INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA"

T I M I S O A R A

FACULTATEA DE MECANICA

Ing. MONICA VICTORIA GHEORGHIU

STUDIUL TEORETIC SI EXPERIMENTAL AL CARACTERISTICILOR ENERGETICE ALE RETELELOR CIRCULARE DE PROFILE PENTRU APARATE DIRECTOARE DE TURBINA.

TEZA PENTRU OBTINEREA TITLULUI DE DOCTOR INGINER

CONDUCATOR STIINTIFIC:

ACADEMICIAN IOAN ANTON

- 1976 -

CUVINT INAINTE

In lumina sarcinilor de majoră importanță trasate de conducerea Partidului pentru asigurarea unui înalt potențial energetic, condiție inevitabilă a realizării revoluției tehnico-științifice în patria noastră, se impune construirea unor agregate capabile de a realiza transformările energetice la randamentele cele mai ridicate, competitive pe plan mondial. Acest obiectiv este indisolubil legat de cunoașterea în intimitate a tuturor fenomenelor hidrodinamice care însoțesc procesul transformărilor energetice din elementele mașinii, de eliminarea arbitrarului și empirismului din metodele de proiectare și de o judicioasă exploatare a agregatelor.

In colectivul de mașini hidraulice din Timișoara, condus de Academician Ioan Anton, au fost abordate și rezolvate cu succes o multitudine de probleme privind proiectarea și construcția mașinilor hidraulice. Incă de la înființarea sa de către eminentul om de știință care a fost Prof.dr.ing.Aurel Bărglăzan, s-au definit principalele direcții de cercetare științifică: fenomenul de cavitație în mașinile hidraulice, hidrodinamica rețelelor de profile utilizate în construcția mașinilor hidraulice și alte probleme ale teoriei, proiectării și construcției mașinilor hidraulice.

In domeniul rețelelor de profile, unde se încadrează și prezenta lucrare, au fost aduse de-a lungul anilor importante contribuții teoretice și experimentale prin seriile de lucrări elaborate de Prof.dr.ing.Aurel Bărglăzan, Acad. Ioan Anton, Prof.dr.ing. Octavian Popa, Prof.dr.ing.Viorica Anton, Dr.ing.Ernest Sisak. Au fost astfel introduse noi metode analitice de calcul al cîmpului de viteze pe conturul profilului funcționînd izolat sau în rețea, s-au definit și determinat noi parametri hidrodinamici, ca "sensibilitatea la cavitație" a unei rețele de profile, s-au construit primele tunele din țara noastră pentru efectuarea măsurătorilor experimentale în apă și aer, asupra rețelelor rectilinii de profile, au fost elaborate noi metode de lucru, de prelucrare a datelor primare de sistematizare a rezultatelor în forme utile procesului de proiectare.

Aparatul director, cu funcția sa triplă: de reglare a debitului, de dirijare a curentului și de organ de închidere, este subansamblul turbinei care determină condițiile intrării curentului în rotor, condiții de care depinde în mare măsură buna funcționare a hidroagregatului.

Lucrarea de față și-a propus drept scop studiul și determinarea caracteristicilor energetice ale rețelelor circulare de profile utilizate în construcția aparatelor directoare, domeniu în care literatura de specialitate dispune de un bagaj destul de redus de date experimentale și teoretice. Studiul analitic al caracteristicilor energetice ale rețelei s-a bazat pe metoda ecuațiilor integrale singulare aplicată rețelelor rectilinii de Acad.I.Anton și Prof.dr.ing.O.Popa. Metoda numerică elaborată a permis întocmirea programului de calcul și pe baza acestuia a obținerii rezultatelor la calculatorul IRIS-50 al Centrului Teritorial de Calcul Electronic din Timișoara.

Pentru verificarea experimentală a rezultatelor analitice s-a proiectat o stațiune de rețele circulare, funcționînd în aer, care oferă largi posibilități de studiere a influenței parametrilor geometrici și cinematici asupra performanțelor rețelei.

Lucrarea nu epuizează problematica rețelelor circulare de profile, ci caută să aducă o modestă contribuție la studiul lor teoretic și experimental, oferind o metodă expeditivă de determinare a caracteristicilor rețelei, în pas cu metodele actuale de utilizare a mașinilor electronice în tehnica de calcul. In urma analizării problemelor de proiectare și funcționare ale aparatelor directoare, la care rețelele circulare au o directă aplicație, s-au desprins principalele direcții în care trebuie dirijată cercetarea în acest domeniu. S-a încercat o sistematizare a rezultatelor într-o formă utilă procesului de proiectare.

De-a lungul întregii perioade de pregătire a lucrării am beneficiat de îndrumarea conducătorului meu, Acad.Ioan Anton, care prin înalta competență a Domniei Sale, prin valoroasele indicații științifice, a constituit pentru mine un permanent și inestimabil sprijin. Incerc să-i exprim pe această cale profunda mea recunoștință.

Mulțumesc conducerii Catedrei și Laboratorului de cercetări mașini hidraulice pentru bunăvoința și sprijinul pe care l-au acordat tuturor solicitărilor mele.

Mulţumesc pentru asistenţa tehnică oferită de către personalul atelierului mecanic al Laboratorului de maşini hidraulice al Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timişoara.

Sper ca rezultatele muncii mele să fie de folos colegilor din domeniul proiectării maşinilor hidraulice.

CAPITOLUL I.

PROBLEMATICA REȚELELOR CIRCULARE DE APARAT DIRECTOR DE TURBINĂ.

1.1. Problemele de bază ale aparatelor directoare de turbină.

Elementele constitutive ale circuitului hidraulic în cazul turbinelor reactive moderne mari și mijlocii sînt: camera spirală, aparatul director, rotorul și tubul de aspirație. Sediul transformării energetice este rotorul, restul părților servind la conducerea, în condiții hidraulice optime, a apei pînă la rotor, respectiv de la rotor în bieful aval. Optimul hidraulic privește asigurarea pierderilor minime în părțile de conducere și a uniformității curentului în zona intrării în rotor.

Aparatul director are un triplu rol în funcționarea turbinei:

1. conduce apa spre rotor asigurîndu-i, în condițiile unei distribuții uniforme la intrarea în rotor, o valoare bine determinată a circulației;
2. realizează pierderi hidraulice minime;
3. asigură variația continuă a debitului, respectiv a puterii turbinei, în funcție de necesitățile energetice ale rețelei, constituind în acelaș timp un organ de închidere etanșă a turbinei.

In accepțiunea valabilității legii ariilor în spațiul de trecere dintre aparatul director și rotor și a distribuției uniforme a componentelor meridionale ale vitezelor la ieșirea din aceste părți ale turbinei, ecuația fundamentală permite determinarea expresiei debitului sub forma:

$$Q = \frac{r_2^2\omega + \frac{\eta g H}{\omega}}{\frac{1}{2\pi b}\,ctg\,\alpha_0 + \frac{r_2}{S_2}\,ctg\,\beta_2} \qquad (1.1)$$

unde r_2 este raza rotorului în secțiunea de ieșire, β_2 unghiul dintre direcția vitezei relative și opusul vitezei tangențiale în secțiunea de ieșire din rotor, de mărime S_2, b este înălțimea paletei aparatului director, α_0 unghiul dintre viteza dela ieșire din aparatul director și direcția tangențială, ω viteza unghiulară, iar H sarcina nominală a turbinei.

La viteză unghiulară ω constantă, rezultă din relația (1.1) că debitul poate fi modificat prin intermediul a trei mărimi: 1) înălțimea aparatului director b, 2) unghiul de ieșire al curentului din aparatul director α_0, 3) unghiul de ieșire al curentului din rotor β_2.

Varianta optimă pentru reglarea debitului turbinelor mari de tip radial-axial și axial o oferă aparatul director cu palete reglabile. Acesta reprezintă un sistem de palete uniform distribuite pe periferie, avînd posibilitatea de a se roti în jurul axului lor, paralel cu axul turbinei, de la poziția corespunzătoare deschiderii complete pînă la închiderea completă (fig.1.1.). Prin reglarea paletelor se modifică direcția curentului de la ieșirea din aparatul director (unghiul α_0) și corespunzător expresiei (1.1) rezultă variația lui Q. Intersectarea aparatului director cu un plan normal pe axul turbinei reproduce în plan rețeaua circulară de profile corespunzătoare aparatului director.

Parametrii geometrici de bază ai aparatului director radial sînt: înălțimea paletei b, numărul paletelor N, diametrul de așezare al axelor de rotire ale paletelor D_a, lungimea coardei profilului L, grosimea maximă a paletei d, forma profilului și excentricitatea relativă e_0 caracteristică poziției axului paletei în raport cu coarda.

Parametrul caracteristic poziției paletei în procesul de reglare este deschiderea a_0 (fig.1.1) sau parametrul adimensional corespunzător $\bar{a}_0 = a_0/a_{0max}$.

Problemele de bază care privesc hidrodinamica aparatului director în scopul realizării optime a rolurilor sale funcționale sînt:

1) Structura curentului determinat de aparatul director la intrarea în rotorul turbinei.

2) Forma paletelor aparatului director și pierderile de energie pe care le determină.

3) Caracteristicile sale energetice în diferite condiții de funcționare.

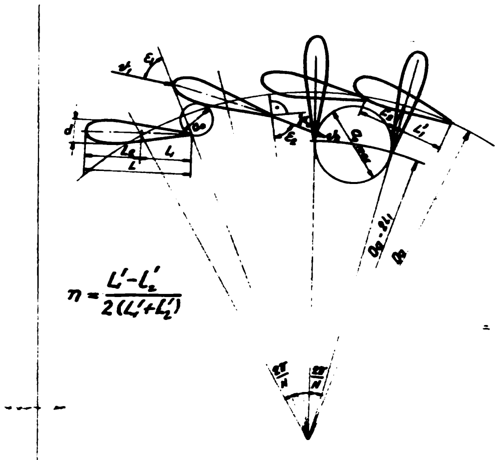


Fig. 1.1

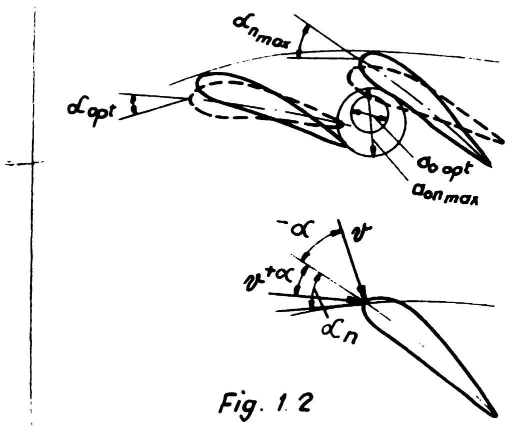
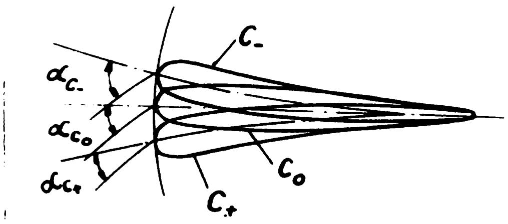


Fig. 1.2



C_0 - profil simetric
C_- - profil de curbură negativă
C_+ - profil de curbură pozitivă
$\alpha_{C_-} > \alpha_{C_0} > \alpha_{C_+}$

Fig. 1.3

Cunoaşterea cîmpului hidrodinamic la ieşirea din aparatul director este o condiţie inevitabilă în proiectarea paletelor rotorului, a căror geometrie trebuie să corespundă distribuţiei vitezelor la intrare, în scopul realizării caracteristicilor energetice şi cavitaţionale optime.

In accepţiunea valabilităţii legii ariilor în spaţiul de trecere aparat director-rotor şi a distribuţiei uniforme a componentelor radiale, respectiv meridionale ale vitezelor de la ieşirea din rotor rezultă:

$$tg\alpha_1 = \frac{2\pi r_1 b}{F_1} tg\alpha_0 \qquad (1.2)$$

Se observă din (1.2) că odată cu mărirea deschiderii aparatului director unghiul curentului de la intrarea în rotor α_1 creşte. Relaţia îşi menţine valabilitatea de-a lungul întregii înălţimi a paletei în cazul rotorilor radial-axiali de turaţie specifică joasă.

Inălţimea aparatului director este deasemenea un parametru cu efect important asupra structurii curentului, a circulaţiei create şi a pierderilor energetice. Din ecuaţia fundamentală a turbinelor:

$$r_1 v_{u1} - r_2 v_{u2} = \frac{\eta g H}{\omega} \qquad (1.3)$$

rezultă că odată cu creşterea turaţiei, circulaţia de la intrarea în rotor se micşorează. Pe de altă parte, la aceeaşi înălţime b şi deschidere a_0, circulaţia se măreşte odată cu debitul

$$\Gamma_1 = 2\pi r_1 v_{u1} = \frac{Q}{2\pi r_1 b} ctg\alpha_0 \qquad (1.4)$$

Pentru asigurarea circulaţiei necesare, aparatele directoare ale turbinelor de diferite turaţii, trebuie să difere ca înălţime b şi să aibă deschideri diferite. Pentru regimul optim, la $v_{u2} = 0$, din ecuaţia fundamentală rezultă :

$$\frac{b}{D_1} tg\alpha_0 = \frac{Q_{11} n_{11}}{60 \eta g} = f(n_s) \qquad (1.5)$$

Deci b/D_1 este o funcţie de turaţia specifică a turbinei.

Aparatul director fiind un element intermediar al turbinei, amplasat între camera spirală şi rotor, depinde în funcţionarea sa de caracteristicile geometrice şi hidrodinamice ale camerei spirale care îl precede şi deaceea trebuie studiat în strînsă legătură cu camera spirală.

Cîmpul vitezelor adimensionale din camera spirală nu depinde de regimul de funcționare al turbinei în timp ce așezarea paletelor aparatului director și deci direcția elementelor lor de la intrare se modifică odată cu variația puterii respectiv a debitului și deci a deschiderii aparatului director. Rezultă de aici că direcția curentului determinat de camera spirală de dimensiuni fixe poate corespunde direcției paletelor la intrare numai pentru o anumită deschidere a_0. Pentru deschiderea de proiectare și într-un domeniu vecin apropiat, pierderile de energie în aparatul director trebuie să fie minime. Mărirea unghiului sub care curentul atacă paleta atrage mărirea valorii pierderilor și înrăutățirea condițiilor de funcționare ale aparatului director.

La proiectarea turbinei se cunosc condițiile principale de funcționare, plasate în general între deschiderea optimă a_{0opt} – corespunzătoare punctului optim din caracteristica universală a turbinei – și deschiderea $a_{0\,n.max}$, corespunzătoare puterii de calcul (fig.1.2). Direcțiile elementelor de la intrare ale paletelor aparatului director la deschiderea optimă α_{opt} și la deschiderea maximă $\alpha_{n.max}$ diferă în funcție de turația specifică a turbinei: $\alpha_{n.max} - \alpha_{opt} = 11^0 \div 12^0$ la turbinele axiale și de aprox. 6^0 la turbinele radial-axiale./M.3/. Dacă prin proiectarea camerei spirale se asigură vitezelor de la ieșire direcția tangentă elementelor de la intrare în aparatul director pentru a_{0opt}, curentul la deschiderea a_{0max} se va angaja sub unghiuri de atac negative: $\alpha \cong -12^0$ respectiv $\alpha \cong -6^0 \div -3^0$. Pe de altă parte, valorile absolute ale vitezelor vor fi mai mari decît în cazul proiectării la a_{0max}, implicit vor crește pierderile energetice; în acelaș timp mărirea deschiderii de calcul atrage mărirea dimensiunilor construcției și deci costul investițiilor inițiale.

Rezultă deci că alegerea deschiderii de calcul a aparatului director reprezintă una din problemele de care depinde randamentul energetic al întregii turbine, întrucît implicațiile ei nu privesc numai aspectul energetic direct, deschiderea aparatului director influențînd și ceilalți parametri hidrodinamici: deviația curentului la intrarea în rotorul turbinei, forțele și momentele hidraulice care apar pe paletele aparatului director.

Spre deosebire de paletele rotorului, paletele aparatului director nu au rolul de a prelua energia activă a curentului, ceea ce impune ca în poziția de funcționare scheletul lor să fie cît mai apropiat de traiectoria curentului liber – spirala logaritmică, asigurînd în acelaș timp circulația necesară la intrarea în rotor.

s-a văzut că din considerentul asigurării unei angajări cît mai line a curentului la intrare pe paletele aparatului director, direcţia curentului determinată de camera spirală trebuie să corespundă în limite destul de restrînse (aprox. 10^o) cu direcţia acestor palete. Pe de altă parte din relaţia (1.5) rezultă că unghiul α_o variază direct proporţional cu debitul turbinei.

In aprecierea condiţiilor optime trebuie realizat compromisul dintre cele două aspecte contradictorii care intervin în construcţia maşinilor hidraulice: tendinţa de a realiza construcţii compacte, de gabarite reduse, necesitînd cheltuieli de investiţie scăzute, dar care conduc la viteze de curgere mari şi pierderi hidraulice mari, respectiv randamente mai coborîte în funcţionare şi tendinţa de adoptare a unor gabarite mari, asigurînd viteze şi pierderi mai mici, dar solicitînd investiţii iniţiale mari.

In cazul ansamblului cameră spirală - aparat director, soluţia problemei o oferă alegerea unor tipuri diferite de profile pentru paleta aparatului director, avînd curbura negativă, pozitivă sau simetrică (fig.1.3).

Astfel, la turbinele lente, unde debitul redus Q_{11} este mic, unghiul spiralei rezultat din relaţia (1.5) este deasemenea mic, ceeace atrage după sine dimensiuni reduse ale camerei spirale - favorabile din punct de vedere al investiţiilor iniţiale - dar şi pierderi hidraulice mari determinate de vitezele mari de curgere. Se aleg în această situaţie pentru paletele aparatului director profile de curbură negative, care la acelaş unghi de ieşire a curentului din aparatul director, permit angajarea lină a curentului la intrare sub un unghi mai mare, deci şi construirea unei camere spirale asigurînd viteze de trecere mai reduse.

La extrema opusă a domeniului de debite, pentru turbinele rapide, valorile mari ale debitului redus conduc conform relaţiei (1.5) la unghiuri α_o mari, respectiv la camere spirale al căror gabarit mare necesită importante cheltuieli de investiţie. Se recurge în această situaţie la reducerea unghiului α_o, implicit a dimensiunilor camerei spirale prin adoptarea unor profile de curbură pozitivă a căror tangentă la schelet în dreptul bordului de atac se apropie de valoarea redusă a lui α_o.

Pentru cazurile intermediare se foloseşte profilul simetric. Fiind uşor realizabil tehnologic acesta se foloseşte uneori şi pentru turbinele rapide în cameră spirală deschisă, unde paletele amplasate în zona canalului spiral ar trebui în baza raţionamentelor de mai sus să aibă curbura pozitivă, iar cele din zona deschisă curbură negativă.

Aparatul director prevăzut cu profile simetrice va funcţiona însă în această situaţie în condiţii neuniforme ale curentului de la intrare.

Un parametru geometric de o deosebită importanţă pentru funcţionarea aparatului director îl reprezintă şi excentricitatea profilului, respectiv amplasarea axului de rotaţie al paletei de-a lungul corzii. Acest parametru determină mărimea momentelor hidraulice care apar pe paletă în timpul reglării debitului şi deci condiţiile în care este solicitat servomotorul turbinei.

Pentru rezolvarea problemelor menţionate ale hidraulicii aparatelor directoare trebuie soluţionată problema mişcării în prezenţa reţelei circulare de profile pe care o reprezintă aparatul director. Mişcarea în aparatul director poate fi considerată plană şi axial-simetrică în cazul turbinelor Francis lente şi normale. Pe măsură ce turaţia specifică creşte curentul începe să se curbeze chiar din zona de ieşire a apartului director, abătîndu-se din plan şi devenind spaţială.

Cantitatea redusă de date furnizate de literatura de specialitate, pe baza încercărilor efectuate în staţiuni experimentale în apă sau aer, face necesară reconsiderarea problemei hidrodinamicii aparatelor directoare atît din punct de vedere teoretic cît şi experimental.

Lucrarea de faţă şi-a propus studierea teoretică şi experimentală a mişcării în prezenţa unui aparat director radial, analizînd următoarele aspecte ce decurg din problemele de bază ale aparatelor directoare:

1. Structura curentului format de aparatul director şi deviaţia curentului înainte de rotor.

2. Variaţia pierderilor hidraulice în timpul reglării aparatului director.

3. Coeficienţii de forţă şi moment ce acţionează pe palete în diverse condiţii de funcţionare.

4. Influenţa parametrilor geometrici şi cinematici - deschiderea relativă, unghiul curentului de la intrare determinat de elementele de la ieşirea din camera spirală, numărul paletelor aparatului director, forma paletelor, excentricitatea profilului - asupra caracteristicilor energetice ale aparatului director.

1.2. Problemele reţelelor de profile.

In cercetările actuale din domeniul maşinilor hidraulice se urmăreşte tot mai insistent elucidarea corelaţiei dintre factorii guvernanţi ai fenomenelor de transformare energetică şi în măsura posibilă cuprinderea lor în relaţii matematice exacte.

Principiul fundamental de funcţionare al turbomaşinilor rezidă în schimbul dinamic de energie dintre mediul fluid şi paletajul rotoric. In afara paletajului rotoric turbomaşinile mai dispun de paletaje fixe (stator, aparat director) având rolul de a imprima curentului fluid o anumită deviaţie. Dispunerea periodică şi echidistantă a paletelor a condus la denumirea de reţea de palete. Reţeaua de palete este deci elementul constructiv de bază al turbomaşinii iar mişcarea în prezenţa reţelei constituie fenomenul fizic esenţial al funcţionării maşinii.

Pentru construirea unor metode utile de calcul al tabloului mişcării în prezenţa reţelei de palete se impune, dată fiind complexitatea problemei, adoptarea unor ipoteze simplificatoare. In concordanţă cu scopul urmărit, trebuie ca aceste idealizări să circumscrie cu suficientă precizie fenomenul real şi să favorizeze un calcul raţional al tabloului mişcării.

Ca urmare a modului de funcţionare, câmpul mişcării în interiorul maşinii este axial-simetric, iar dacă se consideră mişcarea individuală din rotor sau aparatul director avem de-a face cu o mişcare strict tridimensională, a cărei viteză prezintă o componentă radială, o componentă tangenţială şi una axială. Peste caracterul tridimensional se mai suprapune efectul dependenţei de timp ceeace determină caracterul nestaţionar al mişcării.

O primă ipoteză simplificatoare constă în neglijarea mişcării individuale din rotor sau aparatul director şi considerarea mişcării ca strict axial-simetrică. Prin aceasta dispare dependenţa de coordonata tangenţială precum şi periodicitatea în timp. Mişcarea îşi menţine cele trei componente ale vitezei, dar ele nu mai depind decît de coordonata radială şi axială. Liniile de curent se pot suprapune prin rotaţie în jurul axei şi generează astfel suprafeţe de scurgere coaxiale şi axial-simetrice. Această teorie a suprafeţelor de scurgere este importantă şi utilă în studiul maşinilor diagonale.

O idealizare a mişcării în altă direcţie se obţine dacă menţinînd mişcarea individuală din rotor sau aparatul director, se consideră în schimb desfăşurarea ei în plane paralele care inter-

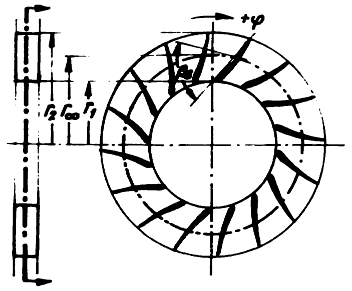


Fig. 1.4. Secţiune radială printr-un rotor radial pentru obţinerea unei reţele circulare

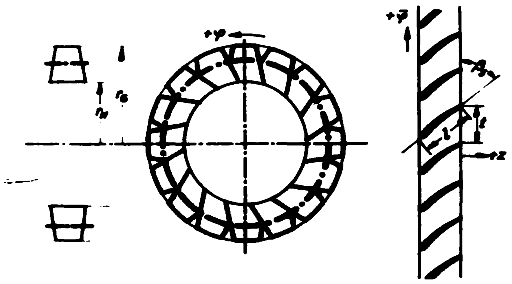


Fig. 1.5. Secţiune coaxială printr-un rotor axial şi desfăşurarea ei pentru obţinerea unei reţele drepte

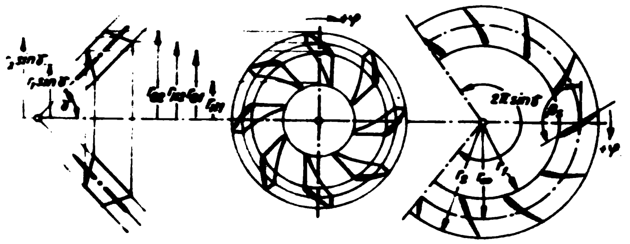


Fig. 1.6. Secţiune conică printr-un rotor diagonal şi desfăşurarea pentru obţinerea unei reţele circulare

sectează paletele după un profil aerodinamic. Exemplul cel mai simplu de materializare este cazul unui rotor pur radial intersectat cu un plan normal pe ax (fig.1.4). In planul de intersecție profilele au o poziție stelată cu decalajul unghiular $\Delta\tau$ în jurul centrului. Această dispunere geometrică poartă denumirea de rețea circulară de profile. Parametrii ei geometrici caracteristici sînt:

- raportul razelor de la intrare și ieșire R_1/R_2
- numărul profilelor $N = 2\pi/\Delta\tau$
- unghiul la centru în care este cuprins profilul τ_o

Prin intersectarea unui rotor axial cu o suprafață cilindrică coaxială cu rotorul se obține după desfășurare o rețea rectilinie infinită de profile cu pasul relativ t/l și unghiul de instalare λ (fig.1.5). Rețeaua rectilinie poate fi privită ca un caz particular de rețea circulară pentru care $R_2 \to R_1$, iar Z tinde invers proporțional cu $R_2 - R_1$ la infinit pentru a obține un pas relativ finit.

Ca urmare a observării celor două cazuri limită – rețeaua circulară și rețeaua rectilinie – rezultă că și rotorul conic se poate reduce la un caz plan prin idealizare: folosind ca suprafață de intersecție o suprafață conică coaxială cu rotorul (fig.1.6). Desfășurînd această suprafață conică se obține o rețea circulară. La prima desfășurare se obține numai un segment circular cu unghiul la centru $2\pi \sin\gamma$, cu γ ca semiunghi de deschidere a conului de intersecție. Acest segment circular se poate reflecta față de una din limitele sale pentru a completa rețeaua circulară.

Rezultă din cele expuse pînă acum că punctul de pornire al cercetărilor în domeniul rețelelor de profile poate să-l constituie mișcarea plană a fluidului care în cazul mașinilor hidraulice poate fi considerat incompresibil. In primă etapă se neglijează forțele de vîscozitate și se acceptă ipoteza fluidului ideal. Rezultatele obținute din soluționarea problemei sub restricția acestor ipoteze se pot completa prin studiile corespunzătoare ale mișcării în stratul limită care permit determinarea teoretică a pierderilor hidraulice datorite prezenței rețelei.

In ultimă instanță scopul studiilor asupra mișcării în prezența rețelei este ca pentru un anumit tip de [illegible] energetică și se [illegible] trebuie cunoscută dependența dintre parametrii geometrici și aerodinamici ai rețelei.

Parametrii geometrici ai rețelei circulare sînt cei enumerați mai sus la care se adaugă parametrii geometrici ai [illegible]ilului reţelei (fig.1.7). Prin parametrii aerodinamici se înţeleg vitezele dela intrare şi ieşire v_1 şi v_2, unghiurile ε_1 şi ε_2, diferenţa de presiune $\Delta p = p_1 - p_2$ unde p_1 şi p_2 sînt presiunile statice înainte şi după reţea repartiţia de presiune $p(s)$ pe conturul profilului reţelei ca şi pierderea de energie sub forma $\Delta p_t = p_{t1} - p_{t2}$ în cazul fluidului incompresibil, unde p_{t1} şi p_{t2} sînt presiunile totale înainte şi după reţea. Din distribuţia de presiuni pe profil se pot determina forţele rezultante ale acţiunii fluidului asupra profilului.

Legătura dintre parametrii geometrici şi aerodinamici se determină în două etape:

1. Determinarea repartiţiei presiunii pe conturul profilului reţelei în ipoteza mişcării potenţiale plane.

2. Determinarea stratului limită pe contur şi a pierderilor hidraulice corespunzătoare.

In studiul primei etape se disting două probleme principale:

I. Cunoscînd mărimea şi direcţia vitezei la intrare şi ieşire să se determine geometria reţelei şi a profilului precum şi distribuţia de presiuni pe conturul profilului.

II. Cunoscînd geometria reţelei şi a profilului să se determine mărimea şi direcţia vitezei de la ieşire, distribuţia de presiuni pe conturul profilelor şi forţele ce derivă din ea, în funcţie de viteza de la intrare.

Prima problemă este specifică proiectării, presupunînd dimensionarea reţelei optime pentru anumite condiţii de funcţionare. Cercetările sistematice asupra reţelelor, la care se modifică treptat unii dintre parametrii geometrici menţinînd constant restul lor pentru descoperirea performanţelor reţelei, fac obiectul celei de a doua probleme. Aceasta mai intervine şi în procesul de proiectare atunci cînd este necesară "recalcularea" unei reţele căreia i s-au stabilit anterior parametrii geometrici.

1.3. Metode de rezolvare a problemelor mişcării în prezenţa reţelei circulare de profile.

In ipoteza fluidului ideal ecuaţiile care caracterizează mişcarea în prezenţa reţelei de profile sînt: ecuaţia de continuitate şi ecuaţia de mişcare, la care se adaugă ipoteza incompresibilităţii fluidului în cazul reţelelor specifice maşinilor hidraulice. Aceste trei ecuaţii oferă teoretic, pentru fluidul ideal, un sistem determinat pentru soluţia problemei, adică determinarea cîmpului vectorial al vitezelor şi a cîmpurilor scalare ale presiunii şi masei specifice.

La acestea se mai adaugă condiţiile la limită caracterizînd comportarea fluidului perfect de-a lungul frontierelor mişcării. Din condiţia de impenetrabilitate a unui solid imers apare condiţia ca conturul să fie linie de curent sau condiţia de anulare a componentei normale pe contur a vitezei. In cazul fluidelor reale, viteza pe contur se anulează, în vreme ce la fluidul ideal rămîne diferită de zero numai componenta tangenţială a vitezei pe contur.

In cazul mişcării în prezenţa reţelelor circulare se evidenţiază două situaţii funcţionale:

- reţeaua circulară fixă, corespunzătoare unei reţele de stator sau aparat director,
- reţeaua circulară rotitoare, corespunzătoare unei reţele de rotor de pompă sau turbină.

Indiferent de natura fluidului şi de condiţiile fizice în care se desfăşoară mişcarea, reţeaua de profile fiind un sistem periodic de obstacole, mişcarea în prezenţa ei va fi deasemenea periodică.

Tratarea matematică a problemelor reţelelor de profile permite defalcarea următoarelor metode:

a) Metoda ecuaţiilor integrale, constînd în soluţionarea ecuaţiilor integrale ale cîmpului de viteze ţinînd cont de condiţiile la limită pe contur şi la intrarea în rotor. A fost aplicată de J.J.Krammer /K.13/ pentru cazul reţelelor formate din segmente de spirală logaritmică sau din plăci. Pentru profile de o formă oarecare integrarea atrage după sine complicaţii matematice care fac metoda prea laborioasă în calculele aplicative.

b) Metoda singularităţilor se bazează pe teoria lui Birnbaum /B.9/ elaborată pentru profilul izolat, la care efectul profilului este înlocuit cu o distribuţie de surse şi vîrtejuri, Această metodă cunoaşte o extinsă aplicare la reţelele rectilinii de profile şi a fost aplicată pentru prima dată la reţelele circulare de către A.Betz /B.7/ şi dezvoltată mai tîrziu de W.Isay /I.3/ şi Hoffmeister /H.3/.

In centrul reţelei se consideră o sursă sau absorbţie egală ca intensitate cu debitul care traversează reţeaua de lăţime unitară şi un vîrtej de intensitate egală cu circulaţia de la intrare. Profilele reţelei se înlocuiesc cu distribuţii de surse-absorbţii şi vîrtejuri, repartizate pe conturul profilului. Integrala de-a lungul conturului a distribuţiei de surse-absorbţie trebuie să se anuleze în virtutea condiţiei ca întreg conturul să fie linie de curent, iar integrala de-a lungul aceluiaş contur a distribuţiei de vîrtejuri, trebuie să fie egală cu circulaţia realizată de profil.

Viteza pe contur rezultă din soluţionarea unui sistem de ecuaţii integrale de tip Fredholm pentru a căror integrare se foloseşte o metodă numerică. Studiul lui Isay pune la dispoziţie o metodă de calcul al reţelelor circulare relativ laborioasă, dar care în situaţia folosirii unei maşini electronice de calcul poate soluţiona problema repartiţiei vitezelor pe conturul profilului.

c) Metoda transformării conforme se bazează pe transformarea conformă a domeniului mişcării din planul reţelei circulare pe un domeniu canonic unde mişcarea are soluţii cunoscute. Ca domeniu canonic s-a ales:

– exteriorul cercului unitate – metodă studiată de König /K.11/, Busemann /B.11/ Sörensen /S.15/, Spannhake /S.16/, Scholz /S.7/, Meicenpar /M.1/, Solomahova /S.14/, Acosta /A.5/ şi alţii;

– interiorul cercului unitate – metodă studiată de Voitaşevschi /V.2,3/ şi alţii;

– domeniul exterior reţelei circulare de arce de spirală logaritmică – metodă studiată de Tauşcanov /T.1/;

– domeniul exterior reţelei de plăci drepte sau curbe – metodă studiată de Dorfman /D.7/.

Studiul reţelei rotitoare se face în toate aceste cazuri suprapunînd două tipuri de mişcare:

– mişcarea în prezenţa unei reţele fixe datorită sursei Q_0 şi a circulaţiei Γ_0 dispuse în origine,

– mişcarea generată de reţeaua rotitoare cu viteza unghiulară ω, în fluidul în repaus – aşa numita "mişcare complexă de transport". Viteza corespunzătoare acestei mişcări este nulă în centrul reţelei şi la infinit.

Pentru reţelele formate din profile subţiri de formă apropiată segmentului de spirală logaritmică sau din profile analitice, calculul distribuţiei de viteze nu este prea laborios, iar rezultatele sînt exacte. La profilele de formă oarecare transformarea profilului pe un domeniu canonic oarecare este foarte laborioasă, ceeace face ca metodele să nu mai fie practice.

Transformarea conformă a domeniului mişcării din reţeaua circulară în domeniul corespunzător unei reţele rectilinii prezintă mari avantaje din punct de vedere al metodei de calcul. Problema mişcării în prezenţa reţelelor rectilinii de profile este practic rezolvată, ea constituind preocuparea unei întregi pleiade de cercetători din domeniul mecanicii fluidelor. Se cuvin a fi menţionate aici importantele studii în domeniul reţelelor rectilinii datorate lui F.Weinig /W.1/, J.E.Garrick /G.1/, şi W.Traupel /T.2/ care rezolvă problema plană a mişcării în prezenţa şirului infinit de contururi congruente transformînd conform domeniul mişcării în domeniul exterior cilindrului circular.

Reţeaua rectilinie este studiată prin metoda singularităţilor de către A.Betz /B.7/ şi M.Schilhansl /S.3/, iar aplicaţiile ulterioare se datoresc lui J.Ackeret /A.4/, E.Pistolesi /P.1/, V. Lieblein /L.3/, ca şi lui R.A.Spurr şi H.J.Allen /S.17/, S.Katzoff, R.S.Finn şi J.C.Laurance /K.1/ care lucrează parţial prin transformări conforme şi parţial prin metoda singularităţilor.

Rezultate importante s-au obţinut prin studiile lui W.Isay /I.3,4/ care foloseşte metoda ecuaţiilor integrale singulare în cazul reţelelor rectilinii şi prelucrează o metodă numerică de calcul precum şi prin lucrările lui H.Schlichting /S.4/ care pe baza aceleiaşi metode a singularităţilor pune la dispoziţia cercetătorului o metodă de calcul bazată pe coeficienţi tabelaţi în funcţie de pasul relativ şi unghiul de instalare reducînd astfel substanţial volumul de lucru.

N.Scholz /S.9/ elaborează o metodă de calcul bazată pe teoria singularităţilor care face posibilă rezolvarea atît a primei probleme a reţelelor cît şi a celei de a doua.

Se remarcă deasemenea studiile cercetătorilor sovietici în problema reţelelor rectilinii, astfel Ahiezer /A.6/ studiază în 1934 problema mişcării plane în prezenţa reţelei de arce de cerc, N.E.Kocin /K.7/, /K.8/ a adus contribuţii la studiul reţelelor rectilinii de profile prin transformări conforme, G.A.Sere[illegible] /[illegible] 2/ a dezvoltat o metodă de studiu prin transformarea conformă [illegible] reţea de cercuri, iar L.A.Simonov /S.12/ aplică metoda [illegible] la studiul profilului izolat şi în rețea. L.F.Leschin /L.2/ elaborează o metodă de calcul al cîmpului vitezelor în rețeaua de profile subțiri prin metoda singularităților.

Problema rețelelor rectilinii a mai preocupat cercetători ca Proskura /P.1o/, Scholz /S.8/, Stepanov /S.13/, Sedov /S.11/ care elaborează în acest domeniu importante tratate monografice.

Importante sînt preocupările legate de studiul caracteristicilor hidrodinamice ale profilelor izolate şi funcționînd în rețea rectilinie datorite lui A.Bărglăzan, I.Anton şi O.Popa /A.8,9,1o,12/, /B.1,2,3,4,5,6/, /P.3,4,5,6,11/. Utilizînd metoda ecuațiilor integrale singulare formulele lui Plemelj şi problemele la limită de tip Hilbert, s-au elaborat noi metode de studiu al cîmpului de viteze pe conturul profilelor rețelei. O.Popa a stabilit formula de inversiune a integralei de tip Cauchy pentru rețeaua de arce subțiri /P.13/ şi a determinat deasemenea o relație generală care să permită calculul proprietăților aerodinamice ale unui profil dispus în rețea, cînd se cunosc proprietățile aerodinamice ale profilului singular /P.11/.

Prin transformarea conformă a domeniului mişcării din rețeaua circulară în rețeaua rectilinie problema se rezolvă în domeniul rețelei rectilinii făcînd apel la oricare din metodele de calcul studiate de către autorii mai sus citați, iar rezultatele se transpun în baza transformării efectuate în rețeaua circulară.

Acest mod de punere a problemei a cîştigat interesul multor cercetători ca H.Krüger /K.15/, Melesev /M.2/, A.Verba /V.1/, J.Polášek /P.2/, O.Füzy /F.3/ şi alții.

Metoda are unele îngrădiri de particularitățile geometrice ale profilelor rețelei circulare şi soluția preconizată diferă de la autor la autor doar în funcție de metoda de rezolvare utilizată în domeniul transformat.

In lucrarea de față s-a utilizat această metodă pentru calculul analitic al caracteristicilor hidrodinamice ale rețelei circulare, apelînd în planul rețelei rectilinii la metoda elaborată de I.Anton şi O.Popa /A.1o/, /P.3/.

1.4. Parametrii geometrici şi cinematici ai mişcării în prezenţa reţelelor circulare de profile.

Scopul final al cercetărilor privind reţelele de profile îl constitue stabilirea caracteristicilor energetice şi cavitaţionale într-o formă adecuată procesului de proiectare, astfel încît inginerul proiectant să-şi poată alege sau defini reţeaua de profile care să realizeze, fără pericolul apariţiei fenomenului de cavitaţie şi cu pierderi minime, deviaţia curentului impusă de condiţiile nominale de funcţionare. Dacă în cazul profilului izolat şi al reţelelor rectilinii au fost elaborate pînă în prezent studii sistematice, teoretice şi experimentale în această direcţie, în domeniul reţelelor circulare literatura de specialitate indică o preocupare destul de restrînsă. In lipsa unor convenţii general acceptate privind notaţia şi definirea mărimilor caracteristice s-au admis, unde a fost posibil, moduri de definire apropiate de cele utilizate la reţelele rectilinii.

1.4.1. Parametrii geometrici ai reţelei circulare sînt determinaţi de:

- Geometria profilului definită prin : d/l-grosimea relativă, f/l - curbura relativă, $^{x}f/l$ - poziţia relativă a curburii maxime, r_N/l - raza relativă a bordului de atac, 2τ - unghiul bordului de ~~atac~~ fugă (fig.1.8).

In cazul calculelor analitice profilul este definit prin ecuaţia conturului $r^{\pm}(\tau^{\pm})$ sau prin puncte $(r^{\pm},\tau^{\pm})$

- Geometria reţelei definită prin : R_1 - raza de aşezare a bordului de atac, R_2 - raza de aşezare a bordului de fugă, R_a - raza de aşezare a axului profilului, N - numărul profilelor reţelei, τ_0 - unghiul la centru în care se înscrie profilul (fig.1.7).

1.4.2. Parametrii hidrodinamici care caracterizează curentul pot fi rezumaţi la: viteza curentului, presiune, unghiul de atac, numărul Reynolds, numărul Mach şi gradul de turbulenţă al curentului.

- Viteza curentului: în cazul reţelei circulare, spre deosebire de reţelele rectilinii, nu se poate defini viteza W_∞ întrucît aceasta nu are un sens fizic. La reţelele acceleratoare curentul are sens centripetal, iar viteza creşte continuu de la intrare spre ieşire. La reţelele întîrziate cum sînt cele de pompă curentul are sens centrifugal, iar viteza descreşte de la intrare spre ieşire.

In cazul studiilor experimentale se consideră că viteza de la intrare este aceea viteză măsurată în amonte (pentru reţelele

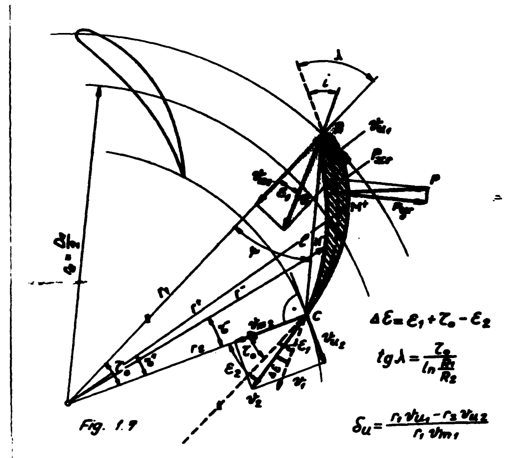

$\Delta\varepsilon = \varepsilon_1 + \tau_0 - \varepsilon_2$
$tg\lambda = \frac{\tau_0}{\ln\frac{R_1}{R_2}}$
$\delta_u = \frac{r_1 v_{u1} - r_2 v_{u2}}{r_1 v_{m1}}$

Fig. 1.7

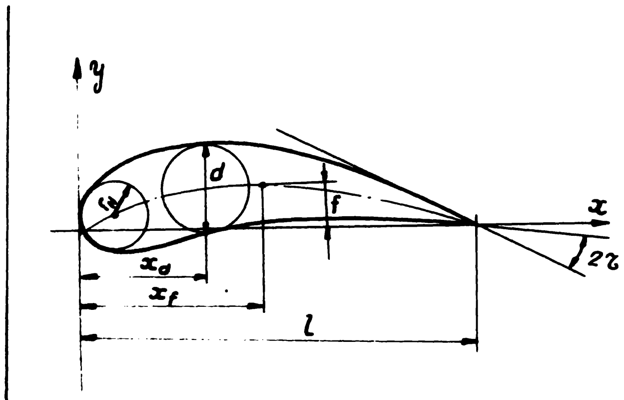

y
x
d
f
x_d
x_f
l
2τ

Fig. 1.8

acceleratoare) a cărei distribuție de-a lungul periferiei este constantă.

– Presiunea curentului p_1 din amonte de rețea diferă de presiunea p_2 din aval de rețea: pentru rețelele acceleratoare $p_1 > p_2$ iar pentru cele întîrziate $p_1 < p_2$.

– Unghiul de atac sau de incidență (i) s-a convenit a fi notat unghiul pe care viteza curentului de la intrare îl face cu tangenta la spirala logaritmică ce trece prin bordul de atac și de fugă al profilului.

Pe lîngă unghiul de atac curentul mai poate fi caracterizat și prin unghiul de la intrare (ε_1) respectiv ieșire (ε_2) măsurat între direcția vitezei și raza vectoare ce trece prin punctul în care se măsoară viteza.

– Numărul Reynolds este foarte important în cazul studiilor experimentale pentru precizarea regimului de mișcare. In funcție de tipul rețelei studiate se consideră pentru rețele de pompă $R_{e1} = v_1 l/\nu$, pentru rețele de turbină $R_{e2} = v_2 l/\nu$, unde l este lungimea corzii profilului.

– Numărul Mach al curentului e necesar în studiile experimentale întrucît caracterizează influența compresibilității. Poate fi exprimat sub forma $M_{a1} = v_1/a$ pentru rețelele de pompă sau $M_{a2} = v_2/a$ pentru rețelele de turbină (a fiind viteza sunetului în mediul de lucru).

– Gradul de turbulență caracterizează starea de turbulență a curentului la intrare sau ieșire prin /3.G/ :

$$T_u = \sqrt{\frac{\frac{1}{3}\left(\bar{v}_x'^2 + \bar{v}_y'^2 + \bar{v}_z'^2\right)}{\bar{v}}}$$

unde $\bar{v}_x'^2$, $\bar{v}_y'^2$, $\bar{v}_z'^2$ sînt valorile medii într-un interval de timp T ale pătratelor componentelor vitezelor locale:

$$\bar{v}_x'^2 = \frac{1}{T}\int_0^T v_x'^2\,dt \quad ; \quad \bar{v}_y'^2 = \frac{1}{T}\int_0^T v_y'^2\,dt \quad ; \quad \bar{v}_z'^2 = \frac{1}{T}\int_0^T v_z'^2\,dt$$

iar $\bar{v}$ este viteza medie a curentului în secțiunea considerată.

Concluzii la capitolul I.

Analizarea funcției reale a aparatului director ca element intermediar de conducere a curentului dinspre camera spirală la rotor, determină rolul său hotărîtor în asigurarea condițiilor optime de intrare în rotorul turbinei.

Problematica ridicată de funcţionarea aparatului director în condiţii optime din punct de vedere energetic, insuficient studiată în literatura de specialitate, face necesară reconsiderarea teoretică şi experimentală a hidrodinamicii mişcării în prezenţa aparatului director în scopul stabilirii atît a caracteristicilor de funcţionare, cît şi a influenţei parametrilor geometrici şi cinematici asupra performanţelor sale.

Din analiza tabloului mişcării în prezenţa aparatului director şi sub restricţia unor ipoteze simplificatoare - fluid ideal, incompresibil, mişcare plană, axial-simetrică - rezultă posibilitatea soluţionării problemei prin asimilarea cu mişcarea în prezenţa unei reţele circulare plane de profile. Tratarea matematică a acestei probleme permite defalcarea următoarelor metode: metoda ecuaţiilor integrale, metoda singularităţilor, metoda transformării conforme a domeniului mişcării pe un domeniu canonic, unde aceasta are soluţii cunoscute. Date fiind numeroasele metode de rezolvare elaborate pînă în prezent de diverşi cercetători şi în special contribuţiile aduse de Şcoala timişoreană de maşini hidraulice pentru reţelele plane de profile, se dovedeşte deosebit de avantajoasă transformarea conformă a mişcării din planul reţelei circulare în planul unei reţele plane echivalente în care se poate soluţiona tabloul mişcării şi transpune apoi rezultatele în planul fizic.

CAPITOLUL II.

METODA ANALITICA APLICATA PENTRU CALCULUL CARACTERISTICILOR HIDRODINAMICE ALE RETELEI CIRCULARE.

2.1. Funcția de transformare și parametrii geometrici și cinematici ai rețelei de calcul.

Funcția care transformă domeniul mișcării din planul rețelei circulare pe un domeniu canonic în care rețeaua de profile este rectilinie, este funcția logaritmică, cu expresia generală:

$$Z = (a + ib)\ln z + (c + id) \qquad (2.1)$$

unde $Z = x + iy$ este un punct curent al domeniului rețelei rectilinii; $z = re^{i\tau}$ este un punct curent al domeniului rețelei circulare; a, b, c, d sînt constantele transformării a căror valoare se determină în funcție de configurația geometrică a rețelei.

In cele ce urmează se vor stabili constantele funcției de transformare în cele două cazuri caracteristice de rețea circulară: – rețeaua parcursă de curent în sens centripetal (rețea de rotor, aparat director sau stator de turbină); – rețeaua parcursă de curent în sens centrifugal (rețeaua de rotor și aparat director de pompă).

Pentru primul caz considerăm o rețea de aparat director de turbină care primește curentul de la ieșirea din camera spirală cu circulația Γ_∞ iar la ieșirea din aparatul director curentul are circulația Γ_1. Fie R_1 raza de așezare a bordului de atac și R_2 raza de așezare a bordului de fugă pentru rețeaua formată din N profile. Efectuăm transformarea conformă astfel ca punctului de la $+\infty$ din planul z să-i corespundă punctul de la $-\infty$ din planul Z, iar originii planului z să-i corespundă punctul de la $+\infty$ din planul Z, bordul de atac al profilului să fie plasat în originea sistemului din planul Z, bordul de fugă pe axa absciselor în punctul de abscisă 1 (fig.2.1). Notăm cu λ unghiul pe care tangenta la spirala logaritmică dusă prin bordul de atac și de fugă îl face cu raza punctului curent. Vom avea următoarea corespondență de puncte :

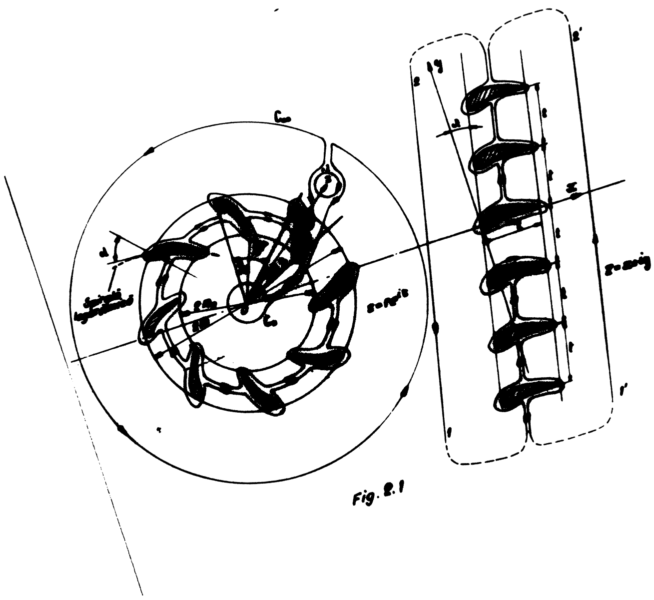


Fig. 2.1

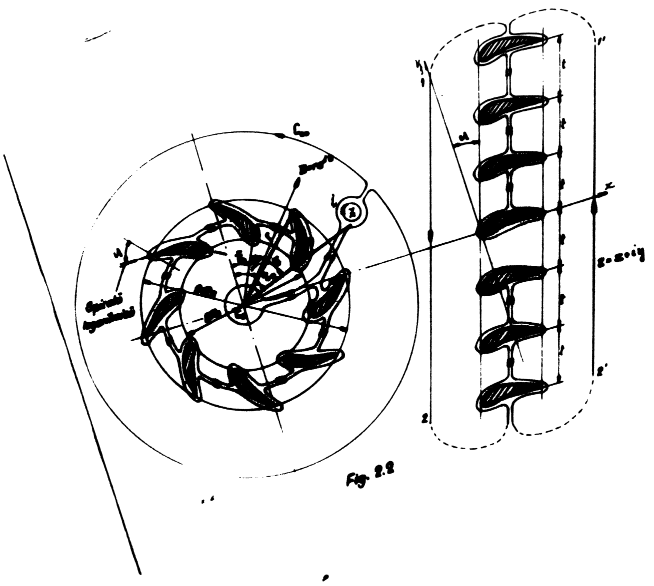


Fig. 2.2

BUPT

$$\begin{cases} r = R_2 \\ \tau = 0 \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} x = l \\ y = 0 \end{cases} \qquad (2.2)$$

$$\begin{cases} r = R_1 \\ \tau = \tau_0 \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} x = 0 \\ y = 0 \end{cases} \qquad (2.3)$$

$$\begin{cases} r = R_1 \\ \tau = \tau_0 + \frac{2\pi}{N} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} x = -t \sin\lambda \\ y = -t \cos\lambda \end{cases} \qquad (2.4)$$

unde τ_0 este unghiul la centru în care este cuprins profilul în planul z iar t este pasul rețelei în planul Z. Cu aceste condiții se determină constantele funcției de transformare:

$$Z = l - \frac{N\,t}{2\pi} e^{-i\lambda} \ln \frac{z}{R_2} \qquad (2.5)$$

și parametrii geometrici ai rețelei rectilinii: unghiul de instalare λ și pasul relativ:

$$\lambda = \operatorname{arc\,tg} \frac{\tau_0}{\ln \frac{R_1}{R_2}} \qquad (2.6)$$

$$t/l = \frac{2\pi}{N} \frac{\cos\lambda}{\ln \frac{R_1}{R_2}} \qquad (2.7)$$

Relația între coordonatele punctelor omoloage se poate scrie sub forma:

$$\begin{cases} x = l - \frac{Nt}{2\pi}\left(\cos\lambda \ln \frac{r}{R_2} + \tau \sin\lambda\right) & (2.8) \\ y = \frac{Nt}{2\pi}\left(\sin\lambda \ln \frac{r}{R_2} - \tau\cos\lambda\right) & (2.9) \end{cases}$$

sau

$$\begin{cases} \frac{r}{R_1} = \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^{\left(\frac{x}{l} - \frac{y}{l} tg\lambda\right)} & (2.10) \\ \tau = \left[\left(1 - \frac{x}{l}\right) tg\lambda + \frac{y}{l}\right] \ln \frac{R_1}{R_2} & (2.11) \end{cases}$$

Relațiile (2.6), (2.7),(2.8),(2.9) permit determinarea punct cu punct a conturului profilului, a pasului relativ și unghiului de instalare al rețelei rectilinii.

Pentru determinarea parametrilor cinematici ai mișcării în domeniul rețelei rectilinii se ține cont că în virtutea transformării conforme efectuate, vitezele complexe satisfac relația

$$W(z)\,dz = W(Z)\,dZ \qquad (2.12)$$

sau

$$|W(z)| = |W(Z)| \left|\frac{dZ}{dz}\right| = |W(Z)| \frac{Nt}{2\pi\ldots} \qquad (2.13)$$

Impunînd condiția de egalitate a circulațiilor pe conturul de la $+\infty$ în planul z și pe conturul de la $-\infty$ din planul Z – contururi omoloage prin transformare – avem:

$$\oint_{C_\infty} W(z)\,dz = -\int_1^2 W(-\infty)\,dZ \qquad (2.14)$$

Viteza asimptotică $W(-\infty)$ din planul rețelei rectilinii este conform /A.1o/ :

$$W(-\infty) = W_\infty + \frac{\Gamma}{2t} e^{-i(\frac{\pi}{2}-\lambda)} = V_\infty e^{-i\alpha_\infty} + \frac{\Gamma}{2t} e^{-i(\frac{\pi}{2}-\lambda)} \qquad (2.15)$$

unde Γ este circulația în jurul profilului iar V_∞ și α_∞ modulul respectiv incidența curentului de la infinit din planul rețelei rectilinii. Integrînd de-a lungul conturului L' (fig.2.1)

$$-\int_1^2 W(-\infty)\,dZ = -V_\infty i N t\, e^{-i(\lambda+\alpha_\infty)} - \frac{N\Gamma}{2} \qquad (2.16)$$

Primul membru al relației (2.14) se mai poate scrie:

$$\oint_{C_\infty} W(z)\,dz = \oint_{C_\infty} v_t\,ds + i\oint_{C_\infty} v_n\,ds = -\Gamma_\infty - iQ_\infty \qquad (2.17)$$

unde s-a operat descompunerea

$$W(z)\,dz = W(z)e^{i\tau}ds = (v_t + i v_n)\,ds$$

iar Γ_∞ respectiv Q_∞ sînt circulația respectiv debitul de la $+\infty$ raportate la înălțimea paletei dispuse în rețeaua circulară.

Inlocuind (2.16) și (2.17) în (2.14) obținem după cîteva operații simple parametrii cinematici ai mișcării în rețeaua rectilinie :

$$V_\infty = \frac{1}{Nt}\sqrt{Q_\infty^2 + \left(\Gamma_\infty - \frac{N\Gamma}{2}\right)^2} \qquad (2.18)$$

$$tg(\alpha_\infty+\lambda) = \frac{2\Gamma_\infty - N\Gamma}{2Q_\infty} \qquad (2.19)$$

In urma stabilirii parametrilor geometrici și cinematici ai mișcării în domeniul rețelei rectilinii, se dispune de toate elementele necesare rezolvării problemei în acest plan.

Este analizat în continuare cazul rețelei circulare specifice rotorului sau aparatului director de pompă. Pentru acest tip de rețea circulară transformarea domeniului mișcării în planul rețelei rectilinii impune următoarea corespondență [illegible] originea sistemului de axe din planul z este transpusă în [illegible] la $-\infty$ din planul Z, iar punctul de la $+\infty$ din planul z în punctul de la $+\infty$ din planul Z, bordul de atac al profilului situat pe cercul de rază r = R_1 și unghiul la centru $\tau = 0$ se [illegible] sistemului de axe din planul Z iar bordul de fugă al aceluiaşi profil în punctul de abscisă x = 1, pe axa absciselor din planul Z (fig.2.2). Avem deci:

$$\begin{cases} r = R_1 \\ \tau = 0 \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} x = 0 \\ y = 0 \end{cases} \qquad (2.20)$$

$$\begin{cases} r = R_2 \\ \tau = \tau_0 \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} x = 1 \\ y = 0 \end{cases} \qquad (2.21)$$

$$\begin{cases} r = R_1 \\ \tau = 2\pi/N \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} x = t\sin\lambda \\ y = t\cos\lambda \end{cases} \qquad (2.22)$$

Funcţia de transformare corespunzătoare va fi:

$$Z = \frac{Nt}{2\pi} e^{-i\lambda} \ln\frac{z}{R_1} \qquad (2.23)$$

iar parametrii geometrici ai reţelei rectilinii:

$$\lambda = \operatorname{arc\,tg} \frac{\tau_0}{\ln\frac{R_2}{R_1}} \qquad (2.24)$$

$$t/l = \frac{2\pi}{N} \frac{\cos\lambda}{\ln\frac{R_2}{R_1}} \qquad (2.25)$$

Funcţia de transformare (2.23) se mai poate scrie sub forma:

$$\begin{cases} x = \frac{Nt}{2\pi}\left(\cos\lambda \ln\frac{r}{R_1} + \tau\sin\lambda\right) & (2.26) \\ y = \frac{Nt}{2\pi}\left(\tau\cos\lambda - \sin\lambda \cdot \ln\frac{r}{R_1}\right) & (2.27) \end{cases}$$

sau

$$\begin{cases} \frac{r}{R_1} = \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^{\left(\frac{x}{l} - \frac{y}{l}\operatorname{tg}\lambda\right)} & (2.28) \\ \tau = \left(\frac{x}{l}\operatorname{tg}\lambda - \frac{y}{l}\right)\ln\frac{R_2}{R_1} & (2.29) \end{cases}$$

Relaţia (2.26) şi (2.27) permite transformarea punct cu punct a conturului profilului din planul reţelei circulare în planul reţelei rectilinii.

Aplicînd ca şi în cazul precedent condiţia egalităţii circulaţiilor: pe conturul din jurul originii în planul reţelei circulare şi în jurul punctului omolog din reţeaua rectilinie obţinem:

$$\oint_{C_0} W(z)\,dz = \int_2^1 W(-\infty)\,dZ \qquad (2.30)$$

şi efectuînd integralele din membrul stîng şi drept al relaţiei (2.30) se obţine în cele din urmă:

$$\Gamma_0 + iQ_0 = -iV_\infty N t e^{-i(\alpha_\infty+\lambda)} - \frac{N\Gamma}{2}$$

de unde rezultă parametrii cinematici ai rețelei rectilinii:

$$V_\infty = \frac{1}{Nt}\sqrt{Q_0^2 + \left(\Gamma_0 + \frac{N\Gamma}{2}\right)^2} \qquad (2.31)$$

$$tg(\alpha_\infty + \lambda) = \frac{2\Gamma_0 + N\Gamma}{2Q_0} \qquad (2.32)$$

Cunoscînd parametrii geometrici și cinematici ai rețelei rectilinii se poate rezolva problema mișcării în acest plan, iar rezultatele se transpun în planul rețelei circulare cu ajutorul relațiilor (2.10), (2.11) și (2.13) pentru rețeaua de turbină, respectiv (2.28), (2.29) și (2.13) pentru rețeaua de pompă.

