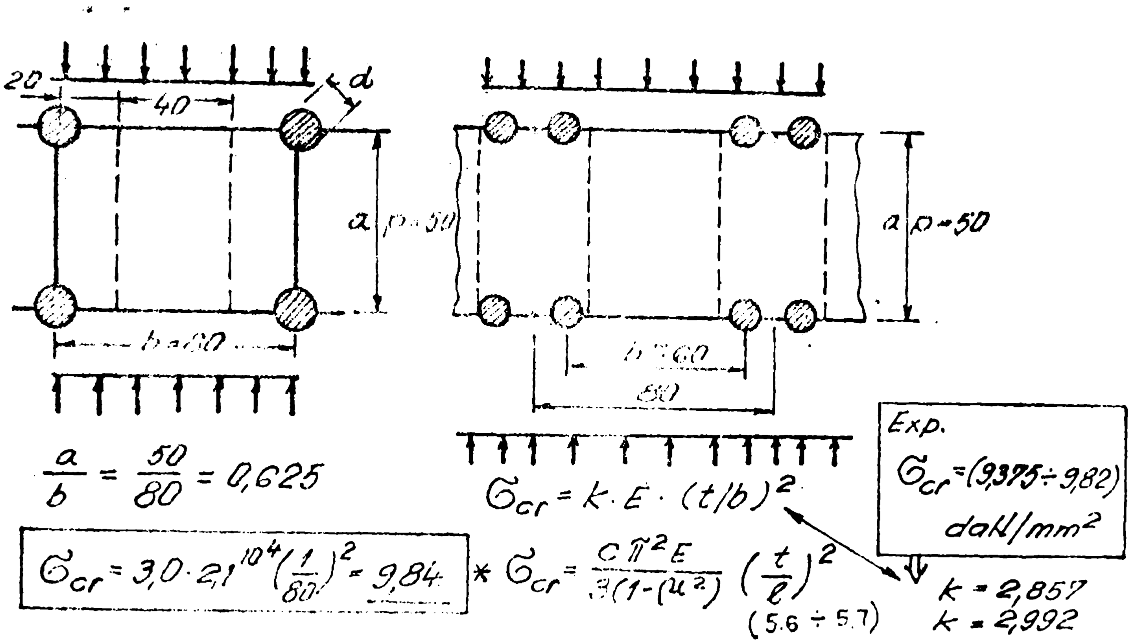


Fig. 5.27

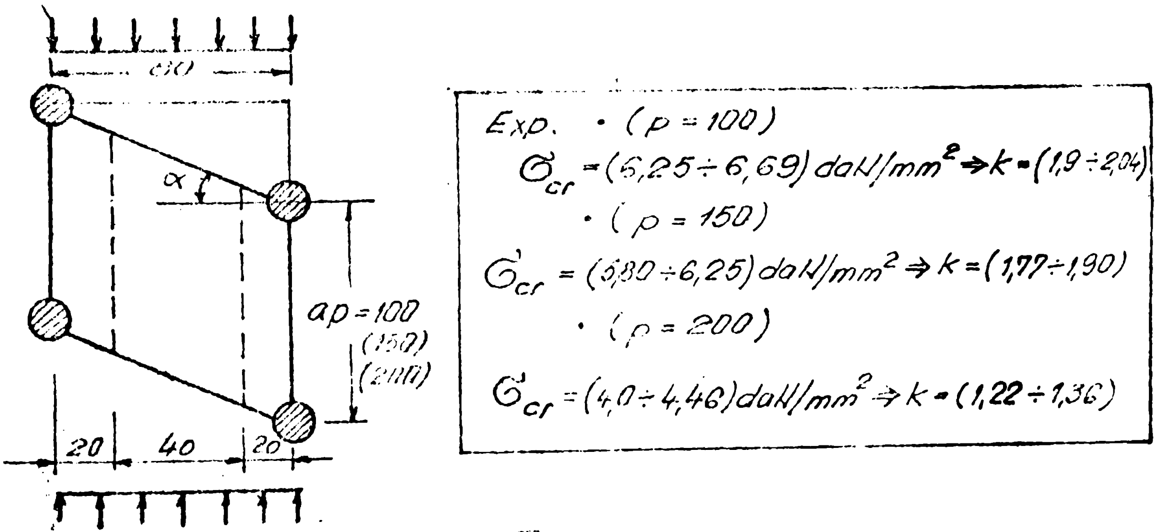


Fig. 5.28

Avînd în vedere relaţia 4.200 din paragraful 4.3.3.6.3. sau relaţia (5.6) care este mai simplă, se tinde spre această relaţie.

In relaţia (5.6) coeficientul (k) este funcţie de tehnologia de execuţie şi de pasul punctelor de sudură. Din încercările experimentale efortul unitar critic la care s-a produs voalarea plăcilor plane dintre punctele de sudură funcţie de pasul (p) este dat în fig.5.27 şi 5.28. Aceste valori scad cu creşterea pasului (p) dintre punctele de sudură. Dacă pentru calculul efortului unitar critic (σ_{cr}) se aplică relaţia (5.6) atunci (k) trebuie să aibă valorile date în fig.5.27 şi 5.28 şi respectiv variaţia din fig.5.29. Această variaţie este dată funcţie de pasul (p) al punctelor de sudură. Valoarea maximă a acestui coeficient este aproximativ 3,o ceea ce ar corespunde la fixarea prin simplă rezemare a acestor plăci.

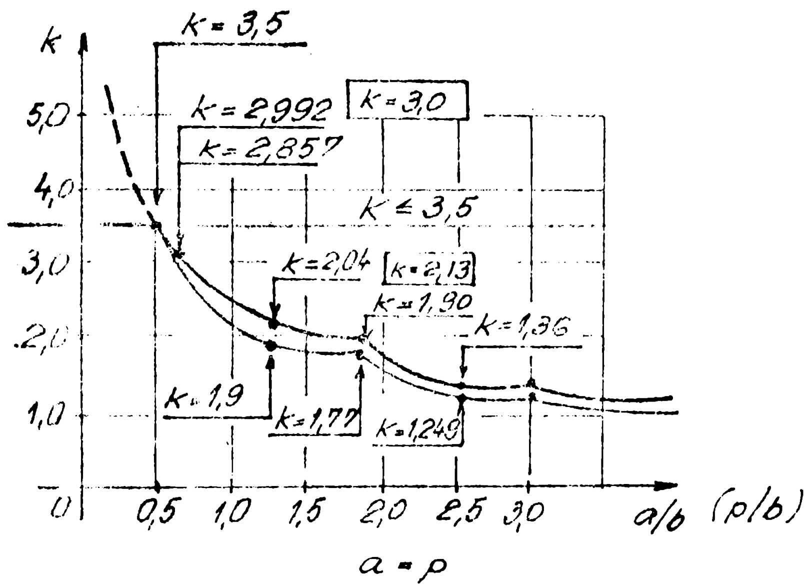


Fig. 5.29

După analizarea şi stabilirea comportării tălpilor panourilor sandwich pe suprafeţele libere dintre punctele de sudură, ne interesează comportarea de ansamblu a întregii structuri sandwich şi stabilirea limitei critice $(\sigma_{cr})_T$. In cadrul încercărilor experimentale, s-a măsurat forţa critică $(P_{cr})_T$ pentru fiecare panou sandwich. Rezultatele acestor încercări sînt prezentate

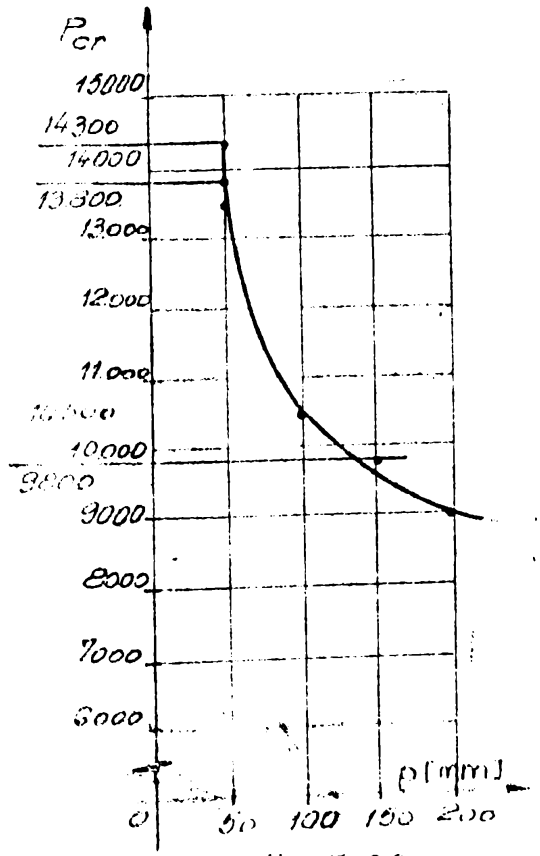


Fig. 5.30

în fig.5.3o unde şi poate constata că şi forţa critică este influenţată substanţial de pasul (p) dintre punctele de sudură. Pentru panourile sandwich cu pasul (p=5omm) dar executate cu un punct de sudură şi respectiv cu două puncte de sudură, forţa critică maximă, a fost înregistrată la pnoul sandwich cu un singur punct de sudură pe lăţimea cutei. Făcînd o analiză amănunţită a celor de mai sus şi calculînd tensiunea efectivă (σ_{ef}) în fiecare panou atît în momentul în care tălpile îşi pierd stabilitatea cît şi la atingerea forţei critice

$(P_{cr})_T$ corespunzătoare pierderii stabilității ansamblului, se constată că $(\sigma_{cr})_T$ al panourilor sandwich diferă substanțial.

