

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. Antone I. Anghel

CONTINUTUL LA STUDIUL HIDRAULIC SI DE RESISTENTA
AL DISTRIBUTOARELOR CENTRALELOR HIDROELECTRICE

Conducitor stiintific
Acad. prof. Dr. Docent Ing. Ioan Anton

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

- 1987 -

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
M E C A N I C A	
C A T E G O R I E	
Volum:	525.147
După:	143 II G

C U P R I N S

	Pag.
----- Introducere	-
Cap.1 Considerații generale privind distribuitoarele.....	1
Cap.2 Soluții de realizare a distribuitoarelor.....	11
Cap.3 Importanța energetică a distribuitoarelor în ansamblul unei centrale hidroelectrice.....	18
Cap.4 Considerații generale privind pierderile de energie în ramificații.....	25
4.1. Parametrii hidraulici și geometrici ai ramificațiilor.	
4.2. Coeficienții pierderilor de energie ai ramificațiilor.	
4.3. Considerații privind geometria ramificațiilor cu nervură interioară.	
Cap.5 Modele experimentale și stațiuni de încercare.....	38
5.1. Considerații generale privind similitudinea hidrodinamică...	
5.2. Criterii generale de alegere a scârilor de modelare.	
5.3. Modelarea fenomenelor hidraulice în distribuitoare.	
5.4. Dimensiunile modelelor și parametrii stațiilor de încercare.	
5.5. Stațiuni de încercare în aer a modelelor de distribuitoare.	
5.6. Aparatura de măsură.	
5.7. Componentele circuitului hidraulic al stațiilor de încercare.	
5.8. Experimentări pe modele de ramificații a distribuitoarelor.	
Cap.6 Pierderile de energie în ramificațiile distribuitoarelor cu nervură de consolidare interioară.....	62
6.1. Influența cifrei Reynolds (Reo).	
6.2. Influența distribuției debitelor	
6.3. Influența parametrilor geometrici ai ramificațiilor.	

Cap.7	Funcționarea în serie a ramificațiilor.....	88
Cap.8	Distribuția viteselor la intrare și ieșire din ramificații.....	95
Cap.9	Pierderi de energie și distribuția debitelor pe ansamblul distribuitorului.....	105
	9.1. Coeficienții de pierderi	
	9.2. Distribuția debitelor	
	9.3. Determinarea puterii relative pierdute	
Cap.10	Pierderi de energie pe distribuitoare la scară industr.123	
	10.1 Transpunerea coeficienților de pierdere de la model la realizări industriale.	
	10.2 Valoarea pierderilor de sarcină pentru distribuitoare industriale.	
	10.3 Regiul opțim de exploatare a hidroagregatelor în centrală pe baza comportării hidraulice a distribuitorului.	
	10.4 Considerații hidraulice privind alegerea soluției de echipare.	
Cap.11	Dezvoltarea teoriei privind calculul pierderilor în distribuitoare asimetrice cu două sau mai multe noduri de ramificare.....	136
Cap.12	Calculul de rezistență al distribuitorilor.....	143
	12.1 Ipoteze de calcul și coeficienții de siguranță ai ansamblului distribuitorului.	
	12.2 Ipoteze de calcul al nervurii de consolidare.	
	12.3 Determinarea forțelor ce acționează pe nervura de consolidare interioară.	
	12.4 Calculul analitic al suprafeței ($A=A_1+A_2$) și a lățimii teoretice b_0 a nervurii.	
	12.5. Dimensionarea nervurii.	
	12.6 Măsurători tensometrice pe modele și realizări industriale.	
	12.7 Metoda analitică de calcul a desfășuratelor ramificațiilor cu nervură interioară.	
Cap.13	Contribuții la asimilarea concepției și fabricației distribuitorilor.....	198
Cap.14	Principalele concluzii și contribuții.....	201
	Bibliografie.....	206

INTRODUCERE

Amplungarea concepției și a fabricației echipamentelor hidromecanice la volumul și performanțele rezultate din vastul program de amenajare a potențialului hidroenergetic național, stabilit de documentele programatice ale Partidului Comunist Român, a impus o nouă orientare a activității de cercetare și inginerie tehnologică în acest domeniu.

Organizarea pe baze noi a activității de cercetare și inginerie tehnologică și obținerea de rezultate deosebite în acest domeniu a fost posibilă datorită dezvoltării bazelor de cercetare între care Laboratorul de Cercetare Echipamente Hidromecanice din cadrul CCSITEM Timișoara pus în funcțiune în anul 1975.

Realizarea acestei baze de cercetare, specializată pe echipamente hidromecanice, având o datorie deosebită, a permis realizarea unor programe de cercetare complexe în domeniul echipamentelor hidromecanice printre care se înscriu și distribuitorile.

Programele de cercetare în domeniul echipamentelor hidromecanice au cuprins aspecte de natură hidraulică și hidrodinamică, cavitație și vibrații, sisteme de acționare și automatizare, calculul de rezistență, studii de optimizare și sistematizare a metodelor de calcul și dimensionare.

Urmare a acestor preocupări și rezultate obținute, a fost dezvoltată în mod continuu concepția și execuția echipamentelor hidromecanice ajungând la realizări care constituie vârfuri ale performanțelor pe plan mondial în acest domeniu.

Pentru obiectivele hidroenergetice și hidrotehnice puse în funcțiune în perioada 1976 - 1985, unele de mare importanță economică pentru țara noastră ca, SHER Porțile de Fier II, Canal Dunăre-Marea Neagră, amenajările hidroenergetice de pe râurile Someș, Râul Mare - Retezat și Olt, echipamentele hidromecanice realizate în concepție proprie au atins un volum de ca. 6.000 tone.

Problemele tratate în teză, rezultatele teoretice și experimentale obținute în domeniul distribuitorilor fac parte din rezultatele remarcabile obținute de colectivul de cercetare și inginerie tehnologică de la CCSITEM Timișoara, sînt rezultatul

preocupărilor permanente ale autorului, de rezolvarea sarcinilor pe care le pune în fața noastră programul național de amenajare la parametri tehnico-economici superiori a potențialului hidroenergetic al țării.

Participând la dezvoltarea concepției românești în domeniul turbinelor hidraulice și al echipamentelor hidromecanice, lucrarea prezintă unele rezultate obținute în studiul fenomenelor hidraulice și al calculului de rezistență al distribuitoarelor, aspecte rezultate din preocupările autorului pentru realizarea concepției românești și asimilarea fabricației la parametri tehnici superiori a acestui echipament, în țara noastră.

Cunoscând cercetările teoretice și realizările practice, deosebite tendințele pe plan mondial în acest domeniu, am ales în cele mai multe cazuri calea îmbinării teoriei cu cercetare experimentală pe modele și realizări industriale (căpota le-am acordat o atenție deosebită) din convingerea că numai pe această cale se pot obține rezultatele concludente care pot conduce la materializarea certă în realizări industriale.

Am căutat pe parcursul efectuării studiilor teoretice și al cercetărilor experimentale pe modele în domeniul distribuitoarelor, să îmbin activitatea de cercetare cu cea de concepție și inginerie tehnologică, vizând realizarea de soluții constructive și tehnologice care să asigure distribuitoarelor industriale caracteristici superioare și un înalt grad de siguranță în exploatare.

Rezultatele obținute sînt concretizate prin realizarea în perioada 1977 - 1985, pentru 24 de amenajări hidroenergetice din țară și străinătate a tot atîtea distribuitoare, unele de mare performanță, avînd parametri tehnico-economici la nivelul produselor similare pe plan mondial.

Pentru rezultatele obținute, mulțumesc în mod deosebit profesorului meu academician Ioan Anton pentru îndrumarea și sprijinul acordat în toate fazele de realizare a acestei lucrări.

Mulțumesc deosebit, colegilor și colaboratorilor mei de la CERNET Timișoara pentru sprijinul acordat pe toată durata elaborării lucrării, cercetărilor, tehnicienților și muncitorilor din cadrul laboratorului de cercetare echipamente hidromecanice pentru participarea la realizarea volumului mare de măsurători experimentale pe modele și realizări industriale.

Cap.1. CONSIDERATII GENERALE PRIVIND DISTRIBUTOARELE

In ansamblul unei Centrale hidroelectrice de cadere medie sau mare, distribuitorul este elementul de legatura între conducta forțată și mașina hidraulică.

Rolul său funcțional este de a distribui debitul de apă al conductei forțate în mod egal hidroagregatelor din centrală sau la valoarea cerută de regimul de exploatare impus acestora.

Datorită rolului său funcțional poate fi considerat ca făcând parte din ansamblul conductei forțate, progresele tehnice în realizarea distribuitorilor fiind legate de progresele, în general obținute în construcția centralelor hidroelectrice și în primul rând a conductelor forțate.

Realizarea conductelor forțate a început în a doua jumătate a ultimului secol odată cu înlocuirea roții de apă prin turbina hidraulică și a progreselor obținute în cazangerii, ummare a fabricației mașinilor cu abur.

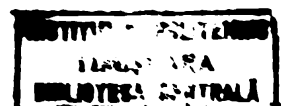
Tendința de valorificare pe scară industrială a potențialului hidroenergetic disponibil și deci a căderilor de apă din ce în ce mai mari, a condus foarte repede la înlocuirea soluțiilor de început (conducte din lemn, zidărie sau beton) prin conducte din oțel.