2.2. Prezentarea metodei analitice utilizate pentru calculul caracteristicilor hidrodinamice ale rețelei.

Problema mișcării aduse în planul rețelei rectilinii este rezolvabilă prin oricare dintre metodele bine stabilite pentru acest tip de rețea. S-a ales metoda ecuațiilor integrale singulare, elaborată de Acad.I.Antón și Prof.dr.ing.O.Popa în lucrările /A.10/, /P.3/, /P.4/, la care efectul profilului în rețea este înlocuit prin repartiții de surse-absorbții și vîrtejuri de-a lungul scheletului profilului, funcțiile lor de distribuție stabilindu-se în prima fază a calculului. In a doua fază se determină distribuția de viteze pe conturul profilului rețelei. Metoda analitică este completată cu o metodă numerică care face posibilă integrarea sistemelor de ecuații integrale de tip Fredholm de speța II-a ce rezultă din calculul analitic. Această metodă numerică, rezolvă problema în etape și se pretează la programare în limbaj FORTRAN.

Considerăm o rețea de profile de formă oarecare, avînd pasul t și unghiul de instalare λ. Fie C conturul profilului și l coarda lui, suprapusă peste axa Ox (fig.2.3). Domeniul exterior rețelei de profile se notează cu D^-, iar domeniul interior profilului de contur C cu D^+. Sensul pozitiv de parcurs al conturului este cel care lasă domeniul interior la stînga.

Mișcarea în prezența rețelei de profile este potențială prin ipoteză, plană și periodică prin configurația geometrică a rețelei. Funcția de viteză, derivată a potențialului complex al mișcării este o funcție olomorfă și periodică și poate fi definită în orice punct aparținînd domeniului exterior D^- prin formula lui Cauchy:

$$W(Z) = \frac{1}{2\pi i}\int_C \frac{W(\zeta)}{\zeta - Z}\, d\zeta \qquad (2.33)$$

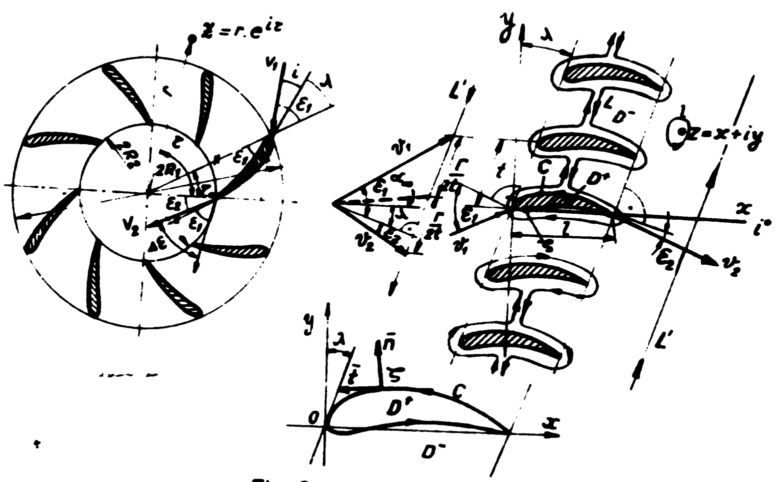


Fig. 2.3

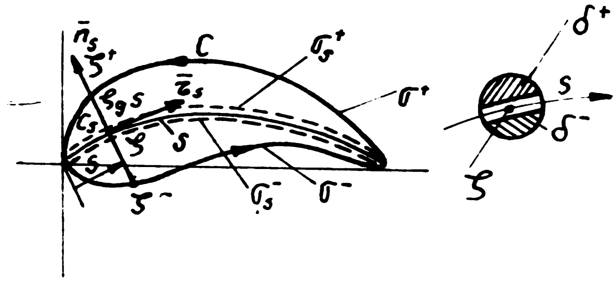


Fig. 2.4.

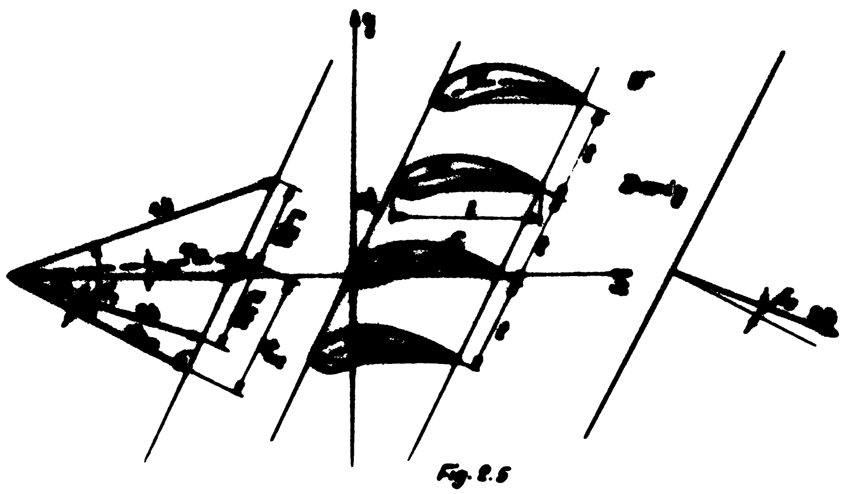


Fig. 2.5

unde $\zeta \in l$ este variabila de integrare iar l este un contur arbitrar închis în domeniul D^{-}.

Prin deformare succesivă conturul l se va transforma în L şi C_n iar integrala va lua forma:

$$W(Z) = \frac{1}{2\pi i}\int_L \frac{W(\zeta)}{\zeta - Z}\, d\zeta + \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{2\pi i}\oint_{C_n} \frac{W(\zeta_n)}{\zeta_n - Z}\, d\zeta_n$$

sau ţinînd cont de sensul pozitiv de integrare:

$$W(Z) = \frac{1}{2\pi i}\int_L \frac{W(\zeta)}{\zeta - Z}\, d\zeta - \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{2\pi i}\oint_{C_n} \frac{W(\zeta_n)}{\zeta_n - Z}\, d\zeta_n \qquad (2.34)$$

Funcţia de viteze fiind periodică satisface relaţiile:

$$W(Z) = W\left(Z + t e^{i\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right)}\right)$$

$$W(\zeta_n) = W(\zeta) \qquad \text{pentru} \qquad \zeta_n = \zeta + nt e^{i\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right)}$$

deci

$$\sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{2\pi i}\int_{C_n} \frac{W(\zeta_n)\, d\zeta_n}{\zeta_n - Z} = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{2\pi i}\int_C \frac{W(\zeta)}{\zeta - Z + nt e^{i\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right)}}\, d\zeta$$

seria integralelor fiind convergentă, se poate scrie:

$$\sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{2\pi i}\int_C \frac{W(\zeta)}{\zeta - Z + int e^{i\lambda}} = \frac{1}{2\pi i}\int_C W(\zeta)\left(\sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{\zeta - Z + int e^{i\lambda}}\right) d\zeta$$

Seria infinită din paranteză reprezintă [illegible] cotangentei hiperbolice:

$$\sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{\zeta - Z + int e^{i\lambda}} = \frac{\pi}{t} e^{i\lambda} \operatorname{cth}\left[\frac{\pi}{t} e^{i\lambda}(\zeta - Z)\right] \qquad (2.35)$$

Introducînd (2.35) în (2.34) obţi[illegible]

$$W(Z) = \frac{1}{2\pi i}\int_L \frac{W(\zeta)}{\zeta - Z}\, d\zeta - \frac{1}{2\pi i}\int_C W(\zeta)\left\{\frac{\pi}{t} e^{i\lambda} \operatorname{cth}\left[\frac{\pi}{t} e^{i\lambda}(\zeta - Z)\right]\right\} d\zeta \qquad ([illegible])$$

[illegible] relaţiei [illegible] unei funcţii [illegible] lui L, [illegible] valoarea [illegible] tant". Calculul [illegible] face pe un c[illegible] infinit. Notînd $\zeta - Z = Re^{i\varphi}$, avem:

$$\frac{1}{2\pi i}\int \frac{W(\zeta)}{\zeta - Z}\, d\zeta = \frac{1}{2\pi i}\int^{2\pi} \frac{W(\zeta)}{Re^{i\varphi}}\, iRe^{i\varphi} d\varphi = \frac{1}{2\pi i}\int^{2\pi} W(\zeta)\, i\, d\varphi = W_{\infty} \qquad (2.37)$$

Nucleul celei de a doua integrale din (2.37) se notează:

$$\frac{\pi}{t} e^{i\lambda} \operatorname{cth}\left[\frac{\pi}{t} e^{i\lambda}(\zeta - Z)\right] = K(\zeta, Z; t, \lambda) \qquad (2.38)$$

$K(\zeta, Z, t, \lambda)$ este o funcţie meromorfă, cu o infinitate de poli simpli şi avînd următoarele proprietăţi:

$$\lim_{x \to \pm\infty} K(\zeta, Z; t, \lambda) = \mp \frac{\pi}{t} e^{i\lambda} \qquad (2.39)$$

$$\frac{1}{2\pi i}\int_C K(\zeta, Z; t, \lambda)\, d\zeta = \begin{cases} 1 & , Z \in D^+ \\ \frac{1}{2} & , Z = \zeta_0 \in C \\ 0 & , Z \in D^- \end{cases} \qquad (2.40)$$

Ţinînd cont de cele stabilite prin (2.37) şi (2.38) viteza complexă într-un punct aparţinînd domeniului D^- se poate scrie:

$$W(Z) = W_\infty - \frac{1}{2\pi i}\int_C W(\zeta) K(\zeta, Z; t, \lambda)\, d\zeta \qquad (2.41)$$

Pentru determinarea limitei de contur, relaţia (2.41) se mai poate scrie sub forma:

$$W(Z) = W_\infty - \frac{1}{2\pi i}\int_C K(\zeta, Z; t, \lambda)\left[W(\zeta) - W(\zeta_0)\right] d\zeta - \frac{W(\zeta_0)}{2\pi i}\int_C K(\zeta, Z; t, \lambda)\, d\zeta \qquad (2.42)$$

Atît timp cît este verificată condiţia Hölder

$$\left| W(\zeta) - W(\zeta_0) \right| \leq A \left| \zeta - \zeta_0 \right|^\mu \qquad (2.43)$$

unde A este o constantă arbitrară iar exponentul μ satisface condiţia $0 \leq \mu \leq 1$, există şi limita funcţiei (2.41) în sensul valorii ei principale. Limitele laterale ale funcţiei $W(Z)$ se notează: $\lim_{\substack{Z \to \zeta_0 \in C \\ Z \in D^+}} W(Z) = W^+(\zeta_0)$ limita la dreapta şi $\lim_{\substack{Z \to \zeta_0 \in C \\ Z \in D^-}} W(Z) = W^-(\zeta_0)$ limita la stînga

Aplicînd trecerea la limită relaţiei (2.42) şi folosind relaţiile (2.40) limitele la stînga şi la dreapta ale funcţiei de viteză de-a lungul conturului C, vor avea expresia :

$$W^+(\zeta_0) = W_\infty - \frac{1}{2\pi i}\int_C K(\zeta, \zeta_0; t, \lambda)\left[W(\zeta) - W(\zeta_0)\right] d\zeta - W(\zeta_0) \qquad (2.44)$$

$$W^-(\zeta_0) = W_\infty - \frac{1}{2\pi i}\int_C K(\zeta, \zeta_0; t, \lambda)\left[W(\zeta) - W(\zeta_0)\right] d\zeta \qquad (2.45)$$

Apelînd din nou la formulele (2.40) limitele (2.44) şi (2.45) se pot pune sub o formă asemănătoare formulelor lui Plemelj :

$$W^{+}(\zeta_0) = W_\infty - \frac{1}{2}W(\zeta_0) - \frac{1}{2\pi i}\int_C K(\zeta,\zeta_0;t,\lambda)W(\zeta)d\zeta \qquad (2.46)$$

$$W^{-}(\zeta_0) = W_\infty + \frac{1}{2}W(\zeta_0) - \frac{1}{2\pi i}\int_C K(\zeta,\zeta_0;t,\lambda)W(\zeta)d\zeta \qquad (2.47)$$

Sumînd şi scăzînd cele două limite laterale se obţin următoarele ecuaţii funcţionale:

$$W^{+}(\zeta_0) + W^{-}(\zeta_0) = 2W_\infty + \frac{1}{\pi i}\int_C K(\zeta,\zeta_0;t,\lambda)W(\zeta)d\zeta \qquad (2.48)$$

$$W^{+}(\zeta_0) - W^{-}(\zeta_0) = -W(\zeta_0) \qquad (2.49)$$

Intrucît pentru $Z \in D^{+}$, $W(Z) = 0$, limita la stînga respectă aceeaşi relaţie, deci $W^{+}(\zeta_0) = 0$. Din (2.49) rezultă că avem:

$$W^{-}(\zeta_0) = W(\zeta_0) \qquad (2.50)$$

Prin înlocuirea acestui rezultat în (2.47) se obţine:

$$W(\zeta_0) = 2W_\infty - \frac{1}{\pi i}\int_C K(\zeta,\zeta_0;t,\lambda)W(\zeta)d\zeta \qquad (2.51)$$

integrala de tip Cauchy a cîmpului de viteze $W(\zeta_0)$ pe conturul profilului, integrală ce se consideră în sensul valorii ei principale. Din relaţia (2.41) şi (2.39) se pot determina vitezele asimptotice $W_1 = \lim\limits_{x \to -\infty} W(Z)$ în amontele reţelei şi $W_2 = \lim\limits_{x \to +\infty} W(Z)$ în avalul reţelei.

Circulaţia în jurul profilului este prin definiţie

$$\Gamma = -\int_C W(\zeta)d\zeta \qquad (2.52)$$

şi deci cele două limite ale funcţiei de viteze devin:

$$W_1 = W_\infty + \frac{\Gamma}{2t}e^{-i(\frac{\pi}{2}-\lambda)} \qquad (2.53)$$

$$W_2 = W_\infty - \frac{\Gamma}{2t}e^{-i(\frac{\pi}{2}-\lambda)} \qquad (2.54)$$

care sînt constante complexe. Din sumarea lor rezultă expresia constantei complexe din ecuaţia (2.41)

$$W_\infty = \frac{1}{2}(W_1 + W_2) \qquad (2.55)$$

Prin definiţie, viteza indusă sau viteza de perturbaţie are expresia:

$$w(Z) = W(Z) - W_\infty \qquad (2.56)$$

Din relaţiile (2.41) şi (2.40) rezultă, pe baza relaţiei de definiţie, formula integrală a vitezelor induse:

$$w(Z) = -\frac{1}{2\pi i}\int_C K(\zeta,Z,t,\lambda)w(\zeta)d\zeta \qquad (\ldots)$$

unde nucleul $K(\zeta,Z,t,\lambda)$ are expresia (2.38).

In scopul soluţionării cîmpului de viteze s-a recurs la prelungirea analitică a funcţiei vitezelor induse în interiorul conturului C pînă la schelet. Se obţine astfel o nouă funcţie a vitezelor induse notată prin $w_s(Z)$ definită în domeniul D_s^- (exterior reţelei formate din scheletele profilelor de contur C) şi coincizînd cu $w(Z)$ pe intersecţia domeniilor D^- şi D_s^-. Scheletul S al profilului separă conturul C în două arce deschise σ^+ şi σ^-. Notînd ζ^+ punctul curent aparţinînd arcului σ^+ şi ζ^- punctul curent aparţinînd arcului σ^- (fig.2.4) formula integrală (2.57) devine:

$$w(Z) = -\frac{1}{2\pi i}\int_{\sigma^+} K(\zeta^+, Z; t, \lambda) w(\zeta^+) d\zeta^+ - \frac{1}{2\pi i}\int_{\sigma^-} K(\zeta^-, Z; t, \lambda) w(\zeta^-) d\zeta^- \tag{2.58}$$

Punctele $\zeta^\pm$ se pot defini cu ajutorul punctelor corespunzătoare de pe schelet şi a funcţiei de grosime respective prin relaţia:

$$\zeta^\pm = \zeta \pm \zeta_g \tag{2.59}$$

Cu schimbarea de variabilă (2.59), formula (2.58) devine :

$$w_s(Z) = -\frac{1}{2\pi i}\int_0^\ell \left\{ K^+(\zeta, Z; t, \lambda) w^+(\zeta) \frac{d\zeta^+}{d\zeta} + K^-(\zeta, Z; t, \lambda) w^-(\zeta) \frac{d\zeta^-}{d\zeta} \right\} d\zeta \tag{2.60}$$

unde s-a notat

$$w(\zeta^\pm) = w^\pm(\zeta)$$
$$K(\zeta^\pm, Z, t, \lambda) = K^\pm(\zeta, Z; t, \lambda)$$
$$d\zeta^\pm = \frac{d\zeta^\pm}{d\zeta} d\zeta$$

Explicitînd nucleele $K(\zeta^\pm, Z; t, \lambda)$, desvoltînd în serie funcţia cotangentă hiperbolică şi desvoltînd apoi în serie geometrică în raport cu ζ_g se obţine :

$$K^\pm(\zeta, Z; t, \lambda) = K_s(\zeta, Z; t, \lambda) + K_{g_1}(\zeta, Z; t, \lambda) \mp K_{g_2}(\zeta, Z; t, \lambda) \tag{2.61}$$

unde

$$K_s(\zeta, Z; t, \lambda) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{\zeta - Z + int e^{-i\lambda}} = \frac{\pi}{t} e^{i\lambda} \operatorname{cth}\left[\frac{\pi}{t} e^{i\lambda}(\zeta - Z)\right]$$

$$K_{g_1}(\zeta, Z; t, \lambda) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \sum_{j=1}^{+\infty} \frac{\zeta_g^{2j}}{(\zeta - Z + int e^{-i\lambda})^{2j+1}}$$

$$K_{g_2}(\zeta, Z; t, \lambda) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \sum_{j=1}^{+\infty} \frac{\zeta_g^{2j-1}}{(\zeta - Z + int e^{-i\lambda})^{2j}}$$

Ecuaţia (2.60) în care se înlocuieşte (2.61) a nucleului devine:

$$w_s(Z) = -\frac{1}{2\pi i}\int_0^\ell \left[K_s(\zeta, Z; t, \lambda) + K_{g_1}(\zeta, Z; t, \lambda) - K_{g_2}(\zeta, Z; t, \lambda)\right] w^+(\zeta) \frac{d\zeta^+}{d\zeta} d\zeta -$$
$$- \frac{1}{2\pi i}\int_0^\ell \left[K_s(\zeta, Z; t, \lambda) + K_{g_1}(\zeta, Z; t, \lambda) + K_{g_2}(\zeta, Z; t, \lambda)\right] w^-(\zeta) \frac{d\zeta^-}{d\zeta} d\zeta$$

După ordonare relaţia ia forma:

$$w_s(Z)=-\frac{1}{2\pi i}\int_0^l K_s(\zeta,Z;t,\lambda)S(\zeta)d\zeta-\frac{1}{2\pi i}\int_0^l K_{g_1}(\zeta,Z,t,\lambda)S(\zeta)d\zeta+$$
$$+\frac{1}{2\pi i}\int_0^l K_{g_2}(\zeta,Z;t,\lambda)D(\zeta)d\zeta \qquad (2.62)$$

unde s-a notat:

$$S(\zeta)=w^+(\zeta)\frac{d\zeta^+}{d\zeta}+w^-(\zeta)\frac{d\zeta^-}{d\zeta} \qquad (2.63)$$

$$D(\zeta)=w^+(\zeta)\frac{d\zeta^+}{d\zeta}-w^-(\zeta)\frac{d\zeta^-}{d\zeta} \qquad (2.64)$$

Conform celor demonstrate în /P.3/ se poate aduce integrala (2.62) la forma unei integrale de tip Cauchy avînd nucleul $K_s(\zeta,Z;t,\lambda)$ a cărei densitate notată $F(\zeta)$ are expresia:

$$F(\zeta)=S(\zeta)+\sum_{n=1}^{\infty}\frac{1}{2n!}\frac{d^{2n}}{d\zeta^{2n}}\left[S(\zeta)\zeta_g^{2n}\right]-\sum_{n=1}^{\infty}\frac{1}{(2n-1)!}\frac{d^{2n-1}}{d\zeta^{2n-1}}\left[D(\zeta)\zeta_g^{2n-1}\right] \qquad (2.65)$$

Astfel

$$w_s(Z)=-\frac{1}{2\pi i}\int_0^l K_s(\zeta,Z;t,\lambda)F(\zeta)d\zeta \qquad (2.66)$$

Funcţia de viteze $w_s(Z)$ exprimată în (2.66) reprezintă prelungirea analitică a funcţiei de viteze $w(Z)$ definită în domeniul D^+, în interiorul domeniilor D_n^+ ($n = 0, \pm 1, \pm 2, \ldots$) pînă în dreptul mulţimii scheletelor S_n ($n = 0, \pm 1, \pm 2, \ldots$)

Pentru calculul limitei ei pe schelet se notează limitele laterale $w_s^+(\zeta_0) = \lim\limits_{\substack{Z\to\zeta_0\\ Z\in\delta^+}} w_s(Z)$ limita la dreapta şi $w_s^-(\zeta_0)=\lim\limits_{\substack{Z\to\zeta_0\\ Z\in D^-}} w_s(Z)$ limita la stînga, δ^+ şi δ^- fiind vecinătatea stîngă respectiv dreaptă a scheletului. (fig. 2.4)

Aplicînd formulele lui Plemelj pentru determinarea limitelor laterale obţinem:

$$w_s^{\mp}(\zeta_0)=\mp\frac{1}{2}F(\zeta_0)-\frac{1}{2\pi i}\int_0^l K_s(\zeta,\zeta_0;t,\lambda)F(\zeta)d\zeta \qquad (2.67)$$

şi de aici ecuaţiile funcţionale:

$$w_s^+(\zeta_0)+w_s^-(\zeta_0)=2w_s(\zeta_0) \qquad (2.68)$$

$$w_s^+(\zeta_0)-w_s^-(\zeta_0)=-F(\zeta_0) \qquad (2.69)$$

unde s-a notat

$$w_s(\zeta_0)=-\frac{1}{2\pi i}\int_0^l K_s(\zeta,\zeta_0,t,\lambda)F(\zeta)d\zeta \qquad (2.70)$$

Circulaţia în jurul profilului dispus în reţea este prin definiţie:

$$\Gamma = -\int_C W(\zeta)\,d\zeta = -\int_C [w(\zeta) + W_\infty]\,d\zeta = -\int_C w(\zeta)\,d\zeta \tag{2.71}$$

Notînd cu C_S conturul corespunzător vîrtejurilor după scheletul S, contururile C_S şi C sînt reductibile, deci:

$$\Gamma = -\int_C w(\zeta)\,d\zeta = -\int_C w_s(\zeta)\,d\zeta = -\int_{C_S} w_s(\zeta)\,d\zeta$$

sau

$$\Gamma = -\int_{\sigma^+} w_s(\zeta)\,d\zeta - \int_{\sigma^-} w_s(\zeta)\,d\zeta = \int_0^l [w_s^+(\zeta) - w_s^-(\zeta)]\,d\zeta$$

unde s-a ţinut cont de sensul pozitiv de parcurs al celor două arce σ^+ şi σ^-. Conform relaţiei (2.69), avem:

$$\Gamma = -\int_0^l F(\zeta)\,d\zeta \tag{2.72}$$

Rezultă de aici că circulaţia totală în jurul profilului C se obţine din integrarea în lungul scheletului a densităţii $F(\zeta)$. Densitatea $F(\zeta)$ este conform /P.3/ o funcţie continuă, deci şi circulaţia va reprezenta suma unei distribuţii continue de vîrtejuri în lungul scheletului S. $F(\zeta)$ este însă o funcţie complexă de variabilă complexă ζ, deci în expresia ei trebuie să intervină şi un termen imaginar – distribuţia de surse şi absorbţii, a cărei integrală de-a lungul scheletului trebuie însă să fie nulă deoarece rezultatul integrării este conform relaţiei (2.72) o constantă reală Γ. În lucrarea /P.3/ O.Popa demonstrează prin procesul de trecere la limită a circulaţiei de-a lungul unui tronson de profil de contur ΔC raportată la elementul de segment ΔS corespunzător arcului ΔC limitat de tronsonul de profil de-a lungul scheletului S şi pe baza ecuaţiei funcţionale (2.6.), că

$$-\gamma(\zeta) + i\,q(\zeta) = F(\zeta)\,e^{i\theta} \tag{2.73}$$

Din rezultatul demonstraţiei cuprins în (2.73) se observă că proiecţia densităţii $F(\zeta)$ după tangenta la scheletul S într-un punct oarecare reprezintă intensitatea distribuţiei de vîrtejuri $\gamma(\zeta)$ luată cu semn contrar, iar proiecţia densităţii $F(\zeta)$ după normala la schelet în punctul respectiv, reprezintă intensitatea distribuţiei de surse, $q(\zeta)$, luată tot cu semn opus.

Ţinînd seama de (2.72), obţinem:

$$\int_0^l [\gamma(\zeta) - i\,q(\zeta)]\,e^{-i\theta}\,d\zeta = \Gamma \tag{2.74}$$

sau

$$\int_0^l \gamma(s)\,ds = \Gamma \tag{2.75}$$

$$\int_0^l q(s)\,ds = 0 \tag{2.76}$$

Deoarece $\gamma(\zeta)$ şi $q(\zeta)$ reprezintă componentele tangenţiale şi normale la scheletul S ale densităţii $F(\zeta)$, rezultă în conformitate cu (2.69) că distribuţia de vîrtejuri realizează discontinuitatea componentelor tangenţiale ale cîmpului vitezelor induse de-a lungul scheletului S, iar distribuţia de surse realizează discontinuitatea componentelor normale.

Inlocuind (2.73) în (2.66), expresia vitezei induse $w_s(Z)$ devine:

$$w_s(Z)=\frac{1}{2\pi i}\int_0^{l} K(\zeta,Z;t,\lambda)\left[\gamma(\zeta)-iq(\zeta)\right]e^{-i\theta}d\zeta \qquad (2.77)$$

iar media vitezelor induse pe extradosul şi intradosul scheletului, din (2.76) :

$$w_s(\zeta_o)=\frac{1}{2\pi i}\int_0^{l} K(\zeta,\zeta_o;t,\lambda)\left[\gamma(\zeta)-iq(\zeta)\right]e^{-i\theta}d\zeta \qquad (2.78)$$

Inlocuind în (2.67) densitatea prin expresia (2.73) şi descompunînd vitezele induse pe schelet în componente normale şi tangenţiale:

$$w_s^{\pm}(\zeta_o)e^{i\theta_o}=v_{st}^{\pm}(\zeta_o)-i\,v_{sn}^{\pm}(\zeta_o) \qquad (2.79)$$

$$w_s(\zeta_o)e^{i\theta_o}=v_{st}(\zeta_o)-i\,v_{sn}(\zeta_o) \qquad (2.80)$$

se obţin componentele normale şi tangenţiale ale limitelor laterale ale vitezei induse pe schelet:

$$v_{st}^{\pm}(\zeta_o)=\pm\frac{1}{2}\gamma(\zeta_o)+v_{st}(\zeta_o) \qquad (2.81)$$

$$v_{sn}^{\pm}(\zeta_o)=\pm\frac{1}{2}q(\zeta_o)+v_{sn}(\zeta_o) \qquad (2.82)$$

Dacă în expresia mediei vitezei induse $w_s(\zeta_o)$ se operează descompunerea (2.80) şi se descompune şi nucleul $K(\zeta,\zeta_o;t,\lambda)$

$$K(\zeta,\zeta_o;t,\lambda)e^{i\theta_o}=K_t(s,s_o;t,\lambda)-i\,K_n(s,s_o;t,\lambda) \qquad (2.83)$$

unde s, s_o sînt abscisele curbilinii ale scheletului corespunzătoare punctelor ζ, ζ_o, se obţin componentele tangenţiale şi normale ale mediei vitezei induse în lungul scheletului, sub forma unor ecuaţii integrale de tip Fredholm de speţa I-a:

$$v_{st}(s_o)=-\frac{1}{2\pi}\int_S\left[\gamma(s)K_n(s,s_o;t,\lambda)+q(s)K_t(s,s_o;t,\lambda)\right]ds \qquad (2.84)$$

$$v_{sn}(s_o)=\frac{1}{2\pi}\int_S\left[\gamma(s)K_t(s,s_o;t,\lambda)-q(s)K_t(s,s_o;t,\lambda)\right]ds \qquad (2.85)$$

Intrucît condiţia la limită pe conturul C impune ca componenta normală a vitezei totale să se anuleze

$$\mathrm{Im}\left\{\left[w^{\pm}(\zeta)+V_{\infty}e^{-i\alpha_{\infty}}\right]e^{-i\theta^{\pm}}\right\}=0 \qquad (2.86)$$

rezultă posibilitatea exprimării componentei normale v_{sn} sub forma

$$\frac{v_{sn}(s_0)}{V_\infty} = \overset{0}{v}_{sn}(s_0)\cos\alpha_\infty + \overset{1}{v}_{s1}(s_0)\sin\alpha_\infty \tag{2.87}$$

Rezultă din (2.85) şi (2.87) că şi funcţiile $\gamma(s)$ şi $q(s)$ trebuie să admită descompuneri de forma:

$$\frac{\gamma(s)}{V_\infty}\frac{ds}{dx} = \overset{0}{\gamma}(x)\cos\alpha_\infty + \overset{1}{\gamma}(x)\sin\alpha_\infty \tag{2.88}$$

$$\frac{q(s)}{V_\infty}\frac{ds}{dx} = \overset{0}{q}(x)\cos\alpha_\infty + \overset{1}{q}(x)\sin\alpha_\infty \tag{2.89}$$

Cu aceste descompuneri din ecuaţia integrală (2.84), rezultă:

$$\frac{v_{st}(s)}{V_\infty} = \overset{0}{v}_{st}(s)\cos\alpha_\infty + \overset{1}{v}_{st}(s)\sin\alpha_\infty \tag{2.90}$$

Pe baza acestor descompuneri ecuaţiile integrale (2.84) şi (2.85) se descompun într-un sistem de patru ecuaţii integrale:

$$\overset{k}{v}_{st}(x_0) = -\frac{1}{2\pi}\int_0^{l}\left[\overset{k}{\gamma}(x)K_n(x,x_0;t,\lambda)+\overset{k}{q}(x)K_t(x,x_0;t,\lambda)\right]dx \tag{2.91}$$

$$\overset{k}{v}_{sn}(x_0) = \frac{1}{2\pi}\int_0^{l}\left[\overset{k}{\gamma}(x)K_t(x,x_0;t,\lambda)+\overset{k}{q}(x)K_n(x,x_0;t,\lambda)\right]dx \tag{2.92}$$

$$k=0,1$$

Determinarea cîmpului de viteze pe conturul profilului impune determinarea a încă două ecuaţii integrale, care împreună cu ecuaţiile (2.92) să conducă la două sisteme de ecuaţii de tip Fredholm de speţa I-a cu cîte două funcţii necunoscute. In acest scop trebuie admise următoarele ipoteze simplificatoare:

- Se acceptă desvoltarea densităţii limitată la primii doi termeni:

$$F(\zeta) \cong S(\zeta) - \frac{d}{d\zeta}\left[D(\zeta)\zeta_g(\zeta)\right] \tag{2.93}$$

- Cel de-al doilea termen al relaţiei (2.93) se limitează la:

$$\frac{d}{d\zeta}\left[D(\zeta)\zeta_g(\zeta)\right] = e^{-i\theta}\frac{d}{ds}\left[D(\zeta)\,i\,y_g e^{i\theta}\right] \cong i D(\zeta)\frac{dy_g}{ds} \tag{2.94}$$

ceeace face ca relaţia (2.93) să se poată scrie sub forma:

$$e^{-i\theta}\left[\gamma(\zeta) - i q(\zeta)\right] = -S(\zeta) + i D(\zeta)\frac{dy_g}{ds} \tag{2.95}$$

- In a treia aproximaţie se acceptă că media vitezelor induse satisface relaţia:

$$2 w_s(\zeta) = -D(\zeta) \tag{2.96}$$

Această aproximaţie se bazează pe următoarele considerente: din relaţia (2.64)

$$D(\zeta) = w^+(\zeta)\frac{d\zeta^+}{d\zeta} - w^-(\zeta)\frac{d\zeta^-}{d\zeta} \tag{2.64}$$

ţinînd cont de convenţia făcută pentru normale pe parcurs se poate accepta că: $\frac{d\zeta^+}{d\zeta} \cong -1$ şi $\frac{d\zeta^-}{d\zeta} \cong 1$

Relaţia (2.64) devine:

$$D(\zeta) = -w^+(\zeta) - w^-(\zeta)$$

şi ţinînd cont de (2.68) rezultă (2.96)

Din (2.95) şi (2.96) rezultă următoarele egalităţi:

$$S(\zeta) \pm D(\zeta) = -e^{i\theta}\left[\gamma(\zeta) - i q(\zeta)\right] - 2w_s(\zeta)\left[\pm 1 + i\frac{dy_g}{ds}\right] \quad (2.97)$$

Efectuînd sumările din membrul întîi se obţine:

$$2w^{\pm}(\zeta)\frac{d\zeta^{\pm}}{ds} = -e^{i\theta}\left[\gamma(\zeta) - i q(\zeta)\right] - 2w_s(\zeta)\left[\pm 1 + i\frac{dy_g}{ds}\right]$$

şi descompunînd vitezele în componentele lor tangenţiale şi normale se obţine în urma separării părţilor reale şi imaginare:

$$v_t^{\pm}\frac{d\sigma^{\pm}}{ds} = -\left(\frac{\gamma}{2} + v_{sn}\frac{dy_g}{ds}\right) \mp v_{st} \quad (2.98)$$

$$v_n^{\pm}\frac{d\sigma^{\pm}}{ds} = -\left(\frac{q}{2} - v_{st}\frac{dy_g}{ds}\right) \pm v_{sn} \quad (2.99)$$

Din (2.98) rezultă relaţia de convertire a vitezelor de pe schelet pe contur:

$$v_t^{\pm} = \frac{\mp v_{st} - \left(\frac{\gamma}{2} + v_{sn}\frac{dy_g}{ds}\right)}{\frac{d\sigma^{\pm}}{ds}} \quad (2.100)$$

Relaţia (2.99) defineşte distribuţia de surse pe schelet:

$$q = \left(v_n^{+}\frac{d\sigma^{+}}{ds} + v_n^{-}\frac{d\sigma^{-}}{ds}\right) + 2v_{st}\frac{dy_g}{ds} \quad (2.101)$$

Nucleul $K(\zeta,\zeta_0;t,\lambda)$ a cărui expresie intră în ecuaţiile integrale (2.91) şi (2.92) este singular în punctul de afixă $\zeta = \zeta_0$, dar poate fi descompus sub forma unor funcţii continue din care s-a izolat singularitatea:

$$K_t(\zeta,\zeta_0;t,\lambda) - iK_n(\zeta,\zeta_0;t,\lambda) = \frac{\cos\theta_0}{x - x_0} + H_0(\zeta,\zeta_0) + H_1(\zeta,\zeta_0;t,\lambda) \quad (2.102)$$

Se demonstrează în /A.10/ că cele două funcţii $H_0(\zeta,\zeta_0)$, $H_1(\zeta,\zeta_0;t,\lambda)$ sînt continue şi finite pentru $x \to x_0$, separîndu-le în parte reală şi imaginară relaţia (2.102) conduce la :

$$K_t(x,x_0;t,\lambda) = \frac{\cos\theta_0}{x - x_0} + H_t(x,x_0;t,\lambda) \quad (2.103)$$

$$K_n(x,x_0;t,\lambda) = H_n(x,x_0;t,\lambda) \quad (2.104)$$

Funcţiile de distribuţie a singularităţilor $\gamma(\zeta)$ şi $q(\zeta)$ se determină pe baza ecuaţiilor integrale (2.91) şi (2.92), a ecuaţiei de definiţie a distribuţiei de surse pe schelet ţinînd cont de descompunerile (2.67), (2.90) şi de condiţia la limită a vitezei pe contur:

$$\mathrm{Im}\left\{\left[w^{+}(\zeta) + V_{\infty}e^{-i\alpha_{\infty}}\right]e^{i\theta^{+}}\right\} = 0 \quad (2.66)$$

de unde rezultă în urma descompunerii în componentă normală şi tangenţială expresia componentei normale a vitezei induse:

$$v_n^{\pm} = V_{\infty}\left[\cos\theta^{\pm}\sin\alpha_{\infty} - \sin\theta^{\pm}\cos\alpha_{\infty}\right] \quad (2.106)$$

Inlocuind (2.106) în (2.101) obținem:

$$\frac{q}{V_\infty}=\left[(\cos\theta^+\sin\alpha_\infty-\sin\theta^+\cos\alpha_\infty)\frac{d\theta^+}{ds}+(\cos\theta^-\sin\alpha_\infty-\sin\theta^-\cos\alpha_\infty)\frac{d\theta^-}{ds}\right]+2\frac{v_{st}}{V_\infty}\frac{dy_g}{ds}$$

sau

$$\frac{q}{V_\infty}\frac{ds}{dx}=-\left(\sin\theta^+\frac{d\theta^+}{dx}+\sin\theta^-\frac{d\theta^-}{dx}\right)\cos\alpha_\infty+\left(\cos\theta^+\frac{d\theta^+}{dx}+\cos\theta^-\frac{d\theta^-}{dx}\right)\sin\alpha_\infty+2\frac{v_{st}}{V_\infty}\frac{dy_g}{dx}$$

Cu notațiile:

$$\overset{0}{f}_{sn}(x)=-\left(\sin\theta^+\frac{d\theta^+}{dx}+\sin\theta^-\frac{d\theta^-}{dx}\right) \qquad (2.107)$$

$$\overset{1}{f}_{sn}(x)=\left(\cos\theta^+\frac{d\theta^+}{dx}+\cos\theta^-\frac{d\theta^-}{dx}\right) \qquad (2.108)$$

și ținînd seama de (2.90) și (2.89) se obține:

$$\overset{k}{q}-2\frac{dy_g}{dx}\overset{k}{v}_{st}=\overset{k}{f}_{sn} \qquad k=0,1 \qquad (2.109)$$

Dacă în (2.109) se înlocuiește v_{st} din (2.91) în care s-au operat descompunerile (2.103) și (2.104) se obține:

$$\overset{k}{q}+2\frac{dy_g}{dx}\frac{1}{2\pi}\int_0^\ell(\overset{k}{\gamma}H_n+\overset{k}{q}H_t)dx+2\frac{\cos\theta_0}{2\pi}\frac{dy_g}{dx}\int_0^\ell\frac{\overset{k}{q}}{x-x_0}dx=\overset{k}{f}_{sn}$$

$$k=0,1 \qquad (2.110)$$

Operînd aceleași descompuneri (2.103), (2.104) în (2.9?) se obține:

$$\frac{1}{2\pi}\int_0^\ell(\overset{k}{\gamma}H_t-\overset{k}{q}H_n)dx+\frac{\cos\theta_0}{2\pi}\int_0^\ell\frac{\overset{k}{\gamma}}{x-x_0}dx=\overset{k}{v}_{sn} \qquad k=0,1 \qquad (2.111)$$

Pentru determinarea componentelor v_{sn} se revine la (2.96) care se descompune în componentele tangențiale și normale:

$$v_{st}-iv_{sn}=-\frac{1}{2}\left[(v_t^++iv_n^+)\frac{d\theta^+}{ds}-(v_t^-+iv_n^-)\frac{d\theta^-}{ds}\right]$$

de unde rezultă prin separarea părților reale și imaginare:

$$v_{st}=-\frac{1}{2}\left(v_t^+\frac{d\theta^+}{ds}-v_t^-\frac{d\theta^-}{ds}\right) \qquad (2.112)$$

$$v_{sn}=\frac{1}{2}\left(v_n^+\frac{d\theta^+}{ds}-v_n^-\frac{d\theta^-}{ds}\right) \qquad (2.113)$$

Inlocuind pe $v_n^\pm$ din (2.105) rezultă din (2.113)

$$\frac{v_{sn}}{V_\infty}=\frac{1}{2}\left[(\cos\theta^+\sin\alpha_\infty-\sin\theta^+\cos\alpha_\infty)\frac{d\theta^+}{ds}-(\cos\theta^-\sin\alpha_\infty-\sin\theta^-\cos\alpha_\infty)\frac{d\theta^-}{ds}\right]$$

de unde rezultă ținînd descompunerea admisă în (2.87)

$$\frac{v_{sn}}{V_\infty}=\overset{0}{v}_{sn}\cos\alpha_\infty+\overset{1}{v}_{sn}\sin\alpha_\infty \qquad (2.87)$$

unde

$$\overset{0}{v}_{sn}=-\frac{1}{2}\left[\sin\theta^+\frac{d\theta^+}{ds}-\sin\theta^-\frac{d\theta^-}{ds}\right] \qquad (2.114)$$

$$\overset{1}{v}_{sn}=\frac{1}{2}\left[\cos\theta^+\frac{d\theta^+}{ds}-\cos\theta^-\frac{d\theta^-}{ds}\right] \qquad (2.115)$$

Cu această precizare, sistemul de ecuații integrale (2.110) și (2.111) este determinat și permite calcularea funcțiilor de distribuție $\overset{k}{\gamma}(x)$ și $\overset{k}{q}(x)$

Viteza indusă pe scheletul profilului $\overset{k}{v}_{st}$ rezultă din ecuația (2.21) în care se operează substituțiile (2.103),(2.104) şi în care din rezolvarea sistemului (2.110) şi 2.111) se cunosc $\overset{k}{\gamma}(x)$ şi $\overset{k}{q}(x)$:

$$\overset{k}{v}_{st}(x_0) = -\frac{1}{2\pi}\int_0^{\ell}(\overset{k}{\gamma}H_n+\overset{k}{q}H_t)\,dx - \frac{\cos\theta_0}{2\pi}\int_0^{\ell}\frac{\overset{k}{q}}{x-x_0}\,dx \qquad k=0,1 \tag{2.116}$$

Cunoscînd pe $\overset{k}{v}_{st}(x_0)$ se poate determina prin relația (2.100) viteza indusă pe conturul profilului. Ținînd cont de descompunerile (2.87), (2.89) şi (2.90) relația devine:

$$\overset{k}{v}{}_t^{\pm} = \frac{\mp\overset{k}{v}_{st} - \left(\frac{1}{2}\overset{k}{\gamma} + \overset{k}{v}_{sn}\frac{dy_g}{dx}\right)\frac{dx}{ds}}{\frac{d\theta^{\pm}}{ds}} \qquad k=0,1 \tag{2.117}$$

Viteza totală pe contur rezultă conform relației de definiție a vitezei induse (2.56) şi a condiției la limită pe contur:

$$V_t^{\pm} = Re\left\{\left(w^{\pm}(\zeta) + V_\infty e^{-i\alpha_\infty}\right)e^{i\theta^{\pm}}\right\} \tag{2.118}$$

din care rezultă:

$$V_t^{\pm} = v_t^{\pm} + V_\infty\cos(\alpha_\infty + \theta^{\pm}) \tag{2.119}$$

sau

$$\frac{V_t^{\pm}}{V_\infty} = \frac{v_t^{\pm}}{V_\infty} + \cos\alpha_\infty\cos\theta^{\pm} - \sin\alpha_\infty\sin\theta^{\pm}$$

Viteza $V_t^{\pm}$ se poate descompune :

13

$$\frac{V_t^{\pm}}{V_\infty} = \overset{0}{V}{}_t^{\pm}\cos\alpha_\infty + \overset{1}{V}{}_t^{\pm}\sin\alpha_\infty \tag{2.120}$$

unde

$$\overset{0}{V}{}_t^{\pm} = \overset{0}{v}{}_t^{\pm} + \cos\theta^{\pm} \tag{2.121}$$

$$\overset{1}{V}{}_t^{\pm} = \overset{1}{v}{}_t^{\pm} - \sin\theta^{\pm} \tag{2.122}$$

Cu acest rezultat problema în planul rețelei rectilinii este rezolvată; pentru transpunerea vitezei în planul rețelei circulare trebuie determinate valorile V_∞ şi α_∞. Astfel în virtutea celor stabilite la deducerea funcției de transformare conformă

$$V_\infty = \frac{1}{Nt}\sqrt{\Delta Q^2 + \left(\Gamma_i - \frac{N\Gamma}{2}\right)^2} \qquad \mathrm{tg}\,\beta_\infty = \frac{\Gamma}{\Delta Q} \tag{2.123}$$

unde $\Delta Q = \frac{Q}{b}$ este debitul raportat la înălțimea paletei rețelei circulare, iar Γ_i este circulația la intrarea în rețeaua circulară, N este numărul de profile, iar t pasul rețelei rectilinii rezultă din transformarea conformă. Γ este circulația de-a lungul conturului, egală în planul rețelei rectilinii şi al rețelei circulare; valoarea ei rezultă din integrarea în lungul scheletului a distribuţiei de vârtejuri conform relaţiei (2.75). Din (2.19) se determină α_∞ în funcţie de aceleaşi mărimi ΔQ, Γ_i, Γ şi λ determinat din (1.6). Cunoscînd V_∞, α_∞ şi componentele $\overset{\circ}{v}_t^{+}$ şi $\overset{\circ}{v}_t^{+}$, rezultă din (2.120) viteza totală pe conturul profilului $V_t^{\pm}$, care se transpune în planul reţelei circulare cu relaţia (2.13).

2.3. Metoda numerică pentru soluţionarea sistemului de ecuaţii integrale.

Soluţionarea numerică a sistemului de ecuaţii integrale (2.110) şi (2.111) oferă o modalitate practică şi suficient de exactă pentru determinarea funcţiilor $\gamma(\zeta)$ şi $q(\zeta)$.

Se introduce schimbarea de variabilă:

$$x = \frac{\ell}{2}(1 - \cos\varphi) \qquad 0 \leq \varphi \leq \pi \tag{2.123}$$

Funcţiile de distribuţie γ şi q se aproximează prin polinoame trigonometrice de forma:

$$\overset{k}{\gamma}(\varphi)\sin\varphi = \sum_{n=0}^{p} \overset{k}{a}_n \cos(n\varphi) \tag{2.124}$$

$$\overset{k}{q}(\varphi)\sin\varphi = \sum_{n=1}^{p} \overset{k}{b}_n \cos(n\varphi) \tag{2.125}$$

Funcţiile H_t şi H_n se desvoltă în sume trigonometrice duble:

$$\frac{\ell}{2}\sin\varphi_j\, H_\alpha(\varphi,\varphi_j) = \sum_{\mu=1}^{N}\sum_{\nu=0}^{N} h^{\alpha}_{\mu\nu}\sin(\mu\varphi_j)\cos(\nu\varphi) \qquad \alpha = t, n \tag{2.126}$$

unde coeficienţii $h^{\alpha}_{\mu\nu}$ se obţin prin metodele cunoscute ale analizei armonice. Considerînd intervalul de integrare $(0, \pi)$ divizat în N intervale echidistante şi evaluînd integralele cu formula trapezelor rezultă:

5
$$h^{\alpha}_{\mu\nu} = \frac{4}{N^2}\sum_{j=1}^{N-1}\Big\{\sum_{k=1}^{N-1}\frac{\ell}{2}\sin\varphi_j H_\alpha(\varphi_k,\varphi_j)\cos(\nu\varphi_k) + \frac{\ell}{4}\sin\varphi_j\left[H_\alpha(0,\varphi_j) + (-1)^{\nu} H_\alpha(\pi,\varphi_j)\right]\Big\}\sin\mu\varphi_j \tag{2.127}$$

$\alpha = t, n$

$\nu = 1, 2, \dots, N-1.$

$\mu = 1, 2, \dots, N-1, N.$

Pentru simplificarea relaţiilor se notează în sistemul de ecuaţii integrale (2.110) şi (2.111):

$$\frac{1}{2\pi}\int_0^{\ell} H_t(x,x_j)\,\overset{k}{\gamma}(x)\,dx = \overset{k}{I}_{\gamma t}(x_j)$$

$$\frac{1}{2\pi}\int_0^{\ell} H_n(x,x_j)\,\overset{k}{q}(x)\,dx = \overset{k}{I}_{qn}(x_j)$$

$$\frac{1}{2\pi}\int_0^{\ell} H_n(x,x_j)\,\overset{k}{\gamma}(x)\,dx = \overset{k}{I}_{\gamma n}(x_j)$$

$$\frac{1}{2\pi}\int_0^{\ell} H_t(x,x_j)\,\overset{k}{q}(x)\,dx = \overset{k}{I}_{qt}(x_j) \qquad k = 0, 1$$

$$\frac{1}{2\pi}\int_0^{\ell}\frac{\overset{k}{\gamma}(x)}{x-x_j}dx = \overset{k}{I}_{\gamma}(x_j)$$

$$\frac{1}{2\pi}\int_0^{\ell}\frac{\overset{k}{q}(x)}{x-x_j}dx = \overset{k}{I}_{q}(x_j) \qquad k=0,1$$

Cu aceste notaţii sistemul devine:

$$\overset{k}{I}_{\gamma t}(x_j)-\overset{k}{I}_{qn}(x_j)+\overset{k}{I}_{\gamma}(x_j)\cos\theta_o=\overset{k}{v}_{sn}(x_j) \tag{2.128}$$

$$\overset{k}{q}(x_j)+2\left(\frac{dy_g}{dx}\right)_{x=x_j}\left[\overset{k}{I}_{\gamma n}(x_j)+\overset{k}{I}_{qt}(x_j)+\overset{k}{I}_{q}(x_j)\cos\theta_j\right]=\overset{k}{f}_{sn}(x_j) \tag{2.129}$$

$$k=0,1$$

Introducînd schimbarea de variabilă (2.123), desvoltările (2.124), (2.125), (2.126), (2.127), cu notaţiile :

$$\overset{k}{I}_{ab}(\varphi_j)\sin\varphi_j=\overset{k}{F}_{ab}(\varphi_j)\quad;\quad\overset{k}{I}_{a}(\varphi_j)\sin\varphi_j=\overset{k}{F}_{a}(\varphi_j) \qquad k=0,1 \tag{2.130}$$

sistemul devine:

$$\left[\overset{k}{F}_{\gamma t}(\varphi_j)+\overset{k}{F}_{\gamma}(\varphi_j)\cos\theta_j\right]-\overset{k}{F}_{qn}(\varphi_j)=\overset{k}{v}_{sn}(\varphi_j)\sin(\varphi_j) \tag{2.131}$$

$$4\left[\frac{d}{d\varphi}\left(\frac{y_g}{\ell}\right)\right]\overset{k}{F}_{\gamma n}(\varphi_j)+\left\{\overset{k}{q}(\varphi_j)\sin^2\varphi_j+4\left[\frac{d}{d\varphi}\left(\frac{y_g}{\ell}\right)\right]\left[\overset{k}{F}_{qt}(\varphi_j)+\right.\right.$$

$$\left.\left.+\overset{k}{F}_{q}(\varphi_j)\cos\theta_j\right]\right\}=\overset{k}{f}_{sn}(\varphi_j)\sin^2\varphi_j \qquad k=0,1 \tag{2.132}$$

Dacă în expresiile funcţiilor $\overset{k}{F}_{\gamma t}(\varphi_j)$, $\overset{k}{F}_{qt}(\varphi_j)$, $\overset{k}{F}_{\gamma n}(\varphi_j)$, $\overset{k}{F}_{qn}(\varphi_j)$, $\overset{k}{F}_{q}(\varphi_j)$, $\overset{k}{F}_{\gamma}(\varphi_j)$ se inversează ordinea operaţiilor de sumare şi de integrare se obţin în final produse de forma:

$$\int_0^{\pi}\cos(n\varphi)\cos(\nu\varphi)\,d\varphi=\begin{cases}0 \text{ pentru} & \nu\neq n\\ \frac{\pi}{2} & \nu=n\neq 0\\ \pi & \nu=n=0\end{cases}$$

cu care rezultă:

$$\overset{k}{F}_{\gamma t}(\varphi_j)=\frac{\overset{k}{a}_o}{2}\sum_{\mu=1}^{N}\overset{t}{h}_{\mu o}\sin(\mu\varphi_j)+\sum_{\nu=1}^{p}\overset{k}{a}_{\nu}\left[\frac{1}{4}\sum_{\mu=1}^{N}\overset{t}{h}_{\mu\nu}\sin(\mu\varphi_j)\right] \tag{2.133}$$

$$\overset{k}{F}_{\gamma n}(\varphi_j)=\frac{\overset{k}{a}_o}{2}\sum_{\mu=1}^{N}\overset{n}{h}_{\mu o}\sin(\mu\varphi_j)+\sum_{\nu=1}^{p}\overset{k}{a}_{\nu}\left[\frac{1}{4}\sum_{\mu=1}^{N}\overset{n}{h}_{\mu\nu}\sin(\mu\varphi_j)\right] \tag{2.134}$$

$$\overset{k}{F}_{qt}(\varphi_j)=\sum_{\nu=1}^{p}\overset{k}{b}_{\nu}\left[\frac{1}{4}\sum_{\mu=1}^{N}\overset{t}{h}_{\mu\nu}\sin(\mu\varphi_j)\right] \tag{2.135}$$

$$\overset{k}{F}_{qn}(\varphi_j)=\sum_{\nu=1}^{p}\overset{k}{b}_{\nu}\left[\frac{1}{4}\sum_{\mu=1}^{N}\overset{n}{h}_{\mu\nu}\sin(\mu\varphi_j)\right] \tag{2.136}$$

$$\overset{k}{F}_{\gamma}(\varphi_j)=-\frac{1}{2}\sum_{\nu=1}^{p}a_{\nu}\sin(\nu\varphi_j) \tag{2.137}$$

$$\overset{k}{F}_{q}(\varphi_j)=-\frac{1}{2}\sum_{\nu=1}^{p}b_{\nu}\sin(\nu\varphi_j) \tag{2.138}$$

Expresiile (2.133) – (2.138) înlocuite în ecuaţiile (2.131) şi (2.132) transformă acest sistem de ecuaţii integrale în două sisteme liniare de 2p ecuaţii cu 2p necunoscute: $\overset{k}{a}_{\nu}$,

$\overset{k}{b}_\nu$, (ν = 1,2 ... p) pentru k = o şi k = 1.