Dacă se consideră că, după pierderea stabilității tălpilor, întreaga forță este preluată numai de miezul format din tabla cutată, atunci $(\sigma_{cr})_{TC}$ pentru panourile sandwich la care pasul dintre punctele de sudură este (p=5o mm) este mult mai mare decît la celelalte panouri (fig.5.31). Pentru panourile sandwich la care pasul este = 5o mm tensiunea critică este $(\sigma_{cr})_{TC(p=50)} = 29,8$ daN/mm^2 respectiv 29,1 daN/mm^2. Pentru panourile la care pasul (p) crește aceste tensiuni critice au

p [mm]	P [daN]	σ_t $(\sigma_{cr})_t$ [daN/mm²]	σ_{TC} $(\sigma_{cr})_{TC}$	σ_{ef} / PANOU
50		(9,375)	55	
	10500	9,375	9,375	9,375
	11000	9,82	9,82	9,82
	12000	–	25,0 !	
	14000	–	29,1 !	
	14300	–	29,8 !	
100	7000	6,25	6,25	6,25
	7500	6,69	6,69	6,69
	8000	–	16,67	
	10000	–	20,8	
	10.500	–	21,88	

cît lucrează din tălpi cu tabla cutată

$b_e = 1,9t\sqrt{E/\sigma}$ (5.8)

$b_e = 30t$ (5.9)

$b_{ech} = b_e\sqrt{\dfrac{\sigma_{cr}(t)}{\sigma_{(e)}}}$ (5.10)

$\Rightarrow b_{ech} = 29,16 \cong (30t)$

$\sigma_{cp} = 20,0$ daN/mm^2

$P_{cr} = k^* \pi^2 D/b^2$ (5.11)

$P_{cr(E)} = k^e \dfrac{\pi^2 EI}{\ell_f^2}$ ⊗ (5.12)

Fig. 5.31

următoarele valori: $(\sigma_{cr})_{TC(p=100)} = 21,88$ daN/mm^2; $(\sigma_{cr})_{TC(p=150)} = 20,4$ daN/mm^2; $(\sigma_{cr})_{TC(p=200)} = 18,75$ daN/mm^2.

In relațiile de mai sus prin $(\sigma_{cr})_{TC}$ se înțelege tensiunea critică din tabla cutată care ar prelua întreaga forță după ce tabla lisă și-a pierdut stabilitatea. Cele de mai sus nu pot fi adevărate fiindcă ar însemna că aceeași tablă cutată (care

BUPT

De aici rezultă că la panourile sandwich la care distanţa dintre punctele de sudură (p) este egală cu 5o mm alături de tabla cutată, a cărei limită de stabilitate locală este 55 daN/mm^2, mai lucrează şi o parte din tălpile panourilor sandwich. Se pune întrebarea cît lucrează din aceste tălpi? Care este lăţimea echivalentă (lăţimea care lucrează în jurul şirului de puncte de sudură) şi cît de mare este efortul unitar la care a avut loc cedarea structurii ţinînd seama de conlucrare?

Dacă se are în vedere relaţia 5.8 în care avem două necunoscute lăţimea echivalentă(b_e) şi efortul unitar efectiv(σ)prin încercări plecînd pentru început de la(b_e = 3o t) se determină efortul unitar (σ),iar cu relaţia 5.8 rezultă (b_e= 61,78 mm.) Această lăţime echivalentă a fost redusă ţinînd seama de modul de realizare a învelitorii după relaţia 5.1o fig.5.31. In relaţia 5.1o $\sigma_{cr(t)}$ reprezintă efortul unitar critic pe care-l poate prelua talpa panoului sandwich iar $\sigma'(\ell)$ este efortul unitar din tabla cutată. Efortul unitar $\sigma_{cr(t)}$ s-a calculat pentru tălpile panoului sandwich după relaţia 5.6 din fig.5.27. Iar $\sigma'(\ell)$ este efortul unitar din tabla cutată calculat ţinînd seama de lăţimea echivalentă (b_e=3ot). In baza relaţiei 5.1o rezultă lăţimea echivalentă efectivă (b_{ech}= 29,16 mm = 3o t)- pentru cazul panoului sandwich la care pasul dintre punctele de sudură este(p= 5o mm).

Efortul unitar efectiv (σ'_{ef}) din panoul sandwich în momentul cedării dacă se ţine seama de lăţimea de conlucrare (b_{ech}) calculată mai sus este σ'_{ef}= 2o daN/mm^2.

Acest efort unitar corespunde cu efortul unitar efectiv la care au cedat şi panourile celelalte la care pasul (p=1oomm+ 2oo mm). Deci

σ_{ef}= (σ_{cr}) ≅ 2o,o daN/cm^2

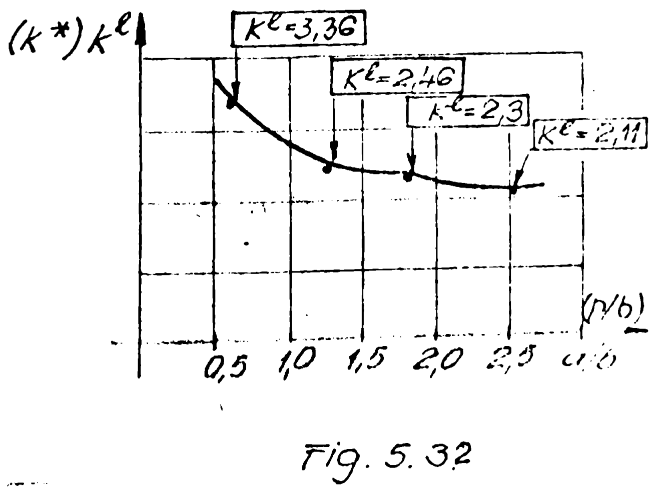


Fig. 5.32

Dacă pentru calculul forţei critice, în cazul panourilor încercate, se admite o relaţie de forma 5.12 şi se iau valorile forţei critice ($P_{cr})_T$ cele la care au cedat panourile,rezultă valoarea constantei (k^e), valoare reprezentată grafic în fig.5.32. Aceste forţe critice $(P_{cr})_T$ sînt forţe critice de interacţiune, iar ($\sigma_{cr})_T$ corespunzător se determină ţinînd seama de lăţimile echivalente (b_{ech}) din tălpi care lucrează împreună cu miezul. Miezul panourilor sandwich format din tablă cutată a fost conceput astfel încît să lucreze cu întreaga secțiune transversală. In fig.5.33,5.34 și 5.35 sînt date aspecte din timpul încercării panourilor sandwich. Aceste aspecte corespund diferitelor trepte de încărcare mai mari ca încărcarea la care a avut loc voalarea tălpilor. Din aceste figuri se vede modul de lucru al panoului după cedarea tălpilor