Pe baza realizărilor modeste de început a evoluat o tehnică importantă în ceea ce privește realizarea din oțel a conductelor forțate.

La început conductele se realizau prin nituire, metoda ce a atins o astfel de perfecțiune încât s-au putut realiza îmbinări prin eclise cu 1-3 rânduri și grosimi de perete de pînă la 40 mm.

Metoda de îmbinare prin nituire cu timpul a fost depășită datorită apariției sudurii ca metodă de îmbinare. Deja în 1910 sudura electrică a eliminat celelalte metode de îmbinare din tehnologia de fabricație a conductelor forțate și distribuitorilor.

Cerințele construcției de centrale hidroelectrice, progresele în producția și prelucrarea tablelor din oțel, progresele în realizarea materialelor, perfecționarea procedeelor și a utilajelor de sudură, a tehnologiilor și utilajelor de montaj au contribuit în mod deosebit la dezvoltarea pe care o cunoaște astăzi fabricația de conducte forțate și distribuitoare.



Tabelul Nr.1.1 ne dă o privire de ansamblu a progreselor realizate pe plan mondial și în țara noastră în fabricația de conducte forțate și distribuitoare.

TABELUL Nr.1.1.

Perioada	Presiunea stației (P) x diametrul interior D (Kg/cm)	Groșimea maximă a peretelui (mm)	Rezistența la rupere Kg/cm ²	Tensiunea tangencială admisibilă Kg/cm ²
până-1900	2000	14	2800	760
1900-1910	3500	25	3000	780
1910-1920	4200	29	3300	910
1920-1930	7600	49	3500	880
1930-1940	8600	45	4200	1100
1940-1945	12000	60	4200	1400
1945-1950	16200	50	6000	2000
1950-1960	23000	56	6500	2400
1960-1965	28000	60	7000	2700
1965-1985	31000	78	8000	3200

O contribuție de seamă la atingerea performanțelor de astăzi în domeniul construcției și fabricației conductelor forțate și a distribuitoarelor a adus-o și aprofundarea metodelor științifice de calcul atât în domeniul rezistenței cât și a mecanicii fluidelor.

Aplicarea unor noi rezultate obținute în domeniul teoriei elasticității și a mecanicii fluidelor, au permis stăpânirea prin metode matematice a unor stări de tensiune complexe, de asemenea evaluarea cantitativă a fenomenelor legate de teoria scurgerilor privind distribuția debitelor în nodurile de ramificare și valoarea pierderilor de energie.

Creșterea continuă a puterilor instalate în centralele hidroelectrice atât ca volum cât mai ales ca putere unitară, conduce la realizarea de conducte forțate și distribuitoare de performanță din ce în ce mai mari, rezultat al creșterii în primul rând al debitelor instalate. La actualul nivel al tehnicii de fabricație, limita performanțelor este impusă de siguranța în funcționare și aspectele economice.

Pe baza analizei a cca. 45 de amenajări hidroenergetice, realizate și puse în funcțiune în ultimii 25 de ani (2) (4) (10) (11) echipate cu centrale hidroelectrice de cădere medie și mare, în fig. 1.1 se prezintă prin parametrii caracteristici P (presiune statică); d (diametru); Q (debit) și produsul ($P \times d$), tendința actuală în realizarea conductelor forțate și a distribuitorilor.

Se remarcă în primul rând tendința continuă de creștere a debitului instalat Q , cu un salt pronunțat la sfârșitul perioadei 1950-1960.

Creșterea continuă a debitului în perioada analizată s-a obținut nu pe seama diametrului d (fig. 1.1) ci prin admiterea vitezelor de scurgere din ce în ce mai mari în conducte și distribuitoare.

Saltul pronunțat în diagramă fig. 1.1 privind creșterea debitului Q este datorat în primul rând rezultatelor obținute în cercetarea fenomenelor de natură hidraulică privind valoarea pierderilor de energie, distribuția presiunilor și a debitelor în conducte și nodurile de ramificare ale distribuitorilor (4) (8) (9).

Tendința de creștere a produsului ($P \times d$) poate fi pusă atât pe seama realizării de centrale hidroelectrice la căderi din ce în ce mai mari, cât și a creșterii diametrului. Acest lucru a fost posibil datorită progreselor obținute în cunoașterea stărilor de tensiune și a forțelor în nodurile de ramificare, modul de preluare a forțelor de către sistemele de ancorare și încastrare (fig. 1.1), (diagramele a și b) deosebita a progreselor obținute în realizarea de materiale având caracteristici mecanice superioare.

Progresele în viitor în acest domeniu sînt legate de progresele ce se vor obține în cercetarea științifică, producția de materiale și a tehnologiilor de execuție și montaj. Necesitatea valorificării în continuare a potențialului hidroenergetic al lumii asigură în continuare condiții deosebite de dezvoltare a fabricației de conducte forțate și distribuitoare.

Potențialul hidroenergetic al Europei, fără URSS este de con. 760 miliarde KWh (2) (10) (12) din care la nivelul anului 1985 era amenajat cca. 300 miliarde KWh.

Comparativ cu volumul conductelor forțate și a distribuitorilor realizate în unele țări europene (2) (4) (5) (99) (29) și considerînd ca 1/3 din potențialul hidroenergetic neamenajat se va valorifica prin instalarea de CHE de cădere medie și mare, rezultă necesitatea fabricării numai în Europa a unui volum de cca. 700.000 tone conducte forțate și distribuitoare.

După alte aprecieri și statistici internaționale. (10) (12) (29) rezervele hidroenergetice ale lumii ar fi de cca. 32.000 miliarde kWh, ceea ce ar conduce la un necesar de cca. 30-50 milioane tone conducte forțate și distribuitoare.

Fabricația de conducte forțate și distribuitoare nu stagnează chiar în cazul amenajării integrale a potențialului hidroenergetic al lumii, aceasta datorită dezvoltării din ce în ce mai mult a centralelor de acumulare prin pompaj iar pe de altă parte a necesității înlocuirii după 50-80 ani a celor existente în exploatare.

x

x

x

Din inițiativa și sub îndrumarea directă a Partidului Comunist Român în anul 1950 s-a elaborat și lansat primul plan decenal de electrificare a țării. Una din sarcinile principale trasate prin planul de electrificare pe perioada 1951-1960 a fost studiul sistematic al resurselor hidroenergetice ale României.

În prima etapă studiile au fost orientate spre determinarea potențialului teoretic liniar și a celui tehnic economic amenajabil, rezultînd o valoare de 36 TWh/an din care pe râurile interioare 24 TWh/an (1) (11).

Studiile sistematice de inventariere a resurselor hidroenergetice ale țării au pus în evidență posibilitățile de realizare economică a unor centrale cu specific de vîrf și semivîrf, s-au identificat amplasamente favorabile de baraje cu mari lacuri de acumulare, în special în regiunile de munte, pe râurile Bistrița, Argeș, Lotru, Someș, Rîul Mare Retezat, Cerna-Motru, Tismana și altele.

La lansarea primului plan de electrificare al țării anul 1950, puterea instalată în centralele hidroelectrice era de 60 MW ceea ce reprezintă extrem de puțin față de posibilitățile de instalare de cca. 20.000 MW oferite de potențialul hidroenergetic tehnic amenajabil al țării. Hidrocentralele existente erau învechite și de

putere redusă. Nici o amenajare nu dispunea de vreun lac de acumulare mai important toate fiind centrale pe firul apei sau cel mult cu regularizare zilnică, săptămînală, concepute să alimenteze centre mici de consum, izolate. Cea mai importantă CHE Dobrești proiectată și executată în cea mai mare parte de firme străine, avea o putere instalată de 16 MW.

În primii ani ai planului de electrificare (1950-1955) s-au proiectat, realizat și pus în funcțiune o serie de hidrocentrale ca: CHE Crăiniceș (8,7 MW), CHE Moroieni (16 MW), CHE Sadu (16 MW). În paralel cu aceste amenajări a început construcția noilor hidrocentrale CHE Lenin-Bicaz (210 MW); Cascada Bistrița-aval (250 MW); CHE Gheorghe Gheorghiu Dej-Argeș (220 MW); Cascada Argeș aval (60 MW) prima etapă.

În anul 1964 au început lucrările de execuție a SMDN Porțile de Fier I. Hidrocentralele în construcție și în funcțiune la sfîrșitul anului 1965 totalizau o putere instalată de cca. 800 MW pe râurile interioare și 1000 MW pe Dunăre.

Prin directivele Congresului al II-lea al Partidului Comunist Român se prevede ca pentru următorii 10 ani (1966-1975) producția de energie electrică să ajungă la 32-34 Twh în 1970 și la 50-60 Twh în anul 1975. La nivelul anului 1975 se prevedea cu producția de energie hidroelectrică să fie de 10 miliarde kWh adică 17-18% din întreaga producție de energie electrică a țării la acea dată, ceea ce reprezintă o creștere de 10 ori față de anul 1965.

Pentru valorificarea complexă și gospodărirea rațională a resurselor de energie primară de care dispune România, variate dar limitate cantitativ, s-a urmărit ameliorarea treptată a structurii balanței energetice a țării prin economisirea combustibililor superiori, pentru valorificarea lor complexă și intensificarea utilizării combustibililor inferiori și a resurselor hidroenergetice care nu pot fi folosite decît în scopuri energetice. Aceasta a dat în continuare un nou impuls construcției de centrale hidroelectrice în țara noastră.