⑨
$$\begin{cases} \sum_{\nu=1}^{p} P^\nu(\varphi_j)\overset{k}{a}_\nu + \sum_{\nu=1}^{p} Q^\nu(\varphi_j)\overset{k}{b}_\nu = \overset{k}{v}_{sn}(\varphi_j)\sin\varphi_j & (2.139) \\ \sum_{\nu=1}^{p} R^\nu(\varphi_j)\overset{k}{a}_\nu + \sum_{\nu=1}^{p} S^\nu(\varphi_j)\overset{k}{b}_\nu = \overset{k}{f}_{sn}(\varphi_j)\sin^2\varphi_j \quad k=0,1 & (2.140) \end{cases}$$

în care funcţiile P^ν, Q^ν, R^ν, S^ν au expresiile:

⑦
$$P^\nu(\varphi_j) = c_t^\nu(\varphi_j) + C_t^\nu(\varphi_j)\cos\theta_j - (-1)^\nu c_t^o(\varphi_j) \qquad (2.141)$$

$$Q^\nu(\varphi_j) = -c_n^\nu(\varphi_j) \qquad (2.142)$$

$$R^\nu(\varphi_j) = 4\frac{dy_g}{d\varphi_j}\left[c_n^\nu(\varphi_j) - (-1)^\nu c_n^o(\varphi_j)\right] \qquad (2.143)$$

$$S^\nu(\varphi_j) = \cos(\nu\varphi_j)\sin\varphi_j + 4\frac{dy_g}{d\varphi_j}\left[c_t^\nu(\varphi_j) + c^\nu(\varphi_j)\cos\theta_j\right] \qquad (2.144)$$

Pentru simplificarea scrierii s-a notat:

⑥
$$c_\alpha^\nu(\varphi_j) = \frac{1}{4}\sum_{\mu=1}^{N} h_{\mu\nu}^{\alpha}\sin(\mu\varphi_j) \qquad (2.145)$$

$$c_\alpha^o(\varphi_j) = \frac{1}{2}\sum_{\mu=1}^{N} h_{\mu o}^{\alpha}\sin(\mu\varphi_j) \qquad (2.146)$$

$$c^\nu(\varphi_j) = -\frac{1}{2}\sin(\nu\varphi_j) \qquad \alpha = t,n \quad \nu = 1,2,\dots,p \qquad (2.147)$$

Termenii liberi ai sistemelor de ecuaţii liniare definiţi cu ajutorul relaţiilor (2.114), (2.115), (2.107), (2.108) pot fi aduşi la forme mai simple. Conform relaţiei (2.113) şi (2.101) avem

$$\overset{o}{v}_{sn}\cos\alpha_\infty + \overset{1}{v}_{sn}\sin\alpha_\infty = \left[\frac{v_n^+}{V_\infty}\frac{d\theta^+}{ds} - \frac{v_n^-}{V_\infty}\frac{d\theta^-}{ds}\right] \qquad (2.113)$$

$$\overset{o}{f}_{sn}\cos\alpha_\infty + \overset{1}{f}_{sn}\sin\alpha_\infty = \frac{v_n^+}{V_\infty}\frac{d\theta^+}{dx} + \frac{v_n^-}{V_\infty}\frac{d\theta^-}{dx} \qquad (2.101)$$

Din ecuaţia de definiţie a funcţiei de grosime rezultă:

$$\frac{d\zeta^\pm}{d\zeta} = \mp 1 - \frac{d\zeta_g}{d\zeta} = \mp 1 + y_g\frac{d\theta}{ds} - i\frac{dy_g}{ds} \qquad (2.148)$$

$$\frac{d\zeta^\pm}{d\zeta} = \frac{e^{i\theta^\pm}d\theta^\pm}{e^{i\theta}d\theta} \qquad (2.149)$$

Egalarea celor două expresii dă

$$\left[\cos(\theta^\pm - \theta) + i\sin(\theta^\pm - \theta)\right]\frac{d\theta^\pm}{ds} = \mp 1 + y_g\frac{d\theta}{ds} - i\frac{dy_g}{ds}$$

sau

$$\cos(\theta^\pm - \theta)\frac{d\theta^\pm}{ds} = \mp 1 + y_g\frac{d\theta}{ds} \qquad (2.150)$$

$$\sin(\theta^\pm - \theta)\frac{d\theta^\pm}{ds} = -\frac{dy_g}{ds} \qquad (2.151)$$

Din (2.106) rezultă:

$$\frac{v_n^{\pm}}{V_\infty} = -\sin(\theta^{\pm}-\alpha_\infty) = -\sin[(\theta^{\pm}-\theta)+(\theta-\alpha_\infty)]$$

sau

$$\frac{v_n^{\pm}}{V_\infty} = -[\sin(\vartheta^{\pm}-\theta)\cos(\theta-\alpha_\infty)+\cos(\theta^{\pm}-\theta)\sin(\theta-\alpha_\infty)]$$

înlocuind expresiile din (2.150) şi (2.151) se obţine:

$$\frac{v_n^{\pm}}{V_\infty}\frac{d\vartheta^{\pm}}{ds} = \frac{dy_g}{ds}\cos(\theta-\alpha_\infty) - y_g\frac{d\theta}{ds}\sin(\theta-\alpha_\infty) \pm \sin(\theta-\alpha_\infty)$$

de unde rezultă:

$$\overset{o}{f}_{sn}(x) = 2\left[\frac{dy_g}{dx}\cos\theta - y_g\frac{d\theta}{dx}\sin\theta\right] \qquad (2.153)$$

$$\overset{1}{f}_{sn}(x) = 2\left[\frac{dy_g}{dx}\sin\theta + y_g\frac{d\theta}{dx}\cos\theta\right] \qquad (2.154)$$

(8)

$$\overset{o}{v}_{sn}(x) = \sin\theta \qquad (2.155)$$

$$\overset{1}{v}_{sn}(x) = -\cos\theta \qquad (2.156)$$

Rezolvînd sistemele liniare (2.139) şi (2.140) se obţin coeficienţii polinoamelor trigonometrice (2.124) şi (2.125); coeficientul $\overset{k}{a}_o$ rezultă din relaţia:

(10)

$$\overset{k}{a}_o = \sum_{n=1}^{p/2}\overset{k}{a}_{2n-1} - \sum_{n=1}^{p/2}\overset{k}{a}_{2n} \qquad (2.157)$$

Cunoscînd funcţiile de distribuţie a singularităţilor se determină viteza indusă pe schelet. In acest scop în ecuaţia integrală (2.91) se înlocuiesc relaţiile (2.103), (2.104), (2.123), (2.124), (2.125), (2.126). Cu notaţiile (2.133), (2.135) şi (2.138) ecuaţiaintegrală ia forma:

$$\overset{k}{v}_{st}(\varphi_j)\sin\varphi_j = -\overset{k}{F}_{\gamma r}(\varphi_j) - \overset{k}{F}_{qt}(\varphi_j) - \overset{k}{F}_{q}(\varphi_j)\cos\theta_j \qquad (2.158)$$

Procedînd în mod identic ca şi pentru sistemul de ecuaţii integrale obţinem:

(11)

$$\overset{k}{v}_{st}(\varphi_j)\sin\varphi_j = -\frac{1}{4}\sum_{\mu=1}^{N-1}\left[2\overset{k}{a}_o\overset{n}{h}_{\mu o} - 2\overset{k}{b}_\mu\cos\theta_o + \sum_{\nu=1}^{p}\left(\overset{k}{a}_\nu\overset{n}{h}_{\mu\nu} + \overset{k}{b}_\nu\overset{t}{h}_{\mu\nu}\right)\right]\sin(\mu\varphi_j) \qquad (2.159)$$

Viteza tangenţială pe conturul C se obţine din (2.117) după ce s-a efectuat schimbarea de variabilă (2.123):

(12)

$$\overset{k}{v}_t^{\pm}(\varphi_j) = \frac{\mp\overset{k}{v}_{st}\sin\varphi_j - \left[\frac{1}{2}\overset{k}{\gamma}(\varphi_j)\sin\varphi_j + 2\overset{k}{v}_{sn}\frac{dy_g}{d\varphi}\right]\frac{dx}{d\varphi}}{\frac{d\vartheta^{\pm}}{ds}\sin\varphi_j} \qquad (2.160)$$

In continuare rezultă din (2.121), (2.122) şi (2.120) viteza totală pe conturul C al profilului, raportată la viteza V_∞. Pentru determinarea vitezei V_∞ în funcţie de parametrii mişcării din planul reţelei circulare conform relaţiei (2.18) şi (2.19) trebuie determinată circulaţia Γ realizată de profil:

$$\Gamma = \int_0^l \gamma(s)\,ds = V_\infty \int_0^{2\pi} \frac{\gamma(s(\varphi))}{V_\infty} \frac{ds}{dx} \frac{dx}{d\varphi} d\varphi$$

Ţinînd cont de descompunerea (2.33) şi integrînd se obţine:

$$\Gamma = V_\infty \frac{\pi l}{2} (\overset{0}{a}_0 \cos\alpha_\infty + \overset{1}{a}_0 \sin\alpha_\infty) \qquad (2.161)$$

Cu relaţiile (2.18) şi (2.19) se obţine după efectuarea calculelor

$$\Gamma = \frac{2\pi}{N} \frac{(\overset{0}{a}_0 \cos\lambda - \overset{1}{a}_0 \sin\lambda)\Delta Q + (\overset{0}{a}_0 \sin\lambda + \overset{1}{a}_0 \cos\lambda)\Gamma_i}{4t/l + \pi(\overset{0}{a}_0 \sin\lambda + \overset{1}{a}_0 \cos\lambda)} \qquad (2.162)$$

Cu acest rezultat se obţine în continuare:

$$\frac{V_\infty}{\Delta Q} = \frac{1}{Nt} \sqrt{1 + \left[\frac{\Gamma_i}{\Delta Q} - \frac{(\overset{0}{a}_0 \cos\lambda - \overset{1}{a}_0 \sin\lambda) + (\overset{0}{a}_0 \sin\lambda + \overset{1}{a}_0 \cos\lambda)\frac{\Gamma_i}{\Delta Q}}{4t/\pi + (\overset{0}{a}_0 \sin\lambda + \overset{1}{a}_0 \cos\lambda)}\right]^2} \qquad (2.163)$$

$$tg(\alpha_\infty + \lambda) = \frac{4\frac{t}{l}\frac{\Gamma_i}{\Delta Q} - \pi(\overset{0}{a}_0 \cos\lambda - \overset{1}{a}_0 \sin\lambda)}{4t/l + \pi(\overset{0}{a}_0 \sin\lambda + \overset{1}{a}_0 \cos\lambda)} \qquad (2.164)$$

Viteza pe conturul profilului reţelei circulare se determină cu relaţia (2.13). In formă adimensională prin raportare la componenta meridională a vitezei de la intrare: $v_{1m} = \frac{\Delta Q}{2\pi r_1}$, se obţine:

(14)
$$\frac{V^{\pm}}{v_{1m}} = Nt\left(\frac{V_t^{\pm}}{\Delta Q}\right)\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^{\left(\frac{x^{\pm}}{l} - \frac{y^{\pm}}{l} tg\lambda\right)} \qquad \Delta Q = \frac{Q}{b} \qquad (2.165)$$

Coeficientul de presiune, rezultat din aplicarea teoremei lui Bernoulli între un punct din amonte caracterizat prin viteza v_1 şi presiunea p_1 şi un punct de pe conturul C al profilului caracterizat prin viteza v_i şi presiunea p_i, rezultă:

(15)
$$c_{p1} = \frac{p_i - p_1}{\frac{\rho}{2} v_1^2} = 1 - \left(\frac{v_i}{v_1}\right)^2 \qquad (2.166)$$

In calculul numeric a fost convenabilă calcularea coeficientului:

$$c_{pm1} = \left(\frac{\Gamma_i}{\Delta Q}\right)^2 - \left(\frac{v_i}{v_{1m}}\right)^2 + 1 \qquad (2.167)$$

Intre c_{p1} şi c_{p1m} există relaţia simplă

$$c_{p1} = c_{pm1} \frac{1}{1 + (\Gamma_i/\Delta Q)^2} \qquad (2.167')$$

Din observarea triunghiurilor de viteze de la intrare şi ieşire din reţeaua rectilinie /S.4/ se obţine direcţia curentului la intrare şi ieşire (fig.2.5)

$$\varepsilon_1 = arc\,tg \frac{V_\infty \sin(\lambda + \alpha_\infty) + \frac{\Gamma}{2t}}{V_\infty \cos(\lambda + \alpha_\infty)} \qquad (2.168)$$

$$\varepsilon_2 = arc\,tg \frac{V_\infty \sin(\lambda + \alpha_\infty) - \frac{\Gamma}{2t}}{V_\infty \cos(\lambda + \alpha_\infty)} \qquad (2.169)$$

Deviaţia unghiulară a curentului în planul reţelei circulare va fi (fig.2.5)

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \tau_0 \qquad (2.170)$$

sau

$$\Delta\varepsilon = \tau_0 + \mathrm{arctg}\,\frac{4tV_\infty \Gamma \cos(\lambda+\alpha_\infty)}{4t^2V_\infty^2 - \Gamma^2} \qquad (2.171)$$

unde τ_0 este cunoscut din parametrii geometrici ai reţelei circulare date, t este pasul reţelei rectilinii (2.7), V_∞ are expresia (2.165), Γ are expresia (2.162), iar din (2.164) rezultă:

$$\cos(\lambda+\alpha_\infty) = \left[1 + tg^2(\lambda+\alpha_\infty)\right]^{-\frac{1}{2}}$$

Coeficientul de deviaţie a curentului în prezenţa reţelei circulare are expresia :

$$\delta_u = \frac{R_1 v_{u1} - R_2 v_{u2}}{R_1 v_{m1}} = \frac{\Gamma_i - \Gamma_e}{\Delta Q} = \frac{N\Gamma}{\Delta Q} \qquad (2.172)$$

unde Γ_i este circulaţia de la intrare, Γ_e este cea de la ieşire din reţea, şi înlocuind pe Γ din relaţia (2.161) se obţine :

$$\delta_u = 2\pi\,\frac{(\mathring{a}_0\cos\lambda - \overset{1}{a}_0\sin\lambda) + (\mathring{a}_0\sin\lambda + \overset{1}{a}_0\cos\lambda)}{4t/\ell + \pi(\overset{1}{a}_0\sin\lambda + \mathring{a}_0\cos\lambda)}\frac{\Gamma_i}{\Delta Q} \qquad (2.173)$$

Pe baza coeficienţilor c_{pl}, $\Delta\varepsilon$, δ_u se pot calcula curbele caracteristice energetice ale reţelei circulare la diferite valori ale parametrilor geometrici şi cinematici.

2.4. Programarea metodei de calcul în limbaj FORTRAN.

După cum reiese din metoda analitică expusă, calculul caracteristicilor hidrodinamice ale reţelei circulare decurge în două etape:

2.4.1. Determinarea parametrilor geometrici ai reţelei rectilinii rezultate din transformarea conformă a reţelei circulare.

2.4.2. Calculul caracteristicilor energetice ale reţelei rectilinii şi transpunerea rezultatelor în planul reţelei circulare.

2.4.1. Pornind de la conturul profilului din reţeaua circulară definit prin puncte (r, τ) şi de la parametrii geometrici cunoscuţi în acest plan: R_1 - raza bordului de atac, R_2 - raza bordului de fugă, τ_0 - unghiul la centru în care este cuprins profilul, N - numărul profilelor, se determină cu relaţiile (2.6) şi (2.7) unghiul de instalare şi pasul relativ al reţelei rectilinii, iar cu relaţiile (2.8) şi (2.9) conturul profilului echivalent în acest plan. Conturul astfel obținut se reprezintă grafic la o scară avantajoasă (10:1, 20:1) și se intersectează cu un fascicol de drepte paralele cu axa ordonatelor. Cunoscînd pentru fiecare valoare a abscisei x ordonata corespunzătoare a extradosului y^+ și a intradosului y^- se determină ordonata scheletului și valoarea grosimii :

$$y^S = 0{,}5\,(y^+ + y^-) \tag{2.173}$$

$$y^G = 0{,}5\,(y^+ - y^-) \tag{2.174}$$

Intrucît în calculele analitice este necesară cunoașterea funcției scheletului și a grosimii în funcție de abscisa x sau a variabilei φ, (2.123) se determină ecuațiile acestor funcții.

Ordonata unui profil de grosime și curbură redusă este reprezentabilă în serie Fourier :

$$y(\varphi) = \sum_{n=0}^{N-1} \left[A_n \cos(n\varphi) + B_n \sin(n\varphi) \right] \tag{2.175}$$

Partea pară a funcției (2.175) definește funcția scheletului $y_S(\varphi)$ iar partea impară funcția de grosime $y_G(\varphi)$, deci:

$$y^S(\varphi) = \sum_{n=0}^{N-1} A_n \cos(n\varphi) \tag{2.176}$$

$$y^G(\varphi) = \sum_{n=0}^{N-1} B_n \cos(n\varphi) \tag{2.177}$$

Coeficienții A_n și B_n se determină cu ușurință prin metodele analizei armonice cînd se cunosc valorile lui $y(\varphi)$ pentru valori echidistanțe ale argumentului φ. Considerînd intervalul $[0, 2\pi]$ împărțit în k părți egale și dacă se notează ordonatele /F.4/ y_0, y_1, y_2, ..., y_{k-1}, $y_k = y_0$ corespunzătoare valorilor $\varphi = 0, \frac{2\pi}{k}, 2\frac{2\pi}{k}, \dots, (k-1)\frac{2\pi}{k}, 2\pi$ se poate considera cu suficientă precizie că integrala ce definește valoarea A_0

$$A_0 = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} y(\varphi)\,d\varphi$$

se poate integra numeric prin metoda trapezelor obținînd :

$$A_0 = \frac{1}{2\pi}\cdot\frac{2\pi}{k}\left[\frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + \dots + y_{k-1} + \frac{y_k}{2}\right]$$

Analog se poate considera că

$$A_n = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} y(\varphi)\cos n\varphi\,d\varphi = \frac{1}{\pi}\frac{2\pi}{k}\left[y_0 + y_1\cos n\frac{2\pi}{k} + y_2\cos n\frac{4\pi}{k} + \dots + y_{k-1}\cos n\frac{2(k-1)}{k}\pi\right]$$

sau $$\frac{k}{2}A_n = y_0 + y_1\cos n\frac{2\pi}{k} + y_2\cos n\frac{4\pi}{k} + \dots + y_{k-1}\cos n\frac{2(k-1)\pi}{k}$$

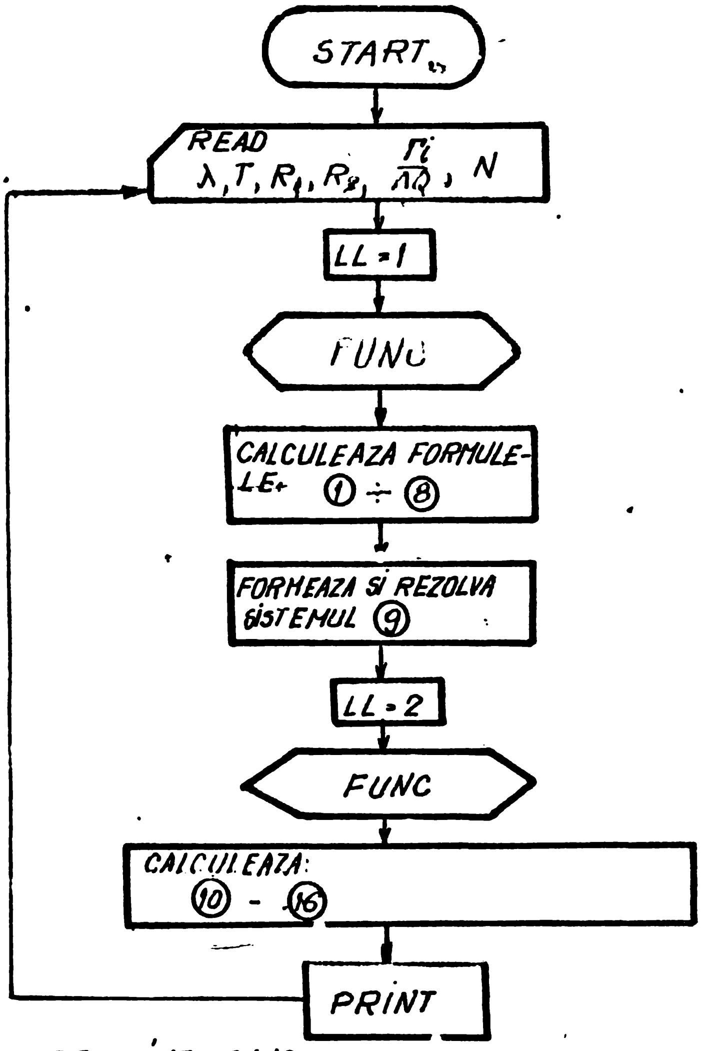
iar $$\frac{k}{2}B_n = y_1\sin n\frac{2\pi}{k} + y_2\sin n\frac{4\pi}{k} + \dots + y_{k-1}\sin n\frac{2(k-1)\pi}{k}$$

Alegînd k = 12 se obține pentru valorile argumentului

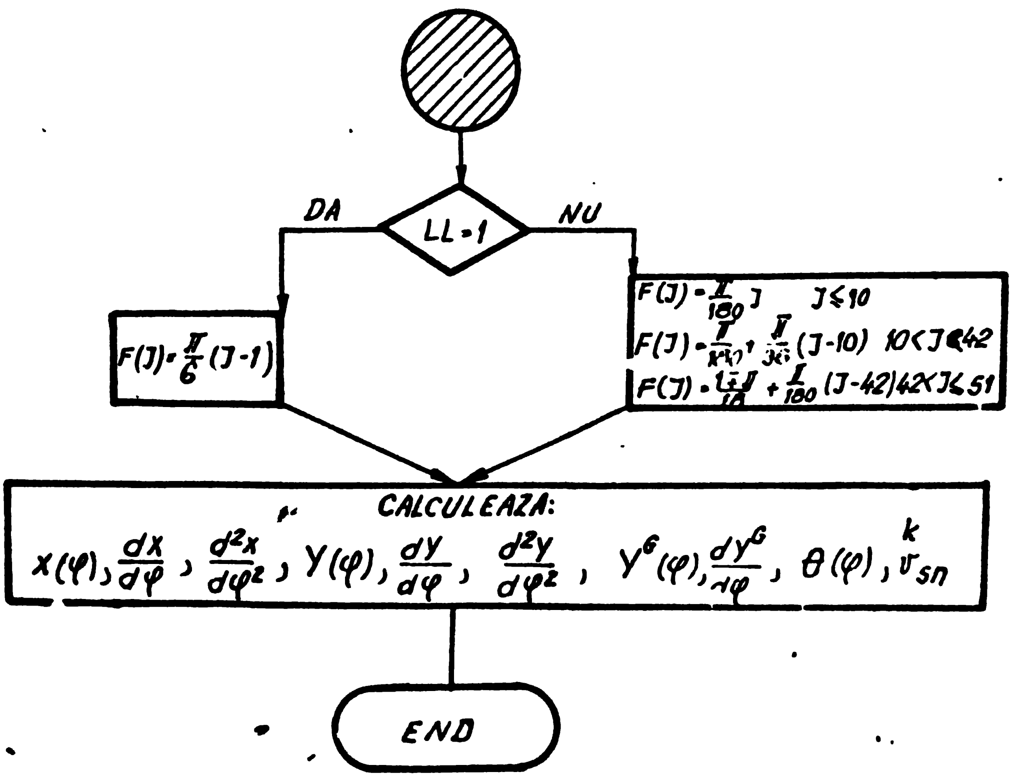
$$0,\ \frac{\pi}{6},\ \frac{\pi}{3},\ \frac{\pi}{2},\ \frac{2\pi}{3},\ \frac{5\pi}{6},\ \pi,\ \frac{7\pi}{6},\ \frac{4\pi}{3},\ \frac{3\pi}{2},\ \frac{5\pi}{3},\ \frac{11\pi}{6}$$

și în virtutea periodicității funcțiilor trigonometrice:

PROGRAM PRINCIPAL:



SUBROUTINE FUNC:



$$12A_0 = y_0 + y_1 + y_2 + \dots + y_{11}$$
$$6A_1 = (y_2 + y_{10} - y_4 - y_8)\sin 30^\circ + (y_1 + y_{11} - y_5 - y_7)\sin 60^\circ + (y_0 - y_6)$$
$$6A_2 = (y_1 + y_5 + y_7 + y_{11} - y_2 - y_4 - y_8 - y_{10})\sin 30^\circ + (y_0 + y_6 - y_3 - y_9)$$
$$6A_3 = y_0 + y_4 + y_8 - y_2 - y_6 - y_{10}$$
$$6B_1 = (y_1 + y_5 - y_7 - y_{11})\sin 30^\circ + (y_2 + y_4 - y_8 - y_{10})\sin 60^\circ + (y_3 - y_9).$$
$$6B_2 = (y_1 + y_2 + y_7 + y_8 - y_4 - y_5 - y_{10} - y_{11})\sin 60^\circ$$
$$6B_3 = y_1 + y_5 + y_9 - y_3 - y_7 - y_{11}$$

În cazul cînd se efectuează studiul analitic al influenței unghiului de instalare al rețelei circulare asupra performanțelor hidrodinamice, se impune cunoașterea funcțiilor scheletului și grosimii pentru fiecare poziție a profilului. Pornind de la o poziție cunoscută a profilului $(r^{\pm}, \tau^{\pm})$ se determină coordonatele $(r_1^{\pm}, \tau_1^{\pm})$ ale profilului rotit în noua poziție. Pentru aceasta se trece de la sistemul de definire a coordonatelor utilizat la un sistem polar cu centrul în axul de rotație al profilului, pe baza relațiilor (fig.2.6)

$$d = \sqrt{r^2 + r_A^2 - 2 r r_A \cos(\tau - \tau_F)} \qquad (2.178)$$

unde r_A este raza de așezare a axului de rotație al profilului, iar τ_F este unghiul polar al punctului corespunzător bordului de fugă al profilului.

Din figură rezultă că unghiul A are expresia :

$$\hat{A} = \frac{\pi}{2} - |\tau - \tau_F| + \operatorname{arctg} \frac{r - r_A \cos(\tau - \tau_F)}{r_A \sin|\tau - \tau_F|} \qquad (2.179)$$

Cunoscînd (d, $\sphericalangle A$) rezultă noile coordonate ale profilului obținute în urma rotirii cu unghiul α în jurul centrului său.

$$r_1 = \sqrt{r_A^2 + d^2 - 2 r_A d \cos(\hat{A} + \alpha)} \qquad (2.180)$$
$$\tau_1 = \tau_F + \arcsin\left[\frac{d}{r_1}\sin(A + \alpha)\right] \qquad (2.181)$$

pentru $\tau < \tau_F$.

$$r_1 = \sqrt{r_A^2 + d^2 - 2 r_A d \cos(\hat{A} - \alpha)} \qquad (2.182)$$
$$\tau_1 = \tau_F + \arcsin\left[\frac{d}{r_1}\sin(A - \alpha)\right] \qquad (2.183)$$

2.4.2. Calculul caracteristicilor energetice ale rețelei rectilinii.

Programul acestei etape de calcul a fost astfel conceput ca să permită determinarea caracteristicilor energetice pentru una și aceeași rețea la diferite valori ale direcției curentului de la intrare, caracterizate prin raportul $\frac{\Gamma_l}{\Delta Q}$.

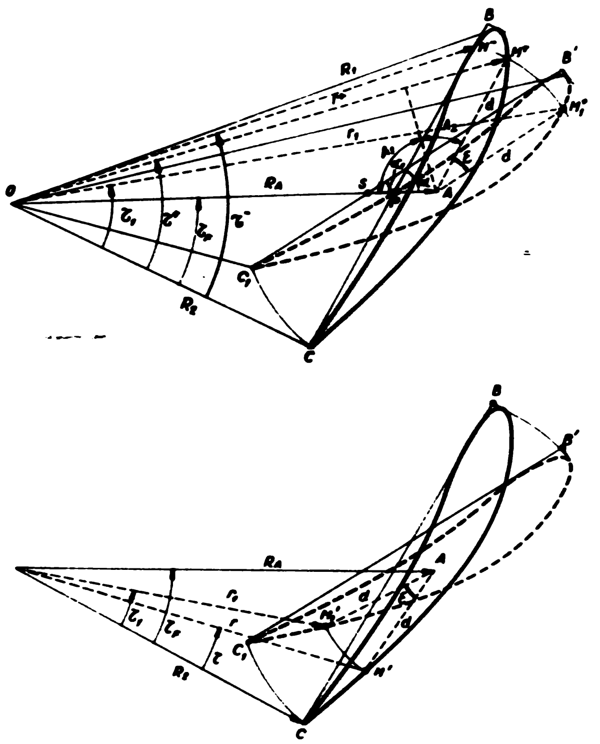


Fig. 2.6

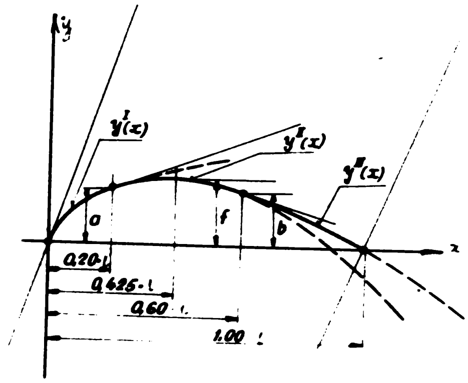


Fig 2.7

Programul se compune dintr-un program principal şi două subprograme de tipul SUBROUTINE. In cadrul subprogramului de tip SUBROUTINE se apelează şi la biblioteca matematică a calculatorului pentru rezolvarea sistemului de ecuaţii liniare prin intermediul subprogramului RESOL /D.G/.

Prima declaraţie din programul principal stabileşte datele care urmează a fi înregistrate în zona comună a memoriei operative. Urmează o declaraţie de alocare de tip DIMENSION prin care se reţine în memorie spaţiul necesar tablourilor de variabile ce urmează a fi înregistrate sau calculate.

Datele iniţiale ale problemei: unghiul de instalare λ, pasul relativ t/l, raza de aşezare a bordului de atac R_1 şi a bordului de fugă R_2 precum şi numărul de palete N se citesc de pe cartela de date. Deoarece programul priveşte atît calculul coeficienţilor funcţiilor de distribuţie a singularităţilor pentru care variabila parcurge intervalul $[0,\pi]$ cu treapta $\pi/3$, cît şi valorile funcţiilor de viteze pe conturul profilului cu treapta $\Delta\varphi = 5^0$ în porţiunea mediană, şi $\Delta\varphi = 1^0$ în zona bordului de atac şi de fugă, valorile funcţiei scheletului şi a grosimii, prima şi a doua derivată a acestora, trebuie calculate în ambele situaţii. In acest scop se introduce variabila LL care pentru LL = 1 alocă pasul de calcul $\Delta\varphi = 30^0$ iar pentru LL = 2 pasul $\Delta\varphi = 5^0$.

Se apelează la subrutina FUNC în care se calculează valorile funcţiilor: $x(\varphi_j)$, $\frac{dx}{d\varphi_j}$, $\frac{d^2x}{d\varphi_j^2}$, $y(\varphi_j)$, $\frac{dy}{d\varphi_j}$, $\frac{d^2y}{d\varphi_j^2}$, $y^G(\varphi_j)$, $\frac{dy^G}{d\varphi_j}$, $\theta(\varphi_j)$, $\sin\theta(\varphi_j)$, $\cos\theta(\varphi_j)$,

pentru fiecare valoare a variabilei φ_j în cele două situaţii menţionate. Cu ajutorul acestor valori se calculează prin cicluri DO componentele continue ale nucleului:

①
$$\begin{cases} \xi_{kj} = \frac{\pi}{t}\left[(X_k - X_j)\cos\lambda - (Y_k - Y_j)\sin\lambda\right] & (2.184) \\ \eta_{kj} = \frac{\pi}{t}\left[(Y_k - Y_j)\cos\lambda + (X_k - X_j)\sin\lambda\right] & (2.185) \end{cases}$$

②
$$\begin{cases} A_{kj} = \frac{sh\, 2\xi_{kj}}{ch\, 2\xi_{kj} - \cos 2\eta_{kj}} & (2.186) \\ B_{kj} = -\frac{\sin 2\eta_{kj}}{ch\, 2\xi_{kj} - \cos 2\eta_{kj}} & (2.187) \end{cases}$$

③
$$\begin{cases} \chi^t_{kj} = \frac{\pi}{2t}\sin\varphi_j\left[A_{kj}\cos(\lambda+\theta_j) - B_{kj}\sin(\lambda+\theta_j)\right] - \frac{\cos\theta_j}{X_k - X_j}\,\frac{\sin\varphi_j}{2} & (2.188) \\ \chi^n_{kj} = -\frac{\pi}{2t}\sin\varphi_j\left[A_{kj}\sin(\lambda+\theta_j) + B_{kj}\cos(\lambda+\theta_j)\right] & (2.189) \end{cases}$$

BUPT

(4)
$$\begin{cases} \chi^{t}_{jj} = \dfrac{\sin\varphi_j}{2} \dfrac{d(\cos\theta_j)}{dX} & (2.190) \\ \chi^{n}_{jj} = \dfrac{\sin\varphi_j}{2} \dfrac{d(\sin\theta_j)}{dX} & (2.191) \end{cases}$$

Cu relaţiile (2.127) se calculează în ciclu DO coeficienţii desvoltărilor în serii trigonometrice duble $h^{t}_{\mu\nu}$ şi $h^{n}_{\mu\nu}$

Tot ciclic se calculează coeficienţii c^{ν}_{α} (2.145),(2.146), (2.147) necesari determinării coeficienţilor P,Q,R,S (2.141), (2.142), (2.143), (2.144) din sistemele liniare (2.139) (2.140) şi termenilor lor liberi. Se apelează su rutina FORM în cadrul căreia se ordonează matricele sistemelor în forma necesară utilizării în subprogramul RESOL, pentru k = o şi k = 1.

Se obţin astfel coeficienţii funcţiilor de distribuţie ale singularităţilor pe schelet:

Programul principal cuprinde în continuare calculul distribuţiilor de viteze pe contur. Se apelează subrutina FUNC şi se determină valorile funcţiilor scheletului şi grosimii şi derivatele lor pentru LL = 2, adică pasul $\Delta\varphi = 5^{o}$, respectiv $\Delta\varphi = 1^{o}$ în vecinătatea bordului de atac şi de fugă; Valorile vitezelor induse pe schelet se calculează ciclic de la bordul de atac la bordul de fugă cu ajutorul relaţiei (2.159). Pentru calculul vitezelor induse pe contur se calculează din (2.160) valorile funcţiilor $\overset{k}{\gamma}\sin\varphi_j$ cu (2.124) şi

$$\frac{d\sigma^{\pm}}{d\varphi} = \left[\left(\frac{dX^{\pm}}{d\varphi}\right)^{2} + \left(\frac{dY^{\pm}}{d\varphi}\right)^{2}\right]^{1/2} \tag{2.192}$$

unde

$$\frac{dX^{\pm}}{d\varphi} = \frac{dX}{d\varphi} \mp \left\{ \frac{\frac{dY^{G}}{d\varphi}\frac{dY}{d\varphi} + Y^{G}\frac{d^{2}Y}{d\varphi^{2}}}{\left[\left(\frac{dX}{d\varphi}\right)^{2} + \left(\frac{dY}{d\varphi}\right)^{2}\right]^{1/2}} - \frac{Y^{G}\frac{dY}{d\varphi}\left(\frac{dX}{d\varphi}\frac{d^{2}X}{d\varphi^{2}} + \frac{dY}{d\varphi}\frac{d^{2}Y}{d\varphi^{2}}\right)}{\left[\left(\frac{dX}{d\varphi}\right)^{2} + \left(\frac{dY}{d\varphi}\right)^{2}\right]^{3/2}} \right\} \tag{2.193}$$

$$\frac{dY^{\pm}}{d\varphi} = \frac{dY}{d\varphi} \pm \left\{ \frac{\frac{dY^{G}}{d\varphi}\frac{dX}{d\varphi} + Y^{G}\frac{d^{2}X}{d\varphi^{2}}}{\left[\left(\frac{dX}{d\varphi}\right)^{2} + \left(\frac{dY}{d\varphi}\right)^{2}\right]^{1/2}} - \frac{Y^{G}\frac{dX}{d\varphi}\left(\frac{dX}{d\varphi}\frac{d^{2}X}{d\varphi^{2}} + \frac{dY}{d\varphi}\frac{d^{2}Y}{d\varphi^{2}}\right)}{\left[\left(\frac{dX}{d\varphi}\right)^{2} + \left(\frac{dY}{d\varphi}\right)^{2}\right]^{3/2}} \right\} \tag{2.194}$$

Un nou ciclu DO calculează componentele vitezei totale pe conturul C raportată la V_{∞}.

In funcţie de coeficienţii distribuţiei de vîrtej determinaţi din sistemul liniar şi de datele iniţiale $\Gamma_i/\Delta Q$, t, N, şi λ se calculează circulaţia totală Γ apoi raportul $V_{\infty}/\Delta Q$ şi unghiul α_{∞}

conform relaţiilor (2.162) (2.163) (2.164).

Ciclic se determină viteza totală pe conturul profilului din planul reţelei circulare,raportată la componenta meridională de la intrare din relaţia (2.165), valoarea coeficientului de presiune c_{plm} şi coordonatele punctului de calcul din planul reţelei circulare $r^{\pm}$ şi $\tau^{\pm}$.

La transcrierea în limbaj FORTRAN a programului s-au efectuat următoarele notaţii convenţionale.

$X=\frac{x}{\ell}$ .... X(J)	λ ... AL	$\chi^{t,n}_{k,j}$ ... HI(K,J,I)	$v^{k}_{st}\sin\varphi_j$ ... VS(J,K)
$\frac{dX}{d\varphi}$ ..... DX(J)	R_1 .... R1	$h^{t,n}_{\mu\nu}$ ... H(M,N,I)	$v_t^{k\pm}(\varphi_j)$ ... VT(J,K,L)
$\frac{d^2X}{d\varphi^2}$ ...... D2X(J)	R_2 ... R2	$C^{\nu}_{t,n}$ ... C(N,J,I)	$\gamma^{k}\sin\varphi_j$ ... G(J,K)
$Y=\frac{y^s}{\ell}$ ..... Y(J)	N ... NR	$P^{\nu}(\varphi_j)$ .. P(N,J)	$X^{\pm}$ ... XL(J,K)
$\frac{dY}{d\varphi}$ ...... DY(J)	t ... T	$Q^{\nu}(\varphi_j)$ ... Q(N,J)	$Y^{\pm}$ .. YL(J,K)
$\frac{d^2Y}{d\varphi^2}$ ...... D2Y(J)	φ ... F(J)	$R^{\nu}(\varphi_j)$ ... R(N,J)	$\frac{dX^{\pm}}{d\varphi}$ ... DXL(J,K)
$Y^G=\frac{y^G}{\ell}$ .... YG(J)	ξ_{kj} ... CS(K,J)	$S^{\nu}(\varphi_j)$ ... S(N,J)	$\frac{dY^{\pm}}{d\varphi}$ ... DYL(J,K)
$\frac{dY^G}{d\varphi}$ ..... DYG(J)	η_{kj} ... ET(K,J)	v^{k}_{sn} .... V(J,K)	$\cos\theta^{\pm}$ ... CL(J,L)
$\frac{dY}{dX}$ ...... DYX(J)	A_{kj} ... A(K,J)	f^{k}_{sn} .... FS(J,K)	$\sin\theta^{\pm}$ ... SL(J,L)
$\frac{d^2Y}{dX^2}$ ... D2YX(J)	B_{kj} ... B(K,J)	$\frac{d\theta}{dX}$ ... DT(J)	$\frac{V_t^{k\pm}}{V_\infty}$ ... VF(J,K,L)
$\frac{dY^G}{dX}$ ..... DYGX(J)	θ_j -- TE(J)	a^{k}_{ν} ... AN(N,K)	$\frac{N\Gamma}{2\Delta Q}$ ... GQ
	μ ... M	b^{k}_{ν} ... BN(N,K)	$\frac{V_\infty}{\Delta Q}$ ... VQ
	ν ... N	$\frac{V_t^{\pm}}{\Delta Q}$ ... VTQ(J,L)	$\sin\alpha_\infty$ ... SINA
	$\frac{\Gamma_i}{\Delta Q}$ ... GAMA	$\frac{V^{\pm}}{v_{1m}}$ ... VC(J,L)	$\cos\alpha_\infty$ ... CΦSA
	$r^{\pm}$ ... RΦ(J,L)	c^{ν} .... CF(N,J)	$c_{plm}(\varphi_j)$ - CC(J)
	$\tau^{\pm}$ .... TAU(J,L)		

Listingul afişat de calculatorul IRIS-50 este redat în original în anexa 1.

2.5. Aplicarea metodei de calcul la cazuri concrete.

Metoda analitică expusă în 2.2. şi prelucrată pînă la forma de program transcris în limbaj FORTRAN expus în 2.4. a fost utilizată la calculul caracteristicilor hidrodinamice ale reţelei de aparat director de turbină formată din profile Clark Y8. Conturul profilului în reţea circulară este definit prin următoarele coordonate (Tab.1)

Tabela 1.

Poz.	1	2	3	4	5	6
R^+	345,6	345,5	345,4	345,3	344,4	343,5
τ^+	0,2682	0,2627	0,2582	0,2499	0,2421	0,2345
R^-	345,6	343,4	342,4	340,6	339,2	337,7
τ^-	0,2682	0,2665	0,2636	0,2574	0,2509	0,2443

Poz.	7	8	9	10	11	12
R^+	341,6	339,3	334,1	328,8	323,1	317,3
τ^+	0,2197	0,2054	0,1778	0,1509	0,1247	0,990
R^-	334,9	332,2	327,0	321,9	316,9	311,9
τ^-	0,2308	0,2175	0,1904	0,1632	0,1360	0,1088

Poz.	13	14	15	16	17	
R^+	311,3	305,2	299,1	296,1	293,1	mm
τ^+	0,0737	0,0488	0,0242	0,0120	0	rad.
R^-	307,3	302,3	297,6	295,2	293,1	mm
τ^-	0,0816	0,0544	0,0272	0,0136	0	rad.

Pornind de la această poziţie a profilului corespunzătoare unghiului $\lambda = 60^0$, s-au determinat coordonatele conturului în poziţiile următoare:

Tabela 2.

λ	20^0	30^0	40^0	50^0	60^0	grad
R_1	365,5	361,3	[illegible]55,3	350,3	345,6	mm
R_2	271,[illegible]	275,6	280,5	287,1	293,1	mm
τ_0	0,1[illegible]4	0,1613	0,2054	0,[illegible]	0,2698	rad

Tabela 2 (continuare)

λ	$-10^{\circ}31'$	$-[illegible]^{\circ}41'$	[illegible]	$-51^{\circ}27'$	[illegible]
R_1	3[illegible],7	367,6	364,4	359,1	352,2
R_2	275,2	280,9	287,5	296,8	307,4
τ_0	-0,0939	-0,1533	-0,1962	-0,2389	-0,2713

Coordonatele conturului în pozițiile rotite și punctele [illegible] din planul rețelei rectilinii s-au calculat conform celor indicate în 2.4.1. pg 47-50

Scheletul profilului din rețeaua rectilinie a fost aproximat prin trei arce de parabolă, racordate între ele, rezultînd funcția de definiție de forma:

$$y^s = A_0^* + A_1^* x + A_2^* x^2$$

cu punctele de racordare $x = 0,2$ și $x = 0,6$ ca abscisă.

Coeficienții A_0^*, A_1^*, A_2^* pentru cele trei arce s-au determinat din condițiile (fig.2.7) :

$$\begin{cases} x=0 \\ y=0 \end{cases} \quad \begin{cases} x=0,2 \\ y^{I}=a \end{cases} \quad \begin{cases} x=0,2 \\ \dfrac{dy^{I}}{dx}=\dfrac{dy^{II}}{dx} \end{cases} \quad \begin{cases} x=0,2 \\ y^{II}=a \end{cases} \quad \begin{cases} x=0,425 \\ y^{II}=f \end{cases}$$

$$\begin{cases} x=0,425 \\ \dfrac{dy^{II}}{dx}=0 \end{cases} \quad \begin{cases} x=0,6 \\ y^{III}=b \end{cases} \quad \begin{cases} x=0,6 \\ \dfrac{dy^{II}}{dx}=\dfrac{dy^{III}}{dx} \end{cases} \quad \begin{cases} x=1 \\ y^{III}=0 \end{cases}$$

Din înlocuirea celor nouă perechi de valori a rezultat un sistem liniar de nouă ecuații cu nouă necunoscute: $A_0^{*'}$, $A_1^{*'}$, $A_2^{*'}$, $A_0^{*''}$, $A_1^{*''}$, $A_2^{*''}$, $A_0^{*'''}$, $A_1^{*'''}$, $A_2^{*'''}$ de forma:

$$\begin{cases} A_0^{*'} = 0 \\ A_0^{*'} + 0,2A_1^{*'} + 0,04A_2^{*'} = a \\ A_1^{*'} + 0,4A_2^{*'} - A_1^{*''} - 0,4A_2^{*''} = 0 \\ A_0^{*''} + 0,2A_1^{*''} + 0,04A_2^{*''} = a \\ A_0^{*''} + 0,425A_1^{*''} + 0,425^2A_2^{*''} = f \\ A_1^{*''} + 0,850A_2^{*''} = 0 \\ A_0^{*'''} + 0,6A_1^{*'''} + 0,06A_2^{*'''} = b \\ A_1^{*'''} + 1,2A_2^{*'''} - A_1^{*'''} - 1,2A_2^{*'''} = 0 \\ A_0^{*'''} + A_1^{*'''} + A_2^{*'''} = 0 \end{cases}$$

Pentru unghiurile de instalare stabilite ordonatele a, b, f au următoarele valori:

Tabela 3.

	20	30	40	50	60
a/1	0,0325	0,0283	0,0251	0,0219	0,0198
b/1	0,0407	0,0346	0,0287	0,0245	0,0217
f/1	0,0436	0,0371	0,0320	0,0285	0,0247

	$-18^0 31'$	$-29^0 41'$	$-39^0 39'$	$-51^0 27'$	$-63^0 29'$
a/1	0,0495	0,0550	0,0590	0,0621	0,0648
b/1	0,0658	0,0728	0,0773	0,0834	0,0875
f/1	0,0693	0,0773	0,0822	0,0878	0,0923

Rezolvînd sistemul s-au obţinut valorile coeficienţilor A_0^*, A_1^*, A_2^* şi aplicînd schimbarea de variabilă $x = 1/2\,(1-\cos\varphi)$ se obţine funcţia scheletului de forma:

$y^3 = A_0 + A_1\cos\varphi + A_2\cos^2\varphi.$

Tabela 4.

λ	20	30	40	50	60
A_0'	0,00791	0,01129	0,01442	[illegible]	0,03295
A_1'	0,06139	0,05801	0,06521	0,05725	0,04786
A_2'	−0,06951	−0,06909	−0,08054	−0,08012	−0,08081
A_0''	0,02419	0,02672	0,03125	0,03615	0,02499
A_1''	0,00746	0,00870	0,01018	0,01256	0,01657
A_2''	−0,02419	−0,02901	−0,03395	−0,04321	−0,05456
A_0'''	0,02457	0,02804	0,03289	0,03943	0,04775
A_1'''	0,01164	0,01515	0,01768	0,02412	0,03183
A_2'''	−0,01275	−0,01289	−0,01521	−0,01541	−0,01592

λ	$-18^0 31'$	$-29^0 41'$	$-39^0 39'$	$-51^0 27'$	$-63^0 29'$
A_0'	0,04746	0,05283	0,05499	0,06255	0,06900
A_1'	0,07634	0,08013	0,08500	0,09193	0,03600
A_2'	−0,12591	−0,14102	−0,14250	−0,15449	−0,15500
A_0''	0,06015	0,07717	0,08159	0,08758	0,09207
A_1''	0,00611	0,00757	0,00799	0,00849	0,00903
A_2''	−0,06611	−0,07372	−0,07999	−0,08495	−0,09090
A_0'''	0,06995	0,07746	0,08294	0,08830	0,09339
A_1'''	0,00846	0,00979	0,01137	0,01159	0,01349
A_2'''	−0,06149	−0,06767	−0,07156	−0,07721	−0,07990

Funcția de grosime este de forma:

$$y^{g}/l = \sum_{1}^{3} B_n \cos n\varphi \qquad (2.130)$$

unde coeficienții B_n au fost stabiliți prin metoda menționată în 2.4.1 – valorile lor sînt:

Tabela 5.

	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5
B_1	0,03531	0,03603	0,03622	0,03651	0,03746
B_2	0,01104	0,01147	0,01128	0,01238	0,01163
B_3	-0,00020	-0,00018	-0,00012	0,00052	0,00005

La acești parametrii geometrici, se adaugă pasul relativ

Tabela 6.

λ	20	30	40	50	60
t/l	0,9967	0,9969	0,9973	0,9985	1,0008

λ	-18°31'	-29°41'	-39°39'	-51°27'	-63°29'
t/l	1,0088	1,0151	1,0211	1,0283	1,0348

Cu aceste date au fost calculate conform programului menționat la 2.4.2 caracteristicile energetice ale rețelei pentru următoarele condiții:

– pentru rețeaua formată din n = 20 profile s-au considerat unghiurile de instalare λ = 20°, 30°, 40°, 50°, 60°, -18°31' -29°41', -39°39', -51°27', -63°29', fiecare unghi de instalare la direcțiile curentului de la intrare:

ε_1 = 20,2°; 23,4°; 24,4°; 26,5°; 30,5°; 31,5°; pt. λ = 20°
ε_1 = 24,2°; 27,5°; 32° ; 34° ; 36° ; 38° ; 41°; 43°, pt. λ = 30
ε_1 = 36,1°; 40,2°; 42° ; 44° ; 45,3°; 51,4° pt λ = 40
ε_1 = 42,2°; 44,5°; 51,9°; 52,9°; 57,4° pt. λ = 50
ε_1 = 52° ; 57° ; 60,4°; 63,5°; 67,7°, 71°; pt. λ = 60
ε_1 = 5° ; 10° ; 15° ; 18° ; 27°28'; 31°30'; 40°40' pt λ = -18°31
ε_1 = -22° ; -10° ; 0° ; 10°; 20°; 30°45'; 40° pt λ = -29°41
ε_1 = -31°40'; -25°; -22°30'; -19°57'; -10°; 0°; 10°; 21°28' pt λ = -39°39
ε_1 = -25°; -20°47'; -10° ; 10°; 21°28'; 22°53' pt λ = -51°27
ε_1 = -43,5°; -40°; -36,5°; -30°; -26,5°; -24,7°; 21,5° 23,5° pt λ = -63°29

– pentru unghiul de instalare λ = 60° s-au considerat rețelele formate din N = 20, 18, 15, 14, 10 palete, direcția curentului de la intrare avînd valorile: ε_1 = 52°, 57°, 60,4°, 63,5°, 67,6°

2.6. Curbele caracteristice energetice ale reţelei circulare stabilite pe cale analitică.

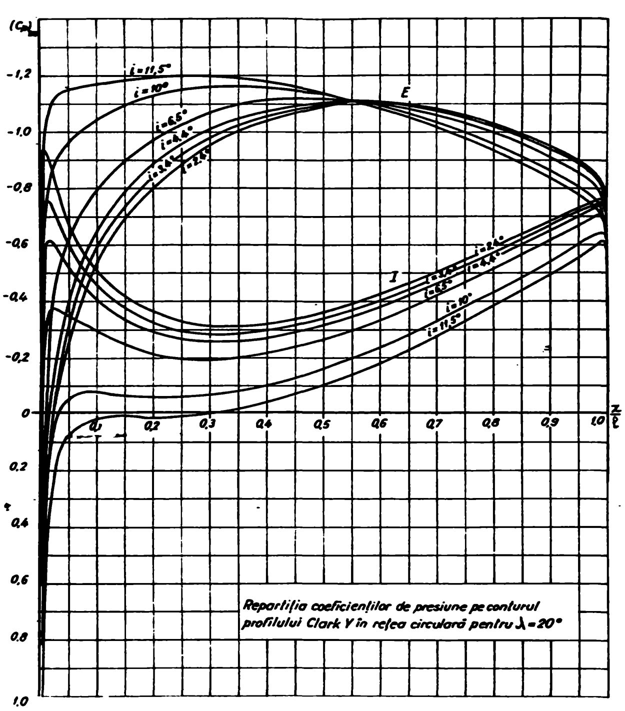
Ca rezultat al metodei analitice se obţine distribuţia coeficienţilor de presiune c_{pml} pe conturul profilului, deviaţia unghiulară a curentului $\Delta\varepsilon$ şi coeficientul de deviaţie δ_u. Din distribuţia coeficienţilor de presiune se obţine valoarea coeficienţilor de acţiune a curentului asupra profilului – componenta normală la coarda profilului C_{yr} şi componenta paralelă cu coarda C_{xr} (vezi 3.5.3).

Curbele de variaţie a coeficienţilor C_{yr}, C_{xr}, $\Delta\varepsilon$ şi δ_u în funcţie de direcţia curentului de la intrare sau în funcţie de incidenţa curentului, constituie curbele caracteristice energetice ale reţelei.

In fig.2.8 – 2.15 sînt redate curbele de distribuţie a coeficienţilor c_{pml} de-a lungul conturul profilului la diferite valori ale unghiului de incidenţă şi instalare. Pentru incidenţe negative şi pozitive mici se remarcă în zona bordului de atac pe intrados un vîrf de depresiune, care se atenuează pe măsură ce incidenţa creşte. De la valoarea maximă curba descreşte realizînd un minim în porţiunea (o,35 – o,4) l, după care curba creşte din nou spre bordul de fugă. Cu cît unghiul de instalare este mai mare creşterea este mai puţin pronunţată. Ramurile corespunzătoare intradosului pentru diferite incidenţe la acelaş unghi de instalare rămîn aproape paralele între ele. Ramura corespunzătoare extradosului creşte continuu de la bordul de atac spre bordul de fugă, pentru incidenţe negative şi pozitive mici. La incidenţe pozitive mari, în zona bordului de atac, se produce un maxim de depresiune a cărui valoare creşte odată cu unghiul de instalare. Curbele corespunzătoare extradosului aferente diferitelor unghiuri de incidenţă, se intersectează într-un punct situat la aproximativ o,55 l, pentru toate unghiurile de instalare studiate.

Cu cît unghiul de incidenţă este mai mare, cu atît aria închisă de cele două ramuri ale distribuţiei de presiune pe contur, creşte.

La unghiuri de instalare şi incidenţă constante, micşorarea numărului profilelor reţelei măreşte aria cuprinsă între cele două ramuri ale curbei de distribuţie a coeficienţilor de presiune. Maximul din zona bordului de atac al ramurii aferente intradosului, la incidenţe mici, se accentuează cu scăderea numărului profilelor, la fel ca şi maximul ramurii aferente extradosului la la incidenţe pozitive mari (fig.2.16 – 2.19).



Repartiţia coeficienţilor de presiune pe conturul profilului Clark Y în reţea circulară pentru $\lambda=20°$

Fig. 2.8

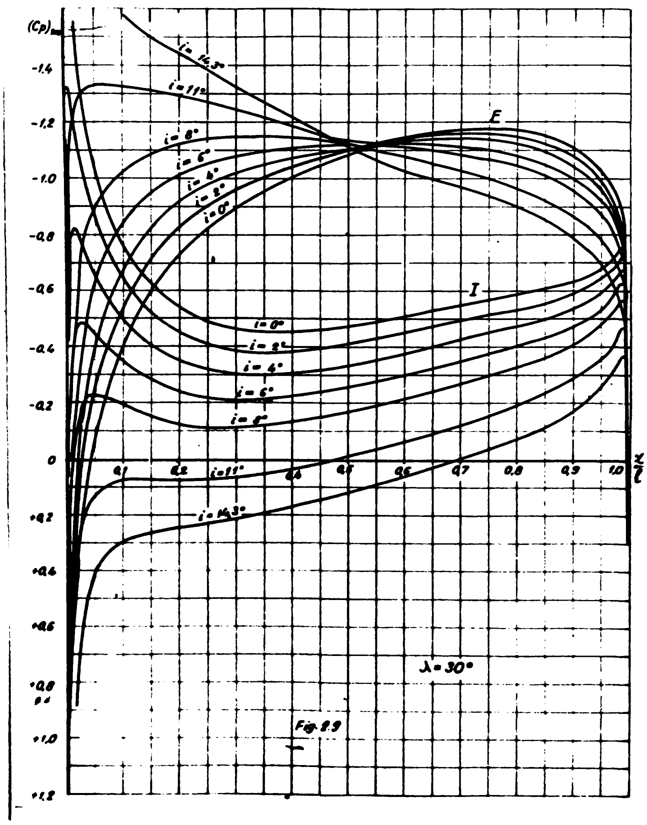


Fig. 2.9

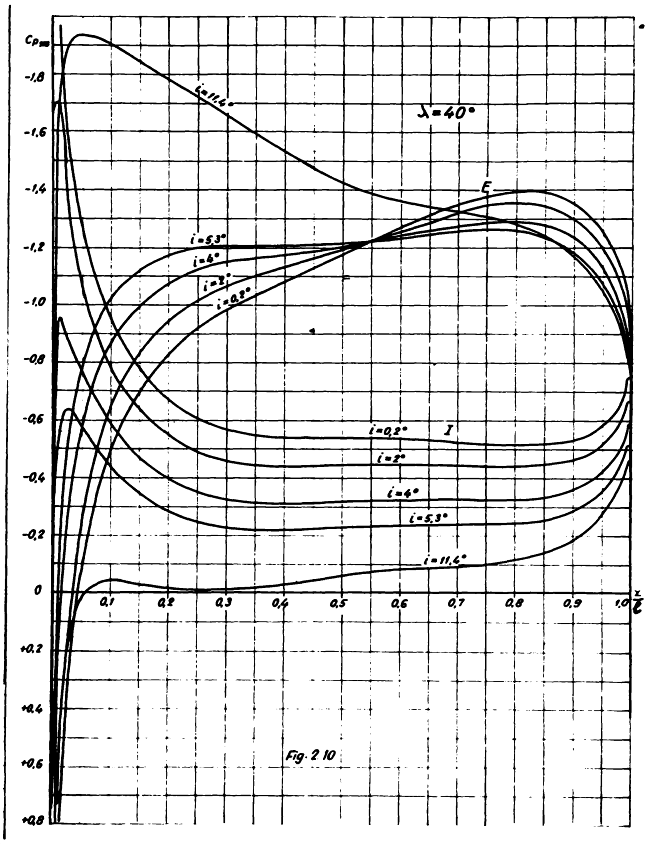
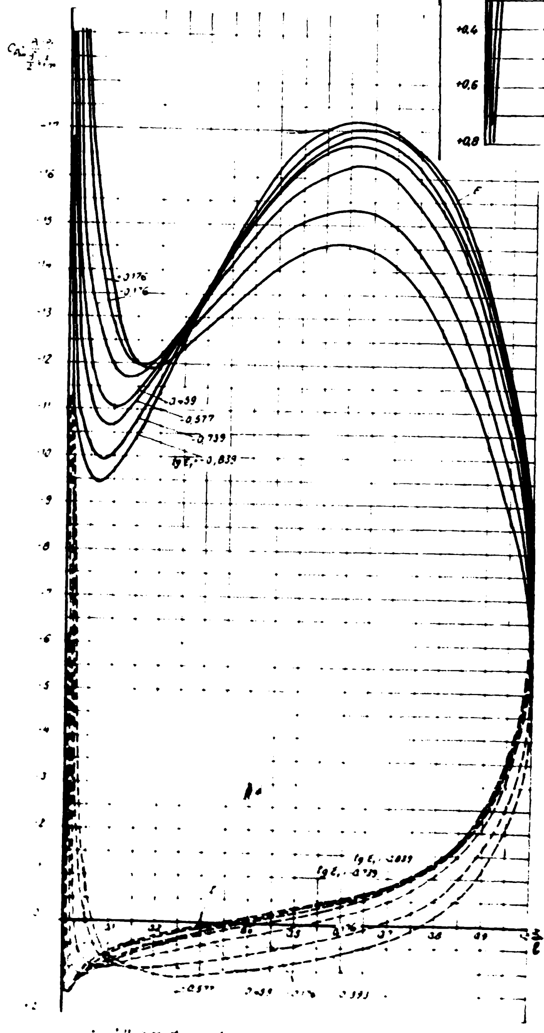

λ=40°
E
I
i=11,6°
i=5,3°
i=4°
i=2°
i=0,2°
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1,0
-1,8
-1,6
-1,4
-1,2
-1,0
-0,8
-0,6
-0,4
-0,2
0
+0,2
+0,4
+0,6
+0,8

Fig. 2.10


0,176
0,577
0,739
0,839

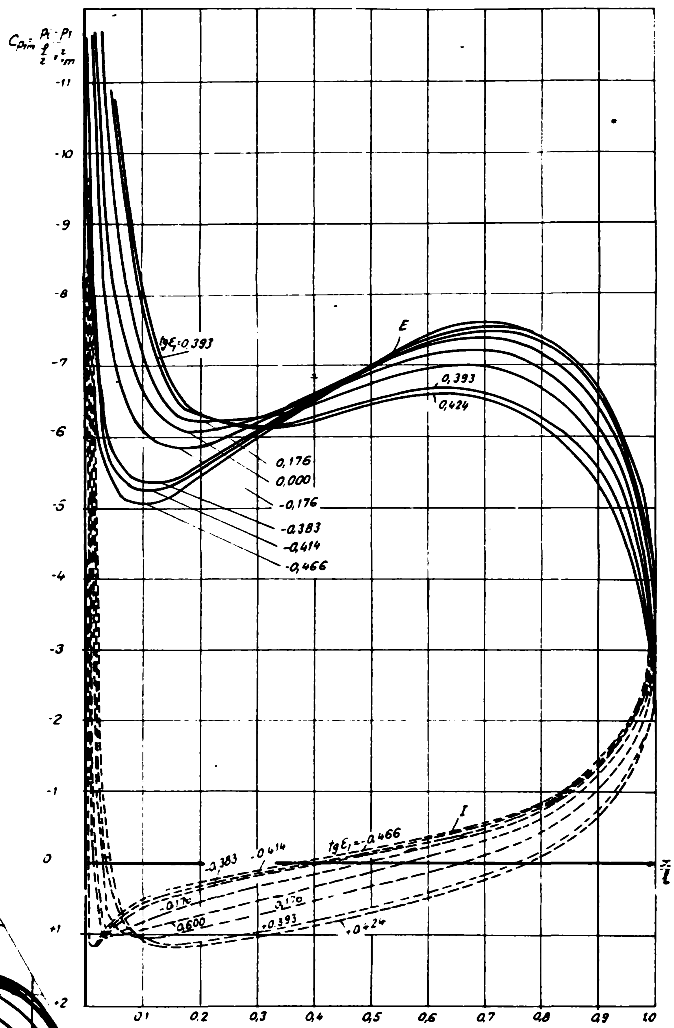


Fig 2.12 Variatia coeficientilor de presiune pe conturul profilului retelei circulare pt unghiul de instalare $\lambda = -0,897$ rad Curbe teoretice $\lambda = -0,897$

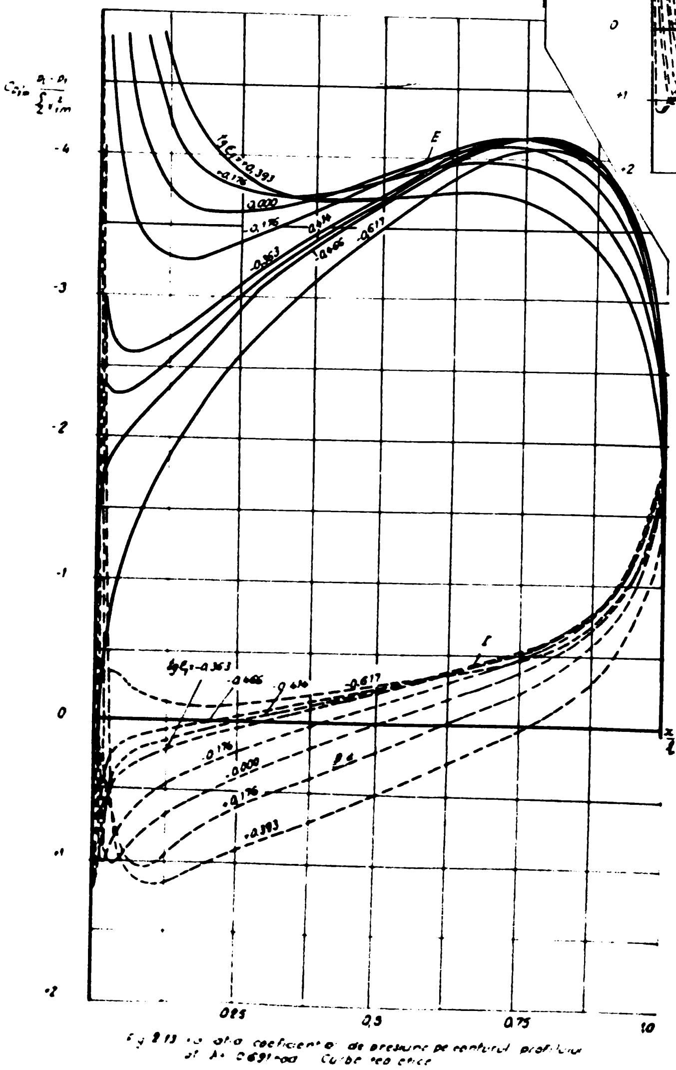


Fig 2.13 Variatia coeficientilor de presiune pe conturul profilului pt $\lambda = 0,691$ rad Curbe teoretice

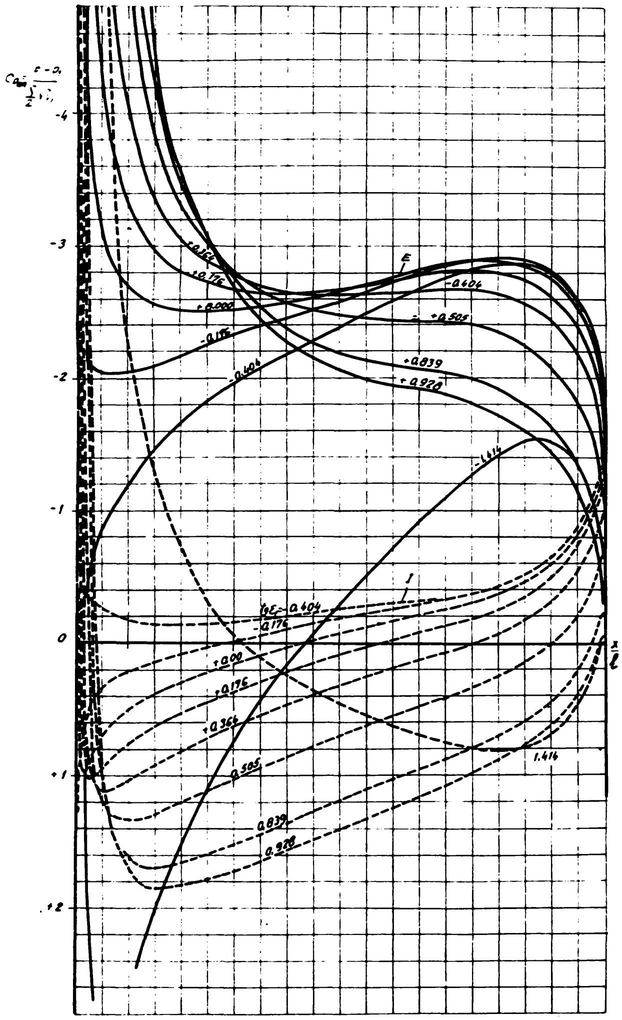


Fig 2.14. Distributia coeficientilor de presiune pe conturul profilului pt unghiul de instalare λ = -0,518 rad
Curbe teoretice

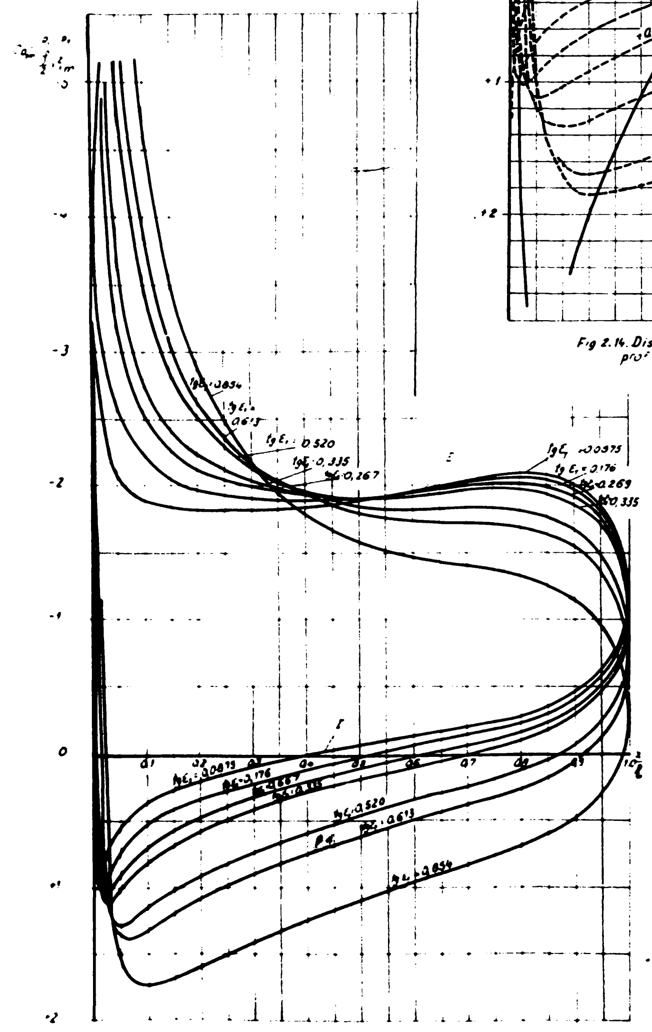


Fig 2.15 [illegible]

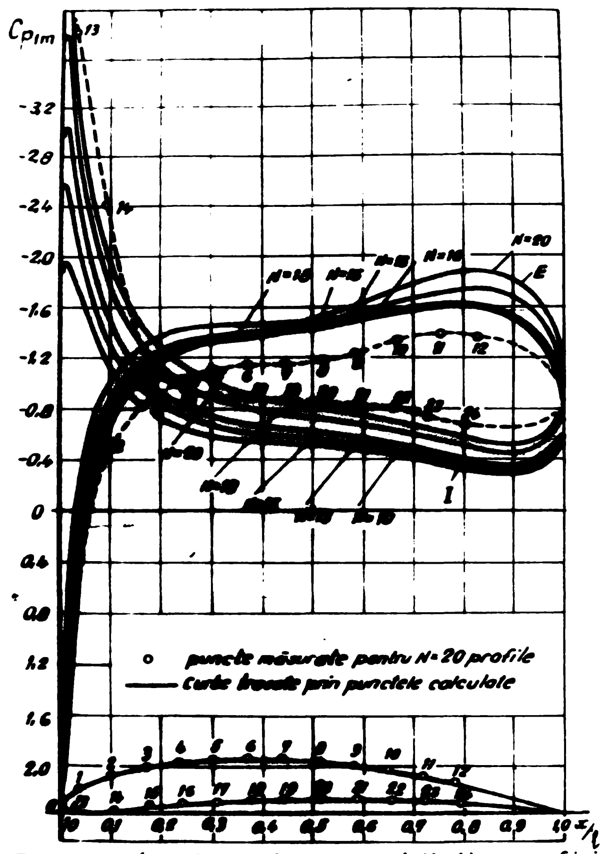


Fig. 2.16. Variația curbelor de distribuție a coeficientului C_{pm} pentru $\lambda = 1{,}0087$ la rețeaua formată din N=20; 18; 15; 13; 10 profile pentru incidența $i = -3°$.