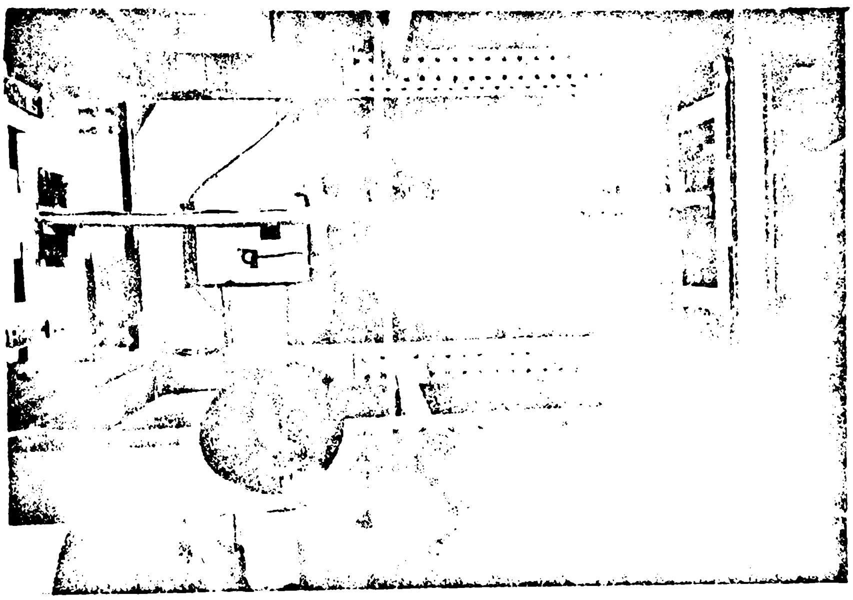


Fig. 5.33

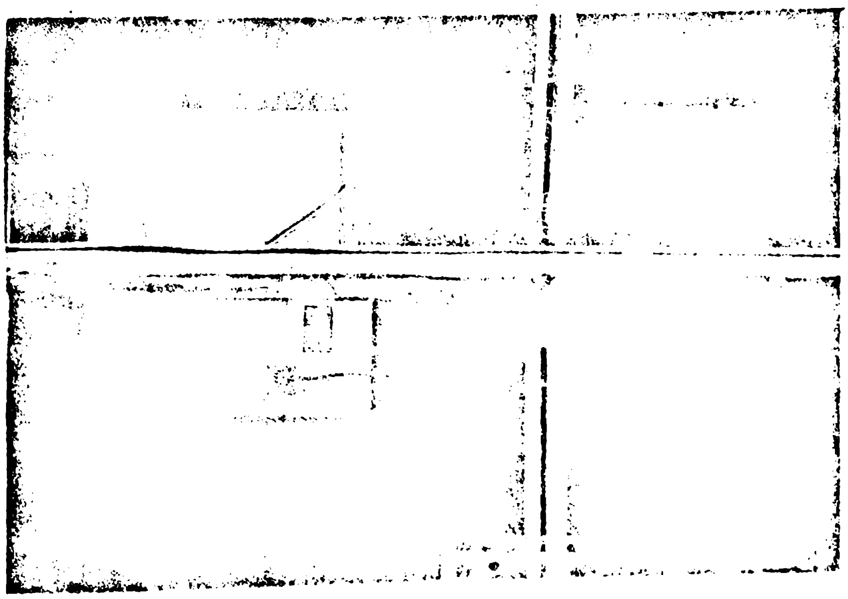


Fig. 5.34

prin voalare (la panourile la care pasul (p) este mai mare decît 50 mm). Din analiza comportării panourilor sandwich în timpul încercărilor experimentale și în baza rezultatelor acestor încercări se desprind următoarele:

1. panoul sandwich realizat prin electronituire cu un singur punct de sudură pe lățimea cutei miezului și la distanța (p= 50 mm) în lungul cutei s-a comportat cel mai bine la compresiune centrică;

2. plăcile plane dintre punctele de sudură de pe

suprafaţa celor două tălpi lucrează şi în domeniul post voalat cu o lăţime echivalentă (b_{ech}). La panourile la care distanţa(p) dintre punctele de sudură este egală cu 5o mm (b_{ech}= 3ot); pentru alte distanţe dintre punctele de sudură lăţimea echivalentă şi deci $(\sigma_{cr})_T$ se determină ţinînd seama de relaţiile (5.8÷5.1o) respectiv relaţia 5.12 şi(k^e)din fig. 5.32;

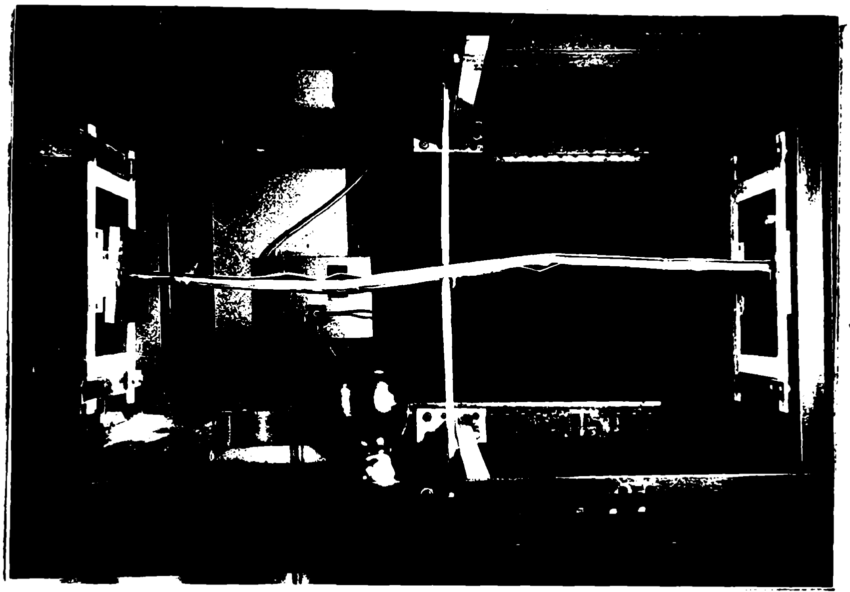


Fig. 5.35

3) privitor la realizarea învelitorii paletei OPS-λ=7-D= =3om/3oo kW aceasta se execută din panouri tip sandwich la care distanţa dintre punctele de sudură este p $\leq$ 5omm şi un singur punct de sudură pe lăţimea cutei miezului;

4. pentru verificarea de stabilitate a învelitorii paletei OPS λ =7-D = 3o m/3oo kW efortul normal unitar va fi limitat la $\sigma_{cr(t)}$= 9,84 daN/mm^2, adică la efortul unitar critic de pierdere a stabilităţii tălpilor panourilor sandwich. In cazul încărcărilor din ipoteza a IV-a se poate admite depăşirea efortului unitar critic $\sigma_{cr(t)}$ dar nu se va accepta atingerea efortului unitar $(\sigma_{cr})_T$ la care structura s-ar distruge.

5.7. Cercetări experimentale privind calculul dinamic al paletelor pentru aerogeneratoare cu ax orizontal [86]

Pentru stabilirea pulsaţiilor proprii ale structurii paletei şi domeniul de frecvenţă al oscilaţiilor proprii s-a aşezat paleta SK 1-CM pe masa vibrantă fig.5.36 şi cu ajutorul a două traductoare de tipul KD 35 (din care unul a fost montat pe suportul de prindere al paletei în masa vibrantă iar celălalt a fost fixat pe paletă în mai multe puncte) s-au măsurat amplitudinile mişcării pe verticală. Traductorul (T_1) montat pe masa de vibraţii, ca

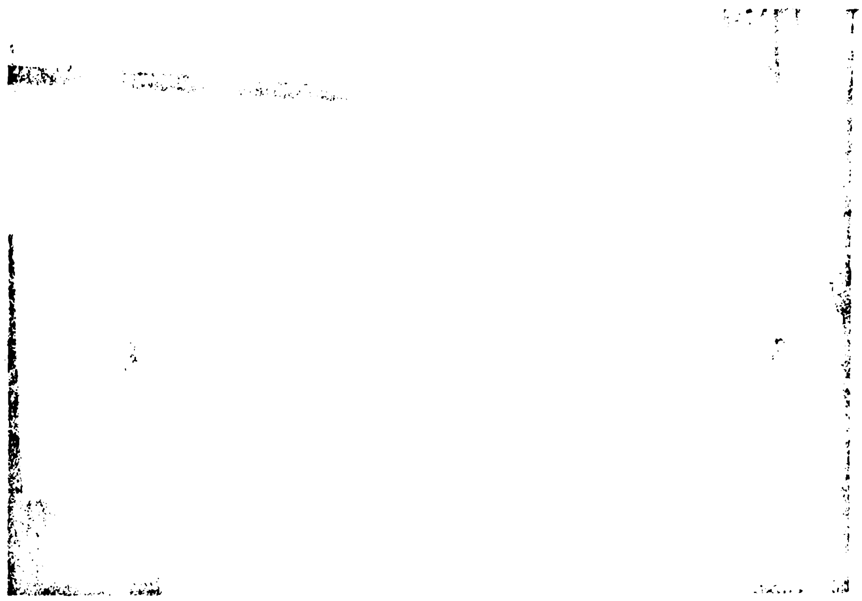


Fig. 4.

traductor etalon şi traductorul T_2 montat pe paletă ca traductor de măsurare a amplitudinilor mişcării au servit la determinarea frecvenţelor de rezonanţă a structurii. Frecvenţele de rezonanţă s-au obţinut prin măturarea gamelor de frecvenţă de la 3,5 Hz ÷ 60 Hz. Frecvenţele modurilor proprii de vibraţii pentru paleta SK 1 sînt: 4,5Hz pentru modul unu de vibraţie; 12,3 Hz pentru modul doi de vibraţie; 23,5 Hz pentru modul trei de vibraţie. Aceste frecvenţe se aliniază la frecvenţele calculate numeric cu programul SAP o51. In cele de mai sus paleta a fost considerată prinsă rigid ca o consolă. Problemele dinamice care urmează să se abordeze în viitor sînt de natura răspunsului dinamic a întregii structuri stîlp de susţinere-nacelă-paletă.