Posibilitățile naturale limitate ca debit și cădere, pe care le prezintă râurile noastre, nu favorizau obținerea unor puteri însemnate în Centrale hidroelectrice. Prin aplicarea unor concepții și tendințe moderne (10) (11) (12) amenajarea resurselor hidroenergetice, de concentrare a debitelor prin devierea unor afluenți și cursuri de apă învecinate, în acumulări mari și de concentrare a căderilor prin amplasarea centralelor în subteran și continuarea amenajării prin galerii de fugă lungi, s-a reușit să se obțină concentrarea potențialului hidroenergetic al râurilor în

centrale hidroelectrice de mare putere.

Prin aplicarea acestor concepții de amenajare au rezultat puteri posibile de instalare în hidrocentralele de pe râurile Argeș, Lotru, Someș, Sebeș, Râul Mare-Retezat, Dâmbovița, Cerna Motru-Pismana, între 150-500 MW și căderi între 300-800 mH₂O. Pe cursul mijlociu și inferior al râurilor care dispun de asemenea hidrocentrale s-a prevăzut amenajarea unor cascade de cădere mică care beneficiază de debitele regularizate prin marile lacuri din amonte. Dintre cascadele de acest tip se pot aminti: cele de pe Argeș, Bistrița, Olt, Râul Mare - Retezat, Someș.

Aplicarea acestor soluții de amenajare, mai ales în privința CHE de mare cădere, conduce la necesitatea unor echipamente, hidroenergetice și hidromecanice de mare performanță între care se înscriu și echipamentele pentru sistemele de aducțiune și distribuție a debitelor la hidroagregate (conducte forțate și distribuitoare).

Datorită lipsei de experiență în țară, în realizarea concepției și fabricației acestor echipamente, pentru primele amenajări CHE Lenin-Bicuz, CHE Gheorghe Gheorghiu Dej-Argeș și CHE Lotru, puse în funcțiune în perioada 1960-1968, realizarea integrală a concepției și a unui volum mare de furnitură, a fost încredințată unor firme străine cu experiența din R.S.G. și Franța. Dintre aceste furnituri menționăm distribuitorul pentru CHE Lotru Ø3000/6 x 1200-780/950 mH₂O a fost realizat de firma B.V.S. din Franța în colaborare cu firma Escher-Wyss din Elveția, care a asigurat concepția acestui echipament de mare performanță.

În conformitate cu programul de construcție în continuare în R.S.R. la CHE de mare cădere și putere sarcina realizării integrale a concepției și fabricației echipamentelor hidroenergetice și hidromecanice, inclusiv sistemele de distribuție și colectarea debitelor, ca de altfel și pentru celelalte tipuri de amenajări hidroenergetice (tip baraj sau fluviale) au revenit Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini (MICM).

În acest scop în anul 1965 a luat ființă Institutul de Proiectări Echipamente Energetice (IPEE) - Roșița cu filiala în Timișoara, actualul Centru de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice (CCSITER), prin care se pun baze noi organizării și asigurării concepției în domeniul echipamentelor hidroenergetice.

Corelat cu corințele etapei respective, privind necesitatea asigurării concepției și a tendințelor pe plan mondial în acest domeniu s-a dezvoltat și realizat baza materială a centrului, laboratoare de cercetare cu stațiuni specializate pe specificul

echipamentului hidroenergetic; hidroagregate la Reșița și echipamente hidromecanice la Timișoara.

De menționat este faptul că la CCSITEH Timișoara s-a realizat primul laborator din țară specializat în echipamente hidromecanice (1) (119).

Pentru asigurarea fabricației de echipamente hidroenergetice în conformitate cu planul de valorificare a potențialului hidroenergetic al țării și la nivelul performanțelor tehnologice atins pe plan mondial se organizează în cadrul ICM Reșița, ICM Bocșa, ICM Caransebeș; IM Timișoara, SN Galați și I. Independența Sibiu, sectoare specializate cu dotarea necesară pentru fabricația acestui gen de echipament.

În cadrul Intreprinderii Independența Sibiu se organizează un sector specializat în fabricația distribuitorilor și a conductelor forțate.

Programul și soluțiile stabilite de amenajare în continuare și a unei părți din potențialul hidroenergetic al țării prin centrale hidroelectrice de cădere medie și mare au condus la necesitatea realizării unui volum mare și diversificat de distribuitoare.

În tabelul Nr.1.2 se prezintă principalii parametri constructivi și funcționali ai distribuitorilor ce urmează să echipeze CHE prevăzute a se realiza și pune în funcțiune în perioada 1970-1980 (1987), având o putere instalată de cca. 1200 MW.

Se remarcă prin parametri constructivi și funcționali distribuitorii pentru CHE Marigelu pe râul Someș, Susag și Gîlcoag pe râul Sebeș; Rîul Mare-Retezat, Tismana din bazinul Cerna-Motru-Tismana. Soluțiile de echipare vizează realizarea celor două tipuri de distribuitoare (simetrice și asimetrice).

Realizarea integrală pentru prima dată în țară a concepției și fabricației acestor echipamente energetice, al căror rol funcțional în ansamblul amenajării este deosebit de important, atât din punct de vedere funcțional și energetic cât și al siguranței în exploatare a impus realizarea în cadrul CCSITEH Timișoara a unor programe speciale de cercetare. La realizarea programelor de cercetare vizînd aspecte de natură hidraulică și hidrodinamică (pierderi de energie, distribuții de viteze și debite în nodurile de ramificare), rezistență (distribuția tensiunilor în nodurile de ramificare, metode de calcul și coeficienți de siguranță, preluarea eforturilor prin nervuri de consolidare și calculul acestora),

soluții constructive, materiale și tehnologie de realizare, au fost antrenate și colective din cadrul Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, Catedra de Mașini Hidraulice și Intreprinderea "Independența" Sibiu.

Plecând de la realizările pe plan mondial, programele de cercetare au urmărit asimilarea concepției și fabricației în concordanță cu stadiile și tendințele actuale în construcția și fabricația distribuitoarelor (2) (4) (5) (8) (13) (16) (18).

Prezentă teză de doctorat prin tematica și rezultatele obținute se înscrie în aceste programe de cercetare. Rezultatele obținute au permis asigurarea integrală a concepției și fabricației în țară a acestor echipamente energetice, eliminarea integrală a importurilor, crearea condițiilor de participare la export.

Valorificarea în continuare a potențialului hidroenergetic al țării, prin realizarea de CHE de cădere mare și medie, vizând anul 2000, impune fabricarea unui volum anual din ce în ce mai mare de distribuitoare. Pe baza studiilor de amenajare a potențialului hidroenergetic al țării, realizate la nivelul anului 1975, dinamica necesarului de distribuitoare și colectoare (realizarea de centrale cu acumulare prin pompaj) se prezintă ca în fig.1.2.

Pentru perioada 1981-2000 volumul de distribuitoare și colectoare este mai mare față de perioada 1965-1980 cu cca. 4 ori, valori ce reflectă dinamica construcției în țara noastră a centralelor hidroelectrice de cădere mare și medie.

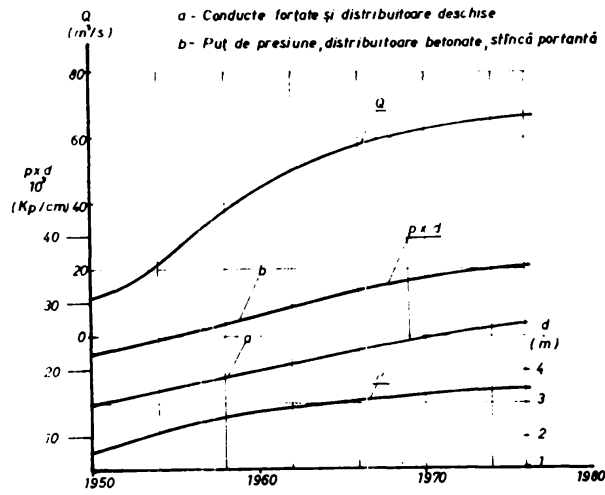


Fig. 1.1

Fabricația de distribuitoare și colectoare în România

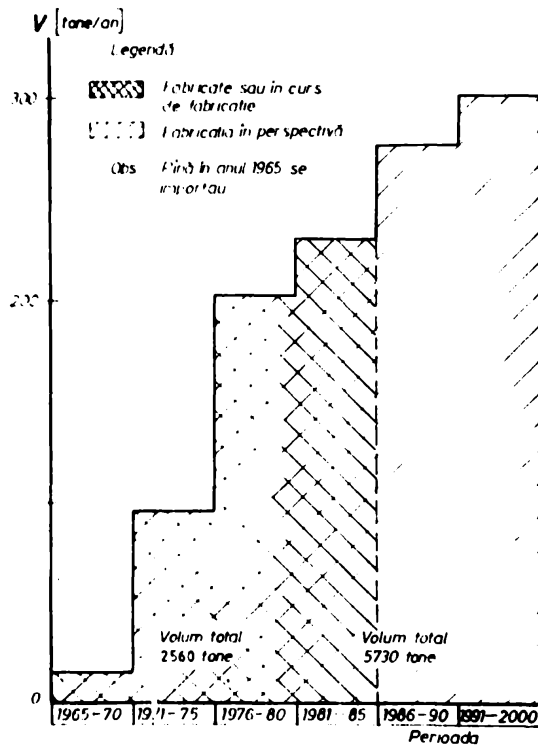
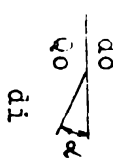


Fig. 1.2

ANEXARILE, TIPUL DISTRIBUII ARIOR SI PRINCIPALII PARAMETRII HIDRAULICI SI GEOMETRICI Tabelul nr.1.1.