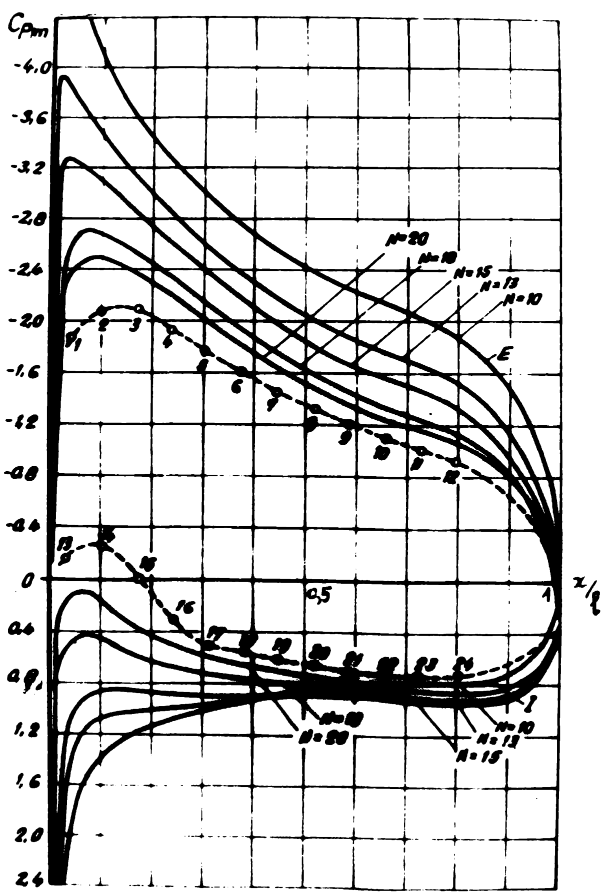


Fig. 2.19

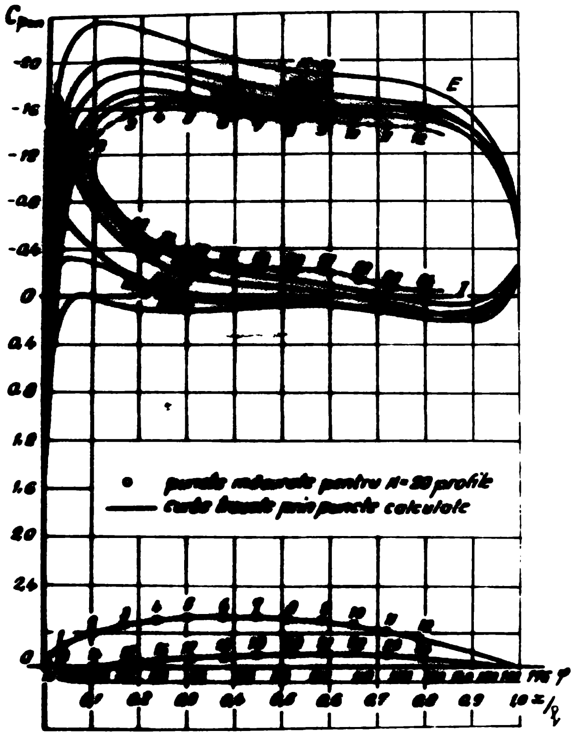


Fig. 2.18. Variația curbelor de distribuție a coeficientului C_{pm} pentru λ = 1,0087 la rețeaua formată din N = 20; 18; 15; 13, 10 profile pentru incidența i = 0,4°

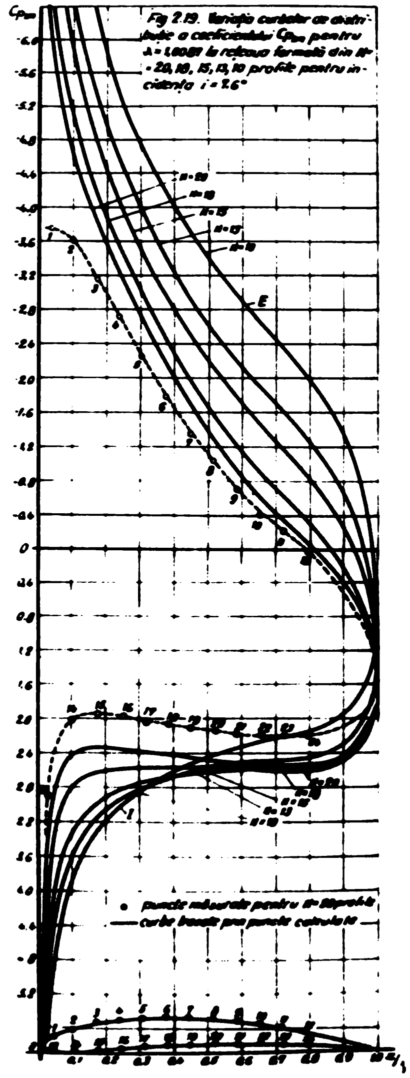


Fig 2.19. Variația curbelor de distribuție a coeficientului C_{pm} pentru λ = 1,0087 la rețeaua formată din N = 20, 18, 15, 13, 10 profile pentru incidența i = 7,6°

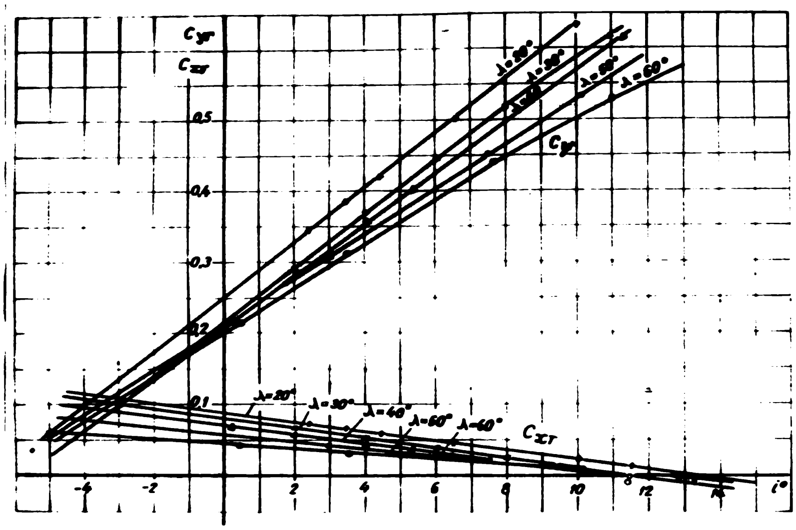


Fig. 2.20 Variaţia coeficientului de acţiune a curentului asupra profilului reţelei circulare. Curbe teoretice

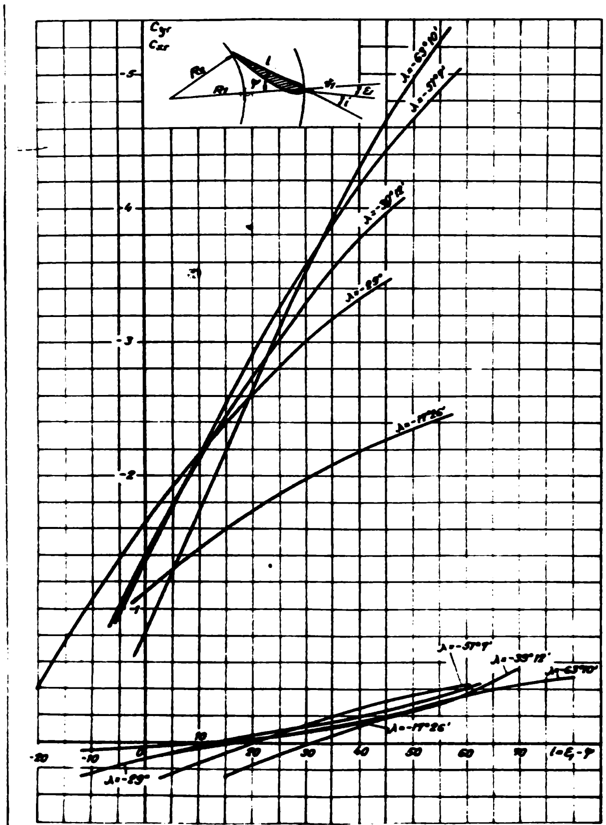


Fig. 2.21 Variaţia coeficienţilor de acţiune a curentului asupra profilului în funcţie de incidenţa curentului
Curbe teoretice

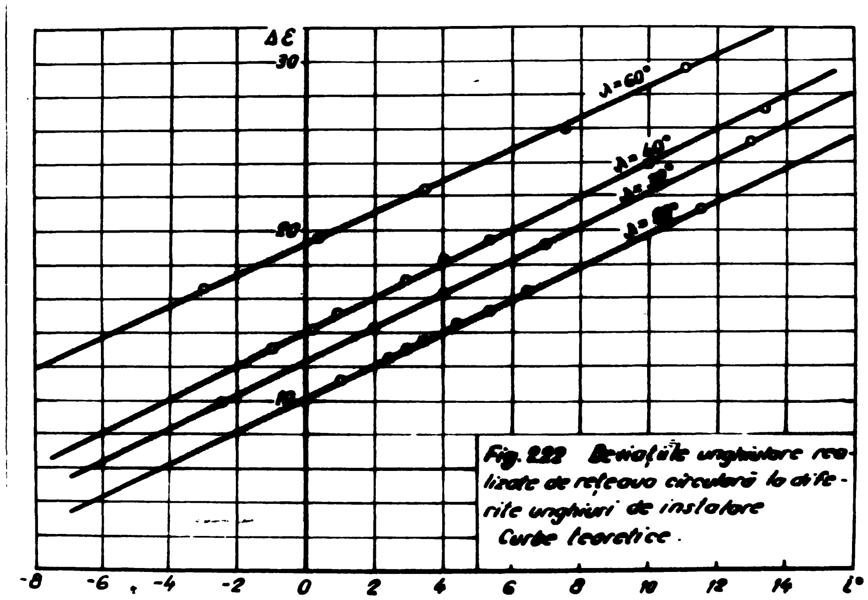


Fig. 2.22 Deviațiile unghiulare realizate de rețeaua circulară la diferite unghiuri de instalare
Curbe teoretice.

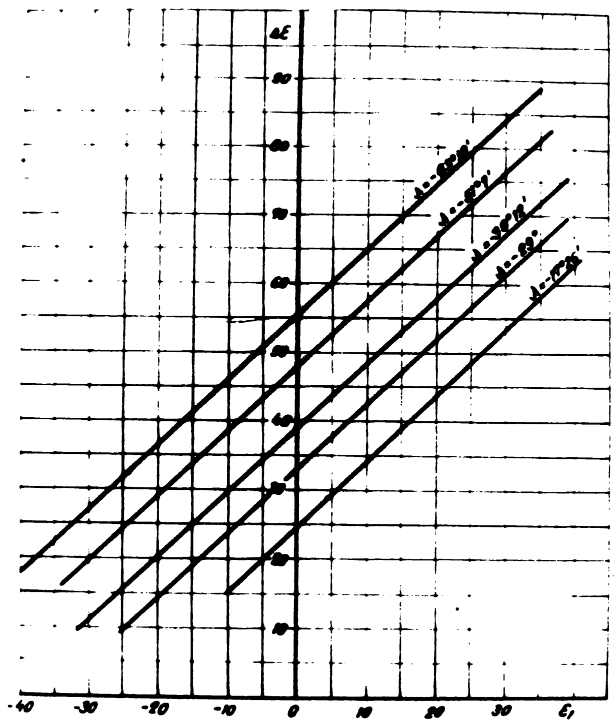
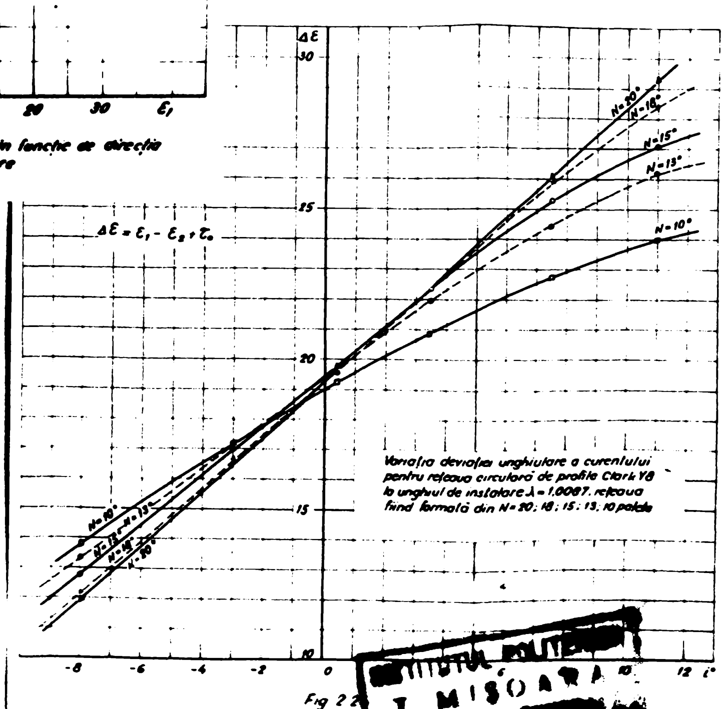


Fig. 2.23. Variația deviației unghiulare în funcție de direcția curentului de la intrare
Curbe teoretice



Variația deviației unghiulare a curentului pentru rețeaua circulară de profile Clark Y8 la unghiul de instalare $\lambda = 1{,}0087$. rețeaua fiind formată din $N = 20; 18; 15; 13; 10$ palete

Fig 2.2

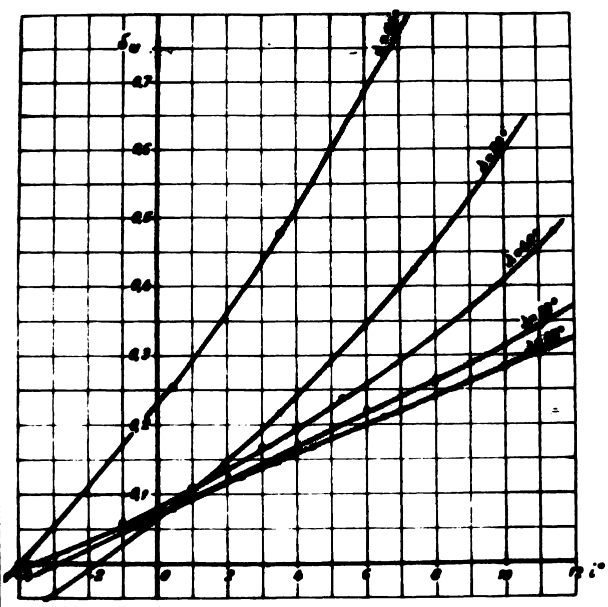


Fig. 2.25 Curbele teoretice de variaţie a coeficientului de deviaţie a curentului cu incidenţa la diferite valori ale unghiului de instalare

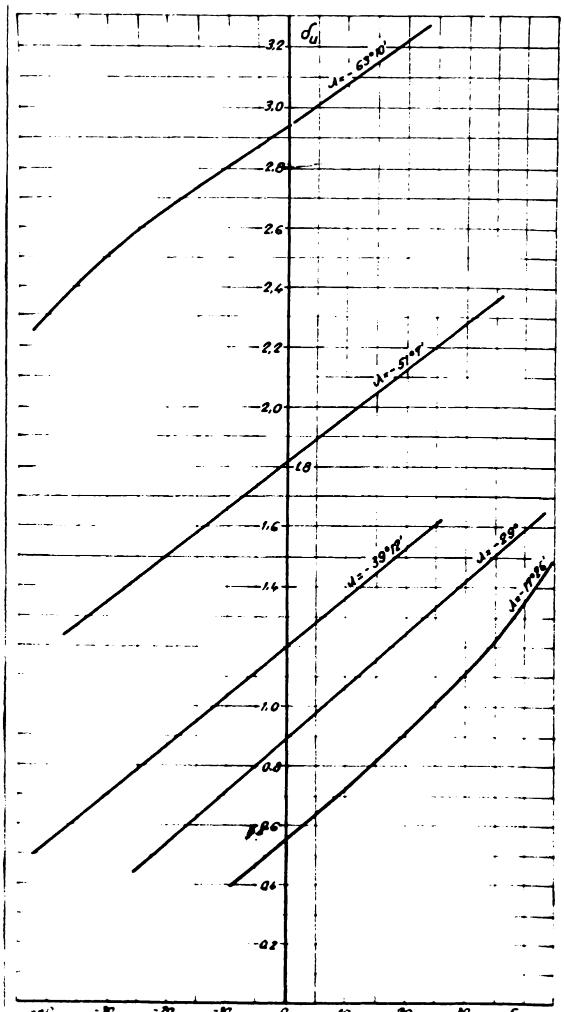
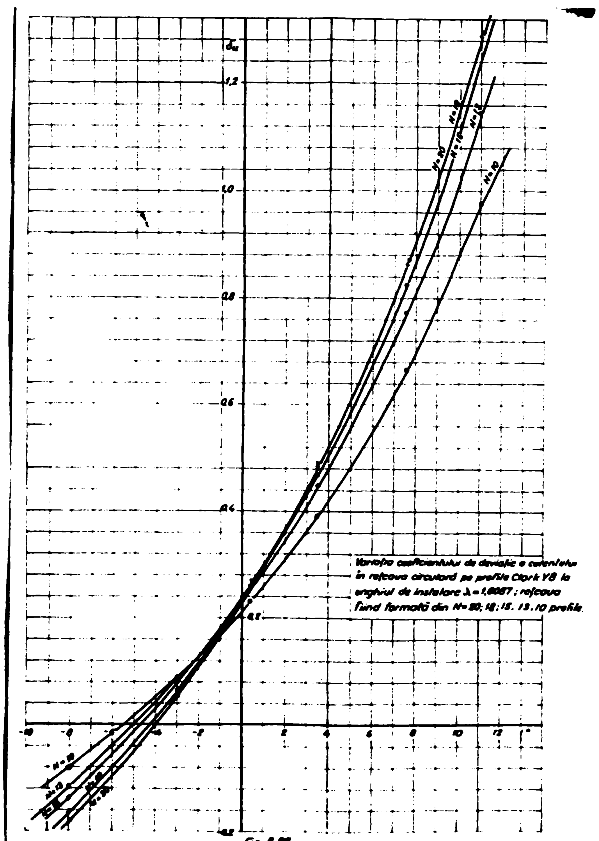


Fig. 2.26 Variaţia coeficientului de deviaţie a curentului în funcţie de direcţia curentului de intrare. Curbe teoretice



Variaţia coeficientului de deviaţie a curentului în reţeaua circulară pe profile Clark Y8 la unghiul de instalare λ = 1,6087 ; reţeaua fiind formată din N= 20; 18; 15. 13.10 profile.

Fig. 2.27

Atît mărirea unghiului de instalare,cît şi mărirea numărului de profile în reţea are ca urmare o uşoară tendinţă de deplasare de la bordul de fugă spre bordul de atac a maximului ramurii corespunzătoare extradosului profilului.

Pe baza acestor curbe de distribuţie a coeficientului de presiune pe conturul profilului s-au determinat coeficienţii acţiunii curentului asupra profilului la diferite valori ale unghiului de incidenţă. Din diagramele reprezentate in fig.2.20, 2.21 se observă creşterea liniară cu unghiul de incidenţă a coeficientului C_{yr} corespunzător componentei normale la coardă a acţiunii curentului şi concomitenta micşorare a coeficientului C_{xr} corespunzător componentei paralele cu coarda. Prin creşterea incidenţei rezultanta acţiunii curentului îşi modifică direcţia avînd tendinţa de a se orienta normal la coarda profilului. La creşterea unghiului de instalare panta dreptelor se micşorează.

Deviaţia unghiulară $\Delta\varepsilon$ (fig.2.22, 2.23, 2.24) creşte liniar cu incidenţa. La creşterea unghiului de instalare, curbele se translatează în domeniul coeficienţilor $\Delta\varepsilon$ mai mari. Dacă se micşorează numărul profilelor reţelei, panta curbelor de variaţie a lui $\Delta\varepsilon$ cu i se micşorează şi cu cît reţeaua este mai rară,curbele se abat de la direcţia liniară prin valori mai mici.

Coeficienţii deviaţiei unghiulare δ_u variază cu incidenţa după curbe de curbură foarte mică. Pe măsură ce unghiul de instalare se micşorează, aceste curbe se rotesc în jurul axei ordonatelor,atingînd valori mai mici. Acelaşi fenomen se produce şi la micşorarea numărului de palete (fig.2.25, 2.26, 2.27).

Concluzii la Cap.II.

In rezolvarea analitică a tabloului mişcării s-a aplicat metoda ecuaţiilor integrale singulare elaborată pentru reţele plane de profile de către Acad.I.Anton şi Prof.dr.ing.O.Popa. Prin aplicarea unei transformări logaritmice ale cărei constante se stabilesc în funcţie de condiţiile transformării se transpune domeniul mişcării din prezenţa reţelei circulare de profile într-un domeniu echivalent în care reţeaua este însă rectilinie. Considerînd mişcarea în prezenţa reţelei rectilinii de profile ca potenţială, plană şi permanentă prof.dr.ing.O.Popa găseşte soluţia problemei mişcării: determină cîmpul de viteze pe conturul profilului dispus în reţea pornind de la exprimarea vitezei sub forma unei integrale de tip Cauchy pe contur închis.

Proiectarea ei în lungul tangentei şi normalei la contur conduce la o ecuaţie integrală de tip Fredholm de speţa a doua şi una de speţa întîia. Prin prelungirea analitică se determină funcţia de viteze pe scheletul profilului unde aplicarea unor ipoteze simplificatoare permite transformarea sistemului de ecuaţii integrale ale funcţiilor de distribuţie a singularităţilor de pe schelet, într-un sistem de ecuaţii liniare.

Cunoscînd funcţiile de distribuţie a singularităţilor se poate calcula viteza indusă pe schelet şi în baza prelungirii analitice efectuate, valoarea corespunzătoare pe contur.

Pentru soluţionarea practică a problemei a fost elaborată o metodă numerică de determinare a distribuţiilor de viteze pe conturul profilului. Prin transformarea logaritmică efectuată aceste rezultate se transpun în planul reţelei circulare.

Metoda numerică, transcrisă în limbaj FORTRAN, a permis soluţionarea unui mare număr de variante de parametri iniţiali cu ajutorul calculatorului electronic IRIS-50.

Rezolvarea efectivă a problemei numerice în cazul reţelei circulare cuprinde etapele: 1) determinarea parametrilor geometrici şi cinematici ai reţelei echivalente celei circulare; 2) calculul distribuţiei de viteze pe conturul profilului reţelei rectilinii echivalente; 3) transpunerea rezultatelor în planul fizic al mişcării.

Cunoscînd distribuţia de viteze respectiv distribuţia coeficienţilor de presiune pe contur la valorile cunoscute ale parametrilor geometrici ai reţelei circulare, s-au determinat: deviaţia unghiulară a curentului, coeficientul deviaţiei unghiulare şi coeficienţii de acţiune ai curentului asupra profilului reţelei pentru o anumită direcţia a curentului de la intrare.

Metoda analitică propusă permite determinarea prin calcul, în cazul fluidului ideal, a caracteristicilor energetice ale reţelei de aparat director şi studierea influenţei parametrilor geometrici ai reţelei: forma profilului, numărul paletelor, diametrul de aşezare al axului de rotire al paletei, deschiderea relativă (respectiv unghiul de instalare al reţelei) şi a parametrului cinematic: unghiul curentului de la intrare, asupra performanţelor reţelei.

CAPITOLUL III

VERIFICAREA EXPERIMENTALA A REZULTATELOR ANALITICE.

Idelizarea fenomenului condiţie inevitală pentru simplificarea calculului analitic al mişcării în prezenţa reţelei, impune verificarea experimentală a rezultatelor atît pentru studierea justeţei metodei teoretice cît şi pentru observarea unor noi ipoteze de studiu.

3.1.1. Câteva probleme ale încercării experimentale a reţelelor circulare de apart director de turbină.

Aparatul director reprezintă o reţea circulară de profile de suprafaţă cilindrică, fiecare dintre ele avînd posibilitatea de a se roti în jurul axei sale. Această reţea serveşte la reglarea debitului prin modificarea deviaţiei curentului respectiv prin modificarea circulaţiei vitezei la intrarea în rotor, avînd în acelaş timp rolul de organ de închidere.

Din principiul de funcţionare al aparatelor directoare decurg trei probleme hidrodinamice de bază, a căror rezolvare prezintă un deosebit interes practic:

1. Studiul structurii curentului creat de aparatul director, a cărei cunoaştere este inevitabilă pentru alegerea repartiţiei vitezelor la intrarea în rotor.

2. Studiul pierderilor în reţeaua paletelor de aparat director, pentru obţinerea de randamente cît mai ridicate.

3. Studiul acţiunii dinamice a curentului asupra paletelor, pentru determinarea forţelor necesare reglării acestora.

Printre lucrările destul de puţine din acest domeniu, trebuie menţionate cele efectuate la LMZ Leningrad de S.A.Granovschi /G.8/ şi la MEI Moscova de Iansina /I.1/ şi de Iu.I.Fedulov la HIM Harkov /F.1/.

Lucrarea lui Granovschi, a cărui scop de bază a fost studiul construcţiei aparatelor directoare ca şi a caracteristicilor lor dinamice consideră deasemenea problema influenţei formei profilului asupra randamentului turbinii şi a mărimii momentului hidraulic ce acţionează pe paletă. Ca rezultat al unor repetate încercări experimentale s-a creat la LMZ o metodă de determinare a forţelor pe baza repartiţiei presiunilor pe conturul paletei.

P.N.Nikolschi /N.1/ a propus primul metodica calculării forţelor hidrodinamice ce acţionează pe paletă, din repartiţia presiunilor pe contur şi a introdus graficele, obţinute experimental, pentru coeficienţii de forţă şi moment ai reţelei. Un rezultat important al lucrării lui Nikolschi îl constituie concluzia privind independenţa curentului din aparatul director de regimul rotorului, ceeace a permis analiza funcţionării aparatului director în diverse regimuri, fără a ţine cont de regimul de funcţionare al rotorului.

Studiile lui I.Ia.Ianşina /I.1/ au stabilit că mişcarea în prezenţa unui aparat director, datorită unui curent care nu este axial simetric pe periferie şi nu este uniform pe înălţimea paletei, poate fi asimilată cu mişcarea axial simetrică datorită unui curent plan, echivalent ca debit şi moment al cantităţii de mişcare. Aceasta s-a demonstrat şi prin experienţele lui A.I.Klimov /K.5/ care a propus ca parametru caracteristic al echivalenţei mişcărilor, unghiul mediu dintre componenta periferică şi direcţia curentului la intrarea în reţeaua de aparat director. In cadrul aceloraşi lucrări s-a studiat şi cinematica curentului în prezenţa aparatului director, urmărindu-se efectul de deviere a curentului în condiţiile unui curent real spaţial.

Din cercetările lui Klimov mai reiese că în cazul considerării parametrilor medii ai curentului la intrarea şi ieşirea din aparatul director, caracteristicile cinematice şi hidrodinamice nu sînt influenţate de neuniformităţile introduse prin prezenţa camerei spirale.

In scopul acumulării de material experimental privind modul în care influenţează deviaţia curentului, forma profilului, grosimea şi curbura relativă, desimea reţelei, diametrul de aşezare al axului paletelor, asupra caracteristicilor cinematice şi hidrodinamice ale paletelor directoare, la Institutul Politehnic din Harkov a fost proiectată şi realizată de către Iu.I.Fedulov /F.1/ o instalaţie hidraulică pentru încercarea reţelelor de aparat director de turbină. Pentru modelarea condiţiilor de la intrare specifice diverselor tipuri de camere spirale, instalaţia este prevăzută cu un aparat director ajutător amplasat în amonte de aparatul director de studiu. O reţea specială de măsură, cu ieşirea curentului axială, plasată după aparatul director studiat, determină caracteristicile globale ale curentului de la ieşire. Momentul de rotire, produs de curentul care trece prin reţeaua de măsură, mobilă pe ax, se determină prin echilibrarea cu greutăţi a reţelei.

Pe lîngă aceste studii experimentale, tipice pentru aparatele directoare, ce mai cuvin a fi menţionate preocupările legate de problema reţelelor circulare rotitoare datorită lui W.Fister /f.2/, continuate pe o instalaţie perfecţionată de H. Dettmering /D.1/ şi apoi de K.Leist /L.1/ la Universitatea Tehnică din Aachen. Instalaţia a permis studierea distribuţiilor de presiuni pe conturul paletelor rotitoare de turbine axiale, radiale şi de reţele de compresor.

3.1.2. Prezentarea staţiunii de reţele circulare din Laboratorul de cercetări maşini hidraulice al Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timişoara.

Staţiunea proiectată şi construită în LMH-T, modelează în aer fenomenul mişcării în prezenţa unei reţele circulare de aparat director de turbină. Modelarea în aer a fenomenului real are o serie de avantaje faţă de modelarea în apă. Dintre acestea trebue menţionate:

1. Posibilitatea studierii mai aprofundate a esenţei fenomenului - dacă în apă din cauza dificultăţilor legate de efectuarea măsurătorilor se recurge doar la determinarea caracteristicilor globale ale fenomenului, în aer se poate studia cu uşurinţă distribuţia de viteze şi presiuni în toate punctele mişcării, iar vizualizarea curentului nu ridică dificultăţi deosebite.

2. Reducerea substanţială a dificultăţilor legate de realizarea instalaţiei experimentale, întrucît majoritatea reperelor instalaţiei se pot confecţiona din materiale uşoare sau lemn.

Staţiuneapermite studierea cîmpului vitezelor şi presiunilor în amonte şi aval de reţea, distribuţia presiunilor pe conturul profilului reţelei, gradul de turbulenţă al curentului la intrare şi ieşire. Din prelucrarea acestor mărimi primare rezultă forţele aerodinamice ce acţionează asupra profilului, deviaţia curentului realizată de reţea şi pierderile hidraulice. Modificînd în mod corespunzător unghiul de instalare şi numărul paletelor reţelei, se poate studia influenţa acestor parametri geometrici asupra performanţelor reţelei circulare, iar modificarea profilelor reţelei face posibilă studierea influenţei geometriei profilului asupra caracteristicilor reţelei.

Pentru a asigura un curent uniform şi neperturbat la intrarea în reţeaua de studiu şi pentru a reduce la minim desprinderile, s-a ales funcţionarea prin aspiraţie, în circuit deschis. La acest tip de funcţionare presiunea statică pe traseul instalaţiei este în permanenţă mai mică decît presiunea atmosferică.

Aerul aspirat direct din atmosferă trece printr-o reţea de dirijare formată din 84 palete subţiri, rotunjite la vîrf, care impun incidenţa dorită curentului, la angajarea pe profilele reţelei de studiu. Numărul mare al paletelor asigură o bună dirijare a mişcării, realizînd un curent axial-simetric la intrarea în reţeaua de studiu. După traversarea reţelei de studiu, aerul parcurge un cot prevăzut cu suprafeţe de ghidare, menite să evite distribuţia neuniformă pe înălţimea paletei. Un difuzor conic conduce aerul la grupul ventilator care-l refulează în atmosferă. Circuitul hidraulic astfel ales, permite experimentarea a reţelei circulare în condiţiile unei mişcări plane axial simetrice.

In zona de lucru, instalaţia este echipată cu un capac circular, transparent, ce permite observarea vizuală a reţelei. Rotindu-se în jurul axului său, prin intermediul unui angrenaj dinţat, capacul prevăzut cu nouă orificii în amonte şi nouă orificii în aval de reţea, permite sondarea cîmpului de viteze şi presiuni la diferite raze pe periferia unor cercuri concentrice.

Canalul dintre două palete este drenat în 24 de puncte, situate în planul median al reţelei, 12 pe extradosul unei palete şi 12 pe intradosul paletei consecutive. Pentru a permite rotirea capacului, paletele reţelei de studiu sînt prevăzute cu un singur fus.

La dimensionarea staţiunii s-a ţinut cont de următoarele:

- asigurarea rapoartelor dimensionale caracteristice aparatelor directoare de turbină,

- obţinerea unor dimensiuni a căror uzinare să nu ridice dificultăţi tehnologice,

- încadrarea în indicaţiile din literatură privind parametrii reţelelor încercate pînă în prezent.

Din relaţiile de dimensionare ale aparatelor directoare /A.7/ /K.10/ rezultă (Fig.3.1):

$$b \cong 0{,}25\, D_1 \tag{3.1}$$

$$D_a \cong 1{,}25\, D_1 \tag{3.2}$$

$$D_a \cong 5b \tag{3.3}$$

Prin comparaţie cu încercările efectuate de Numachi /N.2/ pentru reţele rectilinii, s-a ales:

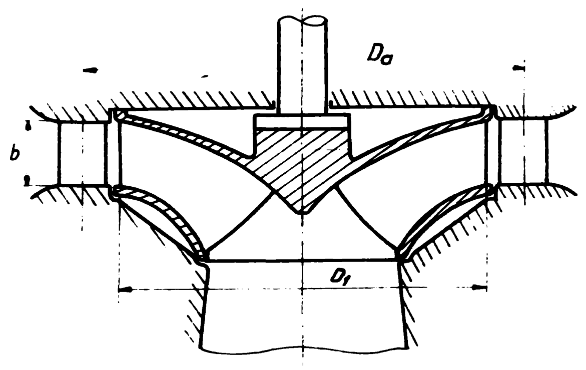


Fig. 3.1

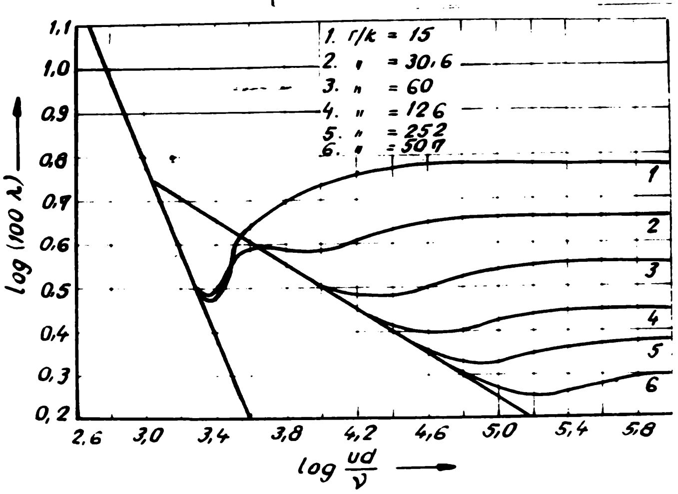
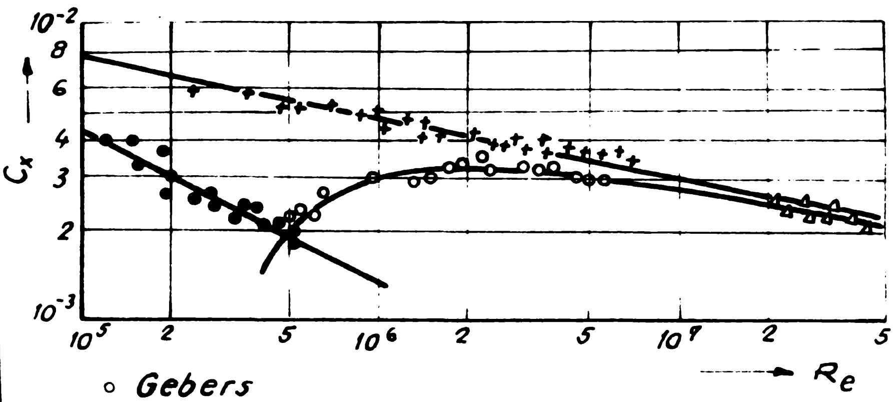


Fig. 3.2



o Gebers
• Blasius
+ Wieselberger
Δ Kempf

Fig. 3.3

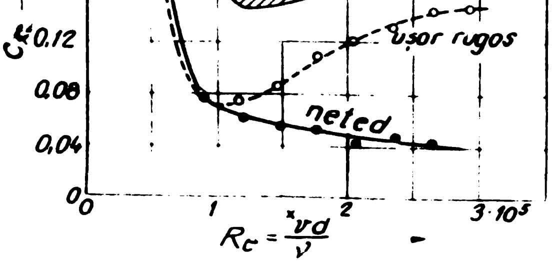
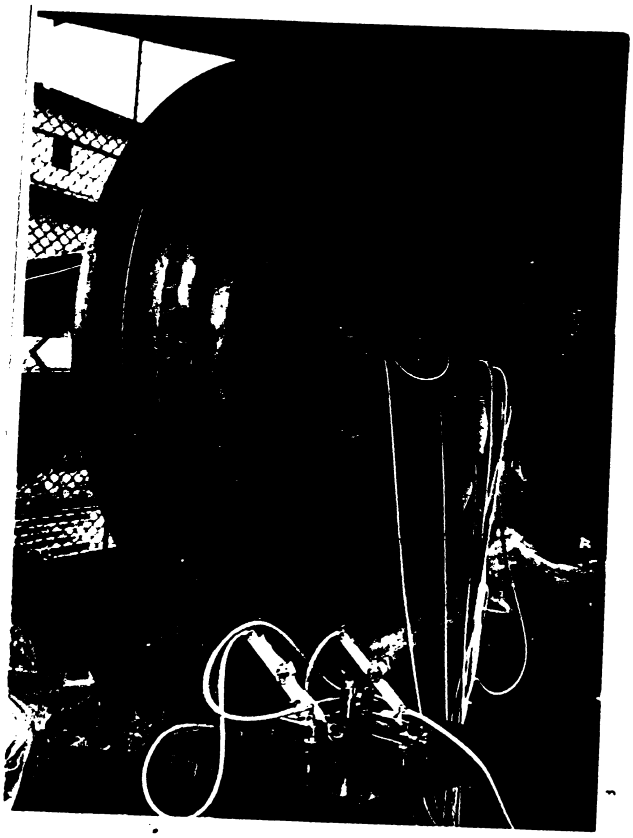
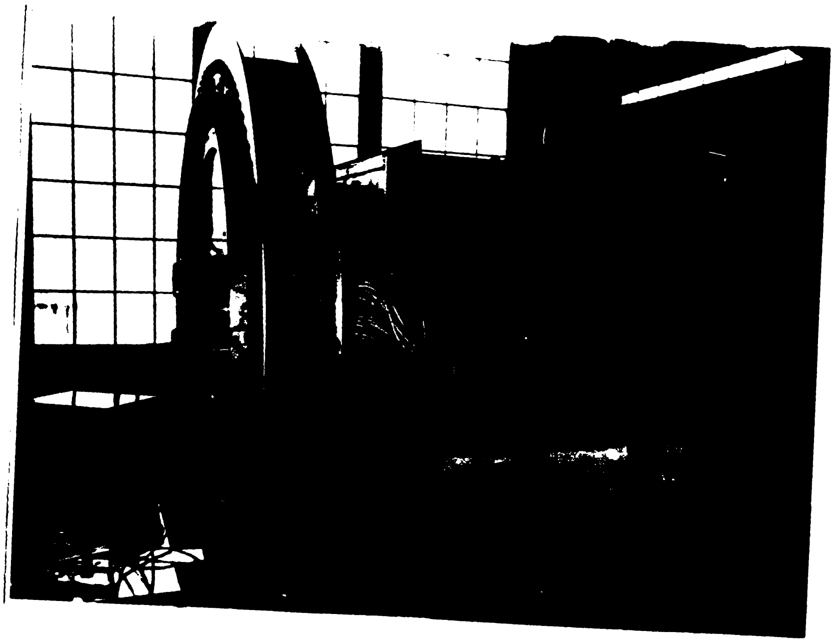


Fig. 3.4





Stațiunea de rețele circulare din Laboratorul de mașini hidraulice al Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara

$$b/l = 1{,}25; \quad t/l = 1 \tag{3.4}$$

Grosimea maximă a profilului s-a ales din condiția realizării dr-nării: $d_{max} = 8$ mm.

Ca tip de profil s-a ales Clark Y, care este studiat în amănunțime în literatură, atît pentru funcționarea în apă ca și în aer /R.3/, ceeace face posibilă comparația comportării profilului dispus în rețea circulară, rectilinie și izolat.

Din condiția $d_{max}/l = 8\%$, cu respectarea grosimii maxime stabilite mai sus, a rezultat lungimea corzii $l = 100$ mm și pe baza relațiilor de dimensionare, pentru $b = 125$ mm, $D_a = 5b = 625$ mm. Cu această valoare a diametrului de așezare, rezultă numărul paletelor:

$$N = \frac{\pi Da}{t} = 19{,}6 = 20 \text{ palete}$$

Recalculînd diametrul de așezare astfel ca să se respecte $t/l = 1$ și $N = 20$, se obține :

$$Da = \frac{t\,N}{\pi} = 636 \text{ mm}$$

Diametrul de așezare efectiv, s-a ales din considerente de gabarit $Da = 645$ mm. Coordonatele profilului în rețea sînt date în tabela 1.

Diverselor unghiuri de instalare (λ), obținute prin rotirea paletei în jurul axului său, le corespund valorile parametrilor geometrici R_1, $\overline{R}_2$, τ_o date în tabela 2.

Pentru a asigura un cîmp de viteze și presiuni axial-simetric la intrarea în rețeaua de studiu și a evita interacțiunea cu rețeaua de dirijare, diametrul de așezare al fusurilor paletelor de dirijare s-a ales:

$$Dad = D_a + 7\,l = 1336 \text{ mm}$$

și lungimea paletei de dirijare : $l_d = 125$ mm ; la pasul relativ $t_d/l_d = 0{,}4$ a rezultat $t_d = 50$ mm și $N_d = 84$ palete.

Paletele confecționate din tablă subțire ($S = 3$ mm), rotunjite la bordul de atac și ascuțite la bordul de fugă sînt prevăzute cu două fusuri fixate în două coroane circulare, turnate din silumin, care împreună cu placa de bază a rețelei de studiu formează elementele de susținere ale stațiunii.

3.2. Parametrii de funcționare ai stațiunii.

3.2.1. Modelarea cinematică a rețelei circulare.

Criteriile principale de modelare a mașinilor hidraulice sînt /A.7/ :

$$\pi_1 = \frac{Q}{(gH)^{1/2} D^2} \; ; \quad \pi_2 = \frac{nD}{(gH)^{1/2}} \; ; \quad \pi_3 = \frac{\eta}{(gH)^{1/2} \rho D} = \frac{1}{Re} \tag{3.5}$$

In cazul în care $\pi_{1i} = \pi_{1m}$, $\pi_{2i} = \pi_{2m}$, $\pi_{3i} = \pi_{3m}$ (unde indicele i se referă la turbina industrială şi m la model) similitudinea este perfectă, dar modelul trebuie să fie identic prototipului, deci practic nu mai are loc nici o modelare. In consecinţă se admite o similitudine parţială, prin identitatea criteriilor π_1 şi π_2 în condiţii π_3 diferite. Relaţiile de transpunere de la model la prototip sînt :

$$\frac{Q_i}{(gH_i)^{1/2} D_i^2} = \frac{Q_m}{(gH_m)^{1/2} D_m^2} \qquad \frac{n_i D_i}{(gH_i)^{1/2}} = \frac{n_m D_m}{(gH_m)^{1/2}} \tag{3.6}$$

ceeace asigură realizarea similitudinii cinematice.

Realizarea similitudinii din punct de vedere al criteriului Re :

$$R_e = \frac{Vl}{\nu} = \frac{Q}{D\nu} \tag{3.7}$$

presupune
$$\frac{V_i}{V_m}\,\frac{D_i}{D_m}\,\frac{\nu_m}{\nu_i} = 1$$
sau
$$\frac{V_m}{V_i} = \frac{D_i}{D_m}\,\frac{\nu_m}{\nu_i} = L_o\,\frac{\nu_m}{\nu_i} \tag{3.8}$$

unde $L_o = \frac{D_i}{D_m}$ este raportul caracteristic al dimensiunilor liniare pentru natură şi model.

La modelarea în aer a fenomenelor hidraulice, întrucît $\frac{\nu_m}{\nu_i} = 14$ rezultă:

$$\frac{V_m}{V_i} = 14\,L_o \quad \text{sau} \quad \frac{Q_m}{Q_i} = \frac{14}{L_o} \tag{3.9}$$

Din relaţia $R_e = \frac{Q}{D\nu}$, rezultă că la dimensiuni egale şi debite egale, criteriul Re la modelarea în aer va fi de 14 ori mai mic decît în apă.

Intrucît la modelare scara geometrică se alege $L_o = \frac{D_i}{D_m} = 10 - 50$, pentru a realiza criterii Re egale, ar rezulta în baza relaţiei $\frac{V_m}{V_i} = 14\,L_o$ ca vitezele pentru modelul în aer să fie extrem de mari.

Din condiţia menţinerii ipotezei incompresibilităţii aerului se impune ca viteza să nu depăşească o,2 - o,3 din viteza sunetului; în acelaş timp viteza nu trebue să depăşească de 5-1o ori mărimea vitezelor din circuitul industrial. Astfel, la modelarea în aer, criteriul R_e se va menţine de 2-3 ori mai mic decît în fenomenul real.

Mărimea criteriului R_e este hotărîtoare pentru determinarea coeficientului de frecare λ. In cazul mişcării în conducte circulare netede, atît timp cît mişcarea îşi menţine caracterul laminar /K.2/

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \qquad (3.10)$$

Pentru mişcări turbulente, relaţia cea mai simplă de dependenţă între λ şi R_e are forma:

$$\lambda = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}} \qquad (3.11)$$

La valori mai mari de $R_e = 10^5$ rezultatele experimentale se suprapun peste curba lui Nikuradse

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{R_e^{0,237}} \qquad (3.12)$$

In cazul conductelor rugoase un parametru foarte important îl constituie înălţimea relativă a rugozităţii medii k faţă de grosimea stratului limită δ_L. Pe măsură ce R_e creşte, δ_L se micşorează şi atît timp cît $k < \delta_L$ asperităţile sînt acoperite de stratul limită laminar şi rugozitatea nu se mai resimte, rezistenţa fiind identică cu a conductelor netede. Dacă $k \cong \delta_L$, asperităţile se fac resimţite din loc în loc, ceeace determină pierderi de energie prin apariţia turbionilor locali. Ca urmare a micşorării grosimii stratului limită laminar, odată cu creşterea lui R_e pierderea de energie datorită turbulenţei se accentuează. Această creştere este continuă pînă în momentul cînd rugozităţile ies complet din stratul limită laminar, iar pierderea de energie datorită turbulenţei atinge o valoare ce rămîne constantă la creşterea lui R_e.

Din diagrama lui Nikuradse (fig.3.2) se observă că pentru $R_e > 10^5$ coeficientul de frecare rămîne constant în majoritatea cazurilor indiferent de valoarea criteriului Reynolds. Rezultă că R_e nu mai estehotărîtor pentru modelarea fenomenului şi se realizează aşa numita "automodelare".

Fenomenul studiat în amănunţime de Nikuradse pentru conductele circulare se face resimţit şi în cazul mişcării pe suprafaţa plăcilor plane sau pe profile. Astfel, studiile întreprinse de Wiselberger /W.2/, Gebers /G.2/, Kempf /K.3/ şi alţii asupra coeficientului de rezistenţă a plăcii plane definit ca $C_x = W/\frac{\rho}{2}v^2S$ evidenţiază curbele de dependenţă în raport cu criteriul R_e date în fig.3.3: treapta 1 corespunde cazului cînd R_e este mic şi stratul limită pe placă este laminar, curba 2 corespunde numerelor R_e mari, cînd stratul limită este turbulent, iar curba 3 delimitează domeniul de tranziţie specific numerelor R_e mijlocii. Se observă că în cazul stratului limită turbulent, coeficientul de rezistență este sensibil mai mare decît pentru stratul limită laminar.

Studiile intreprinse de L.Prandtl /P.9/ asupra unor profile aerodinamice netede şi rugoase permit desprinderea următoarelor concluzii: la corpuri cu suprafaţa netedă, după atingerea valorii R_e crit, la care rezistenţa corpului scade brusc, rezistenţa se menţine aproape constantă cu creşterea lui R_e. In cazul corpurilor cu suprafaţa uşor rugoasă, după atingerea rezistenţei minime corespunzătoare lui $R_e$crit, rezistenţa profilului creşte din nou (fig.3.4).

Rezultă din cele menţionate pînă acum, că la modelarea cinematică a regimurilor de funcţionare ale reţelei este bine să se realizeze viteze asigurînd valori ale criteriului $R_e \geqslant 10^5$.

Pentru stabilirea regimurilor de funcţionare ale instalaţiei, s-au efectuat antecalcule ale pierderilor hidraulice.Neglijînd pierderile prin frecare, întrucît în condiţiile de rugozitate impuse suprafeţelor de conducere,valoarea lor este foarte mică,s-au considerat următoarele pierderi: în reţeaua de dirijare, în reţeaua de studiu, în cot, în difuzor.

Suprapunînd caracteristica exterioară a instalaţiei peste curba caracteristică de funcţionare a ventilatorului au rezultat la diferite grade de deschidere a reţelei aparatului director şi a reţelei de dirijare:

	Q m^3/sec	p kgf/m^2	v_1 m/s	R_e	M_a
1	2,35	206	20,5	$1,44.10^5$	0,062
2	2,52	157	21,8	$1,52.10^5$	0,065
3	2,57	137	22,4	$1,57.10^5$	0,066

S-a folosit un ventilator axial de medie presiune echipat cu două rotoare dispuse în serie şi antrenate în sens diferit cu două motoare electrice asincrone trifazate - fabricat EMT. Parametrii hidraulici nominali ai grupului :

Debit: $Q = 2,35\ m^3/sec$

Presiune totală: $\Delta p = 210\ kgf/m^2$

Puterea motorului :$P = 4$ KW

Turaţia : $n = 3000$ rot/min

3.2.2. Verificarea zonei de lucru a stațiunii.

In zona de lucru a stațiunii, curentul trebuie să fie axial-simetric. In cazul unei rețele de profile rectilinii sau circulare, prezența rețelei se manifestă prin perturbarea cîmpului hidrodinamic atît în amonte cît și în aval de rețea, fenomen valabil în stațiunea de rețele circulare pentru rețeaua de studiu și pentru cea de dirijare. Intrucît stabilirea analitică a extensiunii acestei zone este practic imposibilă, a fost necesară detectarea experimentală a porțiunii din amonte de rețeaua de studiu și aval de cea de dirijare, în care să nu se manifeste nici efectul primeia nici a celei din urmă. In acest scop s-au efectuat măsurători ale cîmpului de viteze de-a lungul periferiei cercurilor concentrice cu rețeaua, în amonte și aval la razele R_e = 366, 376, 386, 396, 406, 416 mm și R_2 = 220, 230, 240, 250, 260 mm. Rezultatele acestor măsurători privind mărimea și direcția vitezei de la intrare și ieșire sînt redate în figurile 3.5 - 3.8 /G.5/.

Din urmărirea acestor diagrame se observă că de-a lungul periferiei, în imediata apropiere a intrării în rețeaua de studiu, se manifestă puternic în amonte prezența rețelei, prin tendința de aspirare a curentului în zona de depresiune corespunzătoare extradosului profilului. Aceasta are ca urmare mărirea modulului vitezei peste valoarea medie, pentru ca în zona adiacentă intradosului viteza să se micșoreze sub valoarea medie. Fenomenul imprimă distribuției de viteze o alură alternantă, care se atenuează pe măsura îndepărtării de rețea, în amonte. Din fig.3.6 se remarcă faptul că viteza își modifică și orientarea de-a lungul periferiei, în funcție de apropierea de profil. Astfel, chiar și de-a lungul unor cercuri apropiate de cercul de așezare al bordului de atac al profilului, direcția vitezei rămîne constantă pe o porțiune mediană, corespunzătoare jumătății pasului rețelei. Pe măsura apropierii de bordul de atac, unghiul direcției vitezei cu raza punctului curent crește, atinge un maxim și apoi descrește din nou pînă la valoarea constantă din porțiunea mediană. Cu cît periferia este mai departe de cercul de așezare al bordurilor de atac, aceste variații se atenuează.

S-a putut stabili pe baza acestor grafice zona optimă de amplasare a sondelor pentru măsurătorile curente ale cîmpului vitezelor de la intrare: R = 406 mm și R = 416 mm.

Pentru stabilirea zonei de amplasare din aval de rețea s-au efectuat deasemenea măsurători de-a lungul unor cercuri concentrice de diverse raze. Din fig.3.7, reprezentînd variația modu-

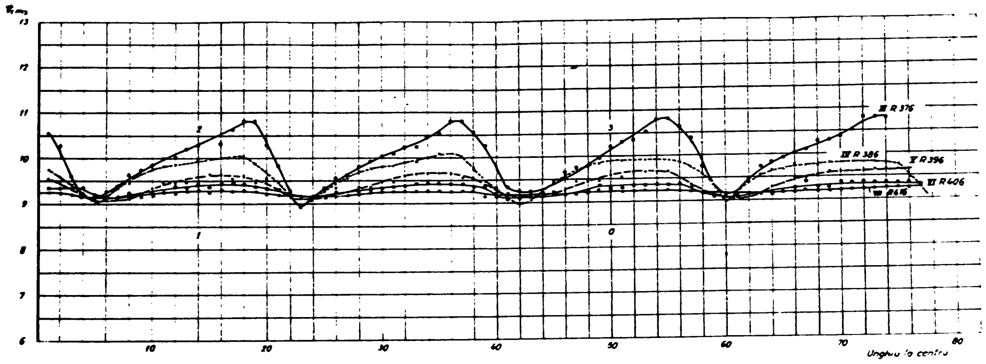


Fig 3.5

Variaţia modulului vitezei din amonte de-a lungul periferiei

$\lambda = 20°$, $\alpha = 10°$; $v_{1med} = 9.25$ m/s

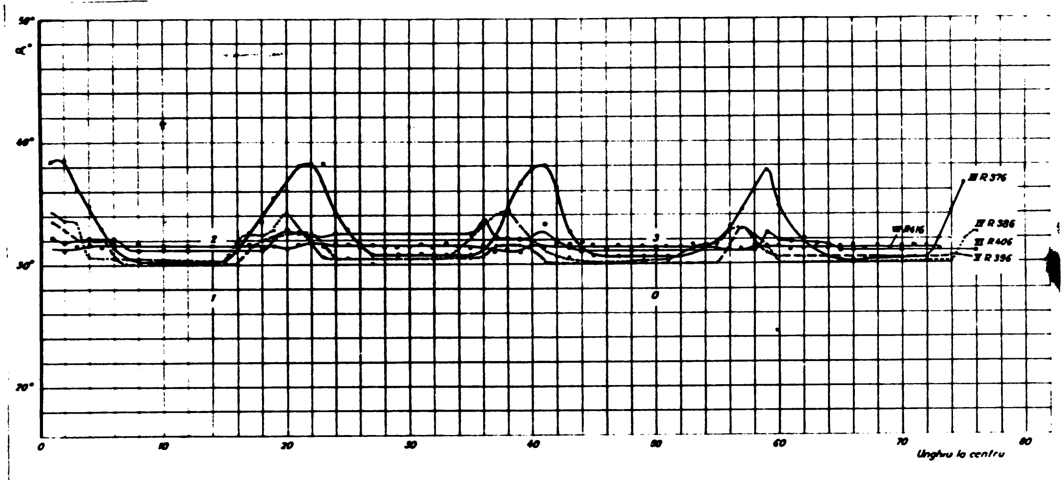


Fig 3.6

Variaţia direcţiei vitezei de la intrare de-a lungul periferiei

$\lambda = 20°$, $\alpha = 10°$; $\delta_{1med} \cong 10{,}5°$

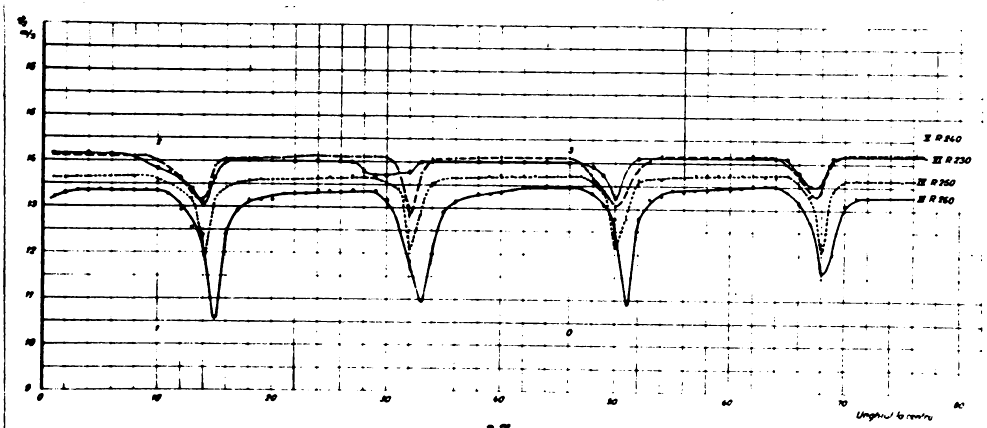


Fig 3.7

Variaţia modulului vitezei din axial de-a lungul periferiei

$\lambda = 20°$, $\alpha = 10°$

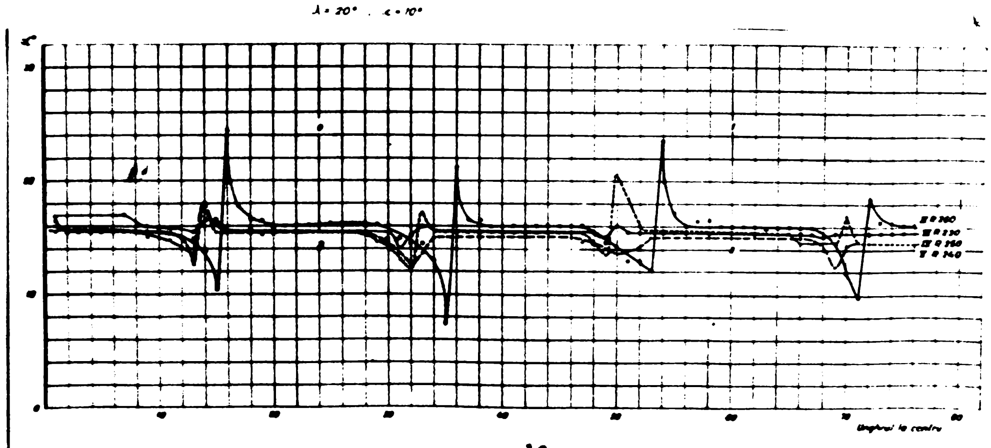


Fig 3.8

[illegible]

$\lambda = 20°$, $\alpha = 10°$

lului vitezei de la ieşire, se remarcă constanţa modulului în porţiunea mediană a pasului unghiular şi descreşterea sa bruscă în apropierea bordului de fugă. Scăderea vitezei este cu atît mai pronunţată cu cît periferia este mai apropiată de bordul de fugă. Direcţia vitezei de la ieşire (fig.3.8) prezintă un salt finit în zona bordului de fugă; de la o valoare constantă, corespunzătoare celei mai mari porţiuni din pasul unghiular, unghiul dintre direcţia vitezei şi raza punctului curent descreşte brusc la o valoare minimă (în apropierea extradosului), suferă un salt în dreptul bordului de fugă şi apoi descreşte rapid pînă la valoarea medie pe pas.