CAPITOLUL 6

CONSIDERATII DE VERIFICARE A JUSTETEI CALCULELOR PALETEI SK 3- λ =4-Mo1-D = 3o m/3oo kW IN BAZA CERCETARILOR EXPERIMENTALE EFECTUATE PE UN MODEL DIN MATERIAL PLASTIC

6.1. Necesitatea studiului pe modele şi elemente de teoria generală a similitudinii

Utilizarea modelelor în proiectarea şi conceperea structurilor s-a dovedit foarte fructuasă atît în cazul structurilor cu comportare elastică cît şi a structurilor realizate din alte tipuri de materiale ale căror proprietăţi se îndepărtează de ipotezele mecanicii construcţiilor. Modelarea structurilor cu o configuraţie complexă şi a celor care sînt supuse la un ciclu de solicitări mai puţin uzual este imperios necesară. Studiul pe modele oferă mai cu seamă datorită dezvoltării rapide a tehnicii de măsurare, rezultate care în cele mai multe cazuri au clarificat fenomenele care au dus la avarii, chiar şi în construcţii, dimensionate în concordanţă cu principiile mecanicii construcţiilor. Modelarea structurilor de rezistenţă conduce la rezolvarea a numeroase probleme, dificil de abordat teoretic, cum ar fi: stabilirea schemelor de distribuţie şi a mărimilor celor mai probabile ale acţiunilor; calculul eforturilor în diferite secţiuni ale elementelor structurii studiate; stabilirea experimentală a distribuţiei eforturilor unitare în diferitele secţiuni ale elementelor structurii; stabilirea stărilor limită ale capacităţii portante şi ale exploatării normale.

Pentru paletele aerogeneratorului cu ax orizontal s-a procedat atît la modelarea directă (scara 1:1) cît şi la o modelare indirectă. Modelarea directă constînd din aceea că modelul s-a executat din acelaşi material cu prototipul. Modelarea indirectă a fost considerată în cazul în care modelul a fost realizat dintr-un material diferit de prototip, [89],[9o],[91], de exemplu paleta PAFS [52],[86].

In [86],[89] modelul a fost considerat ca realizat din materiale plastice armate cu fibre de sticlă iar prototipul a fost realizat din oţel.

Modelul de fapt, constituie o paletă cu diametrul D=1o m realizată din poliesteri armaţi cu fibre de sticlă (PAFS).

Legile generale care guvernează studierea structurilor cu ajutorul modelelor sînt date în teoria generală a similitudinii. Similitudinea este caracterizată prin aceea că modelul şi prototipul fac parte din acelaşi domeniu al fizicii, iar relaţiile care descriu fenomenele prototipului şi ale modelului sînt identice ca formă. In cadrul similitudinii se defineşte coeficientul de similitudine (S) ca fiind raportul dintre două mărimi geometrice, fizice, mecanice, fizico-mecanice, etc, aparţinînd prototipului şi respectiv modelului. Acest coeficient de similitudine reprezintă scara de transformare a mărimii de la prototip la model. Condiţiile de similitudine pot fi găsite prin aplicarea a două metode: metoda analizei dimensionale şi metoda studiului ecuaţiilor fizice [91].

1. Metoda analizei dimensionale

Aplicarea metodei analizei dimensionale în teoria similitudinii se bazează pe folosirea a două teoreme ale lui Buchingham [92] [91]. Prima teoremă a lui Buchingam este enunţată astfel: Dacă ecuaţia

$$F(y_1, y_2, y_3, --- y_n) = o \qquad (6.1)$$

reprezintă o lege a fizicii, atunci cînd se poate forma orice număr de produse exponenţiale adimensionale E, reprezentînd o mulţime de produse, mulţimea este denumită completă dacă fiecare produs al ei este independent de celelalte şi orice alt produs depinde de produsele cuprinse în mulţimea completă. O mulţime completă se compune din (K) produse adimensionale

$$k = n-r \qquad (6.2)$$

unde (n) este numărul variabilelor y, iar (r) este rangul matricei adimensionale a mărimilor fundamentale folosite.

A doua teoremă este enunţată în modul următor:

Pentru ecuaţia (6.1) produsele exponenţiale adimensionale care intră în componenţa unei mulţimi complete, se scriu sub forma:

$$\emptyset\ (E_1, E_2, \ldots, E_{k-1}, E_k) \quad 0 \qquad (6.3)$$

sau în raport cu unul din produsele E_k:

$$E_k=\varnothing_1 (E_1, E_2,\dots,E_{k-1}) = 0 \qquad (6.4)$$

care pentru prototip va avea forma:

$$E_k^p =\varnothing_1(E_1^p, E_2^p,\dots,E_{k-1}^p) = 0 \qquad (6.5)$$

iar pentru model:

$$E_k^m = \varnothing_1(E_1^m , E_2^m,\dots, E_{k-1}^m) =0 \qquad (6.6)$$

Dacă între model și prototip există relații de similitudine, coeficientul de similitudine va fi:

$$S_{E_k} = \frac{E_k^p}{E_k^m} = \frac{\varnothing_1(E_1^p, E_2^p,\dots,E_{k-1}^p)}{\varnothing_1(E_1^m, E_2^m,\dots,E_{k-1}^m)} = \text{const.} \qquad (6.7)$$

Condiția 6.7 este întotdeauna satisfăcută dacă produsele (E_k) satisfac relațiile:

$$E_1^p = E_1^m ; E_2^p = E_2^m;\dots; E_k^p = E_k^m; \qquad (6.8)$$

din care rezultă că produsele E_k sînt invarianții similitudinii.

2. Metoda studiului ecuațiilor fizice

Această metodă pleacă de la considerentul că prototipul și modelul se află într-o anumită stare de comportare și se enunță astfel:

Dacă se consideră prototipul și modelul într-o anumită stare de comportare, atunci ecuațiile care descriu această stare sînt:

$$F(y_1^p, y_2^p, y_3^p,\dots,y_n^p) = 0 \qquad (6.9a) \text{ și}$$

$$F'(y_1^m, y_2^m, y_3^m,\dots, y_n^m) = 0 \qquad (6.9b)$$

Printr-o transformare afină, în baza condițiilor de similitudine, ecuația (6.9a) se poate scrie în funcție de ecuația (6.9b) astfel:

$$F(S_1\cdot y_1^m, S_2\cdot y_2^m,\dots,S_n\cdot y_n^m) = 0 \qquad (6.9c)$$

unde coeficientul de similitudine este:

$$S_1 = \frac{y_1^p}{y_1^m} ; \ldots ; S_n = \frac{y_n^p}{y_n^m} \qquad (6.10)$$

Dacă asupra ecuaţiilor (6.9b) şi (6.9c) se pune condiţia de omogenitate, care propune ca cele două ecuaţii să fie satisfăcute simultan de valorile (y_1) astfel ca:

$$F(S_1 \cdot y_1^m, S_2 y_2^m, \ldots, S_n y_n^m) = (S_1, S_2, \ldots, S_n) F'(y_1^m, y_2^m, \ldots, y_n^m) \qquad (6.11)$$

Atunci relaţia (6.11) poate fi folosită pentru stabilirea condiţiilor de similitudine.

6.2. Prezentarea paletei SK 3-λ=4-D=30 m/300 kW şi a modelului (PAFS)

Paleta SK3-λ=4-D=30 m/300 kW are o structură asemănătoare cu paleta SK3-λ=7-D=30 m/300 kW, numai că dimensiunile de gabarit (lungimea coardei, grosimea profilului) sînt mai mari. Date referitoare la dimensiunile geometrice şi de gabarit se pot obţine din paragraful 4.4.5 şi din [2],[39],[41],[52],[54] .

Distribuţia presiunilor din vînt (Δp) în lungul paletei şi în sens transversal corespund valorilor prezentate în [78],[54] [52] . Lungimea paletei SK 3-λ=4-D = 30m/300 kW de la flanşa de prindere pe butucul rotorului pînă la vîrf este (ℓ =12400 mm). Calculul automat cu programul de calcul SAP 091 făcut pentru paleta SK 3-λ=4-D=30 m a fost prezentat în paragraful 4.4.5. Valorile deplasărilor punctuale şi a eforturilor unitare sînt date în fig.4.52, fig.4.53 şi fig.4.54.

Modelul experimental PAFS/D=10 m, este tot o paletă pentru aerogenerator cu profil dublu convex închis prinsă rigid în rotor, [86] situată în condiţii de similitudine geometrică, mecanică, aerodinamică şi de rezistenţă în raport cu paleta din oţel, SK3-λ= 4-D = 30 m. Modelul are dimensiuni sensibil mai mici, fapt care înlesneşte efectuarea cercetărilor experimentale. Este alcătuit dintr-o pînză autoportantă închisă, de formă aerodinamică, confecţionată din material plastic armat cu fibre de sticlă, cu ţesături de tip mat-roving. Curba caracteristică a materialului (PAFS) este uşor neliniară (pînă la ε =1%) după care urmează o lege practic liniară. Materialul se pretează bine la un calcul liniarizat pînă în apropierea limitei de rupere.

Lungimea modelului este (ℓ=37oo mm), Incărcarea avută în vedere, corespunzătoare diferenţelor de presiune cumulate, Δp realizată experimental, variază similar cu încărcarea pe paleta din metal SK3-λ=4-D =3o m, [54],[86].

Modelul PAFS/D= 1om a fost încercat static în laboratorul Catedrei de construcţii metalice la 12 trepte de încercare cu următoarele valori (P^{t}_{mp} = 1oo, 2oo,...,12oo daN). Modelarea încărcării a fost realizată cu săculeţi cu nisip de greutăţi corespunzătoare. S-au măsurat electrotensometric deformaţiile specifice, în regim static, necesare determinării eforturilor unitare pe o reţea de traductori electrici rezistivi, orientaţi în lungul anvergurii [86].