Nr. Denumirea cenz. Tipul distri- nr. nodurilor Diametrul Diametrul Debitul de Presiunea Presiunea
 crt. tralei hidro- torului de ramificare de in- de iesire intrare statică dinamică
 electrice(OHM) torului trare(do) (di) (qo) Observ
 maxia

			buc	m	m	m ³ /s	mH ₂ O	mH ₂ O	
1.	OHM - Măriselu	A	2	3,2	1,6	69,9	450	640	
2.	OHM - Gilceag	A	1	2,2	1,6	40	420	625	A-asimetria
3.	OHM - Sugaș	S	1	3,2	1,6	50	300	450	
4.	OHM - Rîul Mare- Retezat	S	1	3,6	2,2	70	602	766	
5.	OHM - Motru	S	1	2,7	1,4	36	200	280	
6.	OHM - Pucioasa	S	1	2,5	1,4	5,9	20	40	S-simetria
7.	OHM - Tismana	S	1	3,5	1,7	55	266	322	
8.	S.P.- Gilceag	A	1	1,4	0,65	7,2	35	160	
9.	OHM - Dîmbovița- Clebucet	A	1	2,6	1,5	35	259	340	
10.	OHM - Scropoasa	A	1	1,15	0,7	6,4	243	310	
11.	OHM - Sîsciori	S	1	3,6	1,9	32	115	165	
12.	OHM - Remetei	A	1	3,0	1,5	38	330	410	
13.	OHM - Poiana Mărului	A	1	3,6	1,8	54	365	450	
14.	OHM - Siriu	S	1	2,65	1,5	32	205	340	



Cap. 2. SOLUȚII DE REALIZARE A DISTRIBUTOARELOR

Rolul funcțional și amplasarea distribuitorului în ansamblul unei centrale hidroelectrice rezultă din fig. 2.1. El este elementul de legătură între conducta forțată și hidroagregatele din centrală.

Dependent de soluțiile de realizare și amplasare a aducțiilor a poziției centralei în ansamblul amenajărilor și numărul de hidroagregate din centrală, distribuitorii pot fi de tip simetric sau asimetric cu una sau mai multe ramificații fig. 2.2, 2.3.

Distribuirea debitului de apă dintr-o singură conductă la mai multe hidroagregate a apărut ca o necesitate impusă de creșterea puterilor instalate în centralele hidroelectrice.

Chiar la început, când parametrii hidraulici și constructivi erau modești ca performanță, realizarea ramificațiilor punea în fața constructorilor probleme deosebite.

Datorită posibilităților de fabricație existente în etapa respectivă se realizau în soluție turnată din fontă cenușie sau oțel. Constructorii acestui gen de echipament pe măsură ce aprofundau aspectele funcționale corelat cu dezvoltarea metodelor de calcul aveau senzația, inspirată din natura fig. 2.4, a necesității unei întăriri.

Din această cauză ramificațiile au fost întărite fie prin grosimea pereților fie prin nervuri interioare fig. 2.5.

Consumul mare de material, ca urmare a realizării lor în varianta turnată, cât și rezistențele hidraulice mari introduse de prezența lor la scurgerea debitului de apă spre turbine a impus chiar din 1918 trecerea la soluția de realizare complet din tablă de oțel, cu o consolidare exterioară sub formă de cadru fig. 2.6.

Această consolidare de tip cadru s-a dovedit a fi nepotrivită, greutatea ei fiind dublă față de ramificația neconsolidată.

Cu timpul au apărut forme de consolidare mai economice. Rezultatele cercetărilor efectuate privind valoarea deformațiilor și a stărilor de tensiune sub acțiunea presiunii interioare, au condus la soluții de consolidare sub formă de gulere pe linia de intersecție a conductelor fig. 2.7; 2.8.

Dezvoltarea cunoașterii în domeniul rezistenței, în special a teoriei membranelor cât și a tehnicii de măsurare a tensiunilor și deformațiilor prin mărci tensometrice a permis o înțelegere mai exactă a stărilor de tensiune din nodurile de ramificare.

În paralel, cercetările hidraulice privind distribuția debitelor și valoarea pierderilor cât și progresele realizate în tehnologia de fabricație au condus la actualele forme constructive ale ramificațiilor. Au apărut soluții de realizare a ramificațiilor cu suprafețe interioare bine rotunjite și nervuri de consolidare exterioare mai economice din punct de vedere al greutateilor fig. 2.9.

O soluție interesantă din punct de vedere al tehnicii de consolidare a nodurilor de ramificare, realizată în Franța de către firma Banchoyer + Vialtal - Grenoble este cea prezentată în fig. 2.10. Un înveliș sferic exterior preia forțele rezultate din presiunea interioară iar o membrană subțire interioară are rolul de a conduce curentul de apă în nodul de ramificare. Datorită racordării sferei la conductă, pereții acesteia va fi slăbit, aceasta impune întărirea suplimentară, fapt ce conduce la o soluție solidă și în același timp rigidă. Din această cauză apar piedici la deformare, întinderi forțate și tensiuni care nu pot fi ignorate.

Calculul și măsurătorile tensometrice efectuate pe ramificații (simetrice și asimetrice) cu nervuri de întărire exterioare au arătat clar ca materialul acestor nervuri este puțin exploatat (6) (7) (15) (17) (27).

Distribuția inegală a tensiunilor dă o exploatare neeconomică a materialului nervurii.

Avantajele condițiilor bune de scurgere obținute în cazul soluțiilor cu nervuri de consolidare exterioară și forme sferice se pierd datorită consumului mare de material necesar realizării lor.

Din această cauză preocupările în continuare la firmele constructoare au fost de a realiza soluții de întărire cât mai economice care să realizeze efectul de întărire dar în același timp să asigure condiții de scurgere acceptabile din punct de vedere hidraulic privind distribuția debitelor și valoarea pierderilor de energie comparabile cu cele rezultate în cazul ramificațiilor consolidate anterior (6) (7) (8) (9) (16).

Firma Escher - Wyss din Elveția a studiat și prezentat o nouă soluție de consolidare a ramificațiilor, care are la bază următoarea idee:

Tensiunile care acționează în curba de intersecție a două țevi cilindrice se preiau de o nervură de întărire în planul de intersecție. Secțiunea nervurii care trece prin aceste

puncte de intersecție, perpendicular pe direcția rezultantei, se pune simetric față de rezultantă și proporțional cu mărimea acesteia.

Rezultă astfel pentru nervura de întărire un corp solicitat numai la tracțiune de aceeași rezistență.

Dacă se execută de grosime egală (soluție avantajoasă din punct de vedere al fabricației mai ales la construcții sudate), rezultă o nervură de consolidare sub formă de seceră care la capăt stă în interiorul ramificației iar la vârf simetrică la curba de intersecție. Pentru materializarea nervurii de întărire trebuie cunoscute poziția și rezultanta forțelor care acționează în diferite puncte ale curbei de intersecție a celor două conducte.

Datorită poziției pe care o ocupă în ansamblul construcției, ramificațiile astfel consolidate sînt denumite ca nervuri de consolidare interioară. Aplicarea acestui principiu de consolidare a ramificațiilor de către firmele constructoare, a condus la două soluții constructive de realizare a nervurilor interioare.

Soluția tip Sulzer fig. 2.11 și soluția tip Escher-Wyss fig. 2.12.

Din studiile efectuate de către firma Escher - Wyss rezultă că prin aplicarea noii soluții de consolidare comparativ cu soluția de consolidare prin nervuri exterioare, referitor la întreaga ramificație, economiile de material pot atinge valori de 30-40%.

Prin aplicarea noii soluții se reduc cheltuielile de partea de construcție a amenajărilor în sensul reducerii lucrărilor de excavații ale galeriilor de acces și montaj deosebit de costisitoare mai ales în cazul centralelor subterane.

La început aplicarea soluțiilor era limitată, la ramificații simetrice (soluția tip Sulzer) și asimetrice (soluția tip Escher - Wyss) cu unele rezerve privind gradul de pătrundere în interior a nervurii de consolidare. Preocupările în continuare la firmele constructoare și laboratoarele specializate sînt orientate în vederea perfecționării și generalizării aplicării celor două soluții (8) (9) (13) (16) (18).

Cercetările în acest domeniu se desfășoară atît în direcția perfecționării soluțiilor constructive în sensul realizării unor noduri de ramificare consolidate interior care să conducă la pierderi minime și valori controlate a distribuției debitelor cît și la perfecționarea metodelor de dimensionare. Efectuarea în paralel a cercetărilor hidraulice cu cele de rezistență au drept scop

realizarea unor dimensiuni ale nervurilor de consolidare care să nu perturbe regimul de scurgere chiar în regiuni de încărcare asimetrice din punct de vedere hidraulic, asigurând în același timp soluții economice din punct de vedere al consumului de materiale, tehnologiei de fabricație și siguranța mărită în exploatare.