Aceste discontinuităţi ale graficului modulului şi unghiului vitezei se manifestă în toată porţiunea din aval şi se datoresc saltului de viteză de pe extradosul pe intradosul profilului. Raza optimă de amplasare a sondelor în aval s-a stabilit la $R \approx 250$ mm.

Pe lîngă aceste investigaţii privind structura cîmpului de viteze în zona de lucru, s-a studiat şi turbulenţa liberă a curentului în plan median, la intrarea şi ieşirea din reţea, din următoarele considerente:

a) Turbulenţa influenţează sensibil asupra pierderilor hidraulice /P.7/

b) Turbulenţa influenţează esenţial asupra caracteristicilor aerodinamice ale corpurilor, în special asupra rezistenţei/S.

c) Cunoaşterea gradului de turbulenţă prezintă o deosebită importanţă la transpunerea măsurătorilor efectuate pe model, din aer, la construcţia reală şi deci la compararea rezultatelor obţinute /H.4/.

Efectuarea unui studiu complet al mişcării turbulente în aparatul director este foarte laborioasă şi de altfel nici nu constitue obiectul prezentei lucrări. In planul median de la intrare şi ieşire din reţeaua de studiu, zonă în care cunoaşterea gradului de turbulenţă al curentului prezintă interes, se poate considera că turbulenţa este izotropă.

In studiul mişcării turbulente se separă mişcarea principală de mişcarea de oscilaţie, fiecare mărime cinematică putînd fi considerată ca sumă a două componente:

- componenta medie temporală: $\bar{v}_x, \bar{v}_y, \bar{v}_z$
- componenta pulsatorie v'_x, v'_y, v'_z.

Valoarea instantanee v are componentele:

$$v_x = \bar{v}_x + v'_x \quad , \quad v_y = \bar{v}_y + v'_y \quad , \quad v_z = \bar{v}_z + v'_z \qquad (3.13)$$

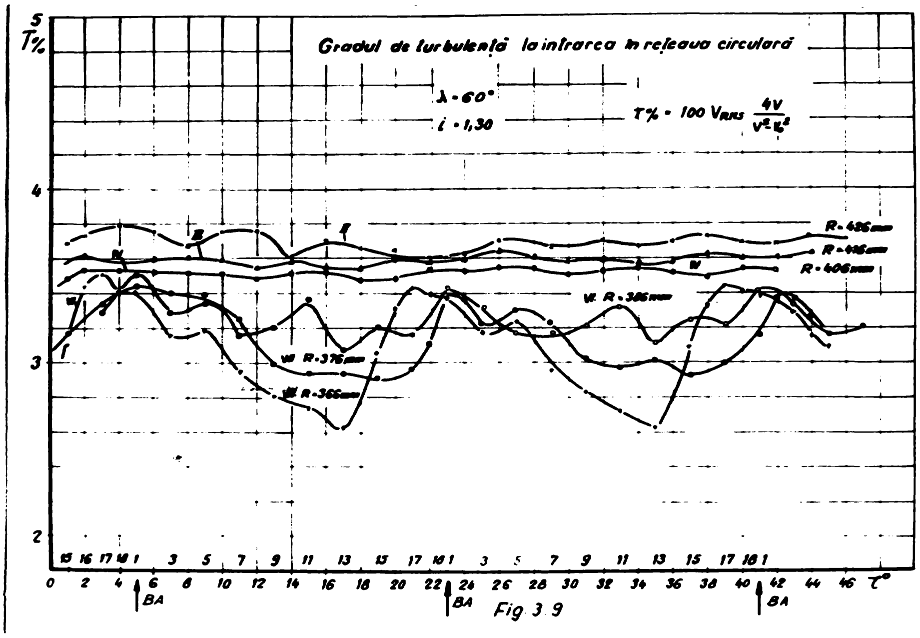


Fig 3 9

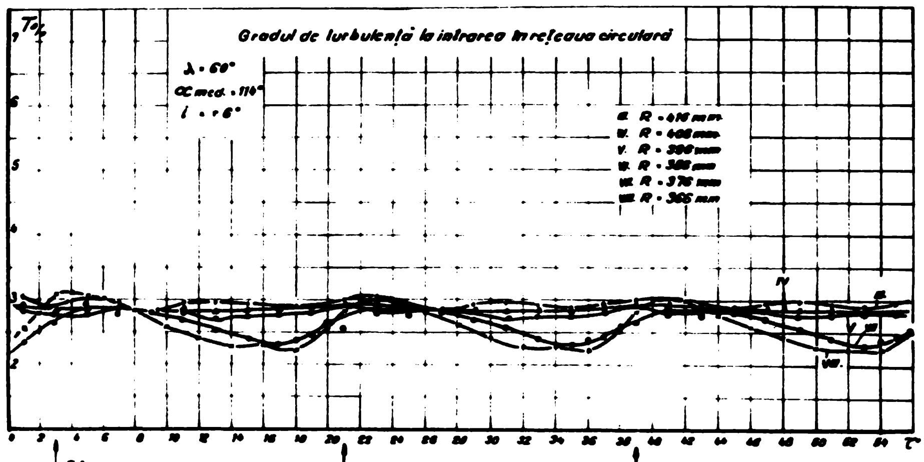


Fig 3 10

Mediile temporale se definesc sub forma:

$$\overline{v}_x = \frac{1}{T}\int_0^T v_x\,dt \quad , \quad \overline{v}_y = \frac{1}{T}\int_0^T v_y\,dt \quad , \quad \overline{v}_z = \frac{1}{T}\int_0^T v_z\,dt \qquad (3.14)$$

Comparîndu-se diferitele mişcări turbulente, se observă diferenţe în privinţa formei şi structurii, ceeace impune introducerea unor elemente caracteristice cat intensitatea turbulenţei, scara turbulenţei, frecvenţa turbulenţei. In mod curent, elementul caracteristic se consideră intensitatea turbulenţei, sub două aspecte:

- intensitatea sau violenţa turbulenţei, cu expresia
- gradul de turbulenţă sau intensitatea relativă a turbulenţei definită prin expresia: $T_u = \frac{\sqrt{\overline{v'^2}}}{v}$

$$(3.15)$$

sau

$$T_u = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}\left(\overline{v_x'^2} + \overline{v_y'^2} + \overline{v_z'^2}\right)}}{v} \qquad (3.16)$$

Dacă curgerea este izotropă, adică $\overline{v_x'^2} = \overline{v_y'^2} = \overline{v_z'^2}$, gradul de turbulenţă are expresia:

$$T_u = \frac{\sqrt{\overline{v_x'^2}}}{v} \qquad (3.17)$$

Măsurătorile de turbulenţă s-au efectuat cu ajutorul unui termoanemometru DISA, la diverse raze în amonte şi aval de reţea. Principiul de funcţionare şi modul de efectuare al măsurătorilor constituind subiectul unui capitol următor, se interpretează în continuare rezultatele măsurătorilor.

La intrarea în reţea, măsurătorile s-au efectuat de-a lungul periferiilor cu razele R_1 = 366, 376, 386, 396, 406, 416 mm pentru diferite valori ale unghiului de incidenţă şi de instalare. In graficele din fig.3.9 - 3.10 s-au reprezentat variaţia gradului de turbulenţă la intrare, pentru unghiul de instalare $\lambda = 60^\circ$ şi incidenţa curentului $i = 1,3^\circ$ respectiv $i = 6^\circ$. Se observă că în apropiere de reţeaua de dirijare, gradul de turbulenţă al curentului este mai mare, iar alura curbei este oscilatorie, cu perioada de oscilaţie mică, determinată de desimea mare a reţelei de dirijare. Amplitudinea oscilaţiilor este mică şi se micşorează în continuare pe măsura îndepărtării de reţeaua de dirijare, pentru ca la R = 416, 406, 396 mm turbulenţa să se menţină practic constantă, în jurul valorii de 3 - 3,5 %. Cu îndepărtarea în continuare de reţeaua de dirijare şi concomitentă apropiere de reţeaua de studiu, începe să se manifeste puternic în amonte prezenţa acesteia din urmă.

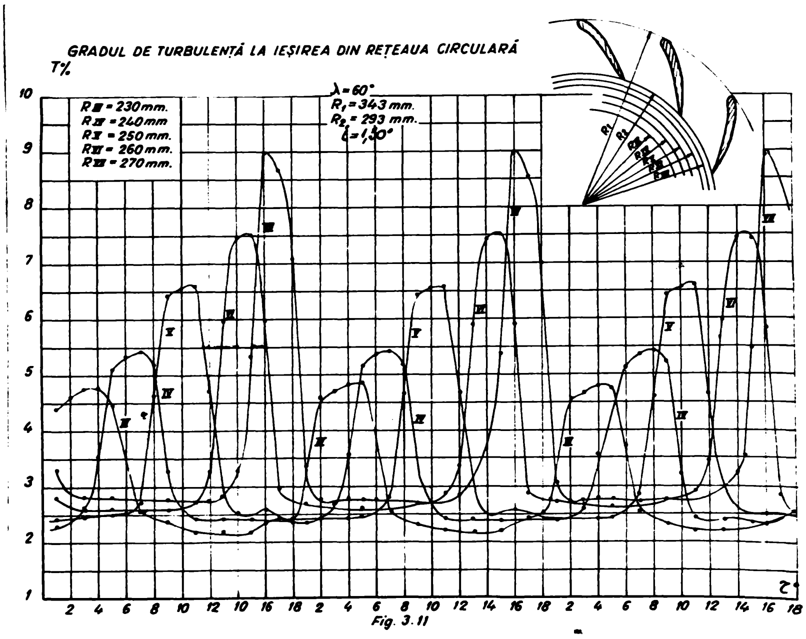


Fig. 3.11

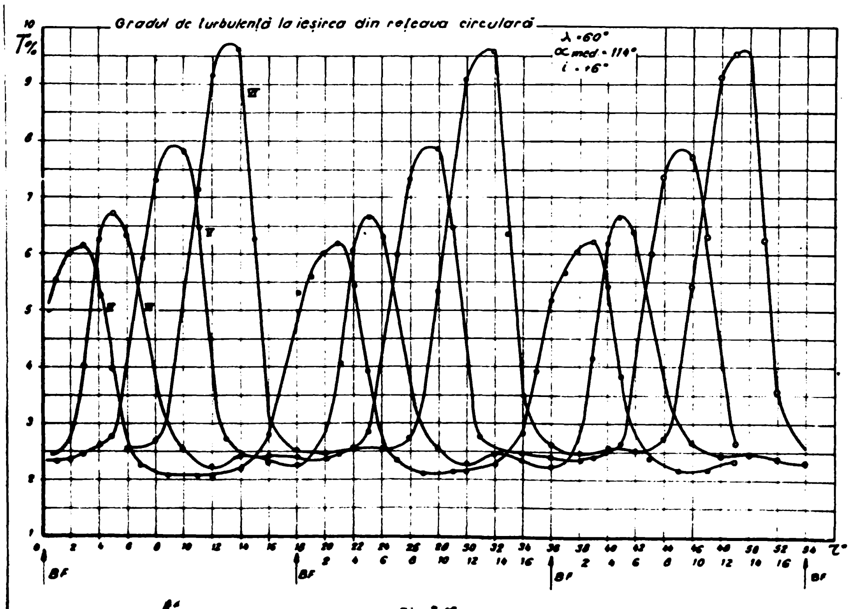


Fig 3 12

Astfel, după o variație oscilantă, neregulată, de-a lungul periferiei cu raza R = 386 mm perioada de oscilație a curbei devine egală cu pasul rețelei circulare de studiu – raza R = 376 și 396 mm. In dreptul bordului de atac al profilului gradul de turbulență se mărește brusc, scade apoi pînă la o valoare minimă și își reia creșterea pe măsura apropierii de profilul următor.

Se remarcă faptul că gradul de turbulență nu depășește la intrare valoarea maximă de 3,8 % și că în zona de amplasare a sondelor pentru măsurătorile curente gradul de turbulență este uniform și aproape constant.

In figurile 3.11, 3.12 s-a reprezentat variația gradului de turbulență la ieșirea din rețeaua circulară. Așa cum era de așteptat, gradul de turbulență atinge aici valori mult superioare celor de la intrare, cu atît mai mari cu cît raza de măsură este mai apropiată de raza de așezare a bordurilor de fugă. Gradul de turbulență maxim – la R = 270 mm – nu a depășit valoarea de 10 %.

Din figurile 3.11, 3.12 se observă că gradul de turbulență se menține aproape constant pe periferie pînă în apropierea extradosului bordului de fugă, cînd gradul de turbulență crește brusc datorită desprinderii curentului de pe suprafața extradosului și saltului de viteze între intrados și extrados.

In concluzia măsurătorilor efectuate în zona de lucru a stațiunii, rezultă că domeniul optim de amplasare al sondelor este R = 406, 416 mm la intrare și R = 230, 240 mm la ieșire, zone în care curentul de la intrare este axial simetric, cu un grad de turbulență scăzut și constant, iar la ieșire gradul de turbulență maxim nu depășește 5,5 %.

3.3. Aparatura și tehnica măsurătorilor.

Aparatura folosită în cadrul încercărilor privește instrumentele de măsură ale cîmpului de viteze și presiuni în amonte și aval de rețea, distribuția presiunilor pe conturul profilului și turbulența curentului.

Pentru măsurarea modulului și unghiului vitezei la intrare și ieșire s-au folosit sonde cilindrice de construcție proprie, etalonate în tunelul aerodinamic al Laboratorului de mașini hidraulice Timișoara, cu ajutorul unei sonde Prandtl ale cărei curbe de etalonare în aer și apă se cunosc /B.2/.

Sondele cilindrice proiectate conform indicațiilor din literatură /T.3/ se compun dintr-un tub cilindric de cupru cu dia-

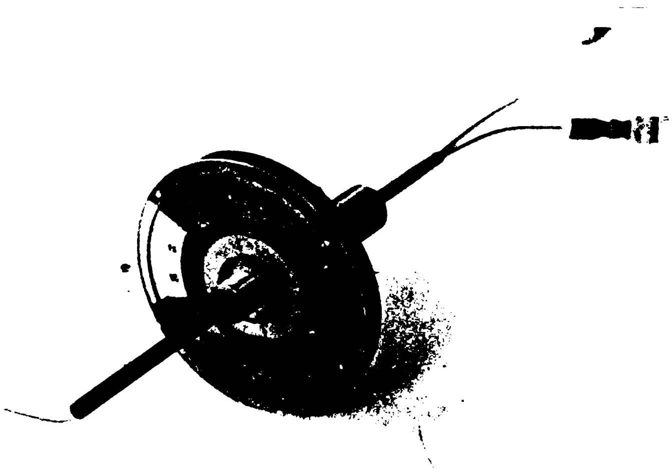


Fig. 3.14 Sonda cilindrică montată în dispozitivul port-sondă.

metrul de 5 mm, prevăzut cu două orificii de priză pentru presiune, de diametrul 0,6 mm, decalate cu un unghi la centru 2ε = [illegible]. Orificiile de priză a presiunii sînt legate la un micromanometru diferențial prin intermediul a două tuburi de alamă cu diametrul exterior de 1,3 mm și interior de 0,8 mm, plasate în interiorul tubului de cupru. Folosirea unor tuburi de diametru mai mic, ar fi fost neconvenabilă datorită duratei mari de egalizare a presiunilor între punctul de priză și interiorul manometrului.

Dacă generatoarea mediană, determinată de planul axial bisector al unghiului 2ε coincide cu direcția vectorului viteză, presiunea la intrarea celor două orificii este aceeași și diferența de presiune măsurată la micromanometru nulă. În această poziție sonda cilindrică permite determinarea direcției curentului față de o direcție reper, aleasă inițial. Dacă se rotește cilindrul cu unghiul ε, axa orificiului a_1 va coincide cu direcția vitezei v și axa orificiului a_2 va determina un unghi 2ε cu direcția acestei viteze (fig.3.13).

Presiunea la intrarea în orificiul a_1, dirijat în direcția curentului este presiunea totală și conform indicațiilor din literatură /T.3/ pentru $2\varepsilon = 78,5^\circ$ în dreptul orificiului a_2 vom avea chiar presiunea statică; vom măsura deci cu ajutorul manometrului diferențial presiunea dinamică:

$$p_d = p_t - p_{st} = \frac{\rho}{2} v^2 \qquad (3.13)$$

Pentru manevrarea ușoară și citirea exactă a unghiurilor de rotire a sondei, s-a proiectat și realizat pentru fiecare sondă cîte un suport, compus dintr-o piesă port-sondă, confecționată din alamă și dintr-o piesă de ghidare, fixată prin înșurubare în capacul transparent al instalației. Această piesă ghidează în partea superioară piesa port-sondă și fixează între gulerul său și capacul transparent discul gradat dispus cu originea gradațiilor în dreptul rîndului radial trasat prin axa fiecărui orificiu de măsură al capacului transparent. Discul inferior al piesei port-sondă este decupat într-un sector de 50° și prevăzut cu un vernier ce glisează în dreptul gradațiilor discului transparent. Cu ajutorul acestui vernier se citește cu o precizie de 0,1° valoarea unghiului de rotire al sondei fixate rigid în port-sondă (fig.3.14).

La etalonare s-a montat sonda cilindrică fixată în suportul ei pe o placă frontală rigidă, în secțiunea de lucru a canalului (fig.3.15). În aceeași secțiune la aceeași presiune cu sonda cilindrică s-a montat tubul Prandtl etalon. S-au racordat [illegible] la cîte un micromanometru diferențial și s-au determinat la indicația 0 a micromanometrului poziția liniei mediane a sondei cilindrice, în dreptul căreia s-a adus originea gradațiilor vernierului port-sondei. Variind viteza în secțiunea de lucru a tunelului, s-au înregistrat indicațiile micromanometrelor. Cunoscînd curba de etalonare a sondei Prandtl, s-a determinat din sarcina dinamică valoarea vitezei curentului. Pe baza acestei valori și a diferenței de presiune citite la micromanometrul sondei cilindrice, s-a construit curba ei de etalonare.

Pentru măsurarea presiunii statice în planul median al rețelei s-au folosit atît sondele cilindrice cît și prize de perete. Intrucît diferențele pentru cele două moduri de măsurare au fost neglijabile, s-a preferat pentru măsurătorile curente utilizarea prizelor la perete.

Pentru măsurarea distribuției presiunilor statice pe conturul profilului s-au racordat capetele tuburilor de drenaj ale celor două profile la un multipiezometru cu înclinare variabilă. Presiunea statică rezultă din relația :

$$p_i = \gamma l_i \sin\alpha_i \qquad (3.19)$$

unde γ este greutatea specifică a lichidului piezometric, l_i este lungimea coloanei de lichid considerată ca diferență între nivelul coloanei racordate la orificiul i și al coloanei corespunzătoare nivelului 0, iar α_i este unghiul de înclinare al tuburilor piezometrice față de planul orizontal.

Schema de amplasare a instrumentelor de măsură se dă în fig.3.16.

Pentru determinarea gradului de turbulență al curentului s-a utilizat un termoanemometru de temperatură constantă, de tip DISA, care înregistrează valoarea vitezei medii și valoarea medie pătratică a fluctuațiilor vitezei curentului.

Principiul de măsură este bazat pe transferul de căldură de la un fir încălzit electric, la mediul fluid care înconjoară firul. Transferul de căldură dela fir la mediul înconjurător se produce prin conductibilitate calorică, convecție liberă sau forțată și radiație. In general efectul radiației și convecției libere este neglijabil /D.4/. Odată cu răcirea firului rezistența sa electrică scade pînă la realizarea echilibrului termic.

Cantitatea totală a transferului de căldură de la fir la curentul de aer depinde de: a) viteza curgerii; b) diferența de temperatură între fir și curentul fluid; c) de proprietățile fizice ale fluidului; d) de dimensiunile și proprietățile fizice ale firului. Cunoscînd proprietățile fizice ale firului și dimen-

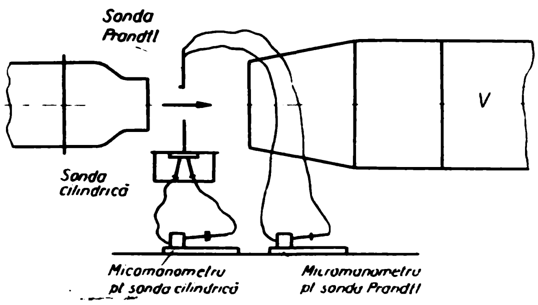


Fig 3 15

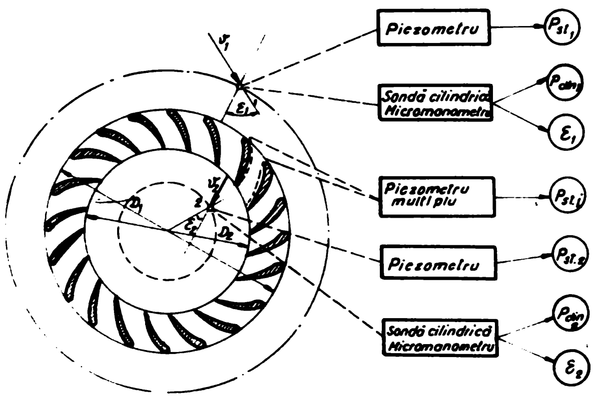


Fig. 3 16

Schema de amplasare a instrumentelor de măsură

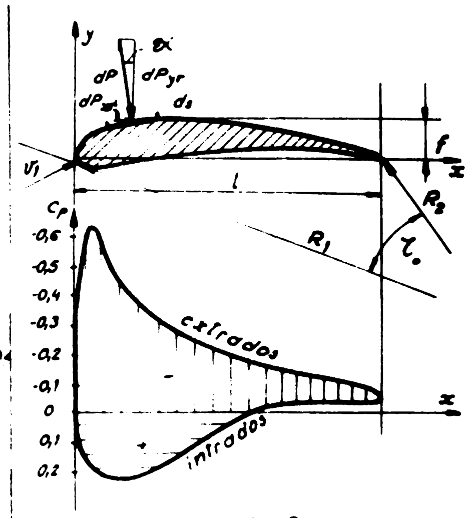


Fig 3 17

siunilo sale, măsurînd diferența de temperatură între fir și curentul fluid, se poate determina cu ușurință din echilibrul termic viteza de curgere a fluidului. Neglijînd efectul compresibilității, Kramers /K.14/ stabilește următoarea relație empirică pentru transferul de căldură în unitatea de timp:

$$I^2 R_s = 4{,}2\,\pi K l(\theta_s - \theta_a)\left[0{,}42\,P_r^{0{,}20} + 0{,}57\,P_r^{0{,}33} R_e^{0{,}5}\right] \tag{3.20}$$

unde:

I = intensitatea curentului electric din fir
R_s = rezistența electrică a firului
K = coeficientul de conductibilitate termică
l = lungimea firului
θ_s = temperatura firului
θ_a = temperatura aerului
$P_r = \frac{c_p \mu_a}{K_a}$ criteriul Prandtl
c_p = căldura specifică a aerului la presiune constantă
μ_a = viscozitatea dinamică a aerului la temperatura θ_a
K_s = conductibilitatea calorică a aerului

$R_e = \frac{\rho_a v d}{\mu_a}$ criteriul Reynolds
v = viteza aerului
d = diametrul firului
ρ_a = densitatea aerului la temperatura θ_a

Dacă se ține seama că avem:

$$\theta_s - \theta_a = \frac{R_s - R_a}{\beta R_0} \tag{3.21}$$

unde R_0 = rezistența electrică la temperatura θ_0 = 273°K, și β_0 = = coeficientul termic al rezistenței electrice a firului, avem:

$$\frac{I^2 R_s}{R_s - R_a} = A + B\sqrt{v} \tag{3.22}$$

unde

$$A = 5{,}54\,\frac{K l}{\beta R_0} P_r^{0{,}2}$$

$$B = 7{,}52\,\frac{K l}{\beta R_0} P_r^{0{,}33} \sqrt{\frac{\rho_a d}{\mu_a}}$$

Pentru descrierea aceluiași echilibru termic King /K.4/ a propus următoarea relație derivată teoretic din presupunerea curgerii potențiale în jurul firului:

$$I^2 R_s = \frac{4{,}2\,\pi K_a l}{\beta}\,\frac{R_s - R_a}{R_0}\left(1 + \sqrt{\frac{2\pi \rho_a c_p d v}{K_a}}\right) \tag{3.23}$$

sau sub o formă simplificată, ca şi în cazul de mai sus:

$$\frac{I^2 R_s}{R_s - R_a} = A + B\sqrt{\vartheta} \qquad (3.24)$$

unde

$$A = \frac{13{,}2\, K_a\, l}{\beta R_o} \quad \text{şi} \quad B = \frac{13{,}2\, K_a\, l}{\beta R_o}\sqrt{\frac{2\pi \rho_a c_p d}{K_a}}$$

Se observă din cele două relaţii că există o deosebire considerabilă între expresiile coeficienţilor A şi B deduşi teoretic şi empiric. Practic aceşti coeficienţi se determină experimental.

Termoanemometrele pot fi de următoarele tipuri funcţionale:

- cu menţinerea constantă a curentului din termoanemometru
- cu menţinerea constantă a temperaturii de funcţionare a termoanemometrului.

Termoanemometrul utilizat în măsurători a fost de al doilea tip. Menţinerea constantă a temperaturii, respectiv a rezistenţei electrice sub efectul de răcire datorită curgerii turbulente, se realizează cu ajutorul unui sistem electronic compensator ce permite modificarea curentului electric prin fir, la apariţia unei variaţii a rezistenţei electrice.

Traductorul este dispus într-un braţ de punte Wheatstone, celălalt braţ fiind format din trei decade de rezistenţe. Puntea este alimentată de un amplificator de putere a cărui tensiune de ieşire este comandată de tensiunea de ieşire a punţii.

Când rezistenţa traductorului nu corespunde cu rezistenţa braţului reglabil, apare o tensiune la bornele de ieşire ale punţii şi deci la intrarea amplificatorului. Această tensiune este amplificată foarte mult în amplificatorul de curent continuu şi în aplificatorul final de curent continuu şi se readuce la punte ca tensiune de alimentare. Sistemul este astfel realizat încât tensiunea de alimentare creşte dacă rezistenţa traductorului este prea mică – prin aceasta creşte curentul prin punte şi deci şi prin traductor. Traductorul se încălzeşte ca urmare a creşterii rezistenţei sale odată cu temperatura şi produce o scădere a tensiunii iniţiale de dezechilibrare a punţii. Bucla astfel formată reprezintă un sistem de echilibrare automată.

Variaţia vitezei curentului duce la modificarea schimbului de căldură între traductor şi curentul de fluid. Sistemul automat descris mai sus va intra în funcție și va menține practic constantă temperatura traductorului, lărgind domeniul de frecvență al instrumentului prin micșorarea inerției termice a firului cald.

Curentul continuu ce trece prin traductor este o măsură a valorii medii a vitezei curentului. De fapt se măsoară tensiunea continuă a punții, redusă cu cca.4 %, care este funcție liniară de curentul traductorului. Valoarea vitezei medii a curentului se poate citi la BRIDGE DC VOLTAGE după ridicarea unei curbe de etalonare. O sensibilitate mai mare se obține prin folosirea unor tensiuni fixe opuse. La ieșirea punții mai este conectat prin intermediul unor filtre "trece-jos" și "trece-sus" și a unui amplificator de curent alternativ un instrument termic BRIDGE AC VOLTAGE RMS care indică valoarea medie pătratică a variațiilor în tensiunea punții, redusă cu 4 %, respectiv valoarea medie pătratică a pulsațiilor de viteză.

Măsurătorile de turbulență sînt bazate pe înclinarea curbei de variație a tensiunii continue a punții în funcție de viteza medie a curentului, înclinație care se ia în punctul corespunzător vitezei medii a curentului.

Viteza instantanee a curentului este :

$$v = \bar{v} + v' \tag{3.25}$$

unde $\bar{v}$ este viteza medie și v' pulsația vitezei.

Vitezei medii $\bar{v}$ îi corespunde tensiunea continuă a punții U, iar valorii instantanee a tensiunii valoarea U_p. Considerînd că în jurul punctului de viteză $\bar{v}$ curba $U = U(\bar{v})$ se confundă cu tangenta, componentei pulsatorii a vitezei îi corespunde o tensiune pulsatorie U':

$$U' = A^{*} v' \tag{3.26}$$

atunci

$$U_p = U + U' \tag{3.27}$$

Tensiunea pulsatorie U' este aplicată unui instrument termic notînd indicația instrumentului termic cu U_{RMS}, energia curentului pulsatoriu care va provoca încălzirea instrumentului sensibil al instrumentului este egală cu energia unui curent continuu, echivalent cu tensiunea U_{RMS}.

$$\int_t^{t+\Delta T} I U' dt = \int_t^{t+\Delta T} U' \frac{U'}{R} dt = U_{RMS} I_{RMS} \Delta T = \frac{U_{RMS}^2}{R} \Delta T \tag{3.28}$$

$$U_{RMS}^2 = \frac{1}{\Delta T}\int_t^{t+\Delta T} U'^2 dt = \frac{1}{\Delta T}\int_t^{t+\Delta T} A^{*2} v'^2 dt = A^{*2}\frac{1}{\Delta T}\int_t^{t+\Delta T} v'^2 dt \tag{3.29}$$

$$U_{RMS} = A^{*}\sqrt{\frac{1}{\Delta T}\int_t^{t+\Delta T} v'^2 dt} = A^{*}\sqrt{\overline{v'^2}} \tag{3.30}$$

Gradul de turbulență al curentului este :

$$T\% = 100 \frac{\sqrt{\overline{v'^2}}}{\bar{v}} = 100 \frac{U_{RMS}}{A\bar{v}} \tag{3.31}$$

Considerînd valabilă legea lui King /K.3/ sub forma:

$$\frac{U^2}{R} = A + B\sqrt{\bar{v}} \tag{3.32}$$

unde U este tensiunea punții, $\bar{v}$ viteza medie a curentului, R rezistența de lucru a traductorului, obținem pentru $\bar{v}$ = o și U_o tensiunea punții :

$$\frac{U_o^2}{R} = A \tag{3.33}$$

și înlocuind obținem :

$$\frac{U^2}{R} = \frac{U_o^2}{R} + B\sqrt{\bar{v}} \tag{3.34}$$

Gradul de turbulență este $T\% = 100 \frac{U_{RMS}}{A\bar{v}}$, însă $A^* = \frac{dU}{d\bar{v}}$

și derivînd avem:

$$\frac{2U}{R}\frac{dU}{d\bar{v}} = B\frac{1}{2\sqrt{\bar{v}}}$$

$$\frac{dU}{d\bar{v}} = \frac{BR}{4U\sqrt{\bar{v}}} = A^*$$

$$A^*\bar{v} = \frac{BR\bar{v}}{4U\sqrt{\bar{v}}} = \frac{BR\sqrt{\bar{v}}}{4U}$$

însă

$$B\sqrt{\bar{v}} = \frac{U^2}{R} - \frac{U_o^2}{R}$$

de unde

$$A^*\bar{v} = \frac{BR\sqrt{\bar{v}}}{4U} = \frac{U^2 - U_o^2}{4U} \tag{3.25}$$

Inlocuind în expresia gradului de turbulență, vom avea :

$$T\% = 100\, U_{RMS} \frac{4U}{U^2 - U_o^2} \tag{3.36}$$

Pentru viteze ale curentului mai mici decît 25 m/s această relație permite determinarea cu suficientă precizie a gradului de turbulență.

Etapele de lucru în efectuarea măsurătorilor de turbulență cuprind: a) determinarea rezistenței la rece a cablului de conexiune al traductorului, pentru a putea fi compensată prin instalarea corespunzătoare a butonului ZERO OHM, avînd conectat doar traductorul de scurt circuit; b) se montează traductorul cu fir și cu comutatorul basculant conectat în poziția "Resistance measurement", se reglează pentru echilibrare decadele "Probe resistance"; c) valoarea rezistenței de lucru este de 1,8 ori valoarea rezistenței la rece citite la pct.b; d) se fixează această valoare cu ajutorul decadelor "Probe resistance", se contectează comutatorul principal în poziția de lucru "Operate" și se citește tensiunea U_0 indicată de voltmetrul "Bridge D.C.Voltage", pentru traductorul cu capacul pus; e) se scoate capacul traductorului și se pornește stațiunea, așteptînd stabilizarea regimului; f) se notează indicațiile instrumentelor "Bridge D.C.Voltage" (U) și "Bridge A.C.Voltage RMS" (U_{RMS}) comutînd pîrghia comutatorului basculant în poziția "TURBULENCE MEASUREMENT"; g) se deplasează sonda pe periferia cercului de-a lungul căruia se studiază variația gradului de turbulență de la intrare respectiv de la ieșire și se repetă operațiunile de la punctul f).

Traductorul folosit a fost un traductor miniatural de tipul 55A25, caracterizat prin rezistența la rece $R_0 = 3,5\ \Omega$, grosimea firului de Wolfram 5 μm, lungimea 1 mm, temperatura maximă de lucru 300°C, diametrul tijei traductorului 3 mm, viteza maximă în aer 250 m/s.

S-a optat pentru acest tip miniatural, întrucît produce o perturbare minimă a cîmpului hidrodinamic în secțiunea de măsură.

Tija traductorului a fost montată în suportul port-sondă, care s-a utilizat și la sondarea cîmpului de viteze cu ajutorul sondelor cilindrice.

Pentru stabilirea direcției de instalare a traductorului în cîmp, s-a instalat traductorul corespunzător unei direcții oarecare și s-a citit indicația voltmetrului și unghiul pe care axa traductorului o realizează cu direcția curentului.

Pe lîngă instrumentele menționate mai sus, necesare măsurării caracteristicilor curentului, trebuie amintite și dispozitivele utilizate pentru instalarea rețelei de studiu și de dirijare conform parametrilor geometrici aleși. Astfel, modificarea direcției curentului de la intrare s-a obținut prin instalarea corespunzătoare a rețelei de dirijare. Deoarece aceasta este compusă din foarte multe palete – menite să asigure un curent axial simetric la intrare – construirea unui sistem de pîrghii pentru reglarea poziției paletelor ar fi fost incomodă, oferind în acelaș timp un grad redus de precizie a instalării. S-a preferat deci instalarea paletelor cu ajutorul unor șabloane de tablă fixate rigid într-o ramă ce glisează de-a lungul suprafeței frontale a inelelor de bază ale instalației.

Instalarea rețelei de studiu sub unghiul dorit se realizează cu ajutorul unor șabloane de tablă modelate la suprafața de contact cu paletele conform negativului intradosului.

3.4. Programul măsurătorilor.

Rețeaua circulară formată din N = 20 profile a fost încercată în stațiunea de rețele circulare la următoarele unghiuri de instalare:

$\lambda = 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ \; ; -17^\circ 26', -29^\circ, -39^\circ, -51^\circ 7' \; -63^\circ 10'$

Pentru fiecare valoare a unghiului de instalare, s-a dirijat curentul la intrare sub următoarele direcții:

ε_1 \ λ	20°	30°	40°	60°	$-17^\circ 26'$	-29°	-39°	$-51^\circ 7'$	$-63^\circ 10'$
1	22,4	32	40,2	52	0	-31,7	-31,7	-31,6	-43,5
2	23,4	34	42	57	18,5	-22	-25	-25	-40
3	24,4	36	44	60,4	27,5	0	-22,5	-22,5	-36,5
4	26,5	38	45,3	65,5	31,5	30,78	-20	- 21	-30
5	30	41	51,4	67,6	40,5	40	0	0	-26,5
6	31,5	43,2	-	71	57	42,87	21,5	21,5	-24,7
7	-	-	-	-	-	-	-	-	-21,7
8	-	-	-	-	-	-	-	-	0
9	-	-	-	-	-	-	-	-	21,5
10	-	-	-	-	-	-	-	-	23,5

Măsurătorile efectuate au constat din:

- determinarea unghiului și modulului vitezei din amonte și aval de rețea,
- determinarea distribuției de presiuni pe intradosul și extradosul profilelor drenate,
- determinarea turbulenței curentului la intrare și ieșire din rețea,
- investigarea structurii curentului de la intrare și ieșire din rețea.

3.5. Metodica de calcul al rezultatelor.

3.5.1. Determinarea mărimilor primare.

In urma verificării secțiunii de lucru de la intrare şi ieşire din punct de vedere al structurii axial-simetrice a curentului şi al gradului de turbulență, s-a trecut la măsurătorile curente. S-a măsurat cu ajutorul sondei cilindrice în amonte de rețea pe periferia de rază R = 410 mm, în puncte decalate cu unghiul la centru $\Delta\tau = 2^o$, presiunea dinamică $p_{din1}(\tau_i)$ şi unghiul pe care direcția vitezei îl face cu raza punctului curent $\varepsilon_1(\tau_i)$ şi presiunea statică $p_{st1}(\tau_i)$ cu ajutorul prizei montate în perete.

In aval de rețea, s-a măsurat cu ajutorul sondei cilindrice pe periferia cercului de rază R = 230 mm, în puncte decalate cu unghiul la centru $\Delta\tau = 2^o$, iar în zonele cu variații mari ale modulului şi unghiului vitezei la decalaj de $\Delta\tau = 1^o$, presiunea dinamică $p_{din2}(\tau_i)$ şi unghiul pe care direcția curentului de la ieşire îl face cu raza punctului curent $\varepsilon_2(\tau_i)$. Deasemenea cu ajutorul prizei de presiune statică, la perete, s-a măsurat presiunea statică $p_{st2}(\tau_i)$.

Pentru obținerea unor valori medii pe pas s-au efectuat măsurătorile de-a lungul a patru paşi unghiulari.

Cunoscînd valorile presiunii dinamice în fiecare punct de măsură, s-au determinat din curbele de etalonare ale sondelor cilindrice vitezele în punctele respective. Prin integrare grafică s-au obținut valorile medii pe pas ale tuturor mărimilor măsurate:

$$p_{st_1} = \frac{\sum_{i=1}^{n} p_{st_1}(\tau_i)\Delta\tau_i}{\sum_{i=1}^{n}\Delta\tau_i} ; \qquad p_{st_2} = \frac{\sum_{i=1}^{n} p_{st_2}(\tau_i)\Delta\tau_i}{\sum_{i=1}^{n}\Delta\tau_i} \tag{3.37}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\sum_{i=1}^{n} \varepsilon_1(\tau_i)\Delta\tau_i}{\sum_{i=1}^{n}\Delta\tau_i} \qquad \varepsilon_2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} \varepsilon_2(\tau_i)\Delta\tau_i}{\sum_{i=1}^{n}\Delta\tau_i} \tag{3.38}$$

$$\vartheta_1 = \frac{\sum_{i=1}^{n} \vartheta_1(\tau_i)\Delta\tau_i}{\sum_{i=1}^{n}\Delta\tau_i} . \qquad \vartheta_2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} \vartheta_2(\tau_i)\Delta\tau_i}{\sum_{i=1}^{n}\Delta\tau_i} \tag{3.39}$$

Măsurarea distribuției de presiuni pe conturul profilului s-a făcut cu un multipiezometru înclinat, cu alcool. Schema instalației se vede în fig.316. Cele 20 de orificii prin care s-au drenat cele 2 palete consecutive au fost legate la instrumentul de măsură.

Cunoscînd valoarea presiunii statice din amonte precum şi viteza, determinată cu ajutorul sondei cilindrice se poate determina coeficientul de presiune în fiecare punct de drenaj :

$$c_{p1} = \frac{p_i - p_1}{\frac{\rho}{2} v_1^2} \qquad c_{pm} = \frac{p_i - p_1}{\frac{\rho}{2} v_m^2} \tag{3.40}$$

3.5.2. Determinarea coeficienţilor caracteristici ai reţelei:

Cunoscînd caracteristicile cinematice ale curentului de la intrare şi ieşire din reţea se pot determina:

- coeficientul de pierdere /G.5/

$$\zeta = \frac{p_{tot1} - p_{tot2}}{\rho/2\, v_1^2} \tag{3.41}$$

- coeficientul de deviaţie a curentului

$$\delta_u = \frac{r_1 v_{u1} - r_2 v_{u2}}{r_1 v_{m1}} = \frac{r_1 v_1 \sin\varepsilon_1 - r_2 v_2 \sin\varepsilon_2}{r_1 v_1 \cos\varepsilon_1} \tag{3.42}$$

- deviaţia unghiulară a curentuluiîn prezenţa reţelei

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \gamma_0 \tag{3.43}$$

3.5.3. Determinarea coeficienţilor de acţiune ai curentului asupra profilului.

Prin integrarea distribuţiei presiunilor statice pe conturul profilului se poate determina rezultanta acţiunii curentului asupra profilului. Componentele acestei forţe după două direcţii perpendiculare - direcţia coardei profilului şi normala la ea - rezultă conform fig.3.17:

$$P_{yr} = \int_0^l \frac{\rho}{2} v_1^2 c_{p1}\, b\, dx = \frac{\rho}{2} v_1^2 b \int_0^l c_{p1}\, dx \tag{3.44}$$

$$P_{xr} = \int_0^f \frac{\rho}{2} v_1^2 c_{p1}\, b\, dy = \frac{\rho}{2} v_1^2 b \int_0^f c_{p1}\, dy \tag{3.45}$$

Sub forma unor coeficienţi adimensionali:

$$C_{yr} = \frac{P_{yr}}{\frac{\rho}{2} v_1^2 b l} = \frac{\int_0^l c_{p1}\, dx}{l} \tag{3.46}$$

$$C_{xr} = \frac{P_{xr}}{\frac{\rho}{2} v_1^2 b l} = \frac{\int_0^f c_{p1}\, dy}{l} \tag{3.47}$$

In fig.3.18 - 3.22 s-au reprezentat distribuţiile coeficienţilor de presiune pentru calculul coeficienţilor C_{yr} şi C_{xr} a căror valoare se determină prin integrare grafică.

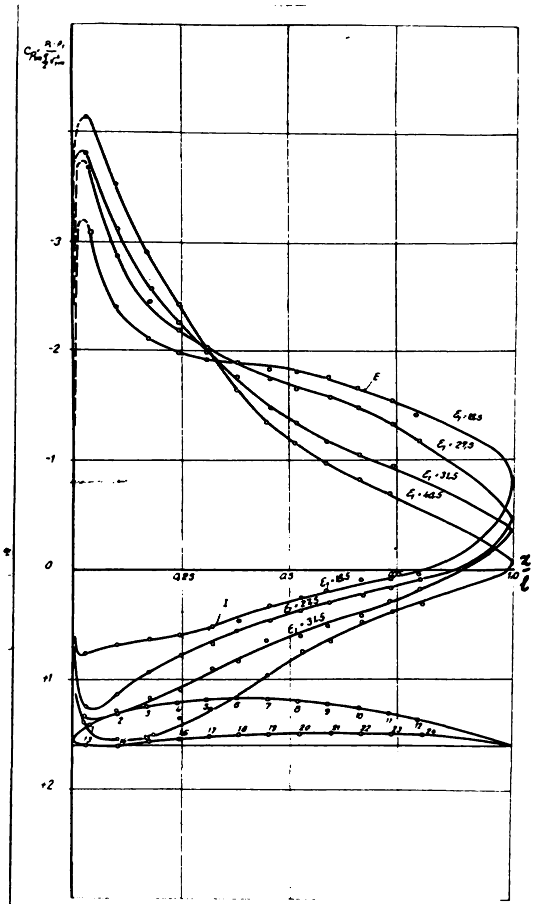


Fig. 3.18. Variația coeficienților de presiune pe conturul profilului [illegible] Curbe experimentale

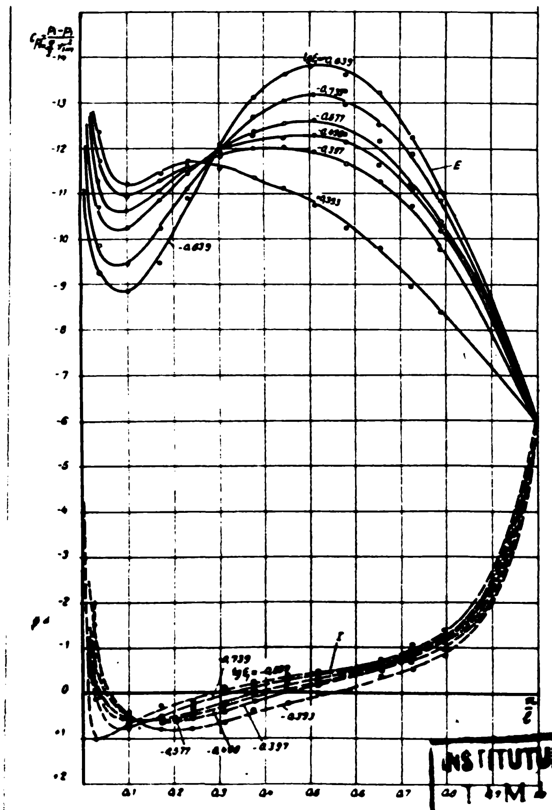


Fig. 3.19 Variația coeficienților de presiune pe conturul profilului [illegible]
pentru $\Delta = -63°16'$. Curbe experimentale

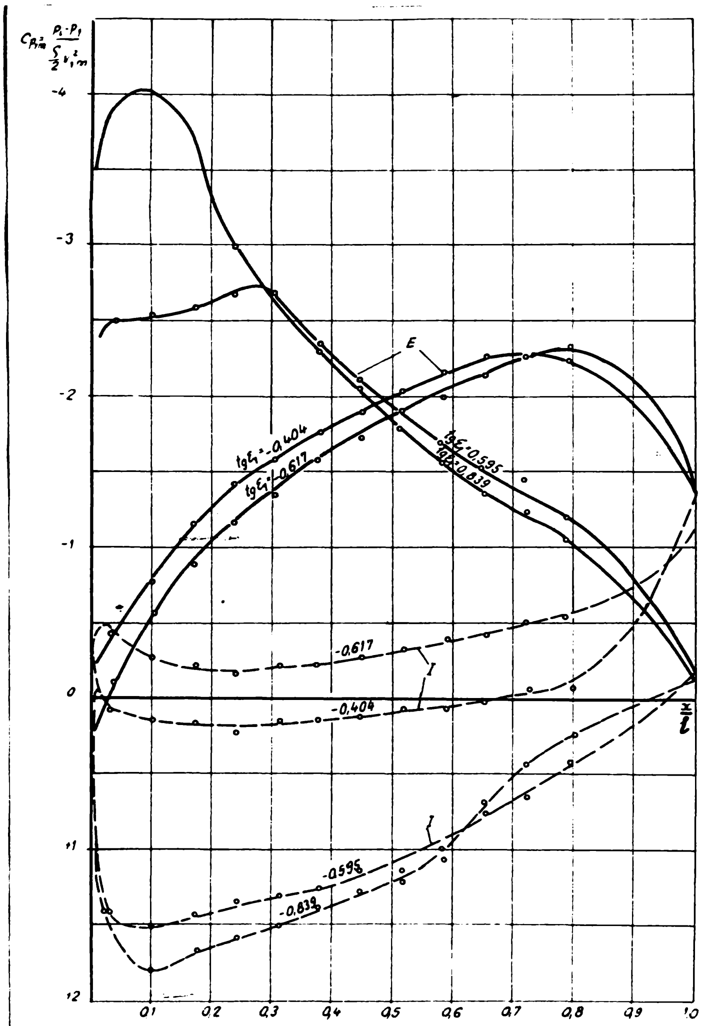


Fig 3 20 Variatia coeficientului de presiune pe conturul profilului
pentru λ = -29°. Curbe experimentale

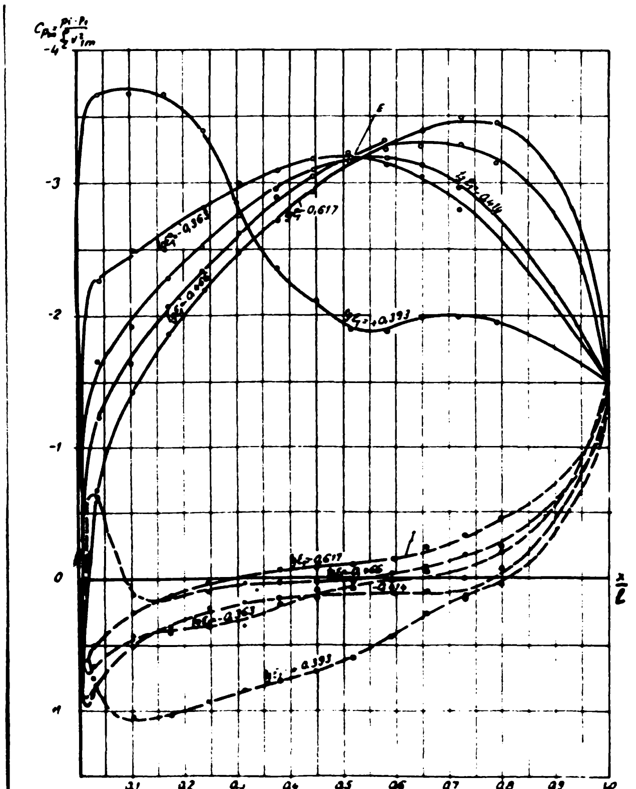


Fig 3 21 Variatia coeficientului de presiune pe conturul profi
pentru λ = -35°12' Curbe experimentale

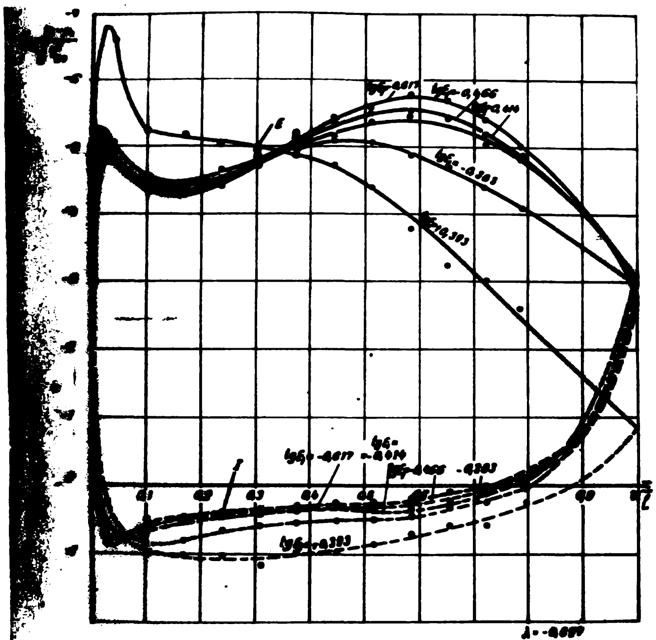


Fig.3.22. Variaţia coeficienţilor de presiune pe conturul profilului reţelei circulare pentru unghiul de instalare $\lambda = 0{,}889$ rad. Curbe experimentale

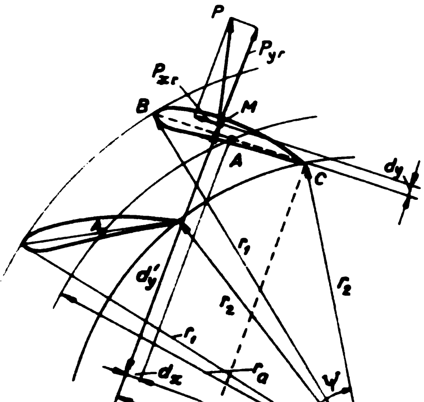


Fig.3.23

După cum se indică şi în literatura de specialitate /A.7/ /K.1o/, componentele rezultantei acţiunii fluidului asupra profilului se mai pot exprima şi sub forma

$$P_{yr} = C_{pyr} \rho Q_{11}^2 D_1^2 H \tag{3.48}$$

$$P_{xr} = C_{pxr} \rho Q_{11}^2 D_1^2 H \tag{3.49}$$

unde ρ este masa specifică a fluidului, Q_{11} debitul redus dublu-unitar, D_1 diametrul de intrare în rotor şi H sarcina.

Relaţiile (3.48) şi (3.49) dau posibilitatea transpunerii prin similitudine a rezultatelor pentru alte aparate directoare. Dacă se ţine cont de expresia lui $Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}$ (3.48) şi (3.49) se mai pot scrie sub forma:

$$P_{yr} = C_{pyr} \rho \frac{Q^2}{D_1^2} \tag{3.48'}$$

$$P_{xr} = C_{pxr} \rho \frac{Q^2}{D_1^2} \tag{3.49'}$$

Intre C_{pyr}, C_{pxr} şi C_{yr}, C_{xr} apare următoarea relaţie de legătură:

$$C_{pyr} = \frac{v_1^2}{Q^2} \frac{bl}{2} D_1^2 C_{yr} \tag{3.5o}$$

$$C_{pxr} = \frac{v_1^2}{Q^2} \frac{bl}{2} D_1^2 C_{xr} \tag{3.51}$$

3.5.4. Determinarea coeficienţilor momentului hidraulic.

Un alt coeficient ce caracterizează funcţionarea profilului izolat sau în reţea, este coeficientul momentului hidraulic transmis de către fluid profilului. In cazul reţelei de aparat director cunoaşterea momentului hidraulic la fiecare valoare a deschiderii paletelor este necesară pentru proiectarea servomotorului.

Momentul hidraulic pentru profilul izolat se exprimă sub forma

$$M_h = C_m \frac{\rho}{2} W_\infty^2 L_R l b$$

unde $\frac{\rho}{2} W_\infty^2$ este sarcina dinamică corespunzătoare vitezei W_∞, L_R este braţul forţei rezultante de acţiune a curentului asupra profilului faţă de axul profilului, l este lungimea corzii profilului, iar b înălţimea paletei.

In cazul reţelei circulare este utilă exprimarea momentului hidraulic în raport cu axul de rotaţie a profilului sub forma:

$$M_h = C_{mh} \rho \frac{Q^2}{D_1} \tag{3.52}$$

unde ρ este masa specifică a fluidului, Q este debitul iar D_1 este diametrul de intrare al rotorului pentru care se studiază aparatul director.

Din teorema momentului cantității de mişcare rezultă momentul rețelei exprimat în raport cu centrul său :

$$M_o = \frac{\rho}{2\pi} Q (\Gamma_i - \Gamma_e) \tag{3.53}$$

Ținînd cont de notațiile şi convențiile din capitolele precedente:

$$\delta_u = \frac{\Gamma_i - \Gamma_e}{\Delta Q}$$

momentul M_o ia expresia:

$$M_o = \frac{\rho}{2\pi} \frac{Q^2}{b} \delta_u \tag{3.54}$$

Prin observarea figurii 3.23, se mai poate scrie:

$$M_o = N \left(P_{yr} d_x' - P_{xr} d_y' \right) \tag{3.55}$$

unde N este numărul profilelor, P_{yr} şi P_{xr} componentele rezultantei după direcția normală la coarda profilului iar d_x' şi d_y' brațul acestor componente în raport cu centrul rețelei. Distanțele d_x' şi d_y' se mai pot scrie cu notațiile din fig.3.23, sub forma:

$$d_x' = d_x + AC + t_2 \cos\psi \tag{3.56}$$

$$d_y' = d_y + t_2 \sin\psi \tag{3.57}$$

Din geometria figurii rezultă:

$$d_x' = d_x + \frac{t_a^2 + AC^2 - t_2^2}{2AC} \tag{3.58}$$

$$d_y' = d_y + \sqrt{t_2^2 - \left(\frac{t_a^2 - t_2^2 - AC^2}{2AC} \right)^2} \tag{3.59}$$

Inlocuind rezultatele obținute în (3.51) expresia devine:

$$M_o = N P_{yr} \left(d_x + \frac{t_a^2 + AC^2 - t_2^2}{2AC} \right) - N P_{xr} \left[d_y + \sqrt{t_2^2 - \left(\frac{t_a^2 - t_2^2 - AC^2}{2AC} \right)^2} \right] \tag{3.60}$$

Momentul hidraulic se poate exprima în raport cu axul de rotație al profilului

$$M_h = P_{yr} d_x - P_{xr} d_y . \tag{3.61}$$

sau ținînd cont de (3.56)

$$M_h = \frac{M_o}{N} - P_{yr} \frac{t_a^2 + AC^2 - t_2^2}{2AC} + P_{xr} \sqrt{t_2^2 - \left(\frac{t_a^2 - t_2^2 - AC^2}{2AC} \right)^2} \tag{3.62}$$

Inlocuind expresia lui M_0 din (3.50) se obţine:

$$M_h = \frac{\rho}{2\pi N}\,\frac{Q^2}{b}\,\delta_u - P_{yr}\,\frac{r_a^2 + AC^2 - t_2^2}{2AC} + P_{xr}\sqrt{t_2^2 - \left(\frac{r_a^2 - t_2^2 - AC^2}{2AC}\right)^2} \qquad (3.63)$$

Avînd în vedere că valoarea componentei P_{xr} nu depăşeşte în majoritatea cazurilor aproximarea $P_{xr} \cong 0{,}1\,P_{yr}$ şi evaluînd expresia de sub radical pentru cazurile studiate, rezultă

$$P_{xr}\sqrt{t_2^2 - \left(\frac{r_a^2 - t_2^2 - AC^2}{2AC}\right)^2} \cong (0{,}13 \div 0{,}30)\,0{,}1\,P_{yr} \cong (0{,}013 \div 0{,}030)\,P_{yr} \qquad (3.64)$$

aproximarea (3.64) permite simplificarea expresiei (3.63) prin renunţarea la ultimul termen al relaţiei:

$$M_h \cong \frac{\rho}{2\pi N}\,\frac{Q^2}{b}\,\delta_u - P_{yr}\,\frac{r_a^2 + AC^2 - t_2^2}{2AC} \qquad (3.65)$$

Coeficientul momentului hidraulic definit conform cu (3.48') (3.49') are expresia:

$$C_{mh} = \frac{1}{2\pi N}\,\frac{D_1}{b}\,\delta_u - \frac{D_1}{\rho Q^2}\,\frac{\rho}{2}\,v_1^2\, b\, l\, C_{yr}\,\frac{r_a^2 + AC^2 - t_2^2}{2AC}$$

sau ţinînd cont de notaţiile din fig.3.16

$$C_{mh} = \frac{1}{2\pi N}\,\frac{D_1}{b}\,\delta_u - \frac{D_1}{b}\,\frac{l}{8\pi^2}\,\frac{1}{t_1^2\cos^2\varepsilon_1}\,\frac{r_a^2 + AC^2 - t_2^2}{2AC}\,C_{yr} \qquad (3.66)$$

Relaţia (3.66) reprezintă expresia coeficientului momentului hidraulic în raport cu axul de rotaţie al profilului, definit în funcţie de parametrii geometrici ai reţelei ($b, l, D_1, N, r_1, t_2, r_a, AC$) de unghiul curentului de la intrare (ε_1) şi de coeficientul de deviaţie şi portanţă al profilului în reţea.