Eforturile unitare obţinute experimental au fost reprezentate grafic pentru toate treptele de încărcare şi în toate secţiunile caracteristice. Diagramele de variaţie şi mărimile acestor eforturi sînt prezentate în[86].

Valorile maxime a eforturilor unitare normale apar în secţiunile corespunzătoare raportului, z:l = 4560:124oo=o,368, pentru paleta SK 3-λ=4-D=3o m/3oo kW şi respectiv, z:l =1335:37oo = = o,361, pentru modelul PAFS. In cele de mai sus (z) este distanţa de la faţa flanşei pînă la secţiunea de verificare, iar(ℓ) reprezintă lungimea totală a paletei respectiv a modelului.

Valorile eforturilor unitare normale corespunzătoare acestor secţiuni sînt date în tabelul 6.1, pentru modelul PAFS corespunzător treptei P_t= 7o5 daN, iar pentru paleta SK3-λ=4-D=3o m/3ookW corespunzător presiunii vîntului cu viteza v=16 m/s.

6.3. Criterii şi scări de modelare, relaţii de transformare, consideraţii asupra justeţei calculelor

Pentru concluzionare asupra gradului de aproximare a modului fizic ales şi asupra justeţei rezultatelor furnizate de calculator ca urmare a fineţei de discretizare folosită la paleta SK3-λ= =4-D = 3om/3oo kW, aceasta trebuie transformată într-o paletă echivalentă modelului, PAFS/D=1om, încercat experimental. Relaţiile de transformare se obţin în baza relaţiilor fundamentale, cunoscute, ale Rezistenţei materialelor.

$$\sigma = \sigma_{M_x} + \sigma_{M_y} + \sigma_{\bar{\omega}} \qquad (6.12)$$

$$\sigma_{M_x} = \frac{M_x}{I_x}y; \quad \sigma_{M_y} = \frac{M_y}{I_y}x; \quad \sigma_{\bar\omega} = \frac{B_{\bar\omega}}{I_{\bar\omega}}\bar\omega \qquad (6.13...6.15)$$

Nu se fac referiri la valorile eforturilor unitare tangențiale deoarece mărimea acestora (depistată experimental) este nesemnificativă.

Aplicînd relațiile (6.13...6.15) în mod succesiv celor două palete se obțin relațiile de transformare și scările de modelare, necesare interpretării rezultatelor:

- pentru acțiunea momentului încovoietor (M_x)

$$(\sigma_{M_x})_{mp} = \frac{(M_x)_{mp}}{(I_x)_{mp}} y_{mp} = \frac{(P_y)_{mp} \cdot b_{mp}}{(I_x)_{mp}} \cdot y_{mp}$$

$$(\sigma_{M_x})_o = \frac{(M_x)_o}{(I_x)_o} y_o = \frac{(P_y)_o \cdot b_o}{(I_x)_o} y_o$$

$$\frac{(\sigma_{M_x})_{mp}}{(\sigma_{M_x})_o} = \frac{(P_y)_{mp}}{(P_y)_o} \cdot \frac{b_{mp}}{b_o} \cdot \frac{(I_x)_o}{(I_x)_{mp}} \cdot \frac{y_{mp}}{y_o}; \quad S\sigma_{M_x} = \frac{S_{P_y} \cdot S_b \cdot S_\ell}{S_{I_x}} \qquad (6.1$$

$$(\sigma_{M_x})_{mp} = \frac{S_{P_y} \cdot S_b \cdot S_\ell}{S_{I_x}} (\sigma_{M_x})_o = S\sigma_{M_x} \cdot (\sigma_{M_x})_o \qquad (6.1$$

unde indicii "O" și "mp" se referă la paleta din oțel (SK3-λ= =4-D-30 m/300 kW) respectiv la modelul din material plastic (PAFS/[illegible]lcm); termenii S_{P_y}, S_b, S_ℓ, S_{I_x}, $S\sigma_{M_x}$ - sînt scările încărcării rezultante (totale), a brațelor încărcărilor rezultante, a lungimilor, a momentelor de inerție și a eforturilor unitare normale, pentru încovoiere în jurul axei x-x. Aceste scări sînt date de relațiile:

$$S_{P_y} = \frac{(P_y)_{mp}}{(P_y)_o}; \quad S_b = \frac{b_{mp}}{b_o}; \quad S_\ell = \frac{y_{mp}}{y_o}$$

$$S_{I_x} = \frac{(I_x)_{mp}}{(I_x)_o}; \quad S\sigma_{M_x} = \frac{(\sigma_{M_x})_{mp}}{(\sigma_{M_x})_o} \qquad (6.18...6.22)$$

- pentru acțiunea momentului încovoietor (M_y)

$$S\sigma_{M_y} = \frac{S_{P_x} \cdot S_b \cdot S_\ell}{S_{I_y}} \qquad (6.23)$$

$$(\sigma_{M_y})_{mp} = \frac{S_{p_y} \cdot S_b \cdot S_\ell}{S_{I_y}} (\sigma_{M_y})_o = S\sigma_{M_y} (\sigma_{M_y})_o \qquad (6.24)$$

unde: S_P, S_b, S_ℓ, S_{I_y}, $S\sigma_{M_y}$ - sînt scările încărcării rezultante, lungimilor, momentelor de inerţie şi eforturilor unitare normale, pentru încovoierea în jurul axei y-y. Aceste scări, sînt date de relaţiile:

$$S_{P_x} = \frac{(P_x)_{mp}}{(P_x)_o} ; \quad S_\ell = \frac{x_{mp}}{x_o} ; \quad S_{I_y} = \frac{(I_y)_{mp}}{(I_y)_o} ; \quad S\sigma_{M_y} = \frac{(\sigma_{M_y})_{mp}}{(\sigma_{M_y})_o}$$

(6.25...6.28)

- pentru acţiunea bimomentului $B_{\bar{\omega}}$ introdus de răsucirea împiedicată a secţiunii închise, dublu conexe:

$$(\sigma_{\bar{\omega}})_{mp} = \frac{(B_{\bar{\omega}})_{mp}}{(I_{\bar{\omega}})_{mp}} \cdot \bar{\omega}_{mp} ; \quad (\sigma_{\bar{\omega}})_o = \frac{(B_{\bar{\omega}})_o}{(I_{\bar{\omega}})_o} ;$$

$$\frac{(\sigma_{\bar{\omega}})_{mp}}{(\sigma_{\bar{\omega}})_o} = \frac{(B_{\bar{\omega}})_{mp}}{(B_{\bar{\omega}})_o} \cdot \frac{\bar{\omega}_{mp}}{\bar{\omega}_o} \cdot \frac{(I_{\bar{\omega}})_o}{(I_{\bar{\omega}})_{mp}} ; \quad S\sigma_{\bar{\omega}} = \frac{S_{B\bar{\omega}} \cdot S_{c\bar{\omega}}}{S_{I\bar{\omega}}} \qquad (6.29)$$

$$(\sigma_{\bar{\omega}})_{mp} = \frac{S_{B\bar{\omega}} \cdot S_{c\bar{\omega}}}{S_{I\bar{\omega}}} \cdot (\sigma_{\bar{\omega}})_o = S\sigma_{\bar{\omega}} \cdot (\sigma_{\bar{\omega}})_o \qquad (6.30)$$

unde: $S_{B\bar{\omega}}$; $S_{c\bar{\omega}}$; $S_{I\bar{\omega}}$; $S\sigma_{\bar{\omega}}$ sînt scările bimomentelor coordonatelor sectoriale, momentelor de inerţie sectoriale şi a eforturilor unitare normale sectoriale.

Aceste scări sînt date de relaţiile:

$$S_B = \frac{(B_{\bar{\omega}})_{mp}}{(B_{\bar{\omega}})_o} ; \quad S_{c\bar{\omega}} = \frac{\bar{\omega}_{mp}}{\bar{\omega}_o} ; \quad S_{I\bar{\omega}} = \frac{(I_{\bar{\omega}})_{mp}}{(I_{\bar{\omega}})_o} ; \quad S\sigma_{\bar{\omega}} = \frac{(\sigma_{\bar{\omega}})_{mp}}{(\sigma_{\bar{\omega}})_o}$$

(6.31...6.34)

Cunoaşterea scărilor (6.18...6.22), (6.25...6.28) şi (6.31...6.34), necesită în afara mărimilor uşor calculabile determinarea caracteristicilor geometrice ale secţiunii transversale dublu conexe, I_x, I_y, ω, $I_{\bar{\omega}}$, precum şi calculul bimomentelor ($B_{\bar{\omega}}$) atît pentru paleta din oţel, cît şi pentru modelul din material plastic. Momentele de inerţie I_x şi I_y s-au calculat numeric, în baza formulelor clasice, cu ajutorul calculatorului electronic.