Având în vedere tendința pe plan mondial în acest domeniu, studiile și cercetările experimentale de natură hidraulică și de rezistență s-au axat pe distribuitoare simetrice și asimetrice cu nervură de consolidare interioară - soluția tip Escherwyss.

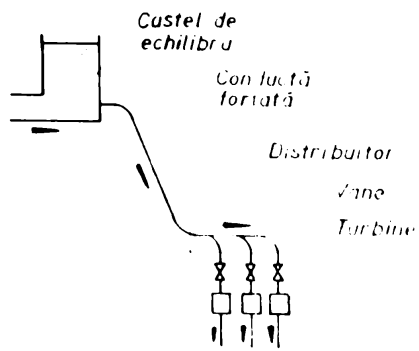
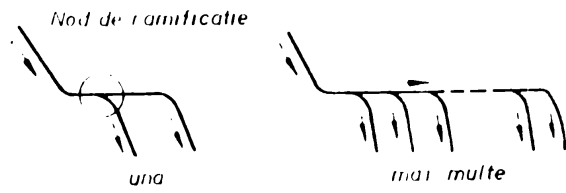


Fig. 2.1

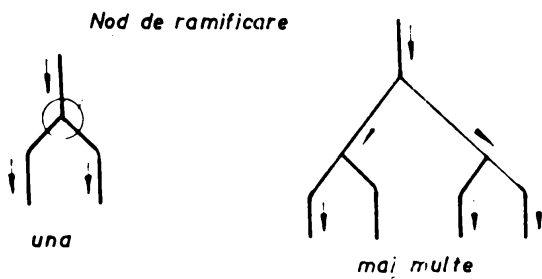
Distribuitoare asimetrice



Ramificații

Fig. 2.2

Distribuitoare simetrice



Ramificații

Fig. 2.3



Fig. 2.4

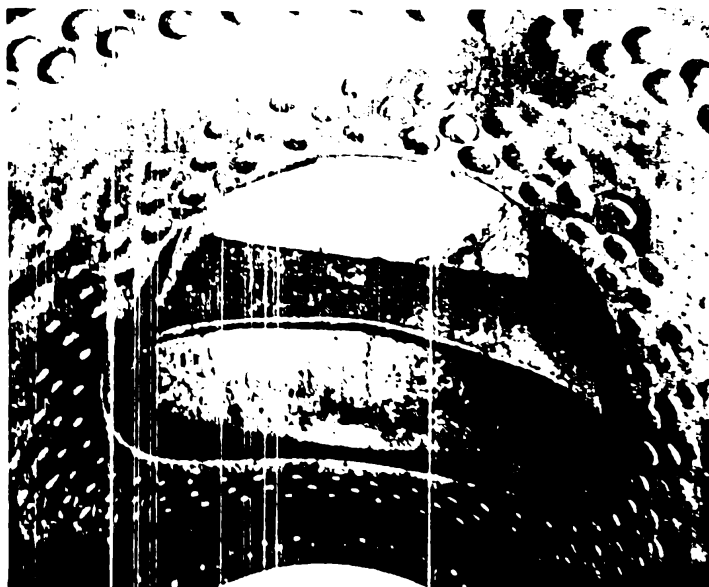


Fig. 2.5

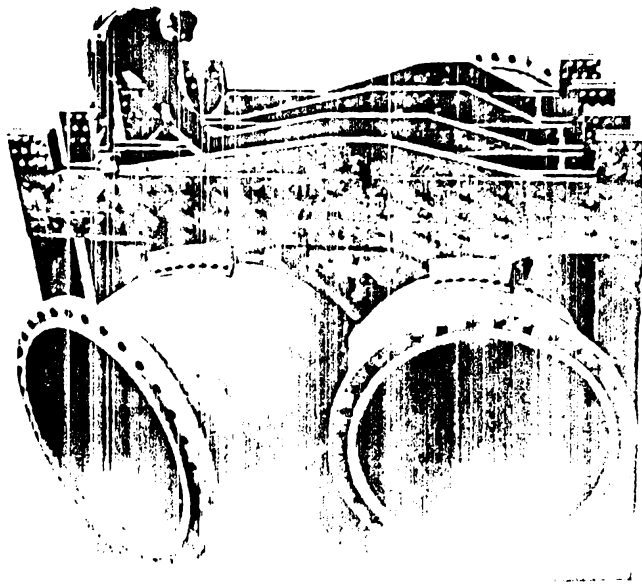


Fig. 2.6



Fig. 2.7

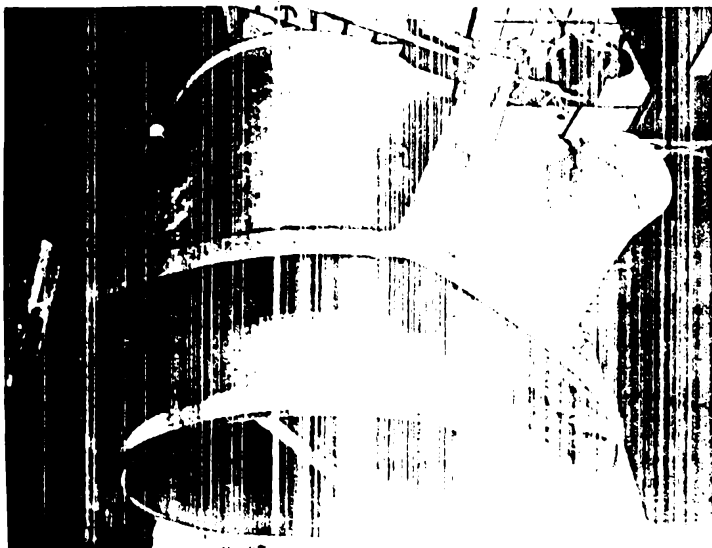


Fig. 2.8 a

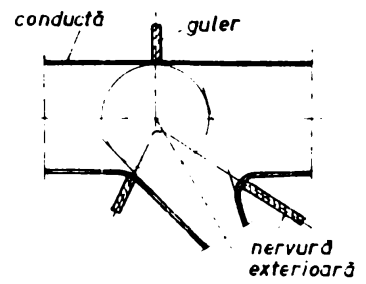


Fig. 2.8 b

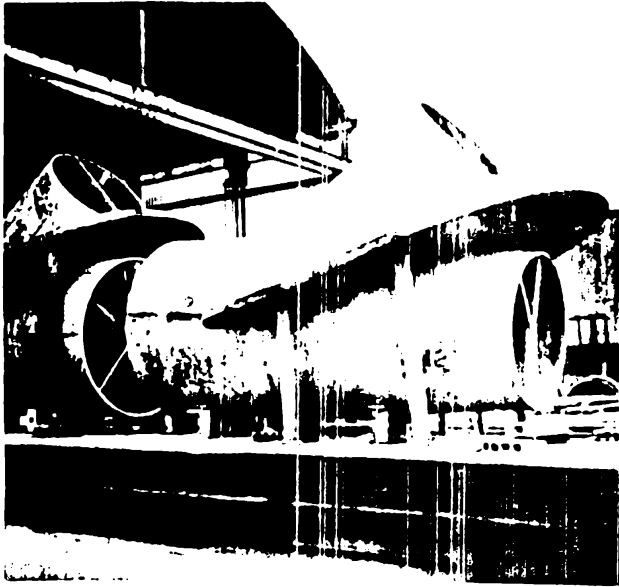


Fig. 2.9 a

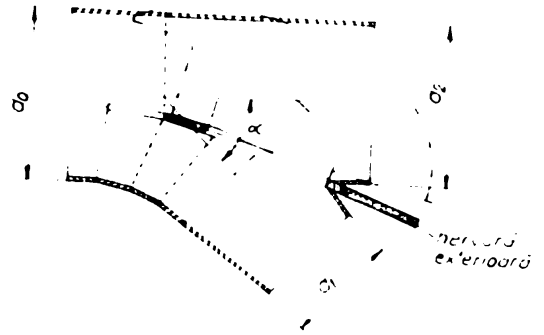


Fig. 2.9 b

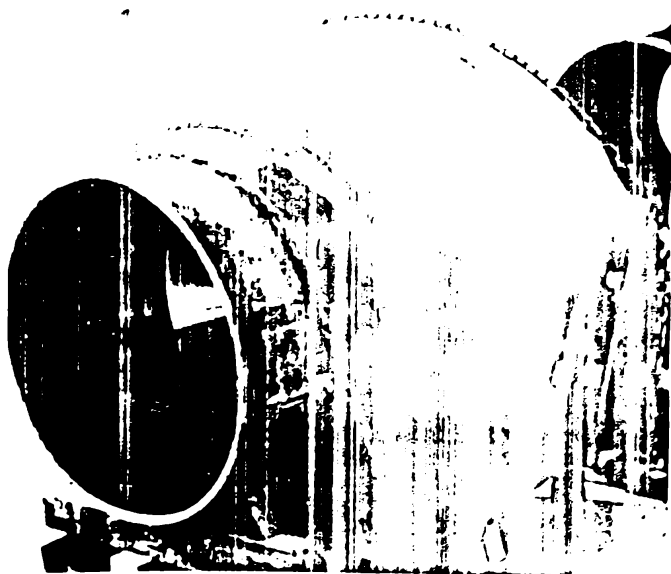


Fig. 2.10 a

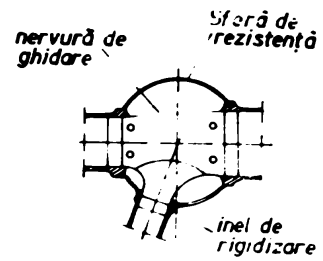


Fig. 2.10 b

525-147
143 G

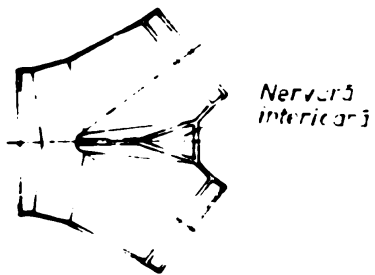


Fig. 2.11

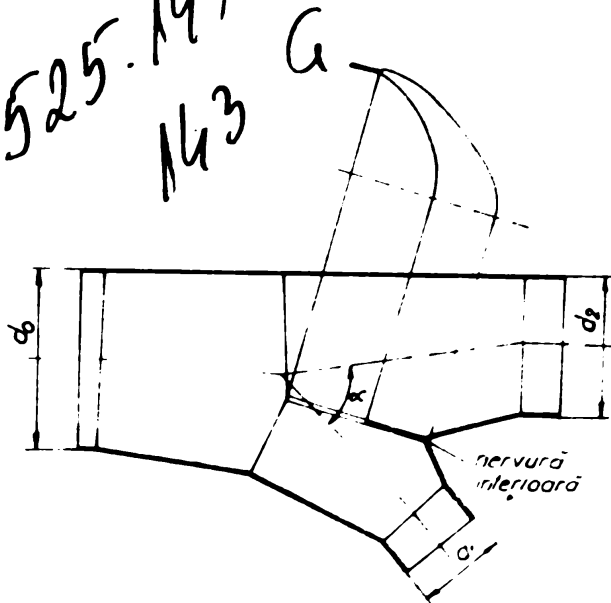


Fig. 2.12

. Cap. 3. IMPORTANȚA ENERGETICĂ A DISTRIBUTOARELOR
ÎN ANSAMBLUL UNEI CHE

Stabilirea dimensiunilor construcțiilor și a echipamentelor unei centrale hidroelectrice nu poate fi separată de analiza energetică-economică, care la rîndul ei se bazează pe schema de construcție, schema de exploatare a întregului ansamblu și a părților lui componente luate izolat.

Hidraulica sistemului de aducțiune pune o serie de probleme care nu pot fi rezolvate separat, deoarece condițiile la limită a diverselor părți componente sînt legate între ele în cadrul ansamblului hidraulic al sistemului.

În proiectarea echipamentelor pentru o centrală hidroelectrică importanța cea mai mare se acordă hidroagregatelor, obținerea unui randament maxim posibil fiind unul din criteriile de bază în alegerea acestora. Nu același lucru se poate spune în privința sistemelor de aducțiune.

. . Amplasarea, realizarea conductelor forțate și a sistemelor de distribuire a debitelor la hidroagregate fiind tratată din punct de vedere energetic ca o problemă secundară.

În timp ce la turbinile hidraulice valorile randamentelor au atins se pare limite posibile nu același lucru se poate spune în cazul sistemelor de aducțiune.

Să examinăm cazul general al utilizării energiei unui curs de apă fig. 3.1.

Dacă aplicăm unui element de volum separat în interiorul lichidului, care se deplasează pe traiectoria i-f principiul general al mecanicii rezultă:

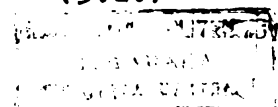
$$E_{pi} - E_{pf} = L_{i-f} \quad (3.1.)$$

Unde E_p este energia potențială, iar L lucrul mecanic al tuturor forțelor pe parcursul de la i-f.

Dacă volumul considerat este de greutate unitară atunci $E_p = Z + p/\gamma$ iar lucrul mecanic L este dat de forțele rezultante din diferențele de viteze și forțele de rezistență.

Energia mecanică pe unitate de greutate extinsă la întreaga secțiune a curentului va fi:

$$L'_{i-f} = E_{pi} - E_{pf} - h_{i-f} \quad (3.2.)$$



Evident că atunci când se dă $E_1 - E_f$ obținerea energiei mecanice este posibilă doar ca rezultat al micșorării rezistenței h_{i-f} în raport cu pierderile existente în albia naturală.

După cum rezultă din expresia cunoscută (3.3.)