Avantajul acestei forme a relaţiei constă în aceea că pune în evidenţă influenţa unui parametru geometric deosebit de important al aparatului director: diametrul de aşezare al fusurilor paletelor, respectiv excentricitatea profilului.

Concluzii la Cap.III.

Necesitatea admiterii ipotezei simplificatoare a fluidului ideal, în efectuarea calculului analitic, impune verificarea experimentală a rezultatelor. Stațiunea construită în acest scop, modelează în aer condițiile mișcării în prezența aparatului director studiat analitic. Proiectată într-o concepție originală și echipată cu sonde cilindrice construite special și etalonate în tunelul aerodinamic, stațiunea permite explorarea cîmpului de viteze și presiuni în amonte și aval de rețea, distribuția presiunilor pe conturul profilului, studierea efectului prezenței rețelei în amonte și aval.

Se definesc caracteristicile energetice ale rețelei circulare pentru fluidul cu frecare: coeficientul de deviație al rețelei, coeficientul acțiunii curentului asupra profilului și coeficientul momentului hidraulic.

Se propune o nouă relație de calcul a valorii coeficientului momentului hidraulic în funcție de parametrii geometrici ai rețelei, coeficientul de deviație și de acțiune, unghiul curentului de la intrare. Relația evidențiază influența unui parametru geometric important: excentricitatea profilului.

Prin prelucrarea mărimilor primare măsurate în stațiune, se determină curbele de variație a coeficienților caracteristici în funcție de direcția curentului de la intrare și de deschiderea relativă a paletelor respectiv unghiul de instalare al rețelei.

Performanțele stațiunii, comparate cu ale altor stațiuni menționate în literatura de specialitate, atestă posibilitatea efectuării cu bune rezultate a încercărilor experimentale și a studierii pe această cale a influenței formei profilului, a curburii sale, a deschiderii relative, a unghiului curentului de la intrare și a vitezei curentului asupra caracteristicilor energetice ale rețelei.

CAPITOLUL IV.

CARACTERISTICILE ENERGETICE SI DE FUNCTIONARE.

4.1. Caracteristicile energetice ale reţelelor încercate.

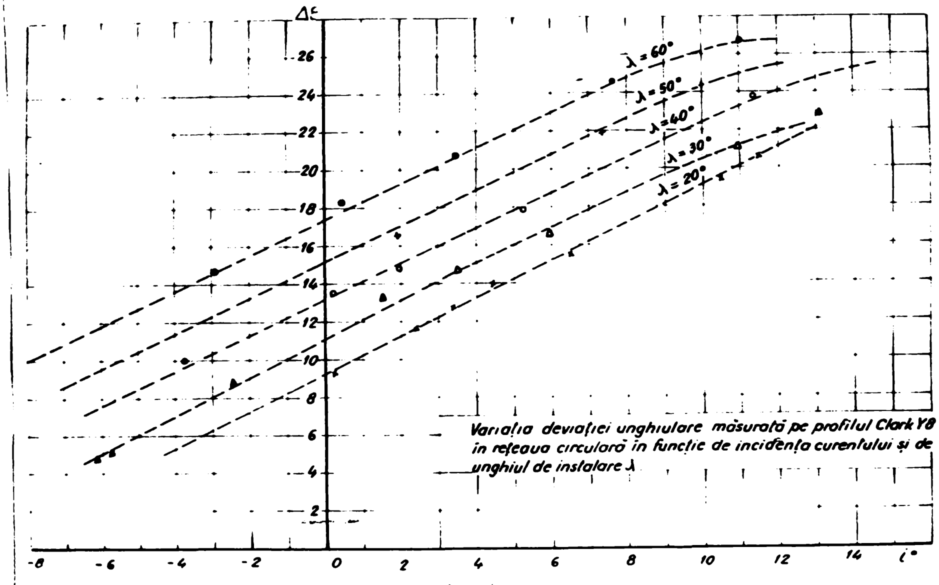
Caracteristicile energetice ale reţelei încercate sînt date de curbele de variaţie a coeficientului de pierderi (ζ), a coeficientului de deviaţie a curentului (δ_k), a deviaţiei unghiulare ($\Delta\varepsilon$) şi a coeficientului acţiunii curentului asupra profilului C_{yr}, C_{xr}, şi a coeficientului de moment C_{mh} în funcţie de unghiul curentului de la intrare pentru valori parametrice ale unghiului de instalare şi ale numărului de profile.

Prelucrînd mărimile primare obţinute din măsurători conform celor menţionate în 3.5.2 şi 3.5.3 s-au obţinut rezultatele din graficele fig 4.1 -4.24:

Pe baza acestor rezultate s-au trasat curbele caracteristice energetice. Se observă din graficele fig.4.1 şi 4.2 creşterea liniară a coeficientului de deviaţie în funcţie de incidenţa curentului i. Cu cît unghiul de instalare al reţelei este mai mare panta dreptelor se măreşte.

Deviaţia unghiulară a curentului, fig.4.3, 4.4 creşte deasemenea liniar cu incidenţa curentului. La unghiuri de instalare λ pozitive pentru incidenţe mai mari de 10^{o} curba se abate de la direcţia iniţială prin valori mai mici, întrucît prin desprinderea curentului de pe extradosul profilului deviaţia realizată se micşorează. In cazul unghiurilor de instalare negative curbele de variaţie a deviaţiei curentului îşi menţin alura liniară pe un domeniu mai extins al incidenţelor curentului de la intrare, caracterul accelerator al reţelei avînd ca efect întîrzierea apariţiei desprinderilor curentului de pe extradosul profilelor. Pentru diferite valori ale unghiului de instalare se obţine un fascicol de curbe paralele, deviaţia curentului fiind cu atît mai mare cu cît unghiul de instalare este mai mare în valoare absolută,

S-au reprezentat în fig.4.5 şi 4.6 curbele de variaţie ale coeficienţilor de acţiune ai curentului asupra profilului C_{yr} şi C_{xr} pentru λ pozitiv respectiv λ negativ. Se observă în cazul coeficienţilor C_{yr} că valoarea lor creşte liniar cu incidenţa



Variația deviației unghiulare măsurată pe profilul Clark Y8 în rețeaua circulară în funcție de incidența curentului și de unghiul de instalare λ

Fig. 4.1

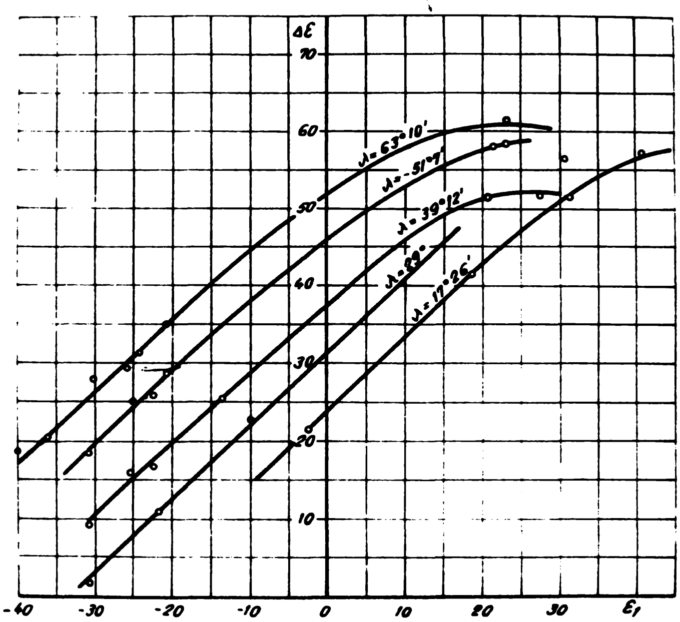


Fig. 4.2 Variatia deviatiei unghiulare in functie de directia curentului de la intrare
Curbe experimentale

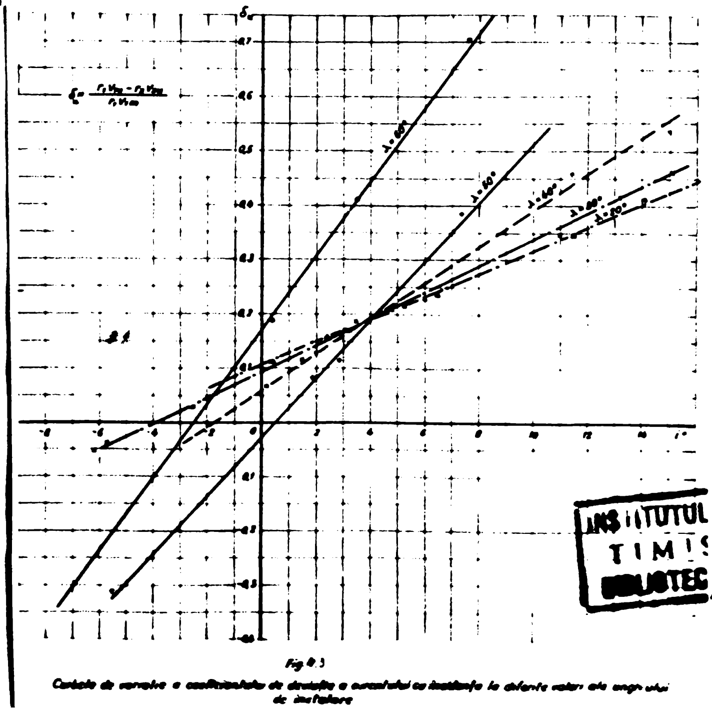


Fig 4.3

Curbele de variatie a coeficientului de deviatie a curentului cu incidenta la diferite valori ale unghiului de instalare

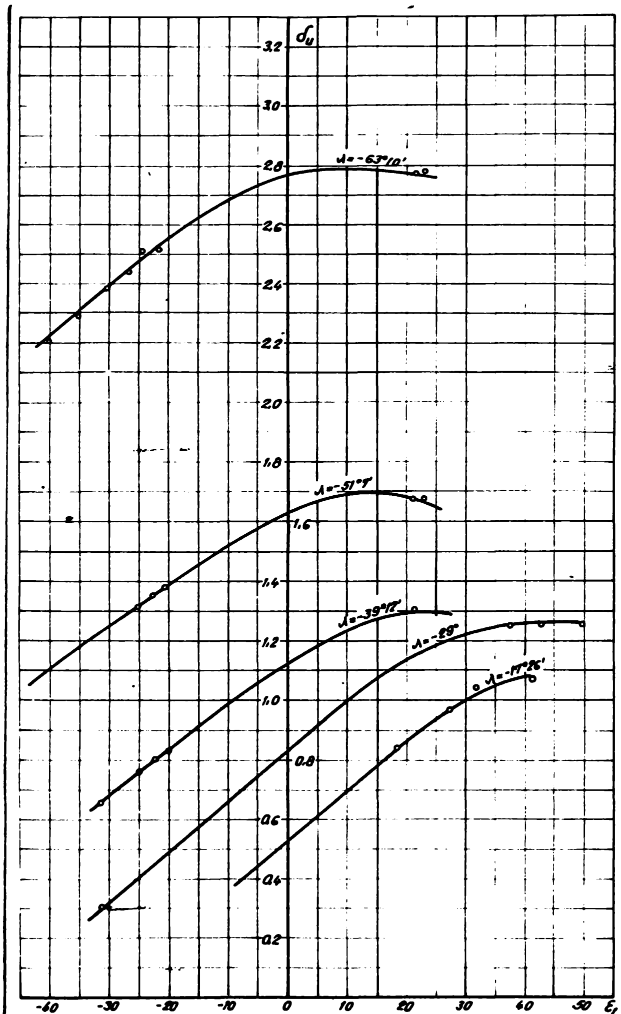


Fig. 4.4. Variația coeficientului de deviație a curentului în funcție de direcția curentului de la intrare
Curbe experimentale

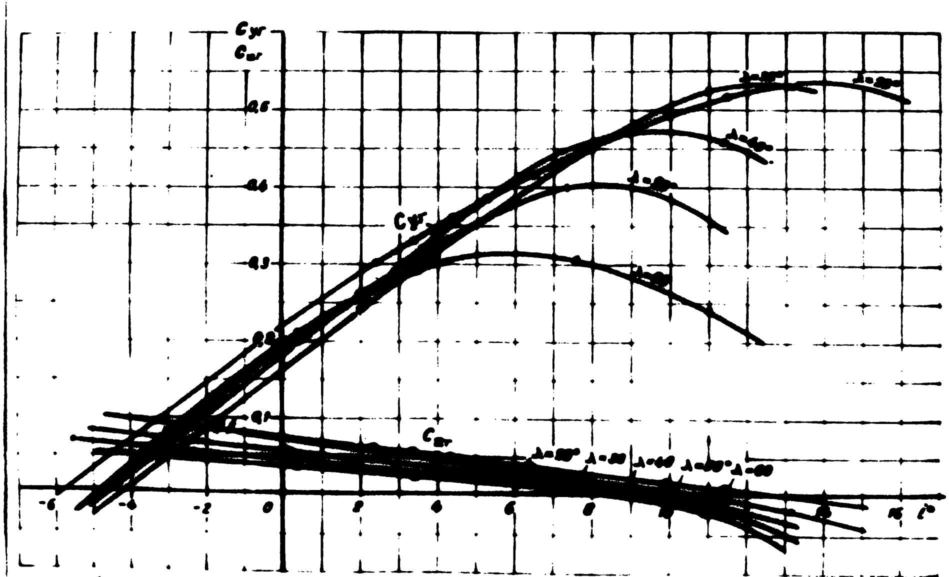


Fig 4.5 Variația coeficienților de acțiune a curentului asupra profilului Clark Y8 în rețea circulară în funcție de incidența curentului și unghiul de instalare λ al rețelei, măsurați în staținea de rețele circulare a LMHT

i pînă la o valoare maximă, după care curba începe să descrească. Cu cît unghiul de instalare este mai mare, desprinderea curbei de la direcția liniară se produce mai repede. Coeficienții C_{yr} descresc liniar cu creșterea unghiului i.

La valori λ negative coeficienții C_{yr} sînt sensibil mai mari decît în cazul precedent și la fel ca și la deviație, abaterea curbelor de la direcția inițială se produce mult mai tîrziu, în virtutea aceluiaș fenomen al apariției întîrziate a desprinderii curentului de pe extradosul profilului. Rezultă din fig. 4.6. ca și din tabelul de rezultate, că pe măsură ce unghiul de incidență crește, rezultanta acțiunii curentului asupra profilului crește în modul și se apropie ca direcție de normala la coarda profilului.

Curbele de variație a coeficientului de pierdere ζ (fig.4.7), prezintă două ramuri în zona coeficienților ζ mari, pentru incidențe mari în valoare absolută. Aceste valori ridicate se explică prin desprinderea curentului de pe extradosul respectiv intradosul profilului, caracteristice incidențelor pozitive sau negative mari. Intre aceste ramuri, pierderile sînt aproape constante ca valoare. La unghiuri de instalare mari, curbele se translatează în zona valorilor mai mari ale coeficienților de pierderi.

La valori negative ale lui λ (fig.4.8) curbele de variație a coeficienților de pierderi au alura asemănătoare cazului pozitiv, cu observația că datorită întîrzierii apariției desprinderilor, curbele sînt mai plate în zona coeficienților mici de pierdere, ceeace denotă extinderea pe un domeniu mai larg de incidențe a zonei optime de funcționare a rețelei.

S-au reprezentat în fig.4.9 și 4.10 curbele de variație a coeficienților momentului hidraulic în funcție de unghiul curentului de la intrare, la valori parametrice ale unghiului de instalare, respectiv ale deschiderii aparatului director. Curbele au atît pentru λ pozitiv cît și pentru λ negativ alura descrescătoare, iar valorile lui C_{mh} pentru un anumit unghi ε_1 sînt cu atît mai mari cu cît deschiderea este mai mică. Comparînd valorile reprezentate în cele două grafice se observă că în cazul cînd λ este negativ respectiv pentru profile de curbură negativă, pentru acelaș unghi al curentului de la intrare, coeficienții de moment realizați sînt sensibil mai mari decît pentru rețeaua formată din profile de curbură pozitivă, la aceeași valoare a deschiderii aparatului director.

Din compararea rezultatelor teoretice și experimentale

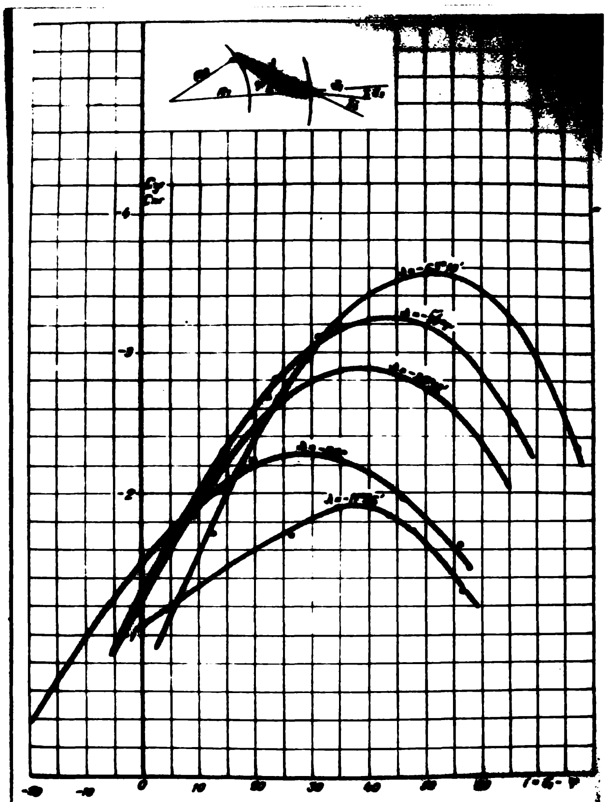


Fig. 4.6. Variatia coeficientilor de actiune ai curentului asupra profilului in functie de incidenta curentului
Curbe experimentale

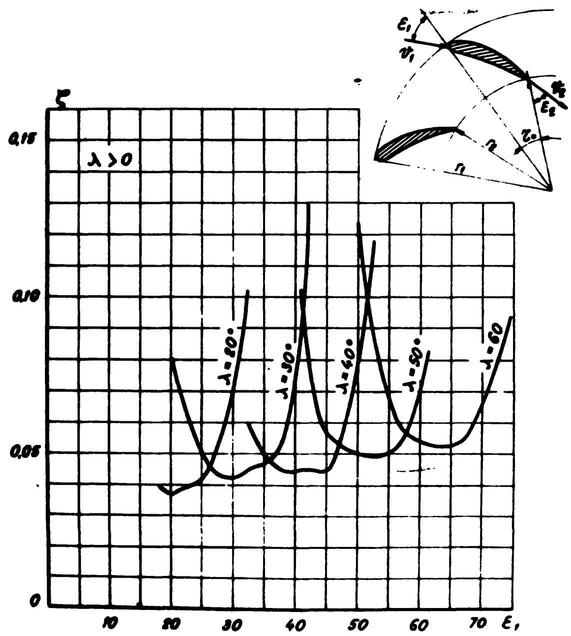


Fig. 4.7

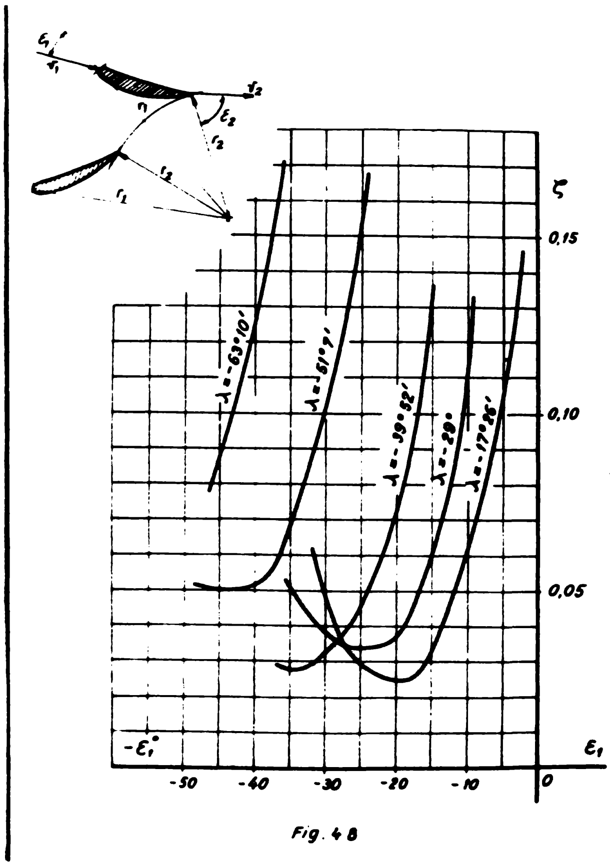


Fig. 4.8

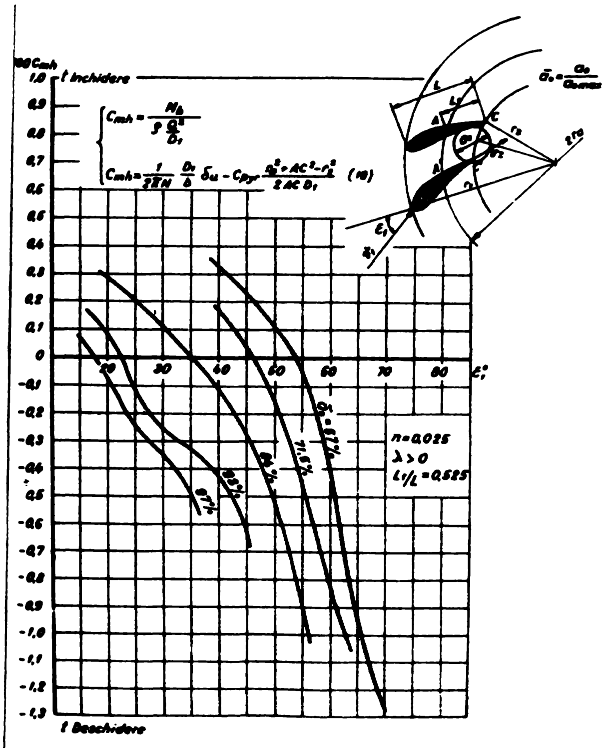


Fig. 4.9

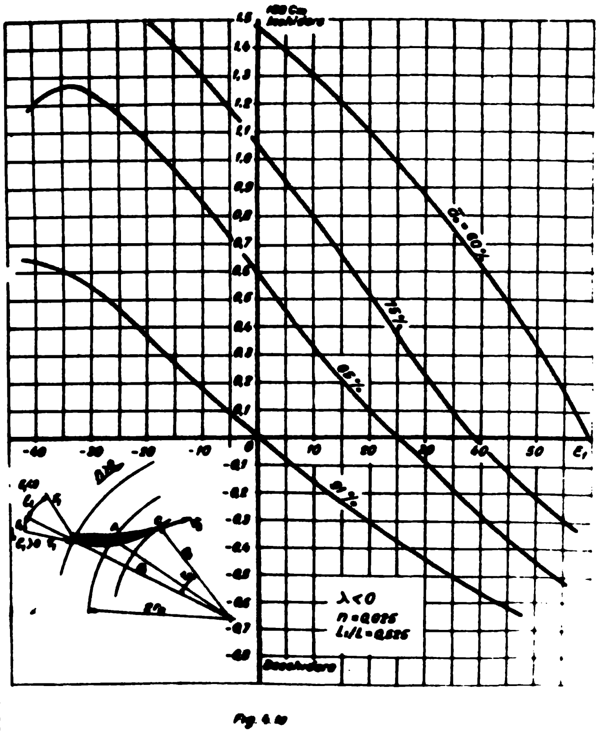


Fig. 4.10

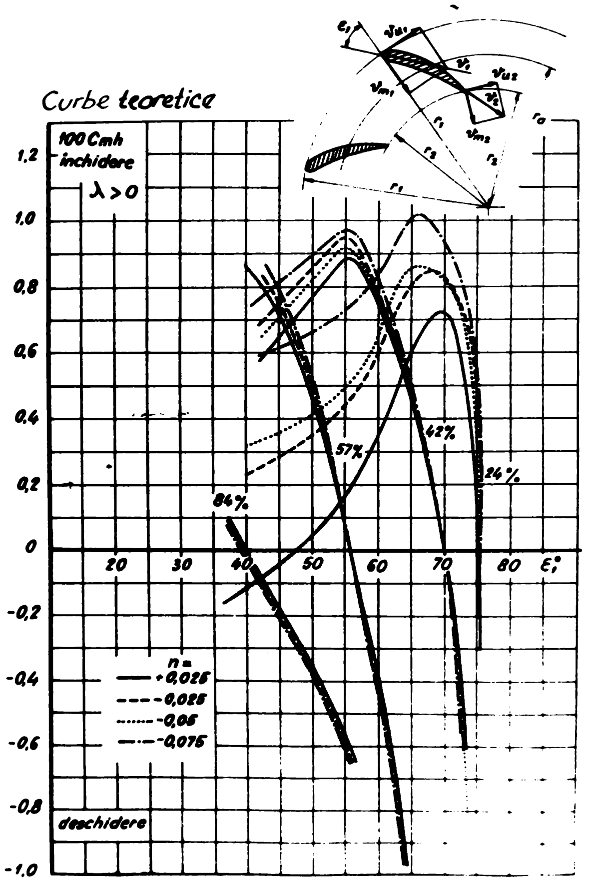


Fig 4 11

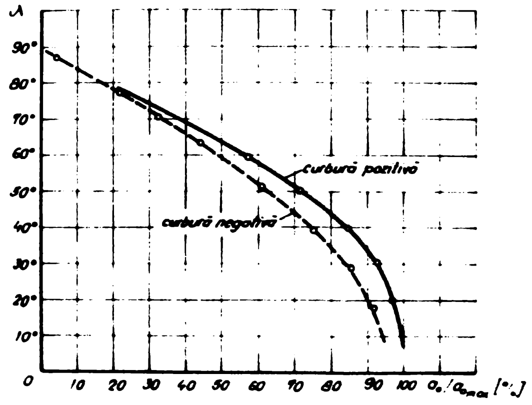


Fig. 4 12

a rezultat că există o suficient de bună concordanţă între valorile obţinute pe cele două căi. Această observaţie a permis completarea rezultatelor experimentale pentru domeniul închiderilor mari, în care din cauza pierderilor foarte mari din reţea, ventilatorul staţiunii nu mai putea face faţă condiţiilor de funcţionare, cu rezultate obţinute pe cale analitică. Astfel, pentru aparatul director format din profile de curbură pozitivă, s-au reprezentat în fig.4.11 curbele de variaţie a lui C_{mh} la valori parametrice ale deschiderii respectiv unghiului de instalare λ, în funcţie de ε_1 unghiul curentului de la intrare. Ţinînd cont de expresia (3.66) de definire a expresiei lui C_{mh}, s-au trasat în aceeaşi figură curbele de variaţia ale lui C_{mh} atunci cînd excentricitatea profilului, respectiv diametrul de aşezare a fusurilor paletelor ia diverse valori, pentru care excentricitatea n = 0,025; –0,025; –0,05; –0,075. Din aceste curbe se observă că cu cît n ia valori negative mai mari, cu atît este mai pronunţată tendinţa de autoînchidere a aparatului director pentru valori mici ale deschiderii $\bar{a}_0$ $\left(n = \frac{l'-l}{2(l+l')}\ \text{fig. 4.1}\right)$

4.2. Caracteristicile de funcţionare ale aparatelor directoare de tip radial.

Intrucît în funcţionarea unui aparat director parametrul variabil este numai deschiderea paletelor, este utilă prelucrarea rezultatelor într-o formă care evidenţiază efectul variaţiei sale continue.

Variaţia deschiderii aparatului paletelor director atrage după sine şi variaţia parametrului λ. S-a determinat pentru fiecare valoare cunoscută a lui λ valoarea deschiderii a_0 dintre paletele aparatului director şi prin raportare la deschiderea maximă a_{omax}

$$a_{omax} = \frac{\pi D_{2min}}{N} \qquad (4.1)$$

s-a obţinut deschiderea relativă $\bar{a}_0 = \frac{a_0}{a_{omax}}$

Curba de variaţie a lui λ în funcţie de deschidere relativă $\bar{a}_0$ s-a reprezentat în fig.4.12.

Rezultatul prelucrării datelor legate de unghiul de deviaţie al curentului pentru profile de curbură pozitivă, în funcţie de deschiderea relativă $\bar{a}_0$ este ilustrat în fig.4.13. Deviaţia unghiulară creşte cu deschiderea şi este cu atît mai mare cu cît unghiul ε_1 este mai mare. In cazul profilului de curbură negativă efectul este invers(fig.4.14).

Coeficientul de deviaţie δ_u în funcţie de $\bar{a}_0$ pentru profile de curbură pozi[illegible] este reprezentat în fig.4.15. iar pentru

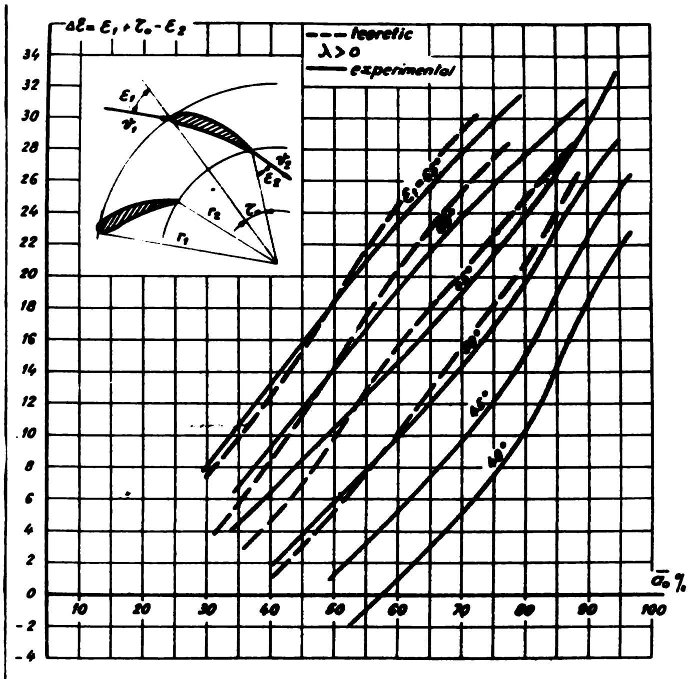


Fig. 4.13.

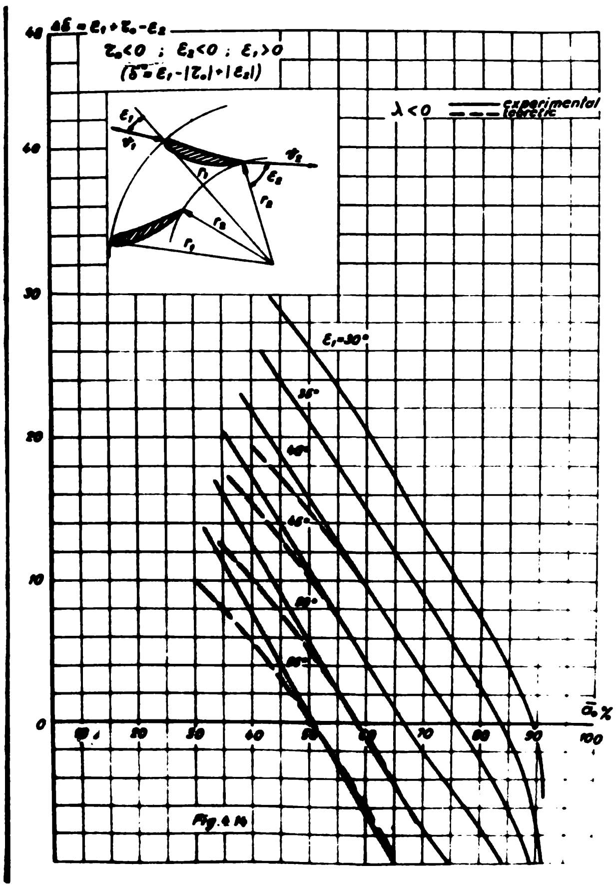


Fig. 4.14

profile de curbură negativă, în fig.4.16. Din ambele figuri rezultă că odată cu deschiderea progresivă a aparatului director coeficientul de deviație δ_u crește. Profilul de curbură pozitivă asigură în zona deschiderilor mici coeficienți de deviație negativi, iar pentru deschideri mari valori pozitive pentru δ_u. Creșterea unghiului ε_1 deplasează curbele în zona coeficienților δ_u pozitivi, fig.4.15.

In cazul profilelor de curbură negativă, la aceeași tendință crescătoare a curbelor δ_u, valorile realizate sînt de semn negativ pe aproape întreg domeniul deschiderilor pînă în jurul valorilor $\bar{a}_0$ = 80 - 90% de unde curbele intră în domeniul valorilor pozitive (fig.4.16).

In ansamblul lor, valorile δ_u pentru profile de curbură negativă sînt sensibil mai mari decît cele realizate de profilul de curbură pozitivă.

Coeficientul de pierdere ζ (fig.4.17) variază în funcție de deschiderea $\bar{a}_0$ după curbe apropiate de o parabolă, deschiderea celor două ramuri sporind odată cu mărirea unghiului ε_1. Zona optimă a pierderilor minime se deplasează spre deschiderile mai mari atunci cînd ε_1 se micșorează.

Pentru compararea rezultatelor cu datele din literatura de specialitate, se va analiza în continuare forma sub care se definesc alți autori, coeficienții de pierdere. Rauchmann /R.1/, Gutovski /G.7/ și alții stabilesc pierderile din aparatul director asimilînd cazul rețelei circulare, pe care acesta o reprezintă, cu o rețea plană de plăci, avînd pasul relativ egal cu pasul rețelei de aparat director măsurat de-a lungul diametrului de așezare al fusurilor D_a, raportat la lungimea profilului și considerînd mișcarea plan paralelă în prezența rețelei de plăci. Se consideră componenta axială a vitezei în rețeau de plăci v_z egală cu componenta radială a vitezei din planul rețelei circulare v_m:

$$v_z = v_m = \frac{Q}{\pi D_a b} \qquad (4.2)$$

trecînd la mărimi adimensionale, se obține.

$$v_m = \frac{Q_{11}\sqrt{H}}{\pi \frac{b}{D_1} \frac{D_a}{D_1}} \qquad (4.3)$$

Introducînd viteza de la infinit, ca medie a vitezelor asimptotice din rețeaua de plăci, v_∞

$$v_\infty = \frac{v_z}{\sin\beta_\infty} = \frac{Q_{11}\sqrt{H}}{\pi \frac{b}{D_1} \frac{D_a}{D_1} \sin\beta_\infty} \qquad (4.4)$$

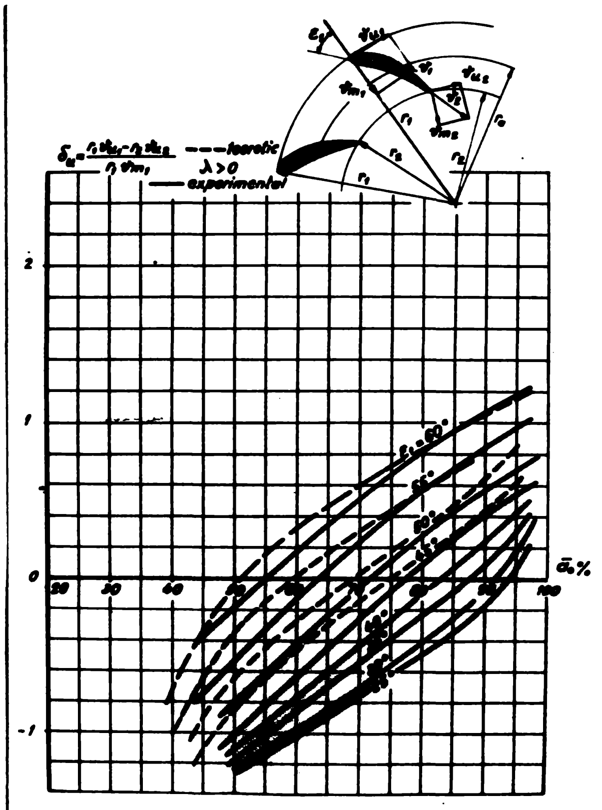


Fig. 4.18

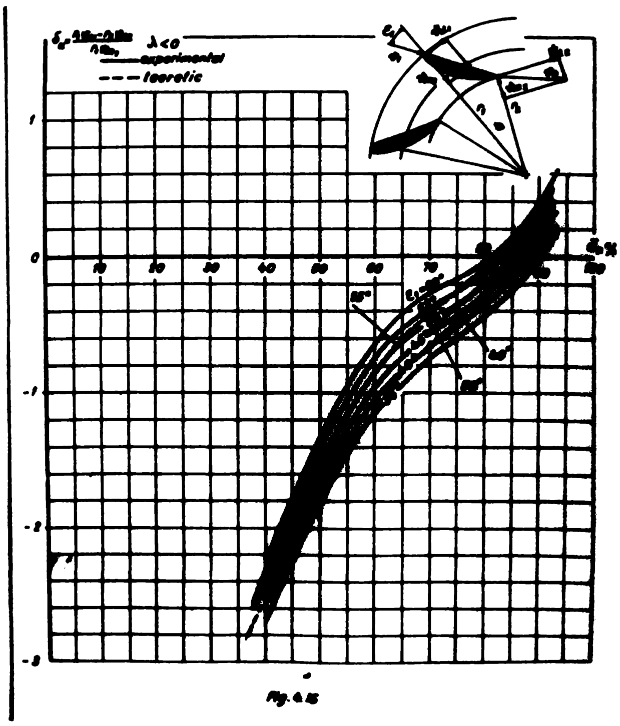


Fig. 4.15

se înlocuiește această expresie în formula care dă forța de rezistență $R_x = C_x \rho \frac{w_\infty^2}{2} bL$. Pe de altă parte, această forță poate fi exprimată prin intermediul pierderii de sarcină care apare $R_x = \gamma \cdot \Delta h \cdot t \cdot b \cdot \sin\beta_\infty$ și se obține

$$\frac{\Delta h}{H} = \frac{1}{2\pi^2 g} C_x \frac{L}{t} \frac{Q_{11}^2}{\left(\frac{b}{D_1}\right)^2 \left(\frac{D_a}{D_1}\right)^2 \sin^3\beta_\infty} \qquad (4.5)$$

ceeace se mai poate scrie:

$$\frac{\Delta h}{H} = \zeta_R \frac{Q_{11}^2}{\left(\frac{b}{D_1}\right)^2 \left(\frac{D_a}{D_1}\right)^2} \qquad (4.6)$$

sau

$$\zeta_R = \frac{\Delta h}{H \frac{Q_{11}^2}{\left(\frac{b}{D_1}\right)^2 \left(\frac{D_a}{D_1}\right)^2}} \qquad (4.7)$$

Relația de legătură între acest coeficient (cu dimensiune) și coeficientul de pierdere ζ propus în relația (3.41) este:

$$\zeta_R = \frac{1}{8\pi^2 g} \cdot \frac{D_a^2}{r_1^2 \cos^2\varepsilon_1} \zeta_1 \qquad (4.8)$$

Pe baza acestei relații de legătură au fost prelucrate rezultatele măsurătorilor din stațiunea de rețele IMH-T și comparate în fig.4.18 cu curba indicată de Rauchmann /R.1/.

Coeficienții de acțiune C_{pyr} și C_{pxr} definiți prin relațiile (3.48) și (3.49) s-au reprezentat în fig.4.20 și 4.21 în funcție de deschiderea aparatului director. Pentru profilele de curbură pozitivă, valorile acestor coeficienți sînt inferioare celor care apar în condiții similare în cazurile profilelor de curbură negativă și descresc în ambele cazuri odată cu mărirea valorii unghiului ε_1. In fig.4.20 s-a trasat pentru compararea rezultatelor și curba de variație indicată de Kolton și Etinberg /K.9/.

Din ambele grafice rezultă că odată cu creșterea unghiului ε_1, deschiderea pentru care se realizează valoarea $C_{pyr} = 0$ se deplasează spre deschiderile mici.

Variația, cu deschiderea a coeficientului momentului hidraulic C_{mh} pentru $\varepsilon_1 = 60^\circ, 50^\circ, 40^\circ$ este reprezentată în fig. 4.22, 4.23, 4.24. S-au suprapus în aceste grafice rezultatele obținute la n = 0,025 și n = 0,05. Se observă că acest parametru geometric are o influență directă asupra valorii C_{mh}, în special în zona deschiderilor mici. La valori negative ale lui n, se asigură o pronunțată tendință de închidere a paletelor aparatului director în poziția închisă complet. Această tendință este atenuată de mego-

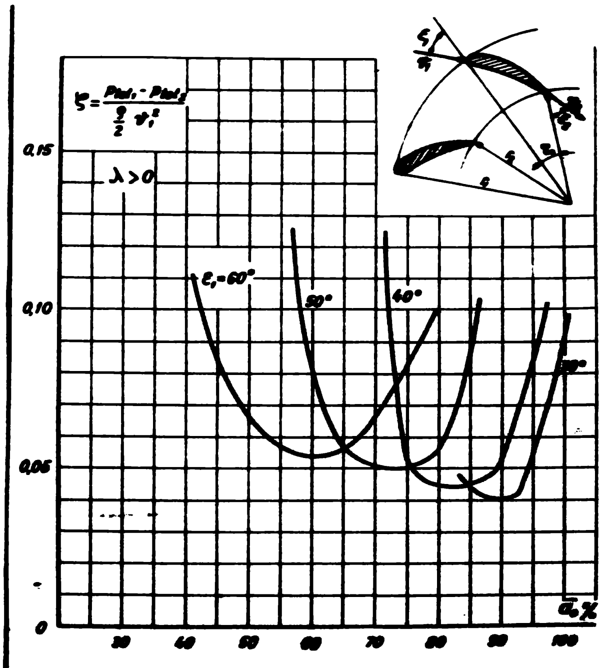


Fig. 4.17

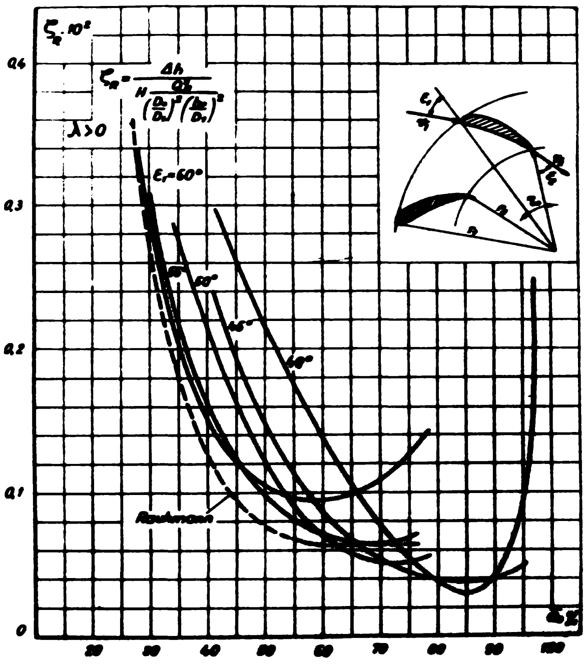
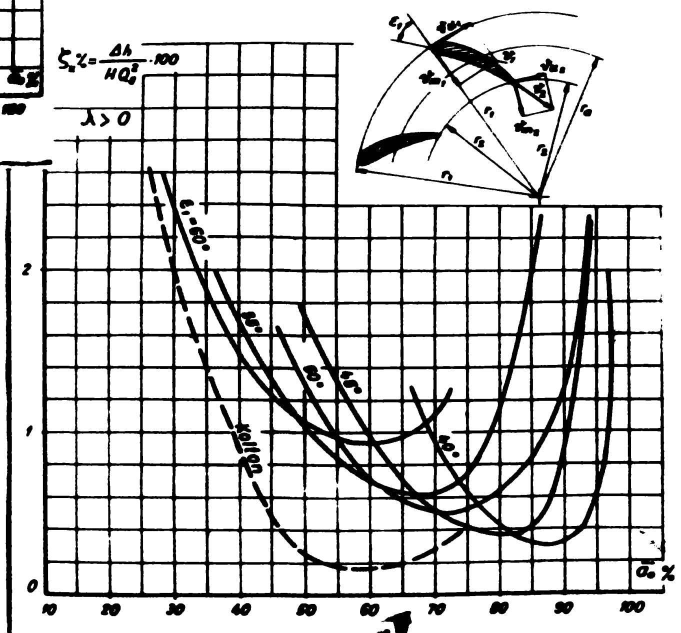


Fig. 4.18



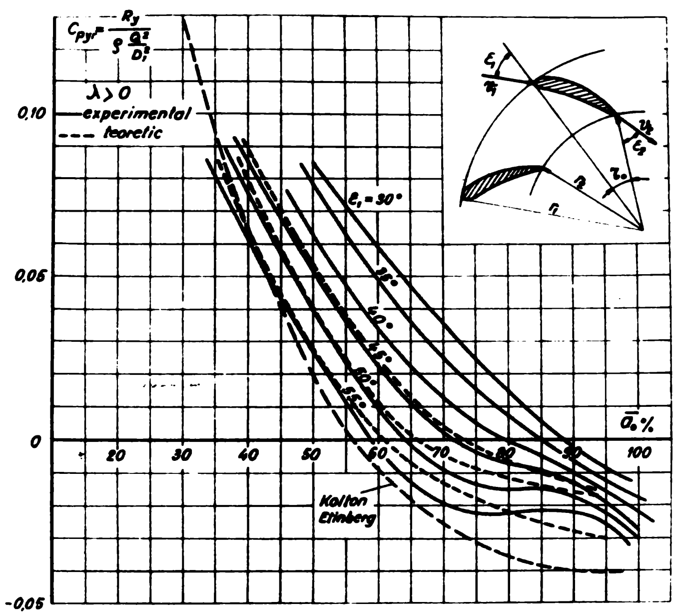


Fig. 4.20

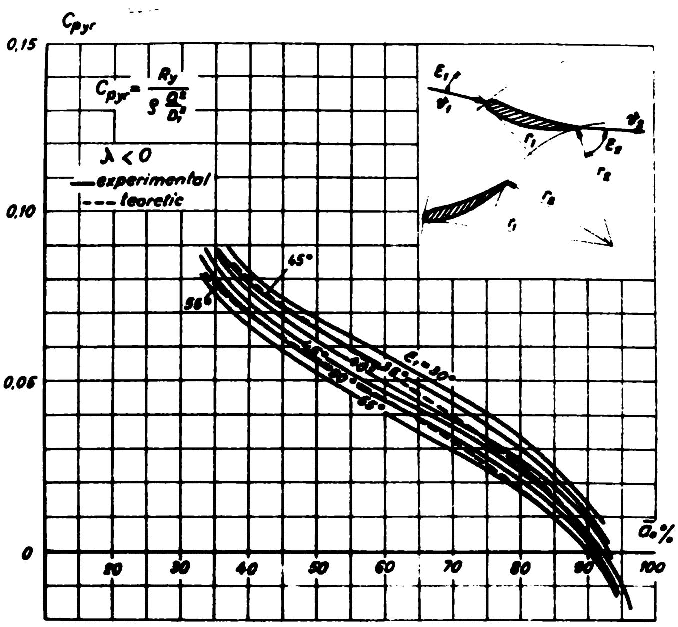


Fig. 4.21

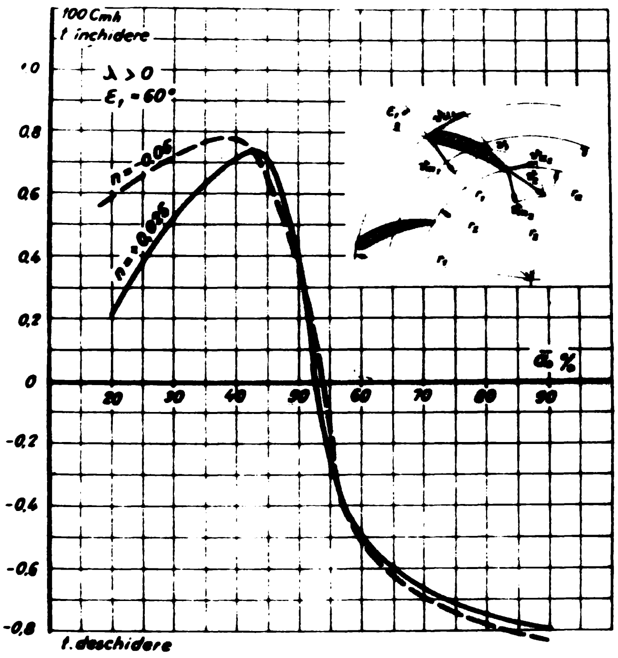


Fig. 4.22

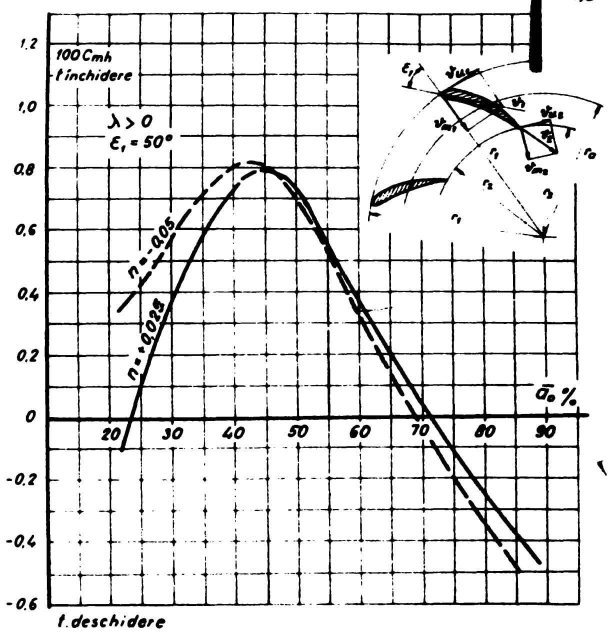


Fig. 4.23

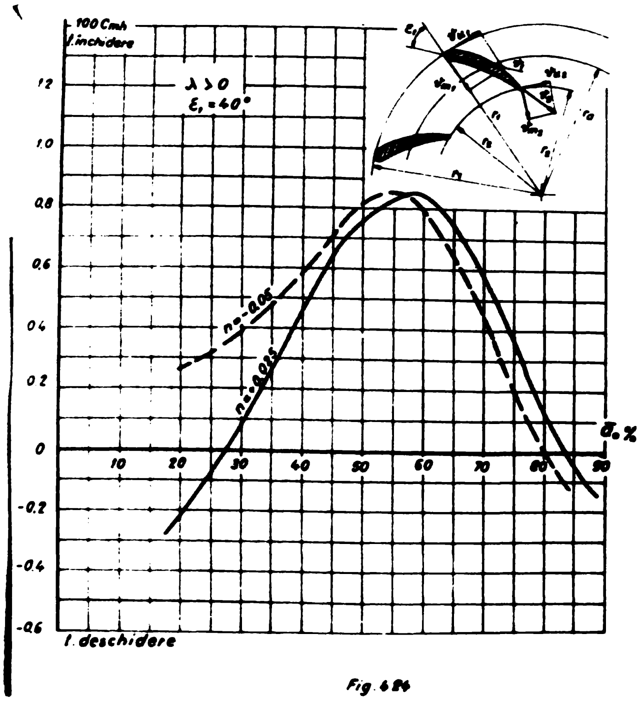


Fig. 4.24

rarea valorii lui ε_1. Pentru valori ale lui $\varepsilon_1 = 40^0$ la $n = -0,05$ în poziţia închis complet, paletele prezintă tendinţă de închidere, iar la $n = 0,025$ au la poziţia închis complet, tendinţă de închidere. Avantajul relaţiei (3.66) este că permite determinarea prin calcul a acestei curbe importante pentru funcţionarea aparatului director, la orice valori ale parametrilor geometrici, dînd astfel posibilitatea alegerii din cîteva variante a parametrilor optimi atît din punct de vedere energetic cît şi al condiţiilor de reglare.

4.3. Diagrama universală a reţelei circulare.

Determinarea caracteristicilor energetice ale unei reţele de profile are drept scop, în ultimă instanţă, cunoaşterea comportării reţelei în diverse regimuri de funcţionare, ceeace este necesar în proiectarea aparatului director sau a rotorului maşinii hidraulice. Cunoscînd performanţele reţelei la diferiţi parametri geometrici şi cinematici, se pot alege în proiectare reţele optime din punct de vedere hidrodinamic, adică acele reţele care realizează deviaţia necesară a curentului, la pierderi hidrodinamice minime.

Pornind dela acest deziderat, s-a căutat o formă de prezentare a ansamblului caracteristicilor energetice într-o formă sinvetică, asemănătoare reprezentării curbelor de funcţionare ale unei turbine sau pompe, sub forma diagramelor universale.

V.Anton propune în teza de doctorat a Domniei Sale /A.11/ o reprezentare complexă a curbelor caracteristice pentru reţelele rectilinii: într-un sistem de coordonate avînd în abscisă unghiul curentului de la intrare şi în ordonată coeficientul de deviaţie al curentului, s-au reprezentat curbele de egal coeficient de pierdere de egal coeficient de portanţă şi de egal coeficient de forţă tangenţială, peste care s-au suprapus şi curbele de egal coeficient de cavitaţie.

Acest mod de reprezentare oferă pentru valori parametrice ale pasului relativ al reţelei, valoarea coeficientului pierderilor hidraulice corespunzătoare unui anumit coeficient de deviaţie a curentului, pentru condiţii date ale unghiului de instalare şi ale unghiului curentului de la intrare. In acelaş timp diagrama oferă o informaţie rapidă asupra condiţiilor optime de funcţionare ale reţelei.

Preluînd pentru reţelele circulare acest tip de reprezentare, s-a obţinut "diagrama universală" a reţelei circulare studiate (fig.4.25).

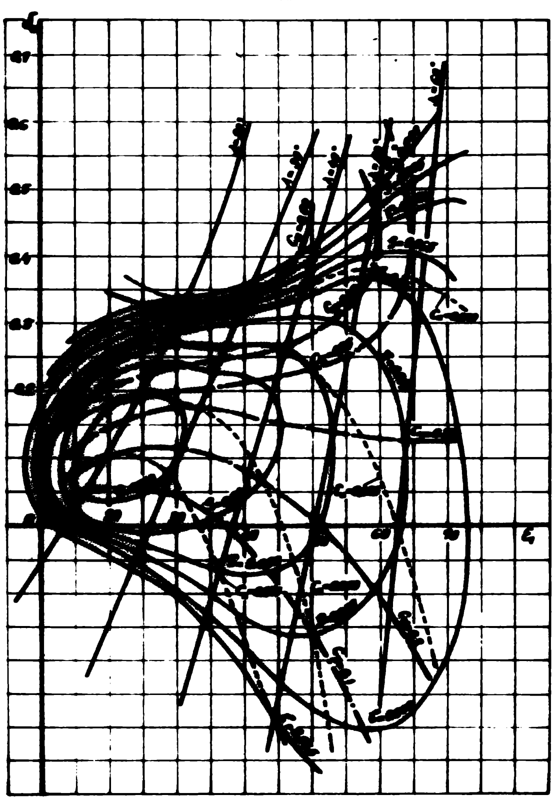


Diagrama universală a rețelei circulare formată din profile Clark 38 cu pasul t/l = 1,000

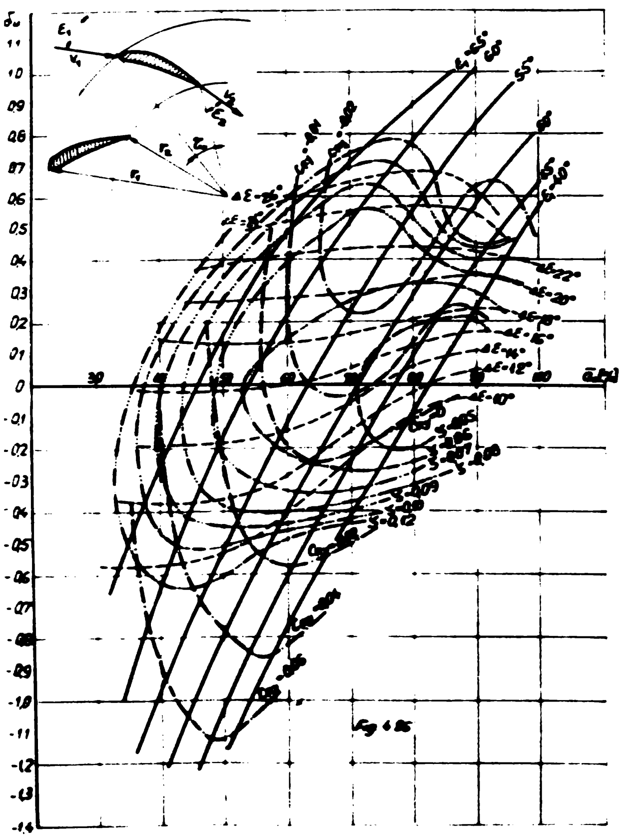


Fig. 4.85

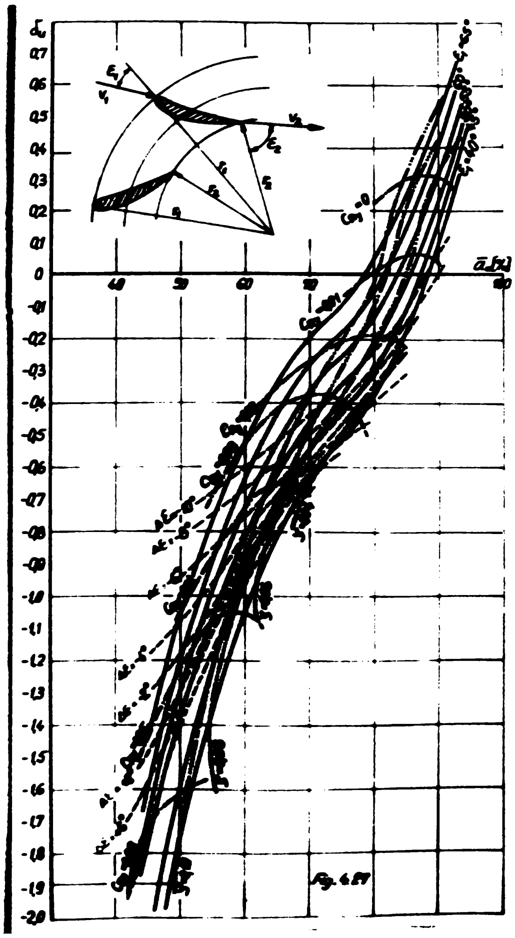


Fig. 4.87

Caracteristica universală a aparatului director format din profile de curbură pozitivă și negativă, s-a reprezentat în fig. 4.26 și 4.27. Obținute prin același procedeu de suprapunere a curbelor de egal ζ, C_{yr} și $\Delta\varepsilon$ peste curbele de variație a lui δ_u ca și în cazul diagramelor universale ale rețelelor prezentate anterior, curbele caracteristice universale au în abscisă deschiderea relativă a aparatului director.

Aceste diagrame au avantajul de a furniza informații complete privind performanțele aparatului director, de-a lungul întregii sale deschideri, de la valori foarte mici pînă la deschiderea completă.

Se observă că în cazul profilelor de curbură pozitivă, domeniul optim de funcționare se plasează în zona deschiderilor cuprinse între 75 ... 85 %, domeniu în care pentru valori ale lui ε_1 = = 40^o - 55^o pierderile hidraulice rămîn inferioare valorii $\zeta = 0{,}055$ iar coeficienții de acțiune C_{ry} au valori mici, ceeace este convenabil din punct de vedere al reglării. Coeficienții de deviație au în această zonă valori pozitive, justificate de faptul că rețeaua formată din profile de curbură pozitivă are un efect de frînare asupra curentului din aparatul director, asigurînd însă o bună conducere a curentului, cu pierderi hidraulice mici.

Pentru aparatul director format din profile de curbură negativă, domeniul optim de funcționare se amplasează în zona coeficienților de deviație negativi, acest tip de aparat director avînd un puternic efect de accelerare a curentului, circulația curentului de la ieșire din rețea atinge valori superioare celei de la intrare. Această caracteristică face ca tipul de aparat director cu profile de curbură negativă să fie utilizat în special în cazul turbinelor în cameră deschisă.

Concluzii la Cap. IV.

Caracteristicile energetice ale rețelei circulare sînt date de curbele de variație a coeficienților de deviație, de pierdere, de acțiune a fluidului asupra rețelei, a deviației unghiulare a curentului, în funcție de direcția curentului de la intrare, la valori parametrice ale unghiului de instalare respectiv ale deschiderii.

Se remarcă faptul că atît pentru profilele de curbură pozitivă cît și pentru cele de curbură negativă, curbele de variație a coeficientului deviației unghiulare au o alură crescătoare atît timp cît unghiul curentului de la intrare crește. Curbele de variaţie a pierderilor prezintă două ramuri în zona coeficienţilor de pierdere mari, racordate printr-o zonă de minim, corespunzătoare curgerii în jurul profilului, fără desprinderi ale curentului. Coeficienţii de acţiune cresc proporţional cu unghiul curentului de la intrare pînă la o valoare maximă, după care datorită apariţiei desprinderii de pe extradosul profilului, curba începe să descrească.