Coordonata sectorială principală, $\bar{\omega}$, s-a calculat după teoria răsucirii împiedicate a profilelor închise dublu conexe [56],[59] cu pereţi subţiri, cu relaţiile:

$$\omega = \int_0^s r\,ds;\quad \rho = \frac{\Omega}{\oint \frac{ds}{t}}\quad;\quad \bar{s} = \int_0^s \frac{ds}{t}\quad;\quad \bar{\omega} = \omega - \rho\bar{s} \tag{6.35}$$

în care $\bar{\omega}$ are polul în centrul de răsucire definit prin:

$$\alpha_x = a_x - b_x = \frac{\oint \bar{\omega}_b y\,dA}{I_x}\quad;\quad \alpha_y = a_y - b_y = \frac{\oint \bar{\omega}_b x\,dA}{I_y} \tag{6.36}(6.37)$$

şi originea în punctul sectorial nul principal precizat prin:

$$D = \frac{\oint \bar{\omega}_b\,dA}{A} \tag{6.38}$$

- momentul de inerţie sectorial principal, $I_{\bar{\omega}}$, s-a calculat prin integrare numerică cu formula:

$$I_{\bar{\omega}} = \oint \bar{\omega}^2\,dA \tag{6.39}$$

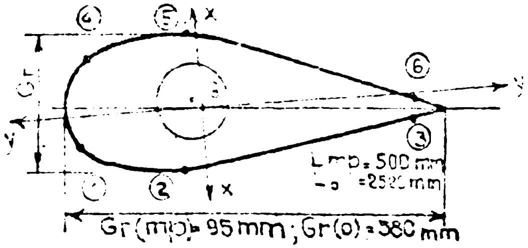
- bimomentul $B_{\bar{\omega}}$ se obţine prin integrarea ecuaţiei diferenţiale a răsucirii împiedicate (4.136) şi are forma (4.139). Din ecuaţia (4.139), dacă, structurile noastre se asimilează cu o consolă şi se pun condiţiile de margine expresia bimomentului devine:

$$B_{\bar{\omega}} = -\frac{m_t}{k^2\,ch\,k\ell}\left[k\,\ell\,sh\,k(\ell - z) - ch\,k\ell + ch\,kz\right] - \frac{EI_{\bar{\omega}}\,m_t}{\gamma \cdot GI_c} \tag{6.40}$$

La calculul caracteristicilor sectoriale de mai sus s-a ţinut seama de precizările făcute în paragraful 4.31.

In tabelul 6.1 sînt prezentate sintetic mărimile tensiunilor normale maxime - în secţiunile Z: $\ell_{mp} \cong z; l_o$ - obţinute prin calculul automat (pentru SK3-λ=4-D=3om) şi prin măsurători electrotensometrice (pentru PANC-D=lo m), pe reţele de puncte (1,2,... ..6). Punctele menţionate corespund pe model cu punctele de măsurare a deformaţiilor specifice iar pe paleta (SK3-λ=4) aceste puncte au fost alese în funcţie de scările de modelare. Valorile eforturilor unitare au fost extrase din diagrama de eforturi unitare normale corespunzătoare şi a cărei aliură este similară cu cea din fig.4.52, fig.4.53, şi fig.4.54. Secţiunea z= 4560 mm, corespunde zonei dintre diafragma(D5) şi (D6) vezi fig.4.52. Punctele (1,2,...,6) de pe model, au corespondentul pe secţiunea transversală a paletei (SK-3-λ=4), în ordine în vecinătatea punctelor (72),(74),(76-78), (86-87), (84-85), (81), fig.4.53, dar pe secţiunea

Punctele din secțiune ξ ; $\xi \neq 0$	[illegible]														$[(\sigma -)/\sigma]\cdot 100$ %	$[(n-o)/o]\cdot 100$ %
(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	r
1	[illegible] 475,0 daN; [illegible] 370,0 daN	+[illegible],6	+[illegible]	+47,0	[illegible]	[illegible]	[illegible] 74,0 daN; [illegible] 49,0 daN	[illegible]	$Sp_x \cdot R^{pt}_{ox}$ = 704 daN; $Sp_y \cdot R^{pt}_{oy}$ = 49 daN	+18,7	71,[illegible]	7,0[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	4,3%
2		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible] %	- 6,8
3		-57,5	[illegible]	-12,5	[illegible]	[illegible]		[illegible]		-17,[illegible]	46,5	-5,6	[illegible]	[illegible]	-1[illegible] %	8,3%
4		+73,6	-1[illegible]1,5	[illegible]	[illegible]	[illegible]		- 77		[illegible]	-[illegible],9	-6,[illegible]	- 72,6	[illegible]	-10,4%	5,7%
5		+ 3,2	-[illegible]1,5	- 3,5	[illegible]	[illegible]		[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	9,3%	8,1%
6		-52,3	- 33	+32,0	- 5,[illegible]	- 53		- 15		-17,5	- 5,00	+4,8	- 17,[illegible]	- 15	14 %	-11,2%



$S_{p_x} = 0,147$; $S_{p_y} = 0,146$; $S_b = 0,315$; $S_{I_x} = 0,028$; $S_{I_y} = 0,34$;

$S_{B_{\bar{\omega}}} = 0,012$; $S_{c\bar{\omega}} = 0,039$; $S_{I_{\bar{\omega}}} = 0,031$; $S_{\sigma_{M_{x(1)}}} = 0,343$; $S_{\sigma_{M_{y(1)}}} = 0,159$;

$S_{\sigma_{M_{x(2)}}} = 0,164$; $S_{\sigma_{M_{y(2)}}} = 0,232$; $S_{\sigma_{M_{x(3)}}} = 0,303$; $S_{\sigma_{M_{y(3)}}} = 0,154$;

$S_{\sigma_{M_{x(4)}}} = 0,343$; $S_{\sigma_{M_{y(4)}}} = 0,159$; $S_{\sigma_{M_{x(5)}}} = 0,164$; $S_{\sigma_{M_{y(5)}}} = 0,216$;

$S_{\sigma_{M_{x(6)}}} = 303$; $S_{\sigma_{M_{y(6)}}} = 0,154$; $S_{\sigma_{\bar{\omega}}} = \frac{S_{B\bar{\omega}} \cdot S_{c\omega}}{S_{I\bar{\omega}}} = 0,151$.

corespunzătoare dintre (D5) şi (D6). Calcule asemănătoare au fost efectuate şi în ... te secţiuni. Prin compararea coloanelor (n) şi (o) rezultă ... diagramele de variaţie ale eforturilor unitare normale, din acţiunea di... rengilor de presiune, pe prototip şi model au legi de variaţie ... valori-reale, respectiv transpuse-apropiate, cîmpul de dispersie al abaterilor procentuale al tensiunilor înscriindu-se între ... 11,2 ÷ 3,5 % coloana (r). Abaterile cele mai mari se înregistrează la bordul de fugă. Din compararea eforturilor unitare normale ... cu programul SAP (D5), coloana (f) cu eforturile unitare ... cu ajutorul calculatoarelor personale, ... pe baza teoriei ... rezistenţei materialelor, coloana (g) ... altă o ... satisfăcătoare a rezultatelor. Erorile maxime apar în ... vecinătatea bordului de fugă, unde (pentru punctul (6) se ... că apare o cumulare de erori. Modelul fizic obţinut prin discretizarea structurii este în general mai rigid decît modelul transpus (deci decît modelul real), deşi din calculele de similitudine nu reiese acest lucru. Cu toate ... rezultatele obţinute pe baza principiilor similitudinii, prin trecerea de ... al la modelul PAF., ... relativ mari, ... sînt mulţumitoare şi oferă un surplus de încredere calculului numeric. Erori se pot datora unor cauze tehnologice şi de execuţie ... model PAFS-D= 1o m/3o KW. Aceasta este confirmată ... cedare ... în zona bordului de fugă şi a bordului de atac, ... lungimea ... secţii a intradosului şi extradosului [86]. ... De asemenea în [93] se specifică că valorile rezistenţei de rupere a materialelor PAFS, din această paletă model, au o împrăştiere relativ mare. Modelul PAFS-D=1o m/3o KW a fost încercat cu alte scopuri nu cu scopul verificării paletei metalice CK 3-λ=4, dar aşa cum se poate vedea din cele de mai sus s-a făcut o trecere de pe paleta de metal pe cea de PAFS în baza principiilor similitudinii. Rezultatele obţinute ne fac ... să ... un surplus de încredere în investigaţiile teoretice (în modelul fizic ... pentru calculul automat).

In calculul numeric, efectuat în baza teoriei elementare a Rezistenţei materialelor, cu ajutorul calculatoarelor personale A..., caracteristicile geometrice şi sectoriale ale secţiunii transversale au fost aproximate cu un contur poligonal circumscris conturului aerodinamic transversal. Rezultatele obţinute, arată că structura modelată astfel este mai rigidă decît structura reală.

6.4. Concluzii

1. ... ile similitudinii ne permit totdeauna să facem trecer...

de la model la structura reală și să ne confirmă sau să ne infirmăm unele ipoteze sau teorii dezvoltate.

2. Pe baza acestor principii generale s-a trecut de la paleta de metal SK3-λ=4-D=3om/3oo kW la paleta model PAFS-D=1om/3o kW și s-a confirmat justețea calculelor efectuate.

3. Aprecierea caracteristicilor fizice (E și G) pentru materialele PAFS, în baza cîmpului de împrăștiere relativ mare [93] ar putea justifica abaterile mai mari din zona bordului de fugă.