$$h_{i-f} = \frac{1}{2g} \sum_i \left(\frac{Q}{S} \right)^2 \xi \quad (3.3.)$$

putem micșora pierderile prin:

- micșorarea debitului de apă Q (la capătul sectorului utilizat avem un volum de compensare care permite să transportăm un anumit debit, compensat în timp);

- creșterea secțiunii S ceea ce este echivalent cu micșorarea vitezelor de scurgere (amenajarea de biefuri și baraje)

- micșorarea coeficientului de rezistență ξ (reducerea numărului și lungimilor conductelor, îmbunătățirea proprietăților lor hidraulice)

Metodele enumerate mai sus se aplică în mod curent la proiectarea centralelor hidroelectrice.

Dacă ne referim la schema de amenajare din fig. 3.1. rezultă $Z = E_1 - E_f$ căderea totală a sectorului

$H = E_1 - E_2$ căderea totală a centralei

$H_{brut} = E_1 - E_2$ căderea brută

$H_{net} = E_1 - E_2 - h_{p1-2}$ căderea netă

Din cele prezentate rezultă că prin căderea netă se măsoară energia mecanică care poate fi obținută din fiecare unitate de greutate, adică:

$$H_{net} = L'_{i-f} \quad (3.4)$$

Atunci când se calculează puterea utilă a sectorului, din căderea totală Z trebuie scăzute pierderile totale de presiune care se produc în sistemul de educațiune (inclusiv conducte forțate și distribuție).

Deci puterea utilă se poate scrie cu relația cunoscută:

$$N \approx 9,8 Q \cdot H_{net} \cdot \eta_T \cdot \eta_G \quad (3.5)$$

Unde : η_T - randamentul turbinelor

η_G - randamentul generatorului

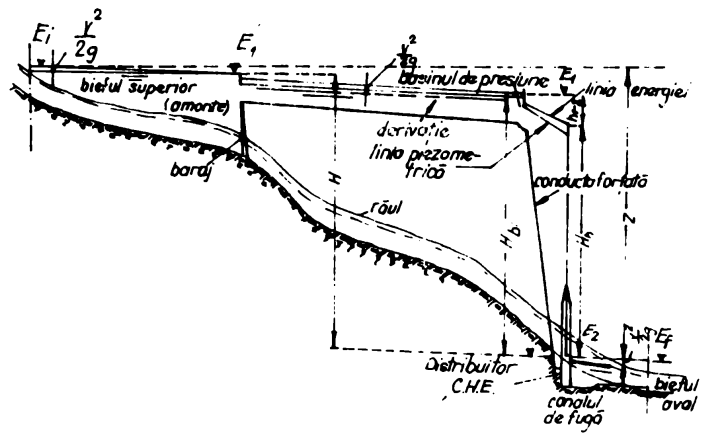


Fig. 3.1

La stabilirea resurselor energetice ale unui sector de râu sau bazin trebuie să ținem cont de diferitele pante și debite de apă în lungul sectorului.

Diferențiind în raport cu lungimile sectorului din relația (3.5.) rezultă:

$$N' \approx 9,8 Q \frac{dH_{net}}{dl} \eta_T \cdot \eta_G \quad (3.6.)$$

Inlocuind pe H_{net} prin E și introducînd:

$$\frac{E_f - E_i}{\Delta l} \approx \frac{dE}{dl} = -J_e \quad (\text{panta hidraulică})$$

$$\frac{h_{if}}{\Delta l} = J \quad (\text{panta piezometrică})$$

din relația (32) rezultă:

$$\frac{dL'}{dl} = J_e - J \quad (3.7.)$$

Astfel puterea utilă a râului raportată la unitatea de lungime se poate scrie:

$$N' \approx 9,8 Q (J_e - J) \eta_T \cdot \eta_G \quad (3.8.)$$

Inlocuind pe $(J_e - J)$ prin $J_e \cdot \eta_{od}$ unde:

$$\eta_{od} = \frac{H_{net}}{Z} \quad - \text{randamentul sistemului de aducțiune}$$

rezultă

$$N' \approx 9,8 Q J_e \eta_{od} \eta_T \cdot \eta_G \quad (3.9.)$$

$$\text{sau } N' \approx 9,8 Q J_e \cdot \eta_s \quad (3.10.)$$

unde:

$$\eta_s = \eta_{od} \cdot \eta_T \cdot \eta_G \quad (3.11)$$

Rezultă din relația (3.9,) dependența puterii utile a sectorului amenajat de valoarea randamentului sistemului de aducțiune

La valori ale debitelor între $10 - 75 \text{ m}^3/\text{s}$ și lungimi ale sectoarelor între $5 - 15 \text{ Km}$, pe baza datelor din literatură (2) (22) (59) în tabelul Nr. 3.1. am prezentat pentru a pune în evidență importanța energetică a sistemului de aducțiune, valorile randamentelor η_{od} în cazul unei centrale cu derivație (golire sub presiune și conducte forțate).

Valorile randamentelor din tabel corespund pentru debitul maxim al unei conducte limitat la $25 \text{ m}^3/\text{s}$, iar în cazul căderilor de 500 m debite de $10 \text{ m}^3/\text{s}$ și viteza medie de 6 m/s .