Apariţia desprinderilor duce şi la scăderea coeficientului de deviaţie a curentului.

Coeficienţii de moment variază după o curbă crescătoare pînă la o valoare maximă, după care încep să descrească. Valorile coeficienţilor de acţiune şi de moment realizaţi de reţeaua cu profile de curbură pozitivă sînt inferioare celor obţinute pentru curbura negativă.

Caracteristicile de funcţionare ale reţelelor circulare de aparat director sînt date de variaţia coeficienţilor caracteristici în funcţie de deschiderea aparatului director, la valori parametrice ale unghiului curentului de la intrare.

Pentru profilul de curbură pozitivă deviaţiile unghiulare şi coeficientul de deviaţie cresc continuu odată cu închiderea aparatului director, în timp ce coeficienţii de acţiune descresc. Curba coeficienţilor de pierdere prezintă cele două ramuri specifice desprinderii curentului de pe extrados respectiv intrados, pentru care pierderile sînt foarte mari şi o zonă mediană în care pierderile sînt minime.

Pentru profile de curbură negativă, coeficienţii de deviaţie au semn negativ şi sînt sensibil mai mari în valoare absolută decît la profilul de curbură pozitivă, la fel ca şi coeficienţii de acţiune.

Pierderile la ambele cazuri de profile sînt de acelaş ordin de mărime, ceva mai mici în cazul curburii negative şi variază după curbe asemănătoare.

Coeficienţii momentului hidraulic variază odată cu deschiderea progresivă a aparatului director, de la valori pozitive determinînd o tendinţă de închidere la deschiderile mici, descresc şi schimbă de semn prezentînd în continuare tendinţa de deschidere. Valoarea absolută a coeficienţilor de moment poate fi modificată prin variaţia corespunzătoare a unghiului curentului de la intrare şi a excentricităţii profilului.

Organizarea rezultatelor obţinute sub forma diagramelor universale furnizează informaţii complete privind performanţele de funcţionare ale aparatului director în situaţia deschiderii lui progresive, atunci cînd curentul este orientat sub diverse unghiuri la intrare.

Diagrama universală a rețelei formate din profile de curbură negativă justifică utilizarea lor pentru aparate directoare ale turbinelor de turație specifică mică – turbine Francis de cădere mare și debit mic. Acest tip de rețea asigură deviații mari ale curentului și componente tangențiale mari ale vitezei la intrarea în rotor, introducînd însă desavantajul valorilor mari ale coeficientului momentului hidraulic, ceeace îngrădește domeniul lor de utilizare în cazul turbinelor de putere mare. Domeniul optim al deschiderii paletelor se situează între 65 și 75 % din deschiderea maximă, domeniu care asigură coeficienți de pierdere reduși și componente tangențiale mari ale vitezelor la ieșire din aparatul director. Condițiile cele mai avantajoase de funcționare sînt atinse pentru viteze de intrare orientate sub unghiuri între 30° și 40° față de direcția radială.

Diagrama universală a rețelei formate din profile de curbură pozitivă indică domeniul optim de deschideri între 75 și 85 % din deschiderea maximă. Valori ale unghiului vitezei de la intrare chiar mai mari de 50° asigură în acest caz coeficienți de deviație pozitivi și coeficienți reduși ai forțelor ce apar pe paletă. Cu cît camera spirală orientează curentul la intrare sub un unghi mai mare cu atît domeniul optim se deplasează spre zona deschiderilor mai mici.

CAPITOLUL V.

CARACTERISTICILE CAVITATIONALE ALE RETELELOR CIRCULARE.

Tendința actuală de creștere a turațiilor în scopul realizării unor construcții compacte, de gabarite reduse și puteri mari, impune măsuri de siguranță din punct de vedere al pericolului apariției cavitației în funcționarea mașinii hidraulice.

In discutarea problemelor legate de fenomenul de cavitație este necesară elaborarea unor indici care să constitue măsuri cantitative ale condițiilor dinamice ale mișcării. Condițiile pe care trebue să le satisfacă un asemenea parametru sînt /K.6/:

- asigurarea unei valori unice pentru fiecare set de condiții de cavitație similare din punct de vedere dinamic;
- descrierea condițiilor de mișcare în raport cu cele în care cavitația este absentă, incipientă sau de stadiu avansat.

Variabilele principale care afectează incipiența și caracterul cavitației în lichidele în mișcare sînt: geometria conturului, presiunea absolută, viteza mișcării și presiunea critică, la care se poate forma sau menține bula cavitațională. Pe lîngă acestea, un rol important îl dețin proprietățile lichidului, substanțele lichide sau gazoase conținute în lichid, condițiile suprafeței, dimensiunea fizică a geometriei conturului, etc. Evident, toate aceste efecte nu pot fi cuprinse în definirea parametrului de cavitație. S-a convenit deaceea utilizarea unui parametru de bază, format pentru condiții de similitudine elementară, apreciindu-se efectul celorlalți parametri ca abateri de la parametrul de bază. Pentru mișcarea în prezența unui corp imers, se poate scrie expresia coeficientului de depresiune într-un punct de pe conturul corpului, M în funcție de presiunea p_1 și viteza v_1 a curentului neperturbat :

$$-c_p = \frac{p_1 - p_M}{\frac{\rho}{2} v_1^2} \tag{5.1}$$

unde ρ este masa specifică a lichidului. Intr-un anumit punct de pe contur presiunea va fi minimă, astfel încît:

$$(-c_p)_{min} = \frac{p_1 - p_{min}}{\rho/2\, v_1^2} \tag{5.2}$$

In absența cavitației, această valoare va depinde numai de forma corpului. Prin creșterea continuă a lui v_1 sau scăderea lui p_1, presiunea minimă poate ajunge la presiunea din interiorul bulei cavitaționale. Dacă se notează p_b această presiune, se poate obține parametrul de cavitație sub forma:

$$K_b = \frac{p_1 - p_b}{\rho/2\, v_1^2} \tag{5.3}$$

Dacă se admite că fenomenul de cavitație apare atunci cînd tensiunile normale într-un punct din lichid se reduc la zero, p_b va fi egal cu presiunea de vaporizare și se obține :

$$K = \frac{p_1 - p_v}{\rho/2\, v_1^2} \tag{5.4}$$

Trebuie accentuat că acest parametru K este un parametru limitat și nu o măsură a similitudinii dinamice complete. Parametrul K poate fi utilizat pentru a lega condițiile mișcării de posibilitatea apariției cavitației, ca și de gradul stadiilor de cavitație. Pentru orice sistem, presiunea bulelor potențiale sau existente este fixă (p_b sau p_v), parametrul k_b sau k putînd fi calculat în întreg domeniul valorilor vitezelor v_1 și al presiunilor de referință p_1. Pe de altă parte, pentru orice grad de cavitație de la incipiență pînă la stadiile avansate, parametrul are o valoare caracteristică. Ajustînd condițiile de curgere astfel ca valoarea lui K să fie egală, mai mică sau mai mare decît cea corespunzătoare incipienței, se poate stabili întregul domeniu de posibilități, de la mișcarea fără cavitație pînă la cavitația avansată.

Expresia (5.4) a coeficientului de cavitație este valabilă pentru orice corp imers, în speță și pentru profilul izolat.

In cazul rețelelor plane de profile, coeficientul de cavitație se definește cu ajutorul parametrilor de la infinit ai mișcării: p_∞ respectiv w_∞. Exprimînd presiunea minimă pe profil sub forma:

$$\frac{p_{min} - p_v}{\rho/2\, w_\infty^2} = \frac{p_\infty - p_v}{\rho/2\, w_\infty^2} - \frac{p_\infty - p_{min}}{\rho/2\, w_\infty^2} \tag{5.5}$$

se separă coeficientul de cavitaţie caracteristic instalaţiei în care este dispusă reţeaua, depinzînd de presiunea dinainte de reţea:

$$\lambda = \frac{p_\infty - p_v}{\frac{\rho}{2} w_\infty^2} \tag{5.6}$$

şi coeficientul caracteristic al reţelei de profile, depinzînd de distribuţia de presiuni pe conturul profilului:

$$k_{pmax} = \frac{p_\infty - p_{min}}{\frac{\rho}{2} w_\infty^2} \tag{5.7}$$

În momentul apariţiei fenomenului de cavitaţie $p_{min} = p_{vl}$ de unde rezultă egalitatea coeficienţilor de cavitaţie λ şi k_{pmax} în cazul incipienţei cavitaţiei. Funcţionarea fără cavitaţie presupune $p_{min} > p_v$ deci şi $\lambda > k_{pmax}$, iar cavitaţia avansată $\lambda < k_{pmax}$

Pentru una şi aceeaşi reţea k_{pmax} mai poate fi definit în funcţie de elementele de la intrarea în reţea sau ieşirea din reţea, luînd valori diferite.

Coeficientul k_{pmax} depinde de geometria reţelei, a profilului în reţea, de unghiul curentului de la intrare şi de natura fluidului.

Pentru determinarea coeficientului de cavitaţie k_{pmax} se pot aplica diferite metode teoretice sau experimentale.

Şcoala timişoreană de maşini hidraulice a adus o importantă contribuţie în determinarea analitică a coeficientului de cavitaţie, la profilul izolat şi la reţele de profile, prin seria de lucrări /B.1/, /B.3/, /B.4/, /A.10/, /P.3/ şi /P.4/. Pornind de la acceptiunea că în momentul incipienţei fenomenului de cavitaţie punctelor de minim ale distribuţiei de presiuni pe conturul profilului le vor corespunde maxime ale distribuţie de viteze, s-a determinat valoarea acestor maxime, respectiv coeficientul k_{pmax} în funcţie de abscisa relativă a punctului curent de pe contur şi de unghiul curentului de la intrare. Rezultatele obţinute s-au comparat cu cele determinate în tunele hidrodinamice. Din studiile întreprinse asupra unor reţele de turbină formate din profile NACA 8410 /A.9/ s-a determinat analitic influenţa unghiului de instalare asupra caracteristicilor de cavitaţie ale reţelei (fig.5.1).

Studiile experimentale pentru stabilirea caracteristicilor de cavitaţie ale reţelelor de profile, au fost întreprinse abia după cel de-al doilea război mondial, un rol de seamă deţinîndu-l şcoala japoneză a Universităţii Tohoku, de sub conducerea Prof.F. Numachi.

În tunelul hidrodinamic, în care este montată reţeaua de profile, se scade treptat presiunea pînă la apariţia fenomenului

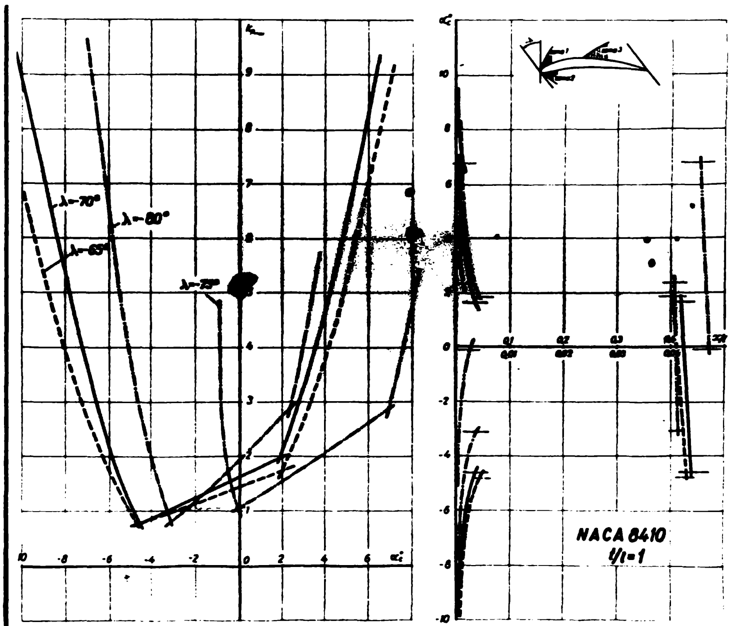


Fig. 5.1

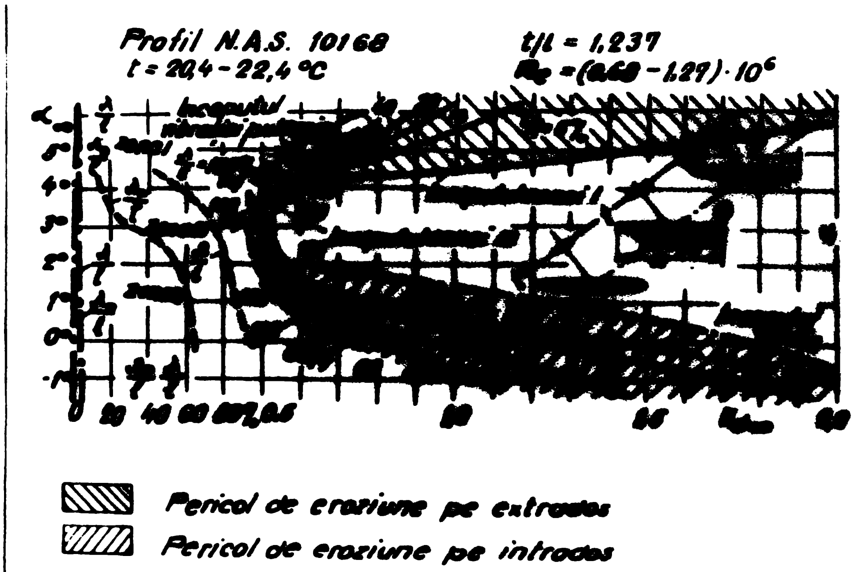


Fig. 5.2

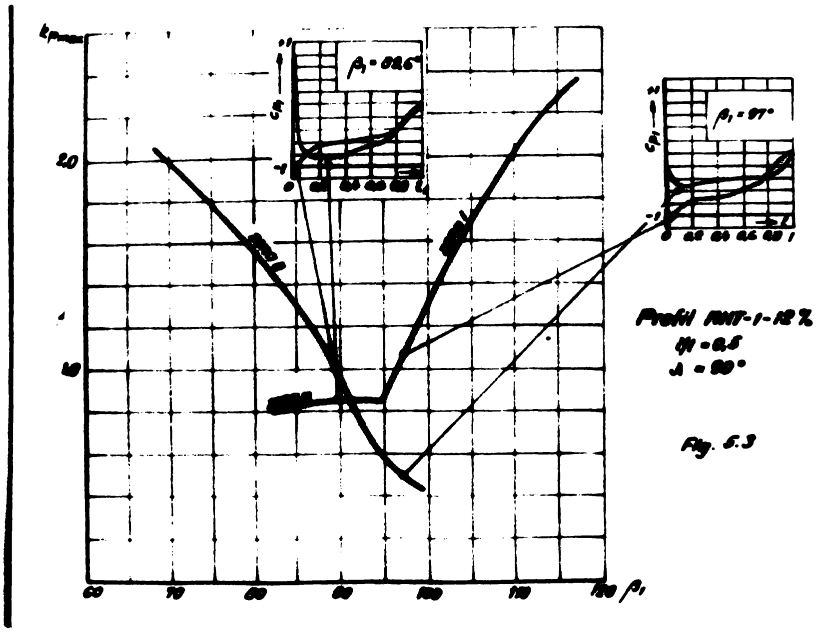


Fig. 5.3

de cavitație pe profil, evidențiată prin vizualizare, al cărei efect constă în scăderea bruscă a coeficientului de portanță. Utilizînd ca măsură a fenomenului coeficientul de cavitație al curentului (instalației) notat

$$K_{d\infty} = \frac{p_\infty - p_v}{\rho/2\, w_\infty^2} \qquad (5.8)$$

care corespunde coeficientului λ dat în (5.6) și care în momentul incipienței este egal cu k_{pmax} (5.7) s-au putut reprezenta curbele de sensibilitate la cavitație, avînd în abscisă coeficientul $k_{d\infty}$ iar în ordonată unghiul de incidență al curentului (fig. 5.2).

Din analiza graficului de variație al acestui coeficient, se remarcă următoarele zone caracteristice din punct de vedere al apariției fenomenului de cavitație, zone care apar și în cazul profilului izolat:

- ramura I a curbei, specifică incidențelor pozitive mari, pentru care cavitația apare pe extradosul bordului de atac;
- ramura II, specifică incidențelor negative, pentru care cavitația apare pe intradosul bordului de atac;
- ramura III, specifică incidențelor mici pozitive și negative pentru care cavitația apare în treimea mijlocie a extradosului.

Studiile experimentale desfășurate în tunelul hidrodinamic al laboratorului de mașini hidraulice, au permis determinarea curbelor caracteristice de cavitație pentru o nouă rețea de profile elaborată în cadrul laboratorului, rețeaua MH-1-12%, pentru care se regăsesc zonele specifice menționate.

În ultimul timp s-a dovedit că determinarea curbelor de sensibilitate la cavitație se poate face și pe baza rezultatelor obținute în încercarea rețelelor de profile în tunele aerodinamice. Astfel, V.Anton în teza sa de doctorat /A.11/ propune o nouă metodă, mult mai avantajoasă din punct de vedere experimental, cunoscută fiind dificultatea efectuării încercărilor în tunel hidrodinamic: pornind de la distribuția coeficienților de presiune pe conturul profilului la diferite valori ale unghiului curentului de la intrare, se selecționează valorile de minim ale coeficientului de presiune și locul apariției lor pe profil, obținînd astfel curbele $k_{pmax} = f(i)$ corespunzătoare incipienței fenomenului de cavitație (fig. 5.3).

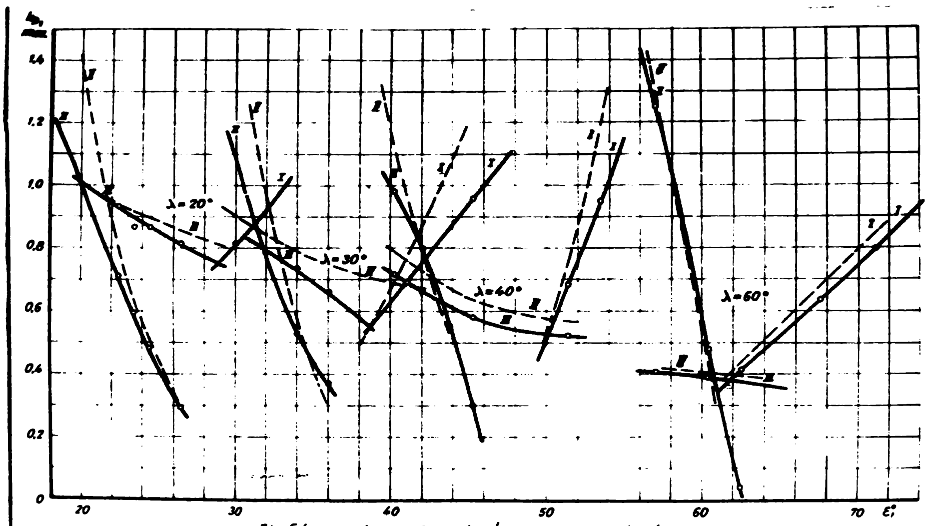
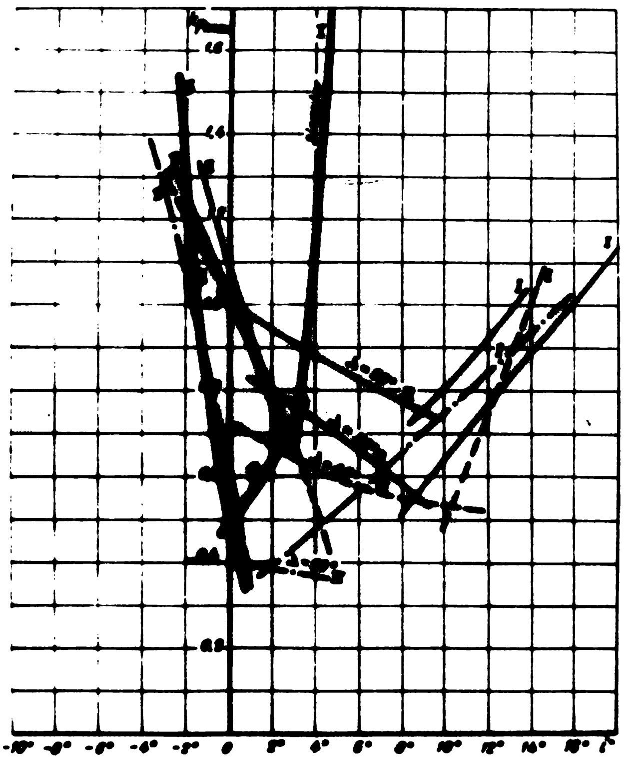


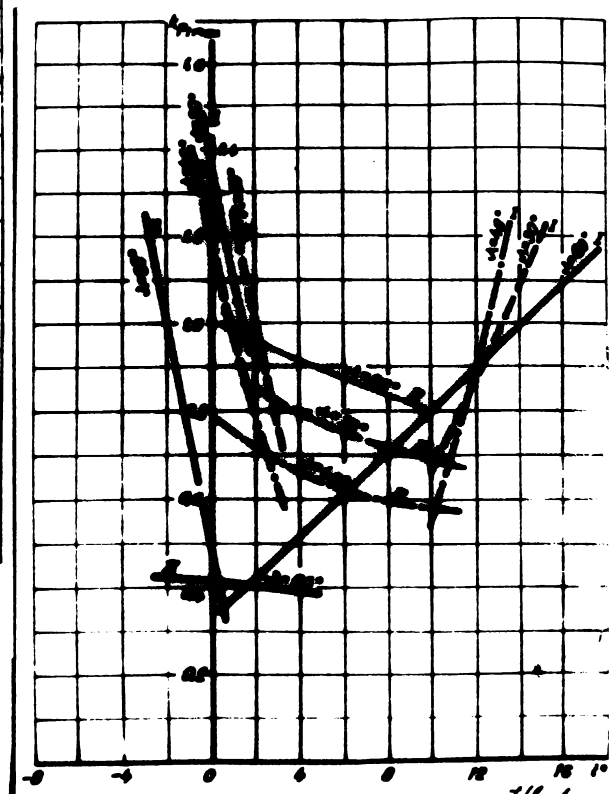
Fig 5.4 Variatia coeficientilor $k_{p_{max}}$ determinati teoretic si din prelucrarea datelor experimentale

$t/l=1$



$t/l=1$

Fig. 5.5 a Curbe experimentale



$t/l=1$

Fig. 5.5b . Curbe teoretice

Preluînd acest mod de prelucrare a rezultatelor şi în cazul reţelei circulare studiate în aer, s-au obţinut în lucrarea de faţă pentru diferite valori ale unghiului de instalare al reţelei, curbele $k_{pmax} = f(\varepsilon_1)$ reprezentate în graficul din fig.5.4.

Pentru evidenţierea influenţei unghiului de instalare asupra curbelor de sensibilitate la cavitaţie s-au reprezentat în fig.5.5 curbele $k_{pmax} = f(i)$. Din analiza fig.(5.4) şi (5.5) se observă că în cazul reţelelor circulare curbele de sensibilitate la cavitaţie evidenţiază cele trei ramuri caracteristice locului incipienţei cavitaţiei în funcţie de valoarea unghiului de incidenţă a curentului. Modificarea alurii curbelor în funcţie de unghiul de instalare, respectiv de deschiderea relativă, duce la următoarele concluzii privind influenţa acestui parametru geometric al reţelei:

- La creşterea unghiului de instalare, ramura I şi II a curbei suferă o tendinţă de rotire în sens orar, mai accentuată pentru ramura I, ceeace duce la lărgirea domeniului de funcţionare fără cavitaţie.

- Ramura III suferă o rotire în sens trigonometric la creşterea lui λ şi coboară la valori mai mici îmbunătăţind caracteristica de funcţionare necavitaţională.

- Odată cu creşterea unghiului de instalare, ramura I are tendinţa de a acoperi ramura III, maximele coeficientului depresiune rămânînd în zona bordului de atac. Rezultă deci că punctul de incipienţă al fenomenului de cavitaţie avansează de-a lungul extradosului din porţiunea mediană spre bordul de atac, odată cu creşterea lui λ .

- Pe măsură ce unghiul de instalare creşte - deci la închiderea aparatului director, curbele de sensibilitate la cavitaţie se deplasează spre dreapta sistemului de reprezentare în zona incidenţelor mari.

Comparînd rezultatele obţinute pentru profilul funcţionînd în reţea circulară pe aparat director de turbină cu cele obţinute pentru profilul izolat, se remarcă lărgirea domeniului de funcţionare necavitaţională prin dispunerea profilului în reţea, prin deplasarea ramurii I a curbelor în zona incidenţelor pozitive mari, panta lor fiind în acelaş timp sensibil mai mică decît în cazul profilului izolat.

Concluzii la Cap.V.

Si în cazul rețelei circulare se poate aplica în studierea fenomenului de cavitație principiul separării efectului factorilor caracteristici instalației în care este dispusă rețeaua, de factorii caracteristici rețelei de profile, determinați de distribuția de presiuni pe conturul profilului.

La determinarea coeficientului de cavitație k_{pmax} al rețelei, se pot aplica metode teoretice și experimentale. Rezultatele experimentale se pot obține prin încercarea rețelei în tunele speciale hidrodinamice, sau prin prelucrarea corespunzătoare a rezultatelor măsurate în tunele aerodinamice.

Aplicînd această ultimă cale, s-au putut determina curbele de sensibilitate la cavitație ale rețelei, care la fel ca și în cazul profilului izolat sau în rețea dreaptă, prezintă cele trei ramuri caracteristice.

Comparînd rezultatele obținute cu cele ale profilului izolat, se remarcă lărgirea domeniului de funcționare fără cavitație prin dispunerea în rețea circulară. Deasemenea, din considerarea rezultatelor obținute pentru diverse grade de deschidere, rezultă că la deschiderea aparatului director curbele de sensibilitate la cavitație se deplasează spre zona incidențelor mari, lărgind în acelaș timp domeniul de funcționare necavitațional.

CAPITOLUL VI.

INFLUENTA PARAMETRILOR GEOMETRICI AI RETELEI CIRCULARE ASUPRA CARACTERISTICILOR ENERGETICE.

Parametrii geometrici care au fost luaţi în considerare sînt: unghiul de instalare al reţelei şi numărul profilelor reţelei adică pasul unghiular.

Primul parametru care s-a studiat atît analitic cît şi experimental, este unghiul de instalare în timp ce numărul profilelor a fost studiat numai analitic,neputîndu-se la momentul respectiv, realiza modificarea pasului unghiular în staţiunea experimentală.

6.1. Influenţa unghiului de instalare.

Unghiul de instalare al reţelei este un parametru a cărui modificare rezultă din însuşi principiul de funcţionare al aparatului director, care pe lîngă rolul de orientare al curentului sub o anumită direcţie la intrarea în rotor, mai reprezintă şi un organ de variaţie a debitului.

Unghiurile de instalare studiate au fost: $\lambda = 20^{\circ}$, 30°, 40°, 50°, 60°, $-17^{\circ}26'$, -29°, $-39^{\circ}39'$, $-51^{\circ}7'$, $-63^{\circ}10'$; λ reprezentînd, aşa cum s-a definit în cap.III, unghiul pe care spirala logaritmică,ce trece prin bordul de atac şi de fugă al profilului, îl face cu raza punctului curent.

Pentru a analiza influenţa unghiului de instalare,se consideră felul în care creşterea sa acţionează asupra curbelor de variaţie a deviaţiei unghiulare a curentului $\Delta\varepsilon$, a coeficientului de deviaţie δ_u, a coeficienţilor de acţiune a curentului asupra profilului C_{yr} şi C_{xr} şi asupra coeficienţilor de pierdere ζ.

Din fig.4.1 şi 4.2 se observă că mărirea unghiului de instalare duce la creşterea unghiului de deviere a curentului, curbele corespunzătoare diferitelor valori ale lui λ ordonîndu-se sub forma unui fascicol de drepte, care rămîn paralele atît timp cît se menţine mişcarea fără desprinderi pe extradosul profilului.

In cazul coeficientului de deviaţie al curentului, se observă din fig.4.3, 4.4, că mărirea unghiului de instalare sporeşte panta curbelor de dependenţă a coeficientului de deviaţie a curentului în funcţie de incidenţa curentului.

Unghiul de instalare influenţează şi asupra pierderilor din reţeaua circulară. Curbele îşi menţin alura pentru diferite valori ale lui λ, dar se deplasează în zona valorilor ζ cu atît mai mari cu cît creşterea lui λ este mai mare (fig.4.7, 4.8).

Creşterea unghiului de instalare influenţează nefavorabil alura curbelor de variaţie a coeficienţilor de acţiune a curentului asupra profilului (fig.4.5) pentru cazul cînd λ este pozitiv, ducînd la creşterea valorilor, cînd λ este negativ (fig.4.6).

Comparînd rezultatele obţinute în cazurile λ pozitiv şi λ negativ, se observă că funcţionarea reţelei la unghiuri de instalare negative îmbunătăţeşte performanţele reţelei.

Caracterul accelerat al mişcării în prezenţa aparatului director poate fi accentuat sau atenuat în funcţie de tipul de reţea utilizată în construcţia sa: funcţionarea unei reţele circulare la unghiuri de instalare pozitive, respectiv cu profile de curbură pozitivă, are ca urmare un efect de frînare exercitată de către reţea asupra curentului. Această frînare suprapusă peste curentul accelerat care parcurge aparatul director, favorizează apariţia desprinderilor de pe extradosul profilului, ceeace duce la alterarea performanţelor energetice ale reţelei. In acelaş timp, deviaţiile realizate sînt mici chiar înaintea apariţiei desprinderilor.

In cazul în care reţeaua este instalată la unghiuri negative, adică este formată din profile de curbură negativă, reţeaua însăşi exercită un efect de accelerare asupra curentului fluid şi drept urmare desprinderile sînt întîrziate. Performanţele realizate de reţeaua acceleratoare sînt superioare cazului precedent.

In condiţiile optime de funcţionare pentru ambele cazuri pierderile hidraulice la trecerea prin reţea sînt comparabile.

6.2. Influenţa pasului unghiular al reţelei.

Al doilea parametru geometric analizat - pasul unghiular sau numărul profilelor reţelei - a permis următoarele concluzii relativ la efectul său asupra performanţelor energetice ale reţelei:

Curbele de distribuţie a coeficientului de presiune (figura 2.16 - 2.19) prezintă pe ramura corespunzătoare intradosului, un maxim în apropierea bordului de atac, cu atît mai pronunțat cu cît numărul de profile este mai mare. Pe ramura de pe extrados apare deasemenea un maxim, care se atenuează însă cu creşterea numărului de profile. Aria închisă de cele două ramuri ale curbei se micşorează cu creşterea numărului de profile, ceeace duce la micşorarea valorii coeficientului de acţiune a curentului asupra profilului la reţeaua mai deasă.

Deviaţia unghiulară a curentului îşi menţine dependenţa aproape liniară de incidenţa curentului, panta curbelor micşorîndu-se odată cu mărirea profilelor (fig. 2.24). La fel se comportă curbele de variaţie a coeficientului de deviaţie (fig. 2.27) în concordanţă cu faptul că o reţea deasă conduce mai bine curentul decît o reţea rară.

In concluzie, rezultă că mărirea numărului de profile al reţelei provoacă deviaţia curentului în prezenţa reţelei şi micşorează coeficientul de acţiune a curentului asupra profilului.

<u>6.3. Influenţa unghiului ε_1 al vitezei curentului de la intrare.</u>

Prelucrarea rezultatelor sub forma caracteristicilor universale ale aparatului director, permite şi depistarea influenţei pe care direcţia curentului de la intrare, determinată de orientarea elementelor de la ieşirea din camera spirală o are asupra performanţelor de funcţionare ale aparatului director.

In cazul aparatului director format din profile de curbură pozitivă, în zona deschiderilor aferente domeniului uzual de funcţionare, menţinerea unghiului ε_1 între 55° şi 57° asigură pierderi minime, deviaţiile unghiulare sînt cuprinse între 12° şi 24° iar coeficienţii C_{ry} rămîn inferiori în modul valorii 0,02.

Coeficienţii de deviaţie variază în funcţie de gradul de deschidere între δ_u = -0,4 pînă la 0,6 fiind cu atît mai mari cu cît ε_1 este mai mare (fig. 4.26).

Unghiurile ε_1 = 40° asigură momente hidraulice care tind să închidă paletele aparatului director la valori $\bar{a}_0$ = 60 - 80 %. Atunci cînd ε_1 se măreşte la valori apropiate de ε_1 = 60°, la aceleaşi valori ale lui $\bar{a}_0$ momentul hidraulic determină pe palete o tendinţă de deschidere a aparatului director. Creşterea lui ε_1 are ca efect atît mărirea momentului hidraulic cu tendinţă de deschidere din domeniul deschiderilor de funcţionare ale aparatului director, cît şi mărirea momentelor hidraulice cu tendinţă de închidere în zona deschiderilor mici.

Ansamblul valorilor realizate în acest domeniu de deschideri corespunde condiţiilor de la intrarea în rotorii de tip Francis de turaţie specifică mijlocie, unde turbina fiind echipată cu cameră spirală, curentul intră în aparatul director sub un unghi cuprins între 55° şi 58° /M.3/, ceeace asigură pe paletele aparatului director la deschiderea nominală, forţe de acţiune mici şi momente hidraulice mici.

In cazul aparatului director format din profile de curbură negativă, a cărui zonă optimă de funcţionare se găseşte în domeniul coeficienţilor de deviaţie δ_u negativi, intervalul de valori avantajoase ale lui ε_1 se menţin sub valoarea de 55°. Creşterea lui ε_1 peste această valoare, atrage după sine mărirea considerabilă a pierderilor hidraulice şi scăderea coeficienţilor δ_u realizaţi la deschidere constantă. (fig. 4.27)

La deschidere constantă micşorarea lui ε_1 are ca urmare sporirea coeficienţilor C_{pyr} şi a celor de moment C_{mh} (fig. 4.27).

Aceste tendinţe explică folosirea aparatului director format din profile de curbură negativă pentru rotor de tip Francis în cameră deschisă, unde rolul său este în special acela de a crea componenta rotaţională a curentului la intrarea în rotor, scop pentru care acest tip de aparat director este mult mai potrivit decît cel format din profile de curbură pozitivă. Coeficienţii relativ mari de moment şi de acţiune a curentului, specifici aparatului director cu profile de curbură negativă, nu duc totuşi la momente hidraulice şi forţe prea mari dat fiind că puterile aferente turbinelor în cameră deschisă sînt scăzute.

La turbinele Francis de turaţie specifică joasă, pentru care se mai utilizează aceste aparate directoare, unghiul ε_1 la intrarea în aparatul director se plasează în jurul valorilor apropiate de 60°. La acest unghi se realizează în bune condiţii devierea curentului la deschiderea nominală de 60 – 80 %, cu pierderi hidraulice mici şi coeficienţi de deviaţie cuprinşi între δ_u = = -0,6 ÷ -0,1.

6.4. Influenţa [illegible] criteriului Reynolds asupra parametrilor reţelei circulare.

În scopul simplificării modelului matematic al mişcării fluidelor se consideră în cele mai multe cazuri că fluidul este ideal – incompresibil şi fără frecare –. În [illegible] cazuri acceptarea acestei ipoteze se abate [illegible] la [illegible] de situaţia reală, dar atunci cînd trebuie calculate forțele de rezistență la înaintare, luarea în considerare a forțelor de frecare devine inevitabilă. Spre deosebire de fluidul ideal, în fluidele reale apar forțe de frecare între diferitele straturi ale fluidului, precum și de-a lungul suprafețelor de contact cu pereții solizi, ceeace face ca pe lîngă forțele normale să apară și forțe de frecare sau tangențiale, care se datoresc vîscozității fluidului.

In cazul fluidului ideal, vitezele sînt tangente la suprafața de contact dintre fluid și un corp imers, rezultînd un efect de "conducere" a fluidului de-a lungul peretelui. In cazul real apar de-a lungul suprafețelor de contact forțe tangențiale, care fac ca fluidul să "adere" la suprafața solidă /S.6/.

Din condiția respectării similitudinii dinamice pentru două mișcări cinematic asemenea, rezultă că în puncte omoloage, trebuie ca în fiecare moment forțele ce acționează asupra elementelor de volum să se găsească în acelaș raport. Forțele preponderente în desfășurarea fenomenului mișcării în prezența rețelei circulare, în cazul fluidului incompresibil în mișcare staționară, sînt forțele de inerție și cele de frecare.

Pentru a stabili criteriul dominant al fenomenului, se poate apela la considerente dimensionale. Conform principiilor analizei dimensionale, orice lege fizică trebuie astfel exprimată încît să fie independentă de sistemul de unități ales; pentru mișcarea determinată de mărimile caracteristice: viteza V, lungimea caracteristică l, masa specifică ρ și vîscozitatea μ, trebuie să existe deci o combinație adimensională a acestor mărimi, de forma:

$$V^{\alpha} l^{\beta} \rho^{\gamma} \mu^{\delta}$$

Fără a restrînge generalitatea rezultatului se poate considera $\alpha = 1$ adică relația de forma $V l^{\beta} \rho^{\gamma} \mu^{\delta}$.

Dacă F este simbolul forței, L simbolul lungimii și T al timpului combinația de mai sus, dacă există, satisface relația:

$$V l^{\beta} \rho^{\gamma} \mu^{\delta} = F^{o} L^{o} T^{o}$$

sau

$$V l^{\beta} \rho^{\gamma} \mu^{\delta} = \frac{L}{T} L^{\beta} \left(\frac{FT^2}{L^4}\right)^{\gamma} \left(\frac{FT}{L^2}\right)^{\delta} = F^{o} L^{o} T^{o}$$

Din egalarea exponenților și rezolvarea sistemului omogen rezultă soluția $\beta = 1$, $\gamma = 1$, $\delta = -1$. Deci unica combinație adimensională a mărimilor V, l, ρ, μ, este:

$$\frac{\rho V l}{\mu} = R_e$$

Aceste considerente se pot extinde în continuare, dacă se analizează cîmpul de viteze și forțele ce apar în cazul mișcării în condițiile similitudinii geometrice, dar la diferite valori ale criteriului R_e.

Fie punctul determinat prin coordonatele x, y, z sau adimensional x/l, y/l, z/l iar componentele de viteză v_x, v_y, v_z în formă adimensională v_x/V, v_y/V, v_z/V. Componentele normale și tangențiale ale tensiunii se exprimă adimensional prin raportarea lor la sarcina dinamică: $p/\rho V^2$, $\tau/\rho V^2$. Condiția similitudinii dinamice se poate pune și sub forma ca în cele două sisteme asemenea, pentru numere R_e egale, mărimile adimensionale v_x/V, v_y/V, v_z/V să depindă numai de coordonatele adimensionale x/l, y/l, z/l. Dacă cele două sisteme respectă numai similitudinea geometrică, dar nu și cea dinamică, deci dacă criteriile lor R_e sînt diferite, atunci mărimile de mai sus depind și de mărimile caracteristice V, l, ρ, μ, ale ambelor sisteme. Conform principiului analizei dimensionale, care cere ca o lege fizică să fie independentă de sistemul de unități ales, rezultă că mărimile adimensionale v_x/V, v_y/V, v_z/V, $p/\rho V^2$, $\tau/\rho V^2$, pot depinde numai de combinația adimensională a mărimilor V, l, ρ, μ. Singura lor combinație adimensională este însă criteriul R_e. Rezultă deci, pentru cele două sisteme analizate, geometric asemenea, ale căror numere R_e diferă, că mărimile adimensionale ale mișcării depind numai de coordonatele adimensionale x/l, y/l, z/l și de numărul R_e.

Pe baza acestei observații se poate trage o importantă concluzie privind acțiunea fluidului asupra unui corp imers. Această forță este rezultanta acțiunii unor componente normale și tangențiale la contur. Dacă se notează cu R această rezultantă, sau în formă adimensională $P/l^2\rho V^2$, respectiv dacă A este aria secțiunii caracteristice, $P/A\rho V^2$, conform celor stabilite, acest coeficient adimensional, care reprezintă integrala lui $p/\rho V^2$ și $\tau/\rho V^2$ de-a lungul suprafeței corpului, depinde pentru sistemul geometric asemenea numai de R_e. Coeficienții pentru portanță C_y și de rezistență C_x vor avea deci expresiile:

$$C_y = \frac{P_y}{\frac{\rho}{2} V^2 A} \qquad C_x = \frac{P_x}{\frac{\rho}{2} V^2 A}$$

Cele deduse mai sus duc la concluzia că C_y și C_x la sisteme geometric asemenea, în condițiile unor viteze orientate identic, depind numai de mărimea criteriului Reynolds:

$$C_y = f_1(R_e) \qquad C_x = f_2(R_e)$$

Această concluzie rămîne valabilă atîta timp cît fluidul este incompresibil, în caz contrar intervin atît criteriul Froude cît și Mach.

Stabilirea pe cale teoretică a acestor funcţii este aproape imposibilă /S.6/.

In cazul conductelor, problema mişcării în condiţiile lui R_e variabil a fost foarte bine studiată pentru diferite condiţii de rugozitate relativă, elucidîndu-se în cea mai mare măsură fenomenul şi stabilindu-se relaţiile matematice care-l descriu.

Studiul influenţei criteriului R_e asupra performanţelor reţelei rectilinii de profile este de dată mai recentă. Aici se înscriu lucrările mai multor cercetători ca K.Gersten /G.3,G.4/, E. Bohr /B.12/, K.Kraemer /K.12/ şi alţii, precum şi sistematizarea rezultatelor efectuată de H.Schlichting /S.5/.

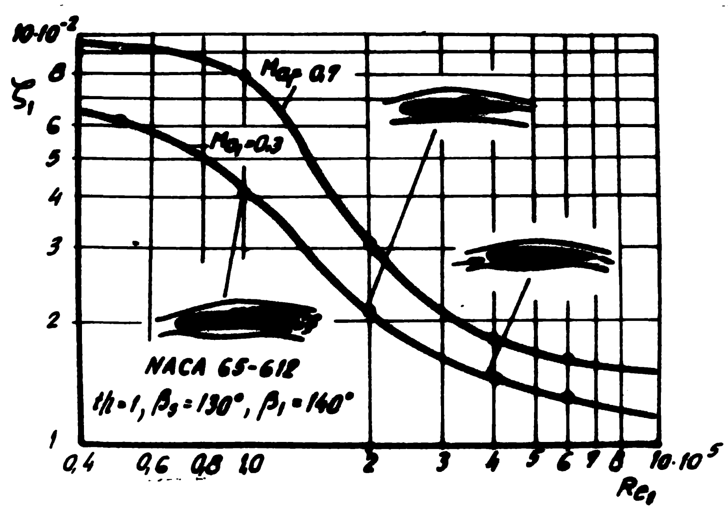
Studiile întreprinse de Gersten /G.3/ /G.4/ şi Hebbel /H.1/ /H.2/ pe reţele de palete, arată că influenţa relativ mare a numerelor R_e şi M_n asupra curgerii prin reţeaua de profile se datoreşte modificărilor structurii mişcării în stratul limită. La numere R_e mici, stratul limită laminar se desprinde din apropierea bordului de atac, ceeace produce pierderi hidraulice mari (fig.6.1). In domeniul acestor desprinderi, în stratul limită laminar, la scăderea numărului R_e punctul de desprindere se deplasează spre bordul de fugă. Explicaţia constă în aceea că datorită creşterii grosimii stratului limită laminar, odată cu micşorarea lui R_e, se micşorează canalul dintre palete, iar prin aceasta mişcarea este accelerată avînd ca urmare întîrzierea desprinderii. Pierderile din acest domeniu sînt proporţionale cu $R_e^{-1/2}$.

La creşterea numărului R_e (c.6.10^5) are loc în continuare desprinderea stratului limită laminar, care însă se reataşează iar mişcarea devine turbulentă.

La R_e critic apare în apropierea bordului de fugă trecerea din strat limită laminar în turbulent. Pe măsură ce R_e se măreşte, punctul de reataşare avansează spre bordul de atac. Deşi în general la creşterea lui R_e pierderile se micşorează, poate apare în această zonă o creştere a pierderilor, întrucît odată cu apropierea punctului de trecere din strat limită laminar în strat limită turbulent de bordul de atac, stratul limită laminar se micşorează în favoarea celui turbulent, în care pierderile sînt sensibil mai mari.

La numere R_e foarte mari ($\sim 4.10^5$) regimul turbulent se instalează în stratul limită imediat după bordul de atac, iar pierderile sînt proporţionale cu $R_e^{-1/5}$.

Desprinderile curentului de pe extradosul profilului influenţează şi deviaţia curentului $\Delta\beta$, care abia la valori ale numărului $R_e > 2.10^5$ devine independentă de acesta.



·Fig. 6.1. Influența numărului Re și Ma asupra coeficientului de pierdere ζ_1 după H.H. Hebbel

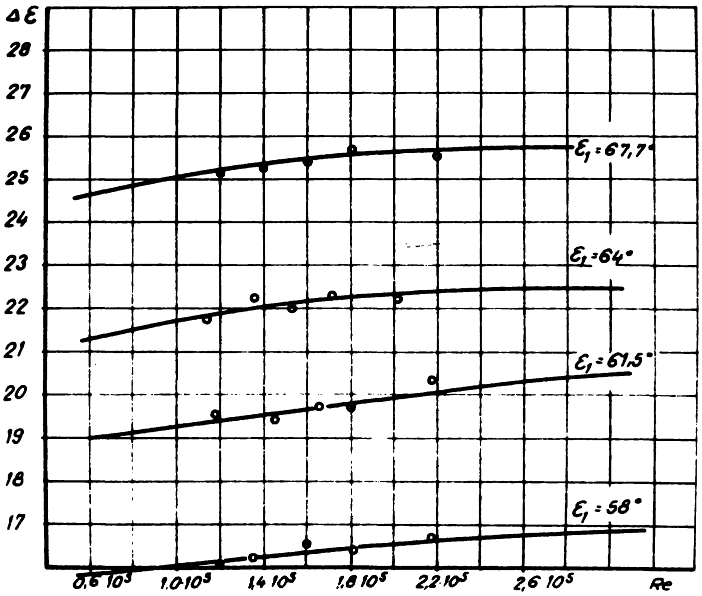


Fig 6.2 Variația deviației unghiulare a curentului cu mărimea numărului Re la unghiul de instalare $\lambda = 60°$ și direcția curentului de la intrare $\varepsilon_1 = 58°, 61.5°, 64°, 67.7°$

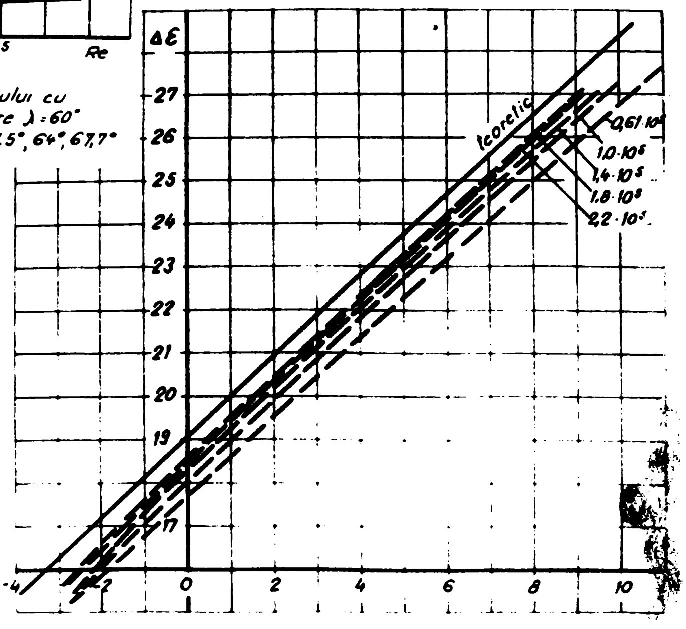


Fig 6.3 Variația cu incidența a deviației unghiulare a curentului pt valori parametrice ale numărului Re

In scopul cercetării modului în care criteriul R_e influenţează asupra caracteristicilor aerodinamice ale profilului în reţeaua circulară pe aparat director de turbină, s-au efectuat măsurători experimentale pentru reţeaua funcţionînd în aer la unghiul de instalare $\lambda = 60^o$. In staţiunea de reţele circulare LMH s-au realizat regimuri de încercare la R_e variabil, pentru diferite valori ale unghiului curentului de la intrare. Numerele R_e au fost cuprinse între $o,61.1o^5$ şi $3,o3.1o^5$.

Pe baza mărimilor primare s-au determinat deviaţiile unghiulare ale curentului, coeficienţii deviaţiilor unghiulare, coeficienţii de pierdere şi coeficienţii de presiune. S-au reprezentat în fig.6.2 curbele de variaţie a deviaţiei unghiulare $\Delta\varepsilon$ în funcţie de mărimea criteriului R_e, la unghiuri de instalare şi unghiuri ale curentului de la intrare constante. Curbele sînt uşor crescătoare, cu o tendinţă mai accentuată în domeniul valorilor $R_e < 2.1o^5$.

In fig.6.3 s-au reprezentat curbele de variaţie în funcţie de incidenţă a deviaţiei unghiulare la valori parametrice ale numărului R_e precum şi valoarea teoretică a lui $\Delta\varepsilon$ determinată din calculele analitice prezentate în Cap.II. Pe măsură ce R_e creşte, curbele deviaţiei unghiulare determinate experimental tind să se apropie de valorile teoretice.

Concluzii asemănătoare se desprind şi din analiza graficelor de variaţie a coeficienţilor deviaţiei unghiulare reprezentate în fig.6.4 şi 6.5.

Curbele de variaţie a coeficienţilor de pierdere, reprezentate în fig.6.6 pentru valori parametrice ale unghiului de instalare şi ale unghiului vitezei de la intrare, descresc odată cu creşterea valorii numărului R_e. In domeniul cuprins între $R_e = o,6.1o^5$ şi peste valoarea $1,9.1o^5$, tendinţa de descreştere este mai puţin accentuată iar peste $R_e = 2,8.1o^5$ pierderile rămîn mici şi aproape constante.

Curbele de variaţie a coeficientului de pierdere în funcţie de direcţia curentului de la intrare, pentru valori parametrice ale lui R_e (fig.6.7) se deplasează aproape paralel cu ele însele spre zona coeficienţilor mici de pierdere.

Verificarea schimbărilor din structura mişcării în stratul limită, la creşterea numărului R_e, se remarcă şi din observarea distribuţiei coeficienţilor de presiune pe conturul profilului.

Intrucît aşa cum se menţionează în literatura de specialitate /3.5,3.6/ depistarea analitică a influenţei lui R_e este aproape imposibil de realizat, singura cale utilă în rezolvarea problemei rămîne efectuarea de încercări experimentale care să stabilească concret influenţa acestui criteriu al mişcării.

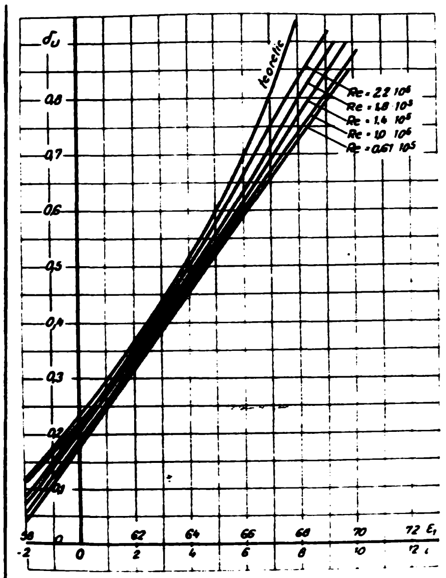


Fig. 6.4. Variația cu incidența a coeficientului de deviație a curentului pentru valori parametrice ale numărului Re

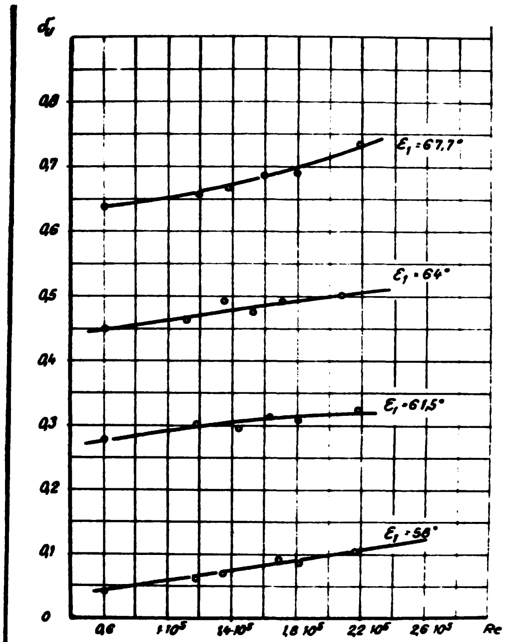


Fig. 6.5. Variația coeficientului de deviație a curentului în funcție de mărimea numărului Re la unghiul de instalare $\lambda = 60°$ și direcția curentului de la intrare $\varepsilon_1 = 58°, 61{,}5°, 64°, 67{,}7°$

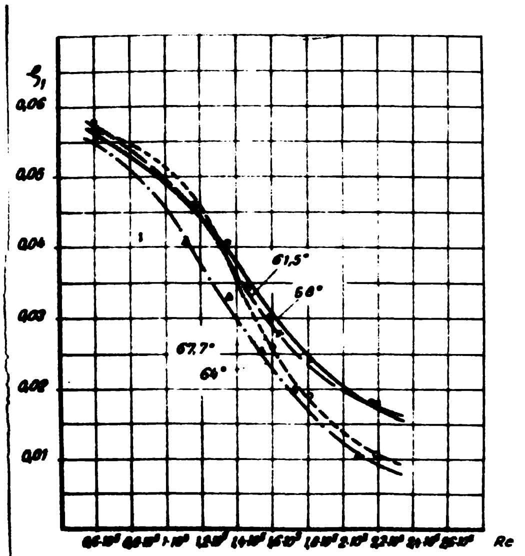


Fig. 6.6. Variația coeficientului de pierdere la trecerea prin rețea, în funcție de mărimea numărului Re, pentru $\lambda = 60°$ și $\varepsilon_1 = 58°$; $61{,}5°$, $64°$, $67{,}7°$

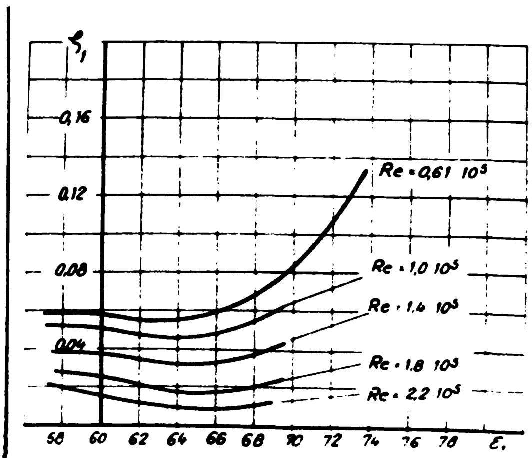


Fig. 6.7. Variația coeficientului de pierdere în funcție de direcția curentului de la intrare pentru valori parametrice ale numărului Re

Concluzii la Cap.VI.

Cunoaşterea influenţei parametrilor geometrici şi cinematici asupra caracteristicilor de funcţionare ale aparatului director prezintă o deosebită importanţă pentru proiectarea turbinei la randamente optime.

Micşorarea unghiului de instalare al reţelei respectiv mărirea deschiderii aparatului director duce la micşorarea pierderilor şi creşterea coeficienţilor de acţiune dar şi la micşorarea deviaţiei unghiulare şi a coeficientului de deviaţie al profilului în reţea.

Funcţionarea reţelei la unghiuri de instalare negative, respectiv cu profile de curbură negativă duce la o scădere a pierderilor şi la creşterea coeficientului de deviaţie, de acţiune şi de moment, în comparaţie cu performanţele reţelei formate din profile de curbură pozitivă.

Micşorarea pasului unghiular, influenţează în mod favorabil valorile deviaţiei unghiulare şi a coeficientului de deviaţie micşorînd în acelaş timp forţele ce acţionează asupra profilului.

Unghiul curentului de la intrare, parametrul de legătură între camera spirală şi aparatul director, are un rol hotărîtor pentru funcţionarea aparatului director. Alegerea corectă a acestei valori condiţionează variaţia în limitele necesare ale coeficienţilor caracteristici ai aparatului director în timpul procesului de reglare şi asigurarea parametrilor necesari funcţionării la randament optim, a întregei turbine în punctul de proiectare. Valorile optime ale acestui unghi diferă în funcţie de curbura profilului: pentru profile de curbură pozitivă între 35^{o} şi 57^{o} faţă de direcţia radială iar pentru profile de curbură negativă între 40^{o} şi 55^{o}.

Momentele hidraulice care apar pe paletă în timpul procesului de reglare şi la deschiderea nominală depind deasemenea de unghiul vitezei de la intrare. Menţinerea acestui unghi în jurul valorii de 40^{o} faţă de direcţia radială în cazul profilelor de curbură pozitiva asigură extinderea tendinţei de închidere a paletelor aparatului director, pe aproape întreg domeniul deschiderilor de funcţionare.

Studiile intreprinse asupra influenţei criteriului R_e au arătat că pentru realizarea condiţiilor de automodelare a fenomenului – condiţii în care criteriul R_e nu mai influenţează rezultatele măsurate – este necesară asigurarea valorii $R_e = 2{,}5.10^{5}$.

CAPITOLUL VII

COMPARAREA REZULTATELOR TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE.

Metoda analitică expusă în Cap.II permite calculul caracteristicilor aerodinamice ale rețelei circulare de profile în ipoteza fluidului ideal și a mișcării potențial-teoretice. Pentru stabilirea limitelor de aplicabilitate a metodei în cazul fluidului real, se impune compararea rezultatelor teoretice și experimentale.

S-au suprapus în fig.7.1 curbele de variație a deviațiilor unghiulare ale curentului $\Delta\varepsilon$, determinate pe cale analitică și experimentală, pentru rețeaua formată din profile de curbură pozitivă. Se observă că există o bună concordanță a rezultatelor, iar curbele experimentale încep să se depărteze în mod simțitor de cele teoretice peste valori ale lui $i = 10^\circ$, cînd curentul se desprinde de pe extradosul profilului și prin aceasta nu mai îndeplinește una din ipotezele de bază ale calculului analitic - conturul profilului să fie linie de curent.

Urmările acestui fenomen se manifestă și în cazul coeficientului de deviație a curentului δ_L (fig.7.2) și al celui de portanță C_{yr} (fig.7.3) cînd desprinderea curentului de pe extradosul profilului determină alterarea performanțelor rețelei.

O confirmare a efectului dezavantajos al desprinderilor îl constituie creșterea foarte accentuată a pierderilor în zona de desprindere evidențiată în fig.4.7, 4.8.

Compararea rezultatelor obținute pe cale analitică și experimentală în cazul rețelei formate din profile de curbură negativă, duce la concluzia că în acest caz concordanța se menține pe un domeniu mai extins de valori ale unghiului curentului de la intrare. Astfel pentru toate deschiderile studiate deviația $\Delta\varepsilon$ a curentului, măsurată în aer, se menține apropiată de valoarea de calcul într-un interval al unghiurilor de la intrare de aproximativ 30° (fig.7.4). Acelaș lucru se repetă și la curbele de variație a coeficienților δ_u și C_{yr} (fig.7.5, 7.6).