CAPITOLUL 7

CONCLUZII FINALE. CONTRIBUŢII

Construcţiile aerogeneratoarelor de curent au început să fie la ora actuală din ce în ce mai prezente pe piaţa importului şi exportului de tehnologie. Tot mai numeroase firme şi state prezintă prospecte prin care oferă instalaţii eoliene sau componente ale acestor instalaţii. Cu toate acestea, foarte puţine articole şi lucrări de specialitate furnizează date şi modalităţi de calcul ale acestor instalaţii. In articolele studiate, datele furnizate sînt cu caracter general şi nu clarifică nici măcar aspectul [illegible] o [illegible] ie eoliană.

Pl [illegible] acestei [illegible], lucrarea de faţă şi-a propus [illegible] de aspecte legate de calculul şi alcătuirea pal[illegible] aerogeneratoarelor [illegible] ax orizontal şi au fost tratate [illegible] cercetării, al cercetării experimentale şi al [illegible] unei palete pentru aerogenerator cu [illegible] capitolelor 2,3,4,5 şi 6 sînt [illegible] [illegible]

In [illegible] concepţie care a stat la baza lucrării principalele contribuţii ale autorului se pot grupa în:

1. [illegible] ibuţii privind stabilirea acţiunilor şi a caracterului acestora [illegible] ipotezelor de încărcare (a grupărilor de acţiuni [illegible] ipotezele de încărcare tehnologică, stabilite de Catedra de Maşini Hidraulice a Facultăţii de Mecanică din I.P.Tr. Vuia;

2. contribuţii privind concepera şi alcătuirea structurii de rezistenţă a paletelor pentru aerogeneratoare;

3. contribuţii privind calculul şi verificarea structurii de rezistenţă;

4. studiul experimental al comportării structurii paletelor SK1 şi verificarea modelului finit ales pentru calculul structurii cu element finit, în cadrul investigaţiilor teoretice cu element finit şi pe baza cercetărilor experimentale; studiul comportării structurii paletelor OPS-λ = 7 şi SK3-λ = 4 pe baza investigaţiilor teoretice cu element finit şi aplicînd legile similitudinii [illegible] în vedere cercetările experimentale pe modele; urmărirea comportării la compresiune a pînzei de tip sandwich a paletei OPS-λ =7 şi determinarea efortului unitar critic al acesteia ţinînd cont de interacţiunea dintre elementele pînzei

şi condiţiile tehnice de execuţie ale acesteia.

In ceea ce priveşte contribuţiile privind stabilirea acţiunilor, se enumeră următoarele:

- stabilirea modelului [illegible] frecvenţii proprii şi [illegible] la [illegible] la paletă;

- stabilirea modului de [illegible] a forţelor centrifugale [illegible] giroscopice;

- stabilirea [illegible] efectului de [illegible] în timp, [illegible] înregistrărilor făcute [illegible] modelul [illegible] [illegible] [55].

[illegible] ciclului de [illegible] (acţiuni) şi prin aceasta [illegible] la oboseală structura paletă.

[illegible] privind concepe[illegible] şi [illegible] calculul [illegible] paletelor, se poate afirma că acestea [illegible] Catedra de construcţii metalice [illegible] al catedrei, la Uzinele [illegible] vagoane [illegible] la [illegible], [illegible] constructive de [illegible] fost [illegible] nr. 92578 şi 92579 din 1977.

[illegible] la [illegible] structurilor de rezistenţă [illegible]

- [illegible] [illegible] ipotezelor [illegible] cat [illegible] în vederea aplicării [illegible] tării [illegible];

- [illegible] relaţiilor de calcul a [illegible] de forfe[illegible], [illegible] transversale a paletelor [illegible]; [illegible] de calcul elastic [illegible] paletelor,

- stabilirea modelului [illegible] calcul cu metoda elementului finit, pentru toate paletele studiate; prelucrarea şi prezentarea rezultatelor calculului [illegible]

In ceea ce priveşte studiul experimental al comportării structurii şi compararea rezultatelor experimentale cu cele teoretice se pot [illegible]:

- studiile efectuate pe paleta SKl-Arad, a căror concluzii, au condus la structura paletei [illegible], care a fost şi ea studiată teoretic şi experimental şi ca urmare a acestor studii, s-a redus greutatea de la 1?0 Kg pentru paleta SKl-Arad la circa 9? Kg pentru paleta [illegible];

- studiul comportării învelitorii sandwich, special concepută ca ... şi stabilirea limitei critice (σ_{cr}) ţinînd seama de interacţiunea dintre ... componente.

Rezultatele studiilor şi cercetărilor experimentale şi teoretice au fost concretizate în cadrul contractelor de cercetare cu ...-ul, ... de maşini hidraulice, în perioada ... 7, ... prin proiectare şi ... OPS-λ=7, ... precum şi ... proiectarea, ... şi executarea în ... torul ... de ... paletelor SHI-... OPS-λ ... au fost prezentate ... lucrare, ... sînt în curs de ... ...are.

... în lucrare au fost publicate ... în cadrul " Conferinţei ... maşini ... şi hidrodinamice " ... 1985, Conferinţa ... de ... metalice " ... , Simpozionul "Soluţii noi, ... în ... structurilor"- ... 198..., ... tensometrie cu participare internaţională " ... -198...

... ordine de importanţă, ... " Stabilitatea structurii ... [97]-[98] din 198...

Bibliografia

1 N.Ceaușescu - Raport la cel de-al XIII-lea Congres al Partidului Comunist Român.

2. * * * - Studii de aeroenergetică pentru construcția agregatelor aeroelectrice cu ax orizontal- I.P."Traian Vuia"Timișoara. Contract C.N.S.T nr.145/19[illegible]. [illegible] de mașini hidraulice

3. Kurt Christian Lösing - Morila de vînt alimentează rețeaua electrică- prisma - Nr.5/1977. An VIII.

4. Christopher Flavin - Morile de vînt produc electricitate - sinteze nr.[illegible]/19[illegible].

5. [illegible] . Large wind turbine syistems seen from the european viewpoint - advances in solar energy- American solar energy society- New York-1982.

6. Viorel Ilie; László Almási; Ștefan Nedelcu; Dan Borzaci; [illegible]; Gábor [illegible] - Utilizarea energiei vîntului- Editura Tehnică București - 1984.

7. [illegible]; Windenergie in Theorie und Praxis. Ed. CF Müller Karlsruhe, 1978.

8. V.Nita - Economia energetică (vol.II). Ed.tehnică București 1982.

9. I.Preda - Centralele hidroelectrice, partea hidroenergetică, vol.I. [illegible], 19[illegible].

10. [illegible] Part developement [illegible] of large wind generators in Europe - wind Energy workshop Proceedings, NSF/NASA 1973.

11. [illegible] - Le pompage de l'eau par éoliennes. La Hawille Blanche, sept.1957.

12. C.G. [illegible] - Winds and wind sistem performance. Franklin Institute Press, 1973.

13. [illegible] - La production d'energie electrique par eoliennes. La Houille Blanche oct.1958+ian.febr.1959.

14. D.Le Gourières: Energie eolienne. Erolles Paris, 1980.

15. E.M.Fateev - Motoare eoliene şi instalaţii eoliene. Selhozghiz 194[illegible]-URSS.

16. E.M.Fateev - Motoare eoliene şi utilizarea lor în agricultură Magghiz 1952 - URSS.

17. A.V.Karmişin - Vîntul şi motorul eolian. Editura cultura 1952- URSS.

18. S.B.Perli - Motoare eoliene rapide. Gosenergoizdat 1951- URSS

19. V.N.Andrianov - Centrale electrice eoliene. Gosenergoizdat 1961 - URSS.

20. L.Vadot - Étude synoptique des différents types d'éoliennes. La Houille Blanche nr.2/1957. Franţa.

21. L.Vadot - Le pompage d'eau par éoliennes la Houille Blanche nr.4/1957 - Franţa

22. L.Vadot - La production d'énergie électrique par éoliennes. La Houille Blanche nr.5/1958-Franţa.

23. R.Bonnefille - Les réalisations d'Electricité de France concernant l'énergie éolienne. La Houille Blanche nr.1/1975 - Franţa.

24. Goethal L'Énergie éolienne. La Recherche Nr.109/1980. Franţa.

25. R.Bonnefille - Quel avenir pour l'énergie eoliene?. Science et Vie, 1979 Hors-série. Énergie. Franţa.

26. * * Energiequellen für morgen? Sub redacţia M.Melis Ed. Umschau Frankfurt au Main 1976/R.F.G.

27. VDI - Berichte, Nr.224/1974 - Anwendung nichtkonventionellen Primärenergiequellen S.M. Scala: Betrachtungen über die Nutzanwendung der Sonnenenergie. paragraful 5 windenergie /R.F.G/.

28. A.Urbanek, - Energie von Wind Energie Jahrg. 29, Nr.9 sept. 1977 / R.F.G/.

29. I.P.Molly, Windenergie in Theorie und Praxis Ed. C.F.Müller Karlsruhe 1978 /R.F.G/.

3o. G.Rosemeier,- Winddruchprobleme bei Bauwerken. Ed.Springer, 1976/R.F.G./.