Din analiza valorilor prezentate rezultă influența mare a randamentului sistemului de aducțiune comparativ cu randamentul turbinelor și a generatoarelor asupra valorii puterii utile a sectorului ($\eta_r \eta_g \Rightarrow \eta_{od}$).

Rezultă de asemenea importanța din punct de vedere energetic a conductelor forțate și sistemele de distribuire a debitelor la turbine, avînd în vedere valoarea mare a pierderilor de presiune, care sînt conform tabelului Nr. 3.1. în medie de $8 - 10\%$ din energia totală a centralei.

TABEL Nr. 3.1.

Lungime sector	Cădere sector	$Q = 10 - 75 \text{ m}^3/\text{s}$			Observa- -ții
		η galerie	η conducte	η_{ad}	
Km	m	/	/	/	
5	100	0,75-0,86	0,92	0,69-0,72	Viteza medie în conduțe între 4-6 m/s
	200	0,85-0,90	0,90	0,77-0,81	
10	200	0,73-0,81	0,88	0,65-0,72	
	500	0,80-0,89	0,82	0,66-0,74	
15	200	0,70-0,76	0,86	0,60-0,65	
	500	0,76-0,84	0,80	0,61-0,67	

Tendința de reducere a dimensiunilor conductelor forțate și a distribuitoarelor, odată cu creșterea puterilor instalate, conduce nemijlocit la obținerea unor viteze tot mai mari de scurgere, fapt ce determină creșteri importante ale pierderilor de energie în distribuție și deci pe ansamblul aducțiunii.

Vitezele de scurgere la care se tinde astăzi în distribuitor corelat cu valoarea parametrului caracteristic (pxd) rezultă din tabelul Nr. 3.2.

TABEL Nr. 3.2.

p x d kg/cm	5000	15000	25000	Observații
Centrale de bază T=6000-8000 H	V(m/s) 3,5-5,0	4,0-6,0	5,0-7,0	T-durata de funcționare
Centrale de vîrf T=2000-4000 h	4,5-7,0	6,0-8,0	7,0-10	in sarcina plină

În cazul unui distribuitor sau ramificație valoarea pierderilor de energie totale se compun din pierderi prin frecare, pierderi de deviere și ramificare. Pentru valoarea acestor pierderi de energie nu sînt hotărîtoare numai lungimile de frecare și viteza curentului ci și modul de amplasare și soluția constructivă de realizarea distribuitorului, de asemenea modul în care se realizează distribuția cantitativă a debitului.

Din această cauză rezultă necesitatea cunoașterii valorii pierderilor dependent de regimul de exploatare al distribuitorului impus de hidroagregate, de care să se țină cont la proiectare sau atunci cînd se încearcă o optimizare energetică.

Literatura de specialitate oferă puține date în acest domeniu, fapt ce se explică pe de o parte prin subaprecierea valorii acestor pierderi iar pe de altă parte prin lipsa unor date rezultate pe baza unor încercări sistematice efectuate în acest scop.

La aceasta mai trebuie adăugat faptul că soluțiile constructive diferite de realizare a unui distribuitor sau ramificație conduc la prea mulți parametri pentru a putea permite o redare unitară a dependenței coeficienților pierderilor de energie de aceștia (geometria distribuitorului, unghiul de ramificare, calitatea și forma suprafețelor, opturarea parțială a unor secțiuni datorită introducerii unor elemente statice - nervuri de consolidare, regimuri de exploatare).

Toți acești parametri condiționează împreună cu împărțirea variabilă a debitelor pierderi de energie diferite.

Din practica exploatării centralelor hidroelectrice echipate cu astfel de sisteme, știm că funcționarea la încărcare totală deci debit

maxim în sistemul de distribuire apare destul de rar cazul centrelor de vîrf.

Peste toate aceste aspecte în cazul distribuitorilor se pune problema obținerii la ieșire din nodurile de ramificare, un curent axial simetric, condiție deosebit de importantă pentru buna funcționare a turbinelor.

x

x

x

Din cele prezentate rezultă importanța energetică a distribuitorilor în cadrul unei amenajări mai ales în condițiile în care parametrii caracteristici (p_{x1}) și vitezele de scurgere tind spre valori tot mai mari (Tabel 1 și 3.2.).

Pentru a putea stabili comportarea din punct de vedere ^{energetic} a distribuitorului în cadrul unei amenajări se impune cunoașterea pierderilor de energie, respectiv o corelare între valoarea acestora și regimul de exploatare impus sistemului.

Alegerea din punct de vedere energetic a soluției de ansamblu privind sistemul de distribuție (distribuitor de tip simetric sau asimetric) și proiectarea elementelor componente ale acestora impune de asemenea cunoașterea pierderilor de energie mai ales atunci cînd se urmărește realizarea sistemelor de distribuție la parametrii energetici superiori.

Corelat cu parametrii energetici și geometrici ^{ai} distribuitorilor (Tabel nr12), programele de experimentare prezentate în capitolele următoare au urmărit stabilirea pierderilor de energie, atât în dependența de tipul și geometria distribuitorului cît și de regimul de exploatare impus acestora de funcționarea hidroagregatei lor din centrală.

Cap.4. CONSIDERATIILE GENERALE PRIVIND PIERDERILE DE ENERGIE IN RAMIFICATII

4.1. Parametrii hidraulici și geometrici ai ramificațiilor

Parametrii caracteristici, hidraulici și geometrici deasemenea geometria în detaliu a unui nod de ramificare rezultă din fig. 4.1.1; 4.1.2.; 4.1.3. unde

$Q_0; d_0; V_0; P_0$ - debitul, diametrul, viteza medie și presiunea la intrare în nodul de ramificare.

$Q_x; d_x; V_x; P_x$ - debitul, diametrul, viteza medie și presiunea la ieșire din nodul de ramificare.

D - diametrul sferei de tangentă comună în nodul de ramificare.

α - unghiul de ramificare

L - lungimea caracteristică.

Raportat la secțiunea de intrare ramificațiile pot fi de tipul: 2-1-1; 3-1-2 4-1-3 etc. fig.4.1.4.

Pierderea totală de energie într-o ramificație se compune din pierderi prin frecare și pierderi secundare datorită devierii și separării curentului.

Pierderile prin frecare sînt cauzate de vîscozitatea cinematică și rugozitatea pereților iar cele secundare sînt rezultatul mișcării curenților de echilibrare secundari, perpendiculari pe direcția curentului principal, curenți care se induc ca urmare a devierii curentului în zona de ramificare, desprinderilor și a mișcărilor cu vârtejuri (2) (6) (8) (9) (16). O separare cantitativă suficient de exactă a pierderilor secundare de cele prin frecare nu se pot face.

Pierderile secundare după această definiție rezultă că diferența între pierderea totală și pierderile secundare.

Similar metodei lui Richter (21) de stabilire a pierderilor în coturi, metoda prin care se ține seama și de unghiul de deviere și în acest caz se încearcă stabiliri prin calcul a pierderilor secundare (2) (9) (13).

Pierderile prin frecare se determină după relația lui Colebrook și White stabilite pentru cazul scurgerilor prin conducte drepte și curent complet format luînd în considerare suprafețele de frecare aferente zonelor drepte, coturi, treceri cilindrice și conice, elemente ce intră în ansamblul ramificațiilor.

Din relația:

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_s \quad (4.1)$$

unde pierderea totală ΔP_T se determină prin măsurători iar pierderea prin frecare ΔP_f se calculează cu relația (4.3) rezultă pierderile secundare ΔP_s :

$$\Delta P_s = \Delta P_T - \Delta P_f \quad (4.2)$$

unde

$$\Delta P_f = \lambda \frac{l}{d_m} \rho \frac{V_m^2}{2} \quad (4.3)$$

sau

$$\Delta P_f = \frac{e}{f} \rho \cdot \frac{V_m^2}{2} \quad (4.4)$$

unde:

V_m - viteza medie în ramificație

d_m - diametrul mediu corespunzător lungimii de frecare

l - lungimea de frecare

ρ - densitatea fluidului

λ - coeficientul de frecare

După Colebrook și White coeficientul de frecare se calculează cu relația:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\xi}{3.72} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (4.5)$$

unde:

ξ - rugozitatea relativă a pereților

Stabilită în acest mod, separarea cantitativă a celor două pierderi este orientativă.

Pe baza încercărilor experimentale efectuate pe ramificații simple Vogel și F.Petermanu (2) (18) au ajuns la concluzia că și pierderile secundare similare celor prin frecare sînt proporționale cu sarcina dinamică.