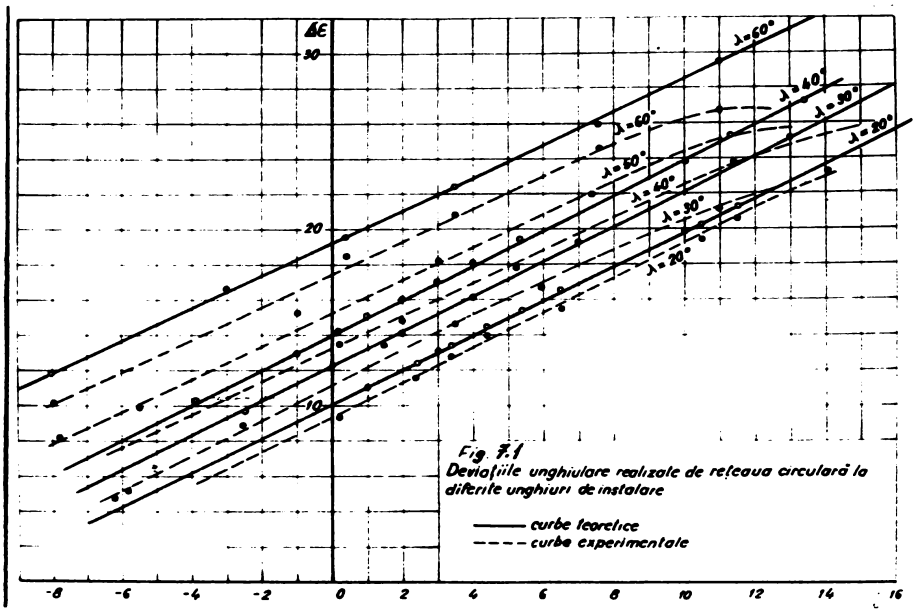


Fig. 7.1
Deviațiile unghiulare realizate de rețeaua circulară la diferite unghiuri de instalare

——— curbe teoretice
– – – – curbe experimentale

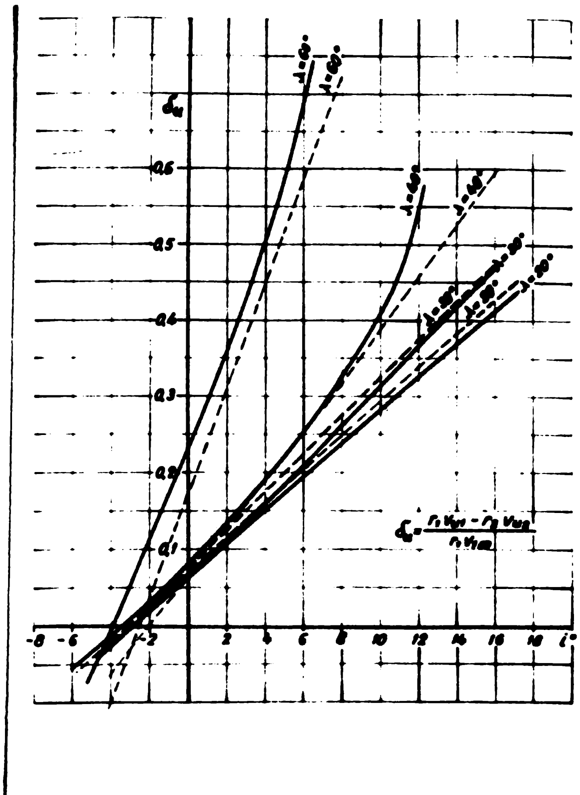


Fig 7.2 Variația coeficientului de deviație a curentului la diferite unghiuri de instalare determinată pe cale teoretică și experimentală.

——— curbe teoretice
– – – curbe experimentale

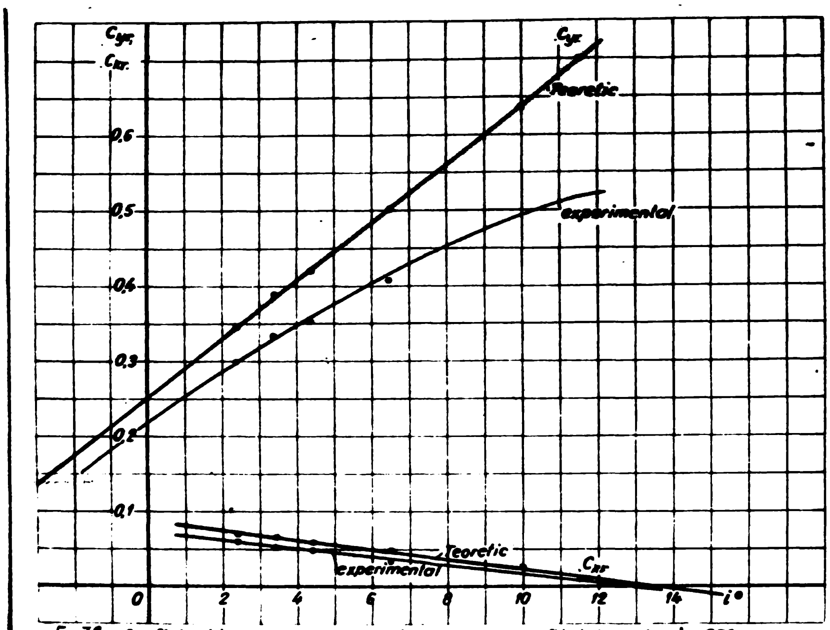


Fig 7.3a Coeficienții de acțiune ai curentului asupra profilului pentru $\lambda = 20°$

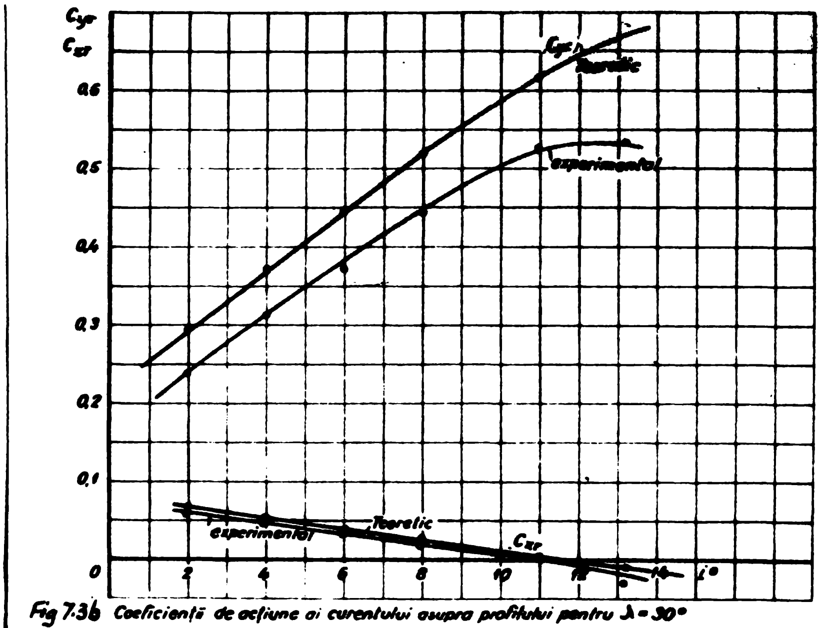


Fig 7.3b Coeficienții de acțiune ai curentului asupra profilului pentru $\lambda = 30°$

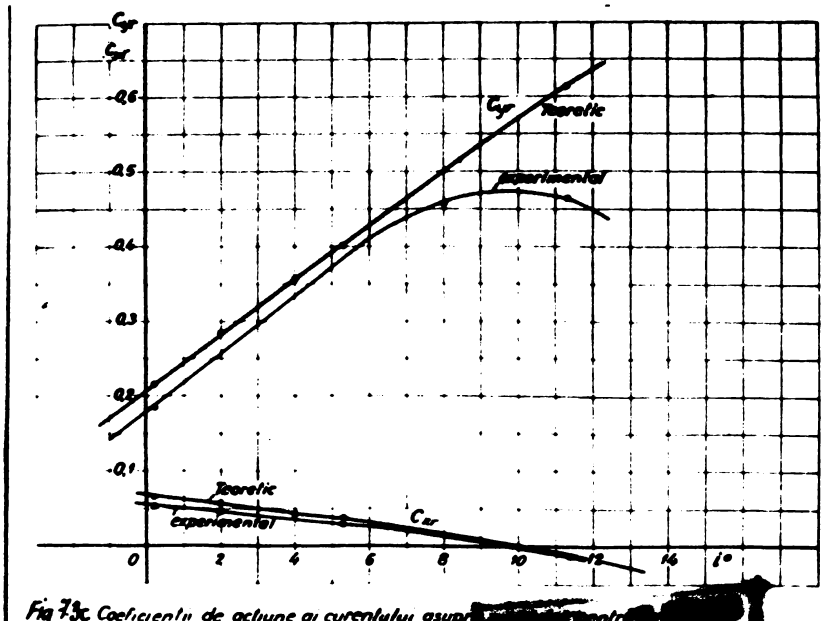


Fig 7.3c Coeficienții de acțiune ai curentului asupr[...] pentru [...]

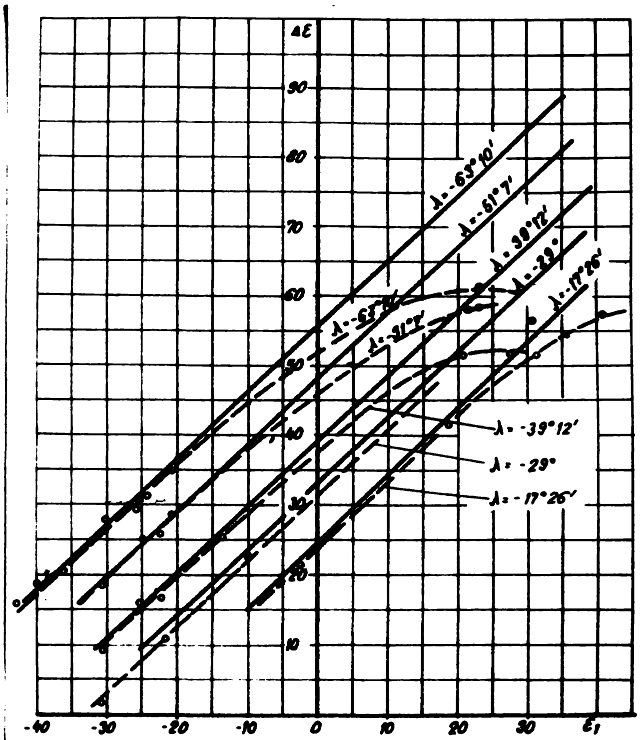


Fig. 9.4. Variatia deviatiei unghiulare in functie de directia curentului de la intrare

——— curbe teoretice
– – – curbe experimentale

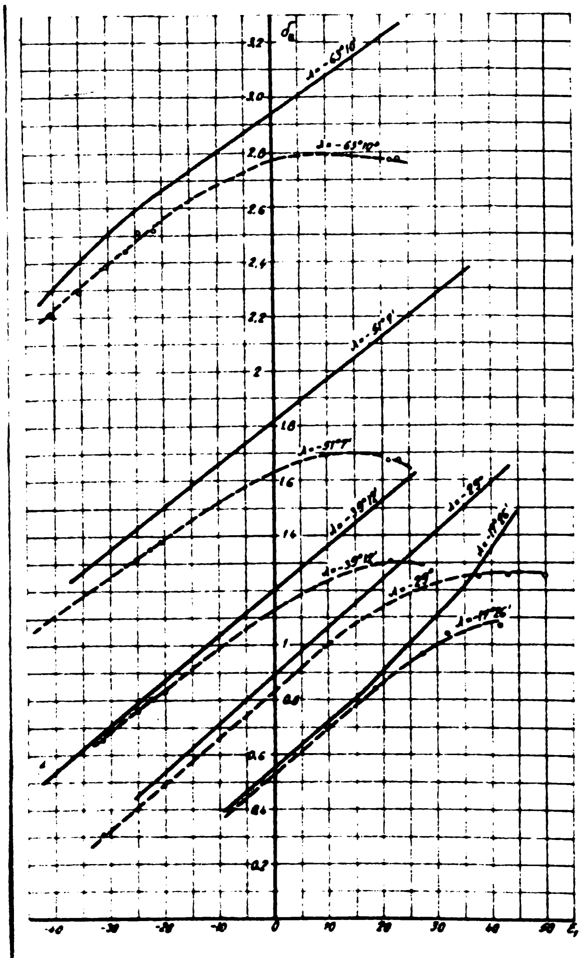


Fig. 9.5 Variatia coeficientului de deviatie a curentului in functie de directia curentului de la intrare

——— curbe teoretice
– – – curbe experimentale

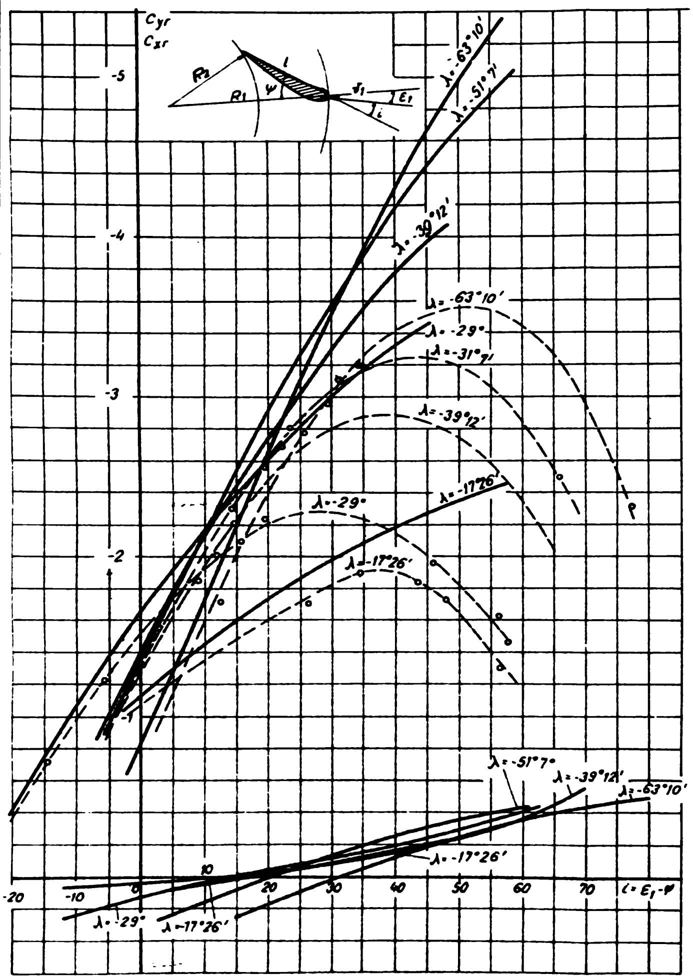


Fig 7.6 Variatia coeficientilor de actiune ai curentului asupra profilului in functie de incidenta curentului

——— curbe teoretice
– – – curbe experimentale

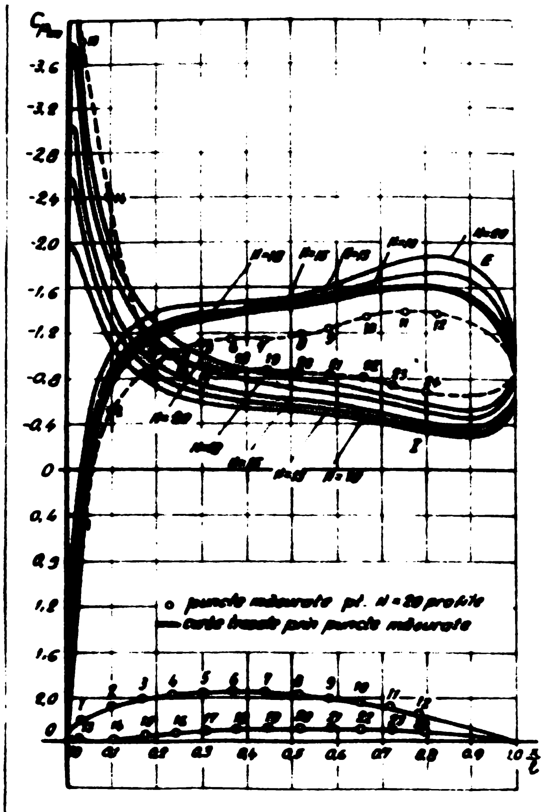


Fig 7.7. Variatia curbelor de distributie a coeficientului C_{p_m} pentru $\lambda = 1{,}0087$ la reteaua formată din $N = 20$; 18; 15, 13, 10 profile pentru incidenta $i = -3°$

Explicaţia prelungirii domeniului de concordanţă a rezultatelor teoretice şi experimentale rezidă în efectul diferit pe care reţeaua formată din profile de curbură pozitivă şi negativă 12 are asupra mişcării accelerate din aparatul director.

Reţeaua formată din profile de curbură pozitivă induce o mişcare decelerată, care se compune cu mişcarea accelerată de bază având ca efect o frînare a particolelor, frînare ce favorizează apariţia mai grabnică a desprinderilor de pe profil.

In al doilea caz din suprapunerea mişcării accelerate induse peste mişcarea accelerată de bază, rezultă o mai bună ocolire a conturului profilelor şi deci diminuarea pericolului apariţiei desprinderilor.

O altă cauză generatoare de deosebiri între rezultatele obţinute pe cele două căi este prezenţa fluidului real şi a pierderilor prin frecare aferente, de care nu se ţine cont în calculul teoretic. Ilustrarea deosebirilor dintre rezultate apare în fig. 7.7 în care s-au suprapus distribuţiile coeficientului de presiune de pe conturul profilului, obţinute teoretic şi experimental. Se observă că deşi punctele se înşiruiesc de-a lungul unor curbe foarte asemănătoare, rezultatele nu se suprapun întru totul, valorile experimentale rămînînd inferioare celor teoretice atît în domeniul extradosului cît şi al intradosului paletei.

Concluzii la Cap.VII.

Compararea rezultatelor teoretice şi experimentale duce la concluzia că atît timp cît se respectă ipoteza de bază a calculului analitic, prin care se admite conturul profilului ca linie de curent, rezultatele prezintă o concordanţă mulţumitoare. Apariţia desprinderii curentului de pe extradosul paletei la valori pozitive mari ale incidenţei curentului, sau de pe intrados la incidenţe negative mari, conduce la alterarea tabloului mişcării în prezenţa reţelei şi ca urmare la scăderea performanţelor reţelei în condiţiile curentului real.

Comparaţia rezultatelor cu valorile menţionate în literatura de specialitate atestă performanţele staţiunii experimentale şi justeţea metodei de lucru folosite.

CAPITOLUL VIII

SCHEMA SI ETAPELE DETERMINARII CARACTERISTICILOR ENERGETICE ALE RETELEI CIRCULARE DE APARAT DIRECTOR DE TURBINA.

Aşa cum s-a arătat în subcapitolul 1.1., aparatul director este elementul de legătură între camera spirală şi rotor, avînd rolul de a conduce apa cu pierderi minime şi de a asigura la intrarea în rotor circulaţia necesară transformării complete a energiei hidraulice a curentului.

La proiectare, se determină pe baza indicaţiilor din literatură deschiderea optimă şi înălţimea paletelor aparatului director, ambele depinzînd de turaţia specifică a rotorului. Se stabilesc în continuare parametrii geometrici: numărul paletelor, diametrul de aşezare al axelor de rotaţie ale paletelor, excentricitatea şi lungimea profilelor cît şi grosimea lor.

Se pune problema alegerii formei profilului: întrucît la trecerea prin aparatul director curentul nu este supus unor transformări energetice, la deschiderea nominală traiectoria particulelor corespunde spiralei logaritmice, menţinînd direcţia vitezelor imprimată de elementele de la ieşirea din camera spirală. Ca schelet al profilului se va alege deci, un segment din spirala logaritmică care îmbrăcat cu diverse funcţii de grosime - experimentale sau teoretice - va genera diverse forme ale conturului profilului.

Astfel aparatul director este determinat din punct de vedere geometric, urmînd ca în continuare să se determine caracteristicile sale hidrodinamice, atît la deschiderea nominală cît şi la deschiderile intermediare, necesare reglării debitului. Cunoaşterea acestor caracteristici prezintă importanţă atît pentru funcţionarea rotorului - coeficientul de deviaţie şi deviaţia unghiulară a curentului la trecerea prin aparatul director stabilind orientarea curentului la intrarea în rotor - cît şi pentru funcţionarea sistemului de reglare, care depinde de momentele hidraulice ce apar pe palete în cursul procesului de reglare.

Pentru parametrii geometrici determinați ai aparatului director, adică cunoscînd la o deschidere dată:

- coordonatele conturului profilului $M_i^{\pm}$ ($r^{\pm}$, $\tau^{\pm}$) inclusiv razele de așezare ale bordului de atac și de fugă al profilului (R_1 și R_2);
- diametrul de așezare al fusurilor paletelor D_a;
- numărul paletelor aparatului director N ;
- înălțimea paletei b ;

și pentru parametrii cinematici de la intrare:

- debitul Q, care raportat la înălțimea paletei b determină debitul unitar $\Delta Q = \frac{Q}{b}$
- unghiul ε_1 al curentului orientat de elementele de la ieșirea din camera spirală și care determină la rîndul său circulația de la intrarea în aparatul director Γ_1, pe baza relației :

$$tg\,\varepsilon_1 = \frac{\Gamma_1}{\Delta Q} = ctg\,\alpha_{sp}$$

se calculează parametrii curentului de la ieșirea din aparatul director precum și forțele și momentele ce acționează asupra paletei,

- deviația unghiulară a curentului

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon_1 + \tau_0 - \varepsilon_2$$

- coeficientul de deviație

$$\delta_u = \frac{R_1 v_{u1} - R v_{u2}}{R v_{m1}}$$

- distribuția presiunilor pe conturul profilului, din care rezultă componenta normală la coarda profilului și paralelă cu coarda a forței de acțiune a curentului asupra paletei,
- momentul hidraulic M_h în raport cu centrul de rotație al paletelor.

Intrucît fazele de calcul au fost tratate în capitolele II și III se redă în cele ce urmează succesiunea principalele etape ale calculului performanțelor energetice ale aparatului director:

A. Stabilirea datelor inițiale ale problemei.

1. Fixarea, pe baza parametrilor geometrici rezultați din proiectare, a următoarelor mărimi caracteristice deschiderii a_0, la care se studiază aparatul director: coordonatele extradosului $M_i^+(r_i^+, \tau_i^+)$ și intradosului $M_i^-(r_i^-, \tau_i^-)$ profilului, razele de așezare ale bordului de atac R_1 și de fugă R_2, unghiul la centru în care se înscrie profilul τ_0, înălțimea paletei b, numărul profilelor N și așezarea fusului paletei L_1.

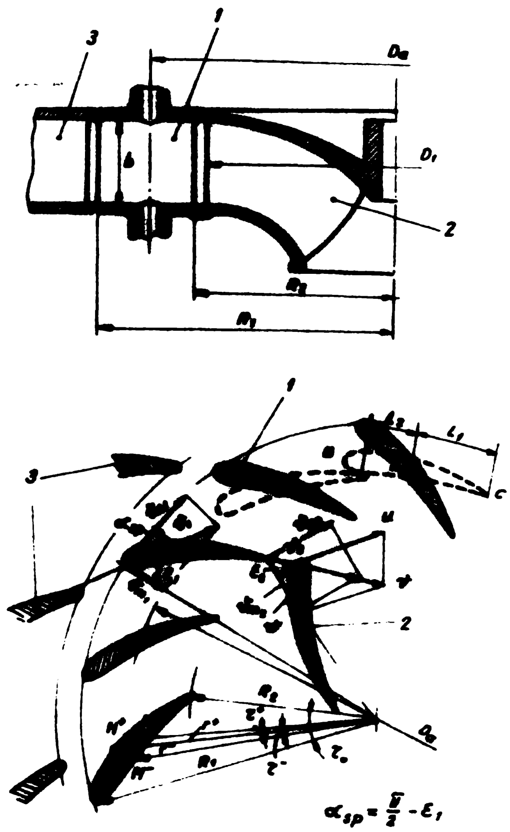


Fig. 8.1

1- paleta aparatului director ; 2 - rotorul ; 3-elemente de la ieşire a coloanelor statorice

2. Stabilirea unghiului curentului de la intrare $\varepsilon_1 = \frac{\pi}{2} - \alpha_{s_p}$ orientat de elementele de la ieşirea din camera spirală şi a debitului unitar ΔQ.

B. Determinarea parametrilor geometrici ai reţelei rectilinii de calcul corespunzătoare reţelei circulare de aparat director dată în A., precum şi a funcţiilor scheletului şi grosimii profilului reţelei rectilinii.

C. Determinarea parametrilor de la infinit ai mişcării în planul reţelei rectilinii, pe baza parametrilor cinematici cunoscuţi în planul reţelei circulare.

D. Rezolvarea problemei mişcării în planul reţelei rectilinii de calcul, cu următoarele etape:

1. determinarea coeficienţilor distribuţiilor de singularităţi pe scheletul profilului,
2. determinarea distribuţiei vitezelor totale pe conturul profilului şi a circulaţiei induse.

E. Transpunerea vitezelor în planul reţelei circulare şi calculul distribuţiei coeficienţilor de presiune, a coeficientului de deviaţie şi a deviaţiei unghiulare a curentului.

F. Integrarea distribuţiei coeficienţilor de presiune şi determinarea coeficienţilor C_{yr} şi C_{xr}.

G. Calculul coeficientului momentului hidraulic considerat în raport cu axul de rotaţie al profilului C_{mh}.

Schema etapelor de calcul este indicată la sfîrşitul Cap.VIII.

Repetînd calculul pentru diverse valori ale deschiderii aparatului director se obţin mărimile:

$$P_{yr} = C_{pyr}\, \rho\, Q_{11}^2\, D_1^2\, H$$
$$P_{xr} = C_{pxr}\, \rho\, Q_{11}^2\, D_1^2\, H$$
$$M_h = C_{mh}\, \rho\, Q_{11}^2\, D_1^3\, H$$

care alături de coeficientul de deviaţie $\delta_u(\bar{a}_0)$ şi de deviaţia unghiulară $\Delta\varepsilon(\bar{a}_0)$, caracterizează performanţele de funcţionare ale aparatului director.

Mărimile δ_u şi $\Delta\varepsilon$ determină orientarea curentului la ieşirea din aparatul director respectiv la intrarea în rotor, întrucît la valori δ_u şi $\Delta\varepsilon$ cunoscute, atunci cînd se cunosc şi parametrii geometrici ai aparatului director şi caracteristicile curentului de la intrare, rezultă:

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 + \gamma_0 - \Delta\varepsilon$$

unghiul curentului de la ieşirea din aparatul director, respectiv

adică
$$R_2 v_{u2} = R_1 v_{u1} - \delta_u R_1 v_{m1}$$

$$\Gamma_e = \Gamma_i - 2\pi R_1 v_{m1} \delta_u$$

sau

$$\Gamma_e = \Gamma_i - \frac{Q}{b}\delta_u$$

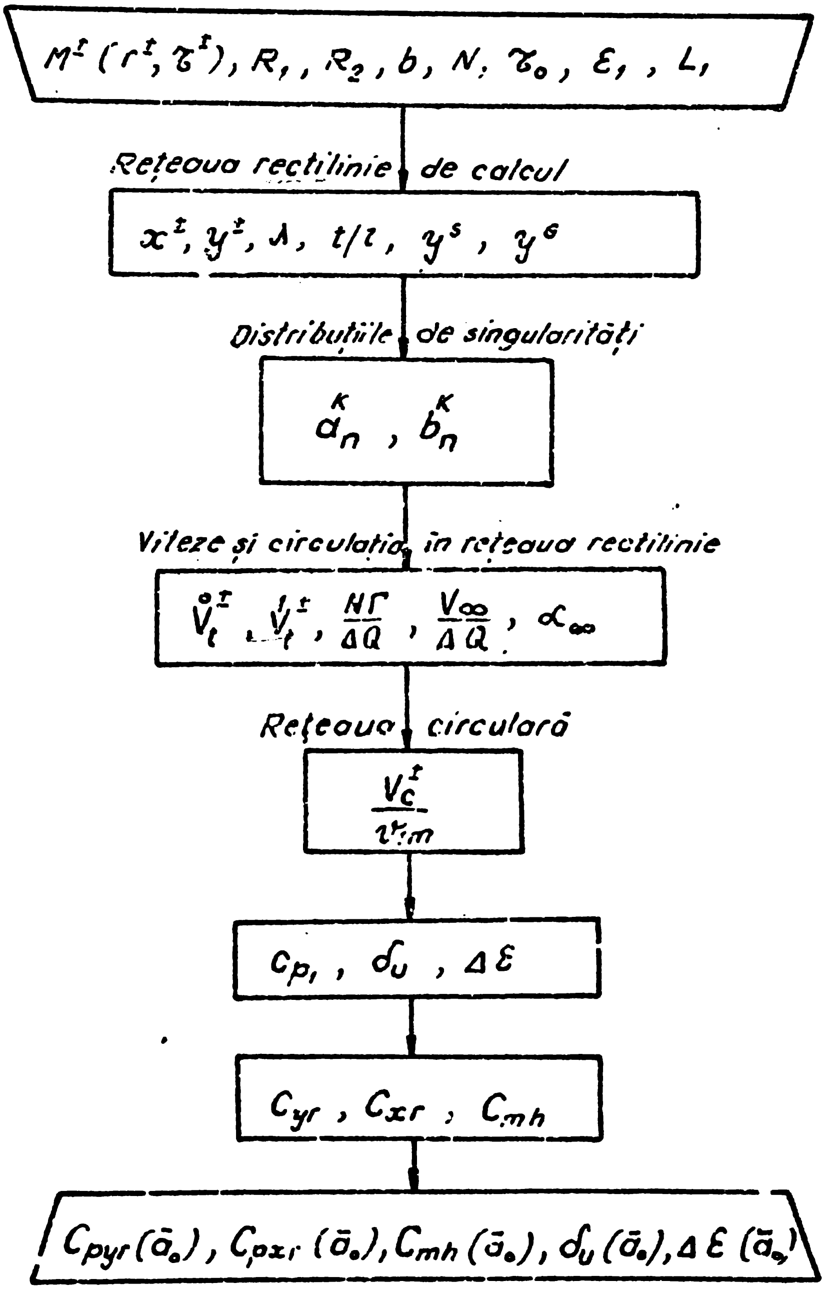
circulaţia la ieşirea din aparatul director Γ_e în funcţie de circulaţia de la intrare, debitul unitar şi coeficientul de deviaţie.

Repetarea calculului la diverse valori ale lui ε_1 indică modul în care elementele de la ieşirea din camera spirală influenţează asupra curbelor de variaţie a mărimilor $\Delta\varepsilon$, δ_u, C_{pyr}, C_{pxr} şi C_{mh}, în funcţie de gradul de deschidere al aparatului director.

Modificarea mărimii L_1 care caracterizează aşezarea axului de rotaţie al paletei respectiv excentricitatea profilului, are un efect imediat asupra momentului hidraulic. Modificarea lui L_1 astfel ca excentricitatea să varieze în limitele prescrise, influenţează în mică măsură mărimile $\Delta\varepsilon$, δ_u, C_{pyr}, C_{pxr} în timp ce curba de variaţie C_{mh} $(\bar{a}_0)$ se va modifica simţitor.

Prin aplicarea schemei de calcul pentru cîteva valori ale ε_1 şi cîteva valori ale excentricităţii se poate obţine varianta optimă de aparat director, atît din punct de vedere al condiţiilor de reglare cît şi al caracteristicilor curentului la intrarea în rotor.

Metoda de calcul se pretează şi la studierea influenţei altor parametri geometrici ai aparatului director asupra caracteristicilor sale de funcţionare, aşa cum s-a văzut în Cap.VI.



$M^t(r^t, \tau^t), R_1, R_2, b, N, \tau_0, \varepsilon_1, L_1$
Rețeaua rectilinie de calcul
$x^t, y^t, \lambda, t/l, y^s, y^6$
Distribuțiile de singularități
a_n^K, b_n^K
Viteze și circulația în rețeaua rectilinie
$V_t^{ot}, V_t^{1t}, \frac{H\Gamma}{\Delta Q}, \frac{V_\infty}{\Delta Q}, \alpha_\infty$
Rețeaua circulară
$\frac{V_c^t}{1^t m}$
$c_{p_1}, \delta_u, \Delta\varepsilon$
C_{yr}, C_{xr}, C_{mh}
$C_{pyr}(\bar{a}_0), C_{pxr}(\bar{a}_0), C_{mh}(\bar{a}_0), \delta_u(\bar{a}_0), \Delta\varepsilon(\bar{a}_0)$

CAPITOLUL IX.

CONCLUZII GENERALE

Lucrarea de față și-a propus drept scop studiul teoretic și experimental al caracteristicilor energetice ale rețelei circulare de profile, privită ca element generator al aparatului director de turbină.

1. In urma analizării problematicii aparatelor directoare au fost definiți parametrii caracteristici ai mișcării în prezența rețelei circulare de aparat director: coeficientul de deviație, deviația unghiulară a curentului, coeficientul de portanță și rezistență, coeficientul de pierdere, coeficientul momentului hidraulic, desprinzîndu-se necesitatea studierii influenței unor parametri geometrici și cinematici ca: deschiderea relativă, numărul profilelor rețelei, curbura profilului, excentricitatea, respectiv așezarea axului de rotație al paletei în raport cu coarda, unghiul curentului determinat de elementele de la ieșirea din camera spirală, asupra performanțelor de funcționare ale aparatului director.

2. Preluînd rezultatele cercetărilor actuale din domeniul hidrodinamicii rețelelor de profile, a fost elaborată o metodă de calcul în care utilizarea limbajului FORTRAN a făcut posibilă rezolvarea problemei mișcării în prezența rețelei circulare de aparat director, la un calculator de tip IRIS-50. S-a obținut în final soluția problemei sub forma distribuției vitezelor respectiv a coeficienților de presiune pe conturul profilului rețelei circulare și a caracteristicilor curentului de la ieșire, pe baza cărora s-au putut calcula parametrii caracteristici ai aparatului director enumerați mai sus. Utilizarea metodelor moderne de calcul face posibilă găsirea soluției problemei pentru un număr foarte mare de parametrii inițiali, acoperind practic întreg domeniul de proiectare al aparatelor directoare radiale și ducînd

la posibilitatea stăpînirii influenţei acestora asupra performanţelor realizate. Un asemenea studiu sistematic şi complet lipseşte pînă în prezent din literatura de specialitate, constituind astfel o contribuţie în cuprinderea în relaţii matematice a fenomenului hidrodinamic ce se desfăşoară în aparatul director. Metoda de calcul preconizată pune la dispoziţia proiectantului un mod destul de exact şi de rapid de recalculare a parametrilor cinematici ai aparatului director proiectat.

3. Definirea parametrilor caracteristici ai mişcării în forma menţionată în Cap.III a permis elaborarea unei noi relaţii de calcul a coeficientului momentului hidraulic, cu ajutorul căreia se pune în evidenţă influenţa unghiului curentului determinat de camera spirală şi a excentricităţii paletei asupra valorilor pe care le ia momentul hidraulic în cursul procesului de reglare a debitului cu ajutorul aparatului director.

4. A fost exprimat coeficientul de cavitaţie al reţelei circulare prin extinderea metodei de tratare a problemei din cazul reţelelor drepte. S-a studiat sensibilitatea la cavitaţie a reţelei circulare de aparat director şi influenţa unghiului de instalare respectiv a deschiderii relative asupra domeniului de funcţionare fără pericolul apariţiei fenomenului de cavitaţie.

5. Pentru verificarea rezultatelor calculului analitic, desfăşurat în ipoteza fluidului ideal, a fost proiectată şi construită o staţiune experimentală de concepţie originală, care modelează în aer mişcarea în prezenţa aparatului director. Staţiunea reprezintă prima instalaţie de acest tip din ţară şi permite încercarea experimentală a oricărui tip de aparat director radial, indiferent de forma profilului şi de caracteristicile curentului de la intrare.

6. Echipată cu instrumente de măsură de concepţie originală, etalonate în Laboratorul de maşini hidraulice Timişoara, staţiunea dă posibilitatea explorării tabloului mişcării în amonte şi aval de reţea şi măsurarea distribuţiei de presiuni pe conturul profilului la diverse valori ale deschiderii paletelor şi ale unghiului vitezei de la intrare.

7. A fost elaborată o metodologie de efectuare a încercărilor şi de prelucrare a rezultatelor, aplicabilă pentru orice tip de reţea circulară.

8. Compararea rezultatelor experimentale cu rezultate similare din literatura de specialitate atestă calităţile staţiu-

nii şi a instrumentelor de măsură precum şi a metodologiei utilizate.

Din suprapunerea rezultatelor teoretice şi experimentale a reeşit că există o concordanţă satisfăcătoare atît timp cît este respectată condiţia ca conturul profilului să coincidă cu o linie de curent. In momentul apariţiei desprinderii curentului de pe extradosul sau intradosul profilului, curbele experimentale se abat de la cele obţinute prin calcul analitic. Intrucît calculul analitic s-a desfăşurat pentru un fluid ideal, există şi în absenţa desprinderilor oarecari diferenţe între rezultatele teoretice şi experimentale, valorile rămînînd însă comparabile.

9. Faţă de preocupările menţionate pînă în prezent în acest domeniu, lucrarea aduce o contribuţie în lămurirea efectului pe care elementele premergătoare aparatului director – camera spirală şi reţeaua statorică – îl au asupra performanţelor de funcţionare ale aparatului director. Organizarea materialului experimental sub forma diagramei universale, furnizează informaţii complete privind modul în care deschiderea relativă şi unghiul curentului de la intrarea în aparatul director influenţează valorile deviaţiilor unghiulare ale curentului, a coeficienţilor de pierderi de deviaţie şi de portanţă pentru diverse forme de profile.

10. Se desprinde necesitatea proiectării în paralel a camerei spirale şi a aparatului director în scopul asigurării condiţiilor celor mai avantajoase de angajare a curentului pe paletele aparatului director, astfel ca să se asigure pierderi hidraulice minime şi în acelaşi timp gabaritul optim pentru camera spirală.

11. Domeniul optim de funcţionare al reţelei formate din profile de curbură pozitivă studiate, se situează în zona deschiderilor relative de 75 – 85% unde pierderile rămîn inferioare valorii $\zeta_1 < 0{,}055$, la viteze de intrare orientate sub unghiul $\varepsilon_1 \cong 40 \div 50°$ faţă de direcţia radială. Coeficienţii de deviaţie, variind aproape liniar cu deschiderea, ating în zona optimă valori cuprinse între –0,25 şi +0,10 respectiv +0,14 – +0,45, deviaţia unghiulară a curentului este de 8 – 22°, iar forţele ce acţionează pe palete sînt mici, C_{yr} = –0,013 – –0,020.

Reţeaua de profile cu curbura pozitivă asigură condiţii optime de funcţionare la unghiuri ε_1 mai mari, respectiv α_{0}, mai mici, ceeace conduce la camere spirale de dimensiuni mai mici avantajoase din punct de vedere al investiţiilor iniţiale.

Aparatul director format din profile de curbură negativă, cu un domeniu optim al deschiderilor cuprins între 65 % și 75 % din deschiderea maximă, asigură funcționarea cu pierderi minime ($\zeta < 0{,}05$) la unghiuri de intrare ale curentului mai apropiate de direcția radială ($\varepsilon_1 < 45°$), zonă în care coeficienții de deviație δ_u se mențin negativi($\delta_u = -0{,}7 \div -0{,}4$) deviațiile unghiulare au valori $\Delta\varepsilon = -6° \div -10°$, însă forțele ce acționează pe palete au valori mai mari decît în cazul profilului de curbură pozitivă ($C_{yr} = 0{,}04 \div 0{,}05$) funcționarea optimă la valori mai mici ale unghiului ε_1 permite adaptarea unor camere spirale de dimensiuni mai mari, capabile de a asigura viteze mai mici ale curentului și implicit pierderi hidraulice mai reduse.

12. Explorarea teoretică și experimentală a caracteristicilor de funcționare ale aparatului director format din profile de curbură pozitivă și negativă oferă justificarea științifică a necesității utilizării lor în cazul turbinelor de diverse turații specifice.

13. Rezultatele obținute privind dependența coeficientului momentului hidraulic de valoarea excentricității profilului oferă soluții avantajoase pentru realizarea aparatelor directoare cu tendință de autoînchidere de-a lungul întregului lor domeniu de funcționare, obiectiv extrem de actual în construcția turbinelor radial-axiale și axiale.

14. In ensamblul lor studiile intreprinse în cadrul tezei reușesc să elucideze problema influenței parametrilor geometrici și cinematici analizați asupra performanțelor de funcționare ale rețelei de aparat director, oferind în acelaș timp proiectantului și cercetătorului o metodă matematică rapidă de calcul al caracteristicilor. Lucrarea îmbogățește rezultatele destul de rare din literatura de specialitate atît cu rezultate teoretice cît și experimentale.-

BIBLIOGRAFIE

A.1. ABDURAHMANOV L.F.: C voprosu experimentalnovo opredelenia silovîh harakteristik povorotnolopastnîh sistem. Ghidroturbostroenie. Trudî LMZ, vip.12, 1969.

A.2. ABDURAHMANOV L.F.: Vlianie formî profilia lopasti radialnîh napradliaiuşcih aparata na ih silovîh harakteristik Energhetica nr.6, 1969.

A.3. ABDURAHMANOV L.F., BURLIT S.K., RAUD M.A.: Ustanovka dlia opredelenia harakteristic radialnîh napriavliaiuşcih aparatah ghidroturbin. Energomaşinostroenie Nr.2, 1972.

A.4. ACKERET J: Zum Entwurf dichtstehender Schaufelgitter. Schweiz. Bauzeitung Bd.60, 1942.

A.5. ACOSTA A.J.: An experimental and theoretical investigation of two-dimensional centrifugal pump impellers. Trans.ASME, v.75, 1953.

A.6. AHIEZER N.I: O ploscom potoke cerez reşciotku s otrîvom stru Naucinîe zapiski Harkovskogo aviat.Instituta Nr.2, 1954.

A.7. ANTON I.: Curs de maşini hidraulice - notiţe.

A.8. ANTON I.: Influenţa parametrilor geometrici şi cinematici asupra caracteristicilor energetice şi cavitaţionale ale turbinelor axiale. Studii şi cercet.Mec.Aplicată, Buc.RSR, 1971, Tom.30 nr.3.

A.9. ANTON I., POPA O., GHEORGHIU M.: Sensibilitatea la cavitaţie a reţelelor de profile. Conferinţa de Mec.Aplicată, Split, Jugoslavia, 1966

A.10. ANTON I, POPA O.: Câmpul de viteze pe conturul reţelelor de profile subţiri şi determinarea sensibilităţii lor la cavitaţie. Comunic.Conf.de maşini hidraulice, partea III-a Timişoara, sept.1964.

A.11. ANTON V: Cercetări experimental privind influenţa geometriei unor reţele de profile asupra caracteristicilor lor energetice şi cavitaţionale. Teză pentru obţinerea titlului de doctor inginer Institutul politehnic "Traian Vuia" Timişoara, 1972.

A.12. ANTON I, POPA O: The determination of sensivity to cavitation of a cascade of hydrofoils of arbitrary shape. Problems of fluid-flow machines, Warszawa, 1968

A.13. ANTON V.: Influenţa elementelor geometrice asupra caracteristicilor cavitaţionale ale profilului izolat. Bul.IPT, seria Mecanică, 1972.

A.14. ANTON V: Caracteristicile energetice ale reţelei de profile MHT-1-12% la t/l = 0,75. Buletinul IPT, Seria Mecanică, 1972.

B.1. BARGLAZAN A.: Contribuţii la determinarea condiţiilor constructive ale profilelor anticavitaţionale. Studii şi cercetări, şti.tehn.,Tom.5,Nr.1-2,1958

B.2. BARGLAZAN A,ANTON I, ANTON V, PREDA I: Incercările maşinilor hidraulice şi pneumatice. Editura Tehnică,Buc.1959.

B.3. BARGLAZAN A,POPA O.: Contribuţii la teoria turbionară a profilelor subţiri. Studii şi cercetări St.Tehn.Tom.5,1-2, 1958.

B.4. BARGLAZAN,POPA O.: O nouă metodă de determinare a caracteristicilor hidrodinamice şi cavitaţionale ale reţelelor de profile. Studii şi cercetări St.Tehn.Tom.5, 1-2, 1958.

B.5. BARGLAZAN A,POPA O: Contribuţii la determinarea repartiţiei de viteze la reţele plane de profile subţiri. Studii şi cercetări St.Tehn.Tom 7, 3-4, 1960.

B.6. BARGLAZAN A, POPA O: Scurgerea potenţial-teoretică în jurul reţelelor mixte de profile subţiri. Studii şi cercetări St.Tehn.Tom 9, 1-2, 1962.

B.7. BETZ A.: Näherungsformeln zur konformen Abbildung von Streckenprofilgittern kleiner Teilung. Ing.Archiev, Bd.28, 1959.

B.8. BETZ A.: Diagrame zur Berechnung von Flügelreihen. Ing.Archiev, Bd.2, 1931.

B.9. BIRNBAUM W.: Die tragende Fläche als Hilfsmittel zur Berechnung des ebenen Problems der Tragflügeltheorie. ZAMM, Bd.3, 1923.

B.10. BOWARDS W: Application de la méthode de fil chaude à la mesure de la turbulence dans l'air. Houille Blanche Nr.3, 1967

B.11. BUSEMANN A.: Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpompen mit logaritmischspiraligen Schaufeln. ZAMM Bd.8, Heft 5, 1928.

B.12. BAHR I.: Untersuchungen über den Einfluss der Profildicke auf die kompressible ebene Strömung durch Verdichtergitter. Forsch. Ing. Wes. 30, 1964, nr.1

B.13. BARGLAZAN A: Fenomenul de cavitaţie la maşinile hidraulice Studii şi cercetări ştiinţifice, An.I, 1953, nr.1-4

C.1. CZIBERE T.: Berechnungsverfahren zum Entwurf geraden Flügelgitter mit stark gewölbten Profilschaufeln. Acta Technica XXVIII, 1960.

C.2. CARAFOLI E, OROVEANU T.: Mecanica fluidelor. Ed.Academiei, 1955.

D.1. DETTMERING W.: Untersuchungen der Strömung an Schaufelgittern mit hilfe der Singularitätenmethode und deren experimentelle Nachprüfung. Brennstoff-Wärme-Kraft, 14, 1962.

D.2. DORFMANN L.A.: Rasciot obtekania vrasciaiusceisia crugovoi resiotki. AN. SSSR, OTN, Nr.12,1956.

D.3. x x DISA : Gebrauchsanweisung für DISA 55-A-ol. Constant temperature anemometer.

D.4. x x x DISA: Gebrauchsanweisung und Servicehandbuch für Tip 55-D-41/12 Eichgerät.

D.5. DOGE R, HERMANN R: Zur Auswertung systematischer messungen an ebenen geraden Schaufelgittern. Maschinenbautechnik, 9, 1960, 11.

D.6. DIMO P: Programarea în FORTRAN. Ed.Didactică şi Pedagogică, Bucureşti,1971.

F.1. FEDULOV Iu.I.: C voprosu experimentalnovo isledovania radialnih aparatov ghidroturbin. I Isledovanie ghidroturbin, AN SSSR,Izd.Naucova Dumra, 1966.

F.2. FISTER W: Druckverteilungsmessungen an umlaufenden Turbinenschaufeln. VDI Forschungsheft, 21, Nr.448, 1955.

F.3. FUZY O: Blade design of nearly radial impeller. Budapesti Müszaki Egyetem, 1961, Nr.86.

F.4. FICHTENHOLZ G: Differential - und Integralrechnung Bd.1,2,3, VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, Berlin, 1964.

G.1. GARRICK J.E.: On the Plane Potential Flow Past a Lattice of Arbitrary Airfoils. NACA T.R. Nr.788, Washington.

G.2. GEBERS : Citat în: L.Prandtl - Gesammelte Abhandlungen zur angewandten Mechanik Hydro-u.Aerodynamik. Springer Verlag, 1961, Berlin, Göttingen/Heidelberg

G.3. GERSTEN K: Der Einfluss der Reynoldszahl auf die Strömungsverluste in ebenen Schaufelgittern. Abh.Braunschweiger Wiss.Geselschaft, 11, 1959.

G.4. GERSTEN K: Experimenteller Beitrag zum Reibungseinfluss auf die Strömung durch ebene Schaufelgittern. Abb.Braunschweiger Wiss.Geselschaft, VII, 1955.

G.5. GHEORGHIU M, ANTON I: Determinarea experimentală a caracteristicilor energetice ale unei reţele circulare de profile în staţiunea UHT. Bul.St.şi Techn.al IPT, Seria mecanică,Tom 19 (33) Fasc.1/1974.

G.6. GHEORGHIU M, ANTON I: Studiul analitic al influenţei unor parametri geometrici asupra caracteristicilor energetice ale reţelei circulare de profile Clark Y.8 Studii şi Cercetări Mec.Aplicată Tom 33, nr.4,1974.

G.7. GUTOVSKI E.B., KOLTON A.Iu.: Teoria i ghidrodinamiceskii rasciot ghidroturbin.
Maşinostroenie, Leningrad, 1974.

G.8. GRANOVSKI S.A., ORGO, SMOLIAROV: Construcţii ghidroturbin i rasciot ih detalei.
Maşghiz Moskva, Leningrad, 1957.

H.1. HEBBEL H.H.: Einfluss der Machzahl und der Reynoldszahl auf den Turbulenzgrad des Hochgeschwindigkeits Gitterwindkanals.
Ber.62/22, Inst.Aerodynamik der D.F.L.Braunschweig 1962.

H.2. HEBBEL H.H.: Über den Einfluss der Machzahl und der Reynoldsza auf die Aerodynamischen Beiwerte von Turbinenschaufelgittern bei verschiedener Turbulenz der Strömung.
VDI - Forschung Ing.Wess.Bd.3o, nr.3, 1964.

H.3. HOFFMEISTER M: Entwicklung von radialen Laufschaufeln unter Benützung des Singularitätenverfahrens.
Maschinenbautechnik 8, 1959, nr.2.

H.4. HOLLER H.H.: Essais hydrodynamiques et aérodynamique des turbines hydrauliques sur un nouveau stand universal.
Bull.Escher Wyss nr.3, 1967, Zürich.

I.1. IANSINA I.G.: Ghidrodinamiceskie poteri energhii v radialnih aparatah ghidroturbin.
Energomaşinostroenie Nr.5, 1967.

I.2. IANSINA I.G.: Silovie harakteristiki radialnih napriavliaiuşcih aparatah ghidroturbin,
Izd.vuzov, Energhetica, nr.2, 1958.

I.3. ISAY W: Zur Berechnung der Strömung durch axiale Schaufelgitter.
ZAMM, Bd.37, Heft 9/1o, 1957.

I.4. ISAY W: Beitrag zur Potential strömung durch radiale Schaufelgitter.
Ingenieur Archiv, XXII, Bd.6, 1954.

I.5. ISAY W: Berechnungsergebnisse der radialen Schaufelgitterströmung.
ZAMM, Bd.33, 5/6, 1953.

K.1. KATZOFF S, FINN,R.S., LAURENCE J.C.: Interference method for obtaining potential flow past an arbitrary cascade of airfoils.
NACA T.R. Nr.879, Washington.

K.2. KAUFMANN W: Technische Hydro und Aeromechanik
Springer-Verlag, 1958.

K.3. KEMPF G.: Neue Ergebnisse der Widerstandsforschung.
Werft Reed.Hafen,1929,citat în Gesammelte Abhandlungen L.Prandtl, Springer-Verlag, 1961.

K.4. KING L.V.: On the convection of the heat from small Cylinders in a stream of fluid.
Phil.Trans.Roy.Soc.London,Series A, 214, 1914.

K.5. KLIMOV A.I.: Sbornik naucino-techniceskoi informaţii po ghidromaşinostroenie 4, 1o, 1959.

K.6. KNAPP R.T., DAILY J.W, HAMMITT F.G.: Cavitation Mc.Graw-Hill Book Comp. New-York, 197o.

K.7. KOCIN N.E.: Ghidrodinamiceskaia teoria reşiotok.
Gostehizdat, 1949.

K.8. KOCIN N.E.,KIBEL I.A.,ROZE N.V.: Teoreticeskaia ghidromehanika Gostehizdat, 1955.

K.9. KOLTON A.Iu, ETINBERG I.E.: Osnovî i teorii ghidrodinamiceskovo rasciota vodianîh turbin.
Maşghiz, Moscova,Leningrad, 1956.

K.1o. KOVALEV N.N.: Ghidroturbini
Maşghiz, Moscova,Leningrad, 1961.

V K.11. KONIG E.: Potentialströmung durch Gitter
ZAMM,Bd.8 Heft 2, 1928.

K.12. KRAEMER K: Flügelprofile in kritischen Reynoldszahl Bereich
Forsch.Ing.Wes. 27, 1961, nr.2.

K.13. CRAMER J.J.: Analysis of Incompressible Nonviscous Blade to Blade Flow in Rotating Blade Rows.
Trans. ASME vol.8o, Nr.2, 1958.

V K.15. KRÜGER H.: Ein Verfahren zur Druckverteilungsrechnung an geraden und radialen Schaufelgittern.
Bericht 56/B/1o der Max Plank Instituts für Strömungsforschung, Göttingen,

K.16. KVIATKOVSCHI M.F.: Rabocii proces osevoi ghidroturbinî
Trudî VIGM, vip.XIV,1951, vîp.XV,1952.

K.17. KLIMOV A.I.: Trudî VIGM, vîp.29,1961.

L.1. LEIST K: Prüfstand zur Messung der Druckverteilung an rotierenden Schaufeln.
Forschungsbericht der Wirtschafts und Verkersministerium. NRW,1958, nr.422.

L.2. LESOHIN L.F.: Opredelenie scorostei i davlenii v reşiotke profilei konecinoi tolscinî.
Naucinie zapiski Harkovskogo meh-maş.Instituta nr.6, 195o.

L.3. LIEBLEIN V: Zur Berechnung der Auftriebscharackteristik eines Profiles im Gitterverband,
Ing.Arch.Bd.18, 195o.

L.4. LUKASEVICI V.I.:Integralnoe uravnenie dlia rasciota ploskih crugovîh vrașciaiușciusia reșiotok sostavlenîh iz proizvolnîh relesnîh profilei.
Trudî VNII Chidromaş.vîp.XXXV,1967.

M.1. MAIKAPAR I.J: Rasciot crugovîh regiotok
TAGI Promîşlennia aerodinamika Vîp.28,1966

M.2. MOLENTEV P.B.: Metodica rasciota lopastei ghidroturbomaşin
A.N.SSSR, 1939.

M.3. MIHAILOV, I.E: Turbinnîe cowerî ghidroelectrostanţii
Energhetika, Moscva,1970.

M.4. MORELLI D.A, BOWERMAN: Pressure distribution on the blade
of an axial flow propeller pump.
Trans.ASME v.75,1953.

M.5. MORELLI D.A.:Pressure distributions on the vanes of a radial
flow impeller.
Hydrodynamics Laboratory CIT-Pasadena, publ.nr.99

N.1. NICOLSKI P.N.:Ghidroturbostroenie.
Masghiz.Moskva,Leningrad, 1955.

N.2. NUMACHI F.: Cavitation tests on hydrofoils arranged in
accelerating flow cascade.
Report Inst.High.Speed.Mec.Japan vol.13 1961/1962

P.1. PISTOLESI E: Sul calcolo dei schiere infinite di ali sottili
Aerotecnica Bd.17.

P.2. POLASEK J.: Berechnung der Strömung um ein Radiales Schaufelgitter.
Strojnicky Casopis, 13, 1962.

P.3. POPA O: Asupra mişcării potenţiale în jurul reţelelor de
profile Carafoli.
Comunic.Conf.de maşini hidraulice Partea II,Timişoara,sept.1964.

P.4. POPA O: Reţele de profile Carafoli.
Studii şi cerce.şt.tehn.VII, 3-4, 1960.

P.5. POPA O: An exact and explicit solution for the plane potential flow past a family of straight cascades of
Carafoli Airfoils.
Rev.Roumaine.Sci.Techn.Méc.Appl.Tom.31, 1972.

P.6. POPA O: The extension of the circle theorem to the Cauchy
integral representation of holomorphic functions.
Bul.IPT,Mat-Fiz.Mec.teor şi apl.Tom 15 (29)
Fasc.1,1970.

P.7. POVH I.L.: Aerodinamiceskii experiment v maşinostroenii
Izd.Maşinostroenie, 1965, Leningrad.

P.8. Poch I.L.: Modelirovanie ghidravliceskih turbin v vozduşnîh
potokah.
Gosenergoizdat,1955

P.9. PRANDTL L.: Gesammelte Abhandlungen zur angewandten Mechanik,
Hydro und Aerodynamik.
Springer Verlag-Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1961.

P.1o. PROSKURA : Ghidrodinamika turbomașin.
Magghiz, 1954.

P.11. POPA O: Determinarea unei relații generale între proprietățile aerodinamice ale unui profil izolat și cele ale aceluiaș profil dispus într-o rețea oarecare.
Conferința de mașini hidraulice, Budapesta, 1972.

P.12. PAVEL D, ZIDARU: Opredelenie skorosti na vihodnoi kromke i tocikl zastoia dlia nekotorih izolirovannih profilie ili v lineinoi resiotke.
Buletin IPB, tom.3o, Nr.3-4, 1968.

P.13. POPA O: Formula de inversiune a integralei de tip Cauchy prin care se definește câmpul de viteze în exteriorul rețelelor de profile subțiri.
Comunicările Conferinței de mașini hidraulice, P.II, Timișoara, sept.1964.

R.1. RAUCHMANN B.S., ROSTOVTEVA G.N: Ghidrodinamiceskie harakteristiki radialnovo napriavliaiușcevo aparata.
Energomașinostroenie Nr.5/197o.

R.2. RIEGELS F, WITTICH H: Zur Berechnung der Druckverteilung von Profilen.
Jahrbuch DFL, I.12o/I.1942.

R.3. RIEGELS F: Aerodynamische Profile
R.Oldenburg, München, 1958.

R.4. RIEGELS F: Das Umströmungsproblem bei inkompressiblen Potentialströmung.
Ing.Archive, Bd.16, 1948.

R 5. RIEGELS F: Das Umströmungsproblem bei inkompressiblen Potentialströmung.
Ing.Archive Bd.17, 1949.

R.6. RIEGELS F: Das Umströmungsproblem bei inkompressiblen Potentialströmung.
Ing.Archive, Bd.18, 195o.

S.1. SAMOILOVICI G.S: Rasciot ghidrodinamiceskih resiotok
P.M.M. 14, Nr.2, 195o.

S.2. SAMOILOVICI G.S.: Rasciot potentialnovo potoka gaza v trivolineinom kanale.
Teploenerghetika Nr.7, 1954.

S.3. SCHILHANSL M: Näherungsweise Berechnung von Auftrieb und Druckverteilung in Flügelgittern.
Wissenschaftliche Gesellschaft für Luftfahrt H.1927.

S.4. SCHLICHTING H: Grenzschicht-Theorie, 3 Auflage, Karlsruhe, G.Braun, 1958.

S.5. SCHLICHTING H: Neuere Untersuchungen über die Schaufelgitterströmung.
Siemens-Zeitschrift, 37, (1963) nr.12.

S.6. SCHLICHTING H: Berechnung der reibungslosen inkompressiblen Strömung [illegible] Schaufelgitter, [illegible] 1955.

S.7. SCHOLZ N: Über die Durchführung systematischer Messungen an ebenen Schaufelgittern
Zeitschrift für Flugwissenschaft 4, 1956, Nr.1o

S.8. SCHOLZ N: Aerodynamik der Schaufelgitter
Bd.I, Verlag G.Braun, Karlsruhe, 1967.

S.9. SCHOLZ N: Strömungsuntersuchungen an Schaufelgittern
VDI Forschungsheft 442, 1954.

S.1o. SCHULZ W: Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen mit logarithmischspiraligen Schaufeln.
ZAMM 1928, Bd.8, Heft 1.

S.11. SEDOV L.I.: Ploskie zadaci ghidrodinamiki i aerodinamiki
Gostehizdat, 1952.

S.12. SIMONOV L.A: Vzaimodeistvie potokov v spirali, napriavliaiusceom apparate i rabocem kolese ghidroturbinî
"Injenernii sbornik" T II, vîp.I 1953.

S.13. SISAK B: Ghidrodinamiceskoe issledovanie kavitaţii na lopasti turbinnoi regiotkii profilei.
Autoreferat, Moskva, 1953.

S.14. SOLOMAHOVA A.I.: Rasciot aerodinamiceskih harakteristic vrasciaiuscihsia crugovîh regiotok profilei aercionîh po logarifmiceskom spiraliam
TAGI Promiglennaia aerodinamika vîpusc 28, 1966

S.15. SORENSEN E: Potentialströmungen durch rotierenden Kreiselräder.
ZAMM, Bd.8-7, 1928.

S.16. SPANNHAKE W: Anwendung der konformen Abbildung auf die Berechnung von Strömungen in Kreiselräder.
ZAMM 1925-15.

S.17. SPURR R.A, ALLEN H.J: A theory of unstaggered airfoil cascades in compressible flow.
NACA T.R. Nr.888, Washington.

S.18. STEPANOV G.Iu.: Ghidrodinamica regiotok turbomaşin
Gosudarstvennoe Izd.Fiz.Mat.Literaturî, Moskva, 1962

T.1. TANANAIEV C.P.: Rasciot crugovoi regiotki sostavlenoi iz profilei proizvolnoi formî.
Trudî L.P.I., 1958.

T.2. TRAUPEL W: Die Berechnung der Potentialströmung durch Schaufelgitter.
Sulzer Technische Rundschau Nr.1, 1945.

T.3. TROSKOLANSKI A.T.: Théorie et pratique des mésures hydrauliques
Ed.Dunod, Paris, 1952.

V.1. VARGA A: Method of singularities for computing the velocity distribution in a radial impeller.
Acta Technica XXXIV. 1-2, 1963.

V.2. VOITASEVSKI D.:. Rasciot i isledovania ghidrodinamiceskih regiotok.
Trudî VIGM, vîpusk 16, 1953.

V.3. VOITASEVSKI D.A: Krugovaia regiotka iz plastin i napriavliaiușcii aparat ghidroturbinî,
Trudî VIGM vîpusc 19, 1956.

W.1. WEINIG F: Die Strömung um die Schaufeln von Turbomaschinen.
Leipzig, 1935.

W.2. WIESELBERGER: Citat în L.Prandtl : - Gesammelte Abhandlungen zur angewandtel Mechanik, Hydro u.Aerodynamik,1961,
Springer-Verlag.

CUPRINS

Pag.