31. Cambo I., ş.a.- Construcţii pentru producerea, captarea şi utilizarea energiei-I.P."Tr.Vuia"Timişoara, 1986.

31. * * * - Culegere de articole (E.Kiss) /S.U.A./

32. R.Hamilton - Can we Harness The Wind? Naţional Geographic Vol.148, Nr.6, 1975 decembrie. S.U.A.

33. R.H.Taylor - Wind power research and development in the U.K.Electronics and Power, Iulj 1979, Anglia.

34. Anton, I; Gyulai, F.- Optimizarea construcţiei agregatelor de vînt echipate cu turbine cu ax orizontal. Conferinţa de Maşini Hudraulice şi Hidrodinamică Timişoara 1985.

35. * * * - Studii comparative ale parametrilor agregatelor realizate în alte ţări. Studii bibliografice. Contract CNST Nr.143- I.P."Tr.Vuia"Timişoara 1982, Catedra de maşini hidraulice.

36. Preda, I.- Adecvarea unor distribuţii teoretice pentru calcule aeroenergetice. Conf.de Maşini Hidraulice şi Hidrodinamică Timişoara, 1975.

37. Preda, I. Discuţia gradului de detaliere a datelor aerologice pentru evaluări energetice. Conf.de Maşini Hidraulice şi Hidrodinamică Timişoara, 1985.

38. Preda, I. Estimarea energiei produse de o turbină eoliană în condiţii nerate. Conf.de Maşini Hidraulice şi Hidrodinamică Timişoara, 1985.

39. Preda, I.- Caracteristicile tehnice principale ale unei turbine eoliene într-un amplasament dat. Conferinţa de maşini Hidraulice şi Hidrodinamică Timişoara. 1985.

4o. Popa, O.- Asupra dimensionării paletelor de rotoare eoliene. Conferinţa de Maşini Hidraulice şi Hidrodinamică Timişoara, 1985.

41. Kusman, A.F; Sitak E, - Seria de palete pentru turbine eoliene cu ax orizontal SK-1, SK-2, SK-3, şi SK-FD,

Conferința de Mașini Hidraulice și Hidrodinamică, Timișoara, 1985.

42. Sirte [illegible]ertz - [illegible] Safety of wind energy conversion systems with [illegible] axis (HAWECS)-F.F.A.-Stockholm [illegible]

43. * * * [illegible] eoliene-contract C[illegible] 143-I.P."Tr.Vuia"

44. * * * [illegible]dinamica [illegible] inclusiv calculul [illegible] pentru pal[illegible] -Metoda Portanței- contract C[illegible] I.P."Tr.Vuia"Timișoara 19[illegible].

45. * * * [illegible] unor palete [illegible] pentru turbine de vînt [illegible] de [illegible] m și 10 m utilizînd [illegible] Contract ICEMENERG nr. 146/[illegible] /198[illegible].

46. Gyulai [illegible] aplicarea metodei portanței [illegible] calculul turbinelor eoliene. Conferința de [illegible] hidraulice și hidrodinamică Timișoara, 1985.

47. Popa C. [illegible] de profile [illegible] eoliene. Conferința [illegible] mașini hidraulice și hidrodinamică. Timișoara 1985.

48. Gr[illegible] - Calculul și construcția avionului V I. E.[illegible], București [illegible].

49. [illegible] Bucureşti [illegible]

50. Kol[illegible] V; Pi[illegible] M, [illegible] O; Napretek J;- Wind effects on Civil Engineering Structures. A[illegible]/ Praha [illegible].

51. [illegible] D, [illegible] I.- Construcții metalice, calculul și proiectarea [illegible] din oțel- Editura Tehnică București [illegible].

52. * * * [illegible] de execuție [illegible], variante construc[illegible] metalice [illegible] Contract [illegible] nr. 143 [illegible]/19[illegible] I.P."Tr.Vuia" Timișoara.

53. * * * [illegible] electrice [illegible] kW- Contract IC[illegible]ENERG- București, nr. 148/19[illegible]-I.P."Tr.Vuia"[illegible].

54 * * * [illegible]regate aeroelectrice de 3o kW; 3oo kW şi 15o [illegible].
Contract CNST nr. 143 1/1982. I.P."Tr.Vuia"
Timişoara.

55. Law, H; [illegible]aubt, H.A.; Cooper, B.J.- Power control sistems for
the Orkney wind-turbine generators. GEC.
[illegible] Nr.2-1984.

56. [illegible] - Calculul [illegible] de aviaţie. Editura
tehnică, Bucureşti, 1984.

57. Kollbrunner, C.F; [illegible], K. Torsion in Structures; [illegible] York
1969.

58. Flegariu, E.- Rezistenţa materialelor volumul I, Institutul
Politehnic Timişoara, 1979.

59. Augustin, P., Mihail, Atanasiu - Bare cu pereţi subţiri.
Editura tehnică Bucureşti 196o.

6o. * * * Journal aeronautical Science, IAS. 1946.

61. * * * L'Aeronautique- [illegible].

62. Vlasov, V.Z.- Tonkostennîe uprugîe sterjini. Gosud.Iz. Fiz.
Mat.Lit., [illegible], 1959.

63. Gioncu V, Ivan M;- Instabilitatea structurilor din plăci curbe
subţiri. Ed. Acad. RSR.-1978.

64. Ivan M.- Bazele calculului liniar al structurilor. Edit. Facla
1985.

65. Gioncu V.; Ivan M; - Bazele calculului structurilor la stabi-
litate. Editura Facla, 1983.

66. Gioncu V., Ivan M;- Teoria comportării critice şi postcritice
a structurilor elastice. Editura Academiei RSR,
Bucureşti, 1974.

67. [illegible] a cercetărilor stabilităţii
plăcilor pla[illegible] şi curbe. Bul. I.P.Timişoara,
seria Construcţii.tom.23, nr. 1/1978.

68. Mateescu D., Ivan M; - Conducte metalice circulare cu diame-
trul mare. Editura tehnică. Bucureşti. 1985.

69. Alexandru Gheorghiu;- Concepţe moderne în calculul structuri-
lor. Ed. tehnică - Bucureşti 1975.

70. [illegible]in, [illegible], [illegible]; [illegible]stabilitatea [illegible] [illegible] construcţiilor, Editura didactică [illegible] Pedagogică, Bucureşti, 1964.

71. [illegible] I.- [illegible] [illegible] concepte [illegible]licaţii. Editura [illegible] [illegible] 1975. Bucureşti.

72. [illegible] [illegible] Matrix Structural Analysis [illegible] New York, 1968.

73. [illegible] [illegible] [illegible] techniques of finite el[illegible] [illegible] [illegible] New York – Toronto [illegible]

74. [illegible] [illegible] element for finite [illegible] [illegible] 1968.

75. [illegible] experimen[illegible] [illegible] în unele elemente [illegible] [illegible] jurnal "Soluţii noi, [illegible] în proiectarea [illegible] execuţia structurilor" [illegible] [illegible] Construcţii.

76. [illegible], Bot [illegible] [illegible] stării de [illegible] [illegible] [illegible] " Soluţii [illegible] [illegible] în [illegible] şi execuţia structurilor" [illegible]

77. [illegible] Bot[illegible] [illegible] de eforturi uni[illegible] în [illegible] [illegible] [illegible] căilor [illegible] din oţel.

78. [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] 39 m. [illegible] [illegible] cerinţi [illegible] [illegible]

79. [illegible] Rezistenţa [illegible] [illegible] elemente [illegible] [illegible] I.P.[illegible] [illegible] 1973.

80. [illegible] [illegible] rezistenţa, V.II, I.Politehnic Cluj [illegible] 1977.

81. [illegible] [illegible] elasticităţii şi introduce[illegible] în [illegible] [illegible] deformabile VI, [illegible] [illegible] Cluj [illegible] 197[illegible].

82. [illegible] [illegible] [illegible] elasticităţii (C.din

84\. ... matricilor (prin metoda ...).

... teoria elasticitatii, teoria pla- ... ... plăcilor curbe subţiri.

85\. ... Rezistenţa materialelor ... teorie ... ... 1963.

86\. ... CNST 143 ... /1965 ... I.P.Tr.Vl. ...

87\. ... experi... ... local ... ... important în ... ... de specialişti şi ...

88\. ... Determinarea for... ... cu ajutorul ... ... lor mate... ... ... R.S.R.1967.

90\. ... stadiul ... ... Romania 1960.

91\. ... elasticul ...

92\. ... sur le ... ... en acier, ... théoriques ... ... Al IV-lea ... ... Romania 19...

93\. ... for structural concrete ...

95\. ... - Consideraţii asupra capaci-

tăţii de rezistenţă a materialelor plastice armate cu fibre de sticlă. Al III-lea simpozion naţional de tensometrie cu participare internaţională- - 28 septembrie 1985.

C U P R I N S U L

CAPITOLUL 4. CALCULUL [illegible] PENTRU AEROGENERATOARE CU AX ORIZONTAL