Astfel rezultă posibilitatea de a reda și pierderile secundare printr-o relație de forma:

$$\Delta P_s = \frac{e_s}{f_s} \rho \frac{V^2}{2} \quad (4.6)$$

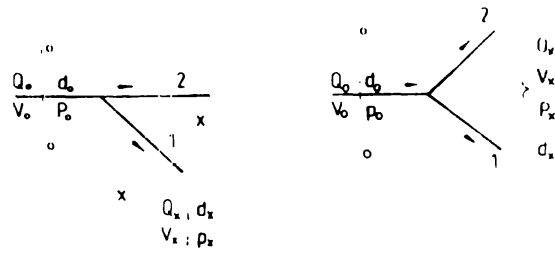


Fig. 4.1.1

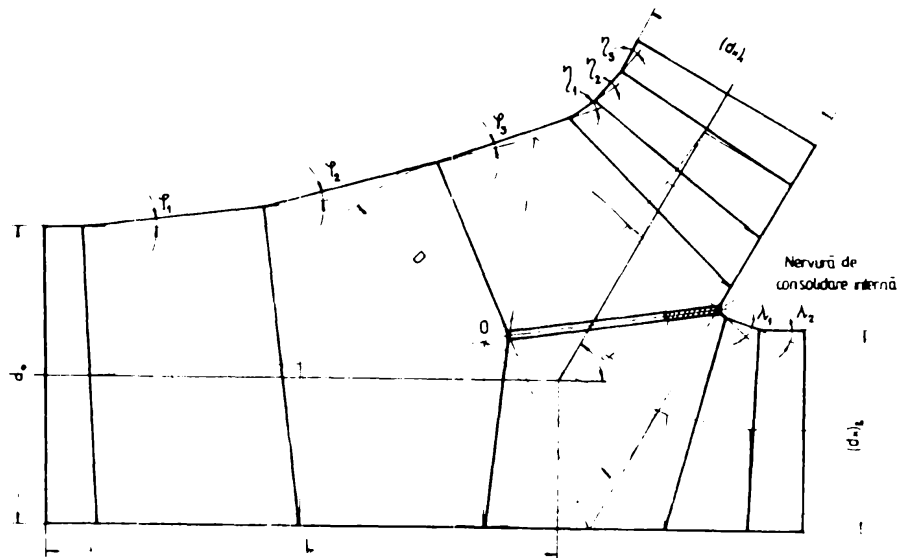


Fig. 4.1.2

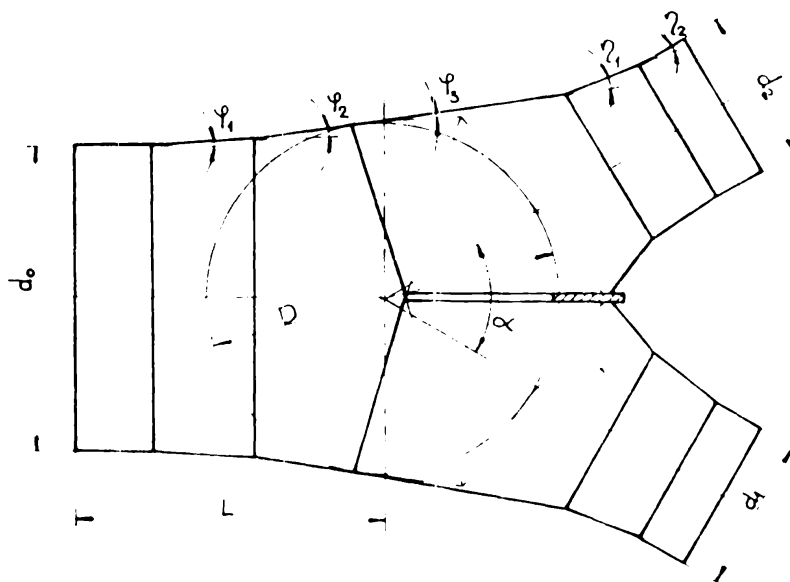


Fig. 4.1.3

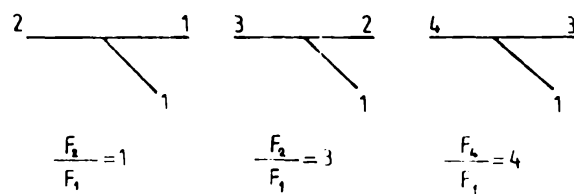


Fig. 4.1.4

Deci expresia generală a pierderilor de energie într-o ramificație se poate scrie:

$$\Delta P_T = \rho \sum_T \frac{v^2}{2} \quad (4.7)$$

Pentru a pune în evidență dependența pierderilor totale de parametrii hidraulici și geometrici ai ramificației ne vom referi la fig. 4.1.1

Aplicînd ecuația energiei între secțiunile 0 + X și raportînd diferența de presiune la sarcina dinamică de la intrare rezultă expresia coeficientului pierderilor de energie totale:

$$\rho = \frac{\Delta P_{0-x}}{\rho \frac{v_0^2}{2}} = \left(\frac{v_x}{v_0} \right)^2 - 1 + (\rho_f + \rho_s) \left(\frac{v_{0-x}}{v_0} \right)^2 \quad (4.8)$$

Pe baza ecuației de continuitate și ținînd cont de faptul că:

$$\frac{v_{0-x}}{v_0} = f \left(\frac{d_{0-x}}{d_0}; \frac{D}{d_0}; \frac{Q_{0-x}}{Q_0} \right)$$

$$\rho_f = \lambda \frac{L}{d} \cdot v^2, \quad \lambda = f(Re; K)$$

$$\rho_s = f \left(\frac{Q_{0-x}}{Q_0}; \alpha \right)$$

rezultă:

$$\rho = f \left(\frac{Q_x}{Q_0}; \frac{dx}{d_0}; \frac{D}{d_0}; Re; K; \alpha \right) \quad (4.9)$$

Pierderile de energie depind de următorii parametri hidraulici și geometrici ai ramificației:

Re - regimul de scurgere caracterizat prin cifra Reynolds

$\frac{Q_x}{Q_0}$ - distribuția debitelor în nodurile de ramificare

$\frac{dx}{d_0}$; $\frac{D}{d_0}$; α - parametrii geometrici caracteristici ai ramificațiilor

K - rugozitatea pereților

Pentru o geometrie dată a ramificației pierderile de sarcină caracterizate prin coeficientul ρ depind de regimul de încărcare respectiv de distribuția debitului.

$$\zeta = f\left(\frac{Q_x}{Q_0}\right) \quad (4.10)$$

Dacă notăm cu ζ_1 coeficientul de pierdere pentru conducta ramificată și cu ζ_2 cel pentru conducta dreaptă fig.4.1.1, atunci se poate scrie:

$$\Delta P_1 = \zeta_1 \rho \frac{V_0^2}{2} \quad - \text{pierderi de ramificare} \quad (4.11)$$

$$\Delta P_2 = \zeta_2 \rho \frac{V_0^2}{2} \quad - \text{pierderi de trecere} \quad (4.12)$$

Coeficienții ζ_1 și ζ_2 sînt cifre fără dimensiuni, care pentru o formă geometrică dată a ramificației depind de împărțirea cantitativă a întregului debit adică:

$$\zeta_1 = f\left(\frac{Q_1}{Q_0}\right); \quad \zeta_2 = f\left(\frac{Q_2}{Q_0}\right) \quad (4.13)$$

Dependența pierderilor de energie în ramificații de regimul de încărcare caracterizat prin raportul debitelor rezultă și din exprimarea parametrului global de eficiență al ramificației. Utilizînd notațiile din fig. 4.1.1. și exprimînd coeficienții de pierdere din relațiile (4.11) (4.12). $\zeta_1; \zeta_2$ rezultă coeficientul global de eficiență:

$$\varphi = \frac{\zeta_1 \rho \frac{V_0^2}{2} Q_1 + \zeta_2 \rho \frac{V_0^2}{2} Q_2}{\rho \frac{V_0^2}{2} Q_0} \quad (4.14)$$

exprimînd pe Q_2 din relația

$$Q_0 = Q_1 + Q_2$$

rezultă:

$$\varphi = \zeta_1 \frac{Q_1}{Q_0} + \zeta_2 \left(1 - \frac{Q_1}{Q_0}\right) \quad (4.15)$$

Deci:

$$\varphi = f\left(\frac{Q_1}{Q_0}\right) \quad (4.16)$$

În cazul ramificațiilor simetrice fig.4.1.1, la regimuri de încărcare simetrice $\zeta_1 = \zeta_2$

În baza celor prezentate mai sus rezultă principali parametri energetici și geometrici ai ramificațiilor specifice distribuitorilor:

- Q_0 - debitul de intrare
 Q_x - debitele de ieșire ($Q_1; Q_2$)
 ξ_{0-x} - coeficientul pierderilor de energie (ramificare ξ_1
trecere ξ_2)
 d_0 - diametrul de intrare
 d_x - diametrul de ieșire (conductă ramificată d_1 ; conductă
dreaptă d_2).
 D - diametrul sferei de tangentă comună în nodul de ramificare.
 α - unghiul de ramificare
 L/d_0 - lungimea caracteristică.

4.2. Coeficienții pierderilor de energie ai ramificațiilor

Literatura de specialitate oferă puține date experimentale în privința valorii coeficienților pierderilor de energie ai ramificațiilor specifice distribuitorilor CHE.

Cu toate că din punct de vedere al tehnologiilor de realizare s-au obținut rezultate importante, aspectul energetic specific acestor echipamente a fost mai puțin studiat. Acesta este principala motiv pentru care literatura de specialitate oferă puține date și mai ales valori experimentale ale pierderilor de energie.

Preocupări mai sistematice în acest domeniu, rezultat din datele prezentate în literatură, se constată la firma Sulzer-Winterthur Elveția, care preluând unele concluzii obținute la încercările efectuate pe ramificații simple de către Vogel și F. Peterman la München în perioada 1929 + 1931 (2) (9) (18) au urmărit să îmbunătățească comportarea energetică a noilor ramificații realizate din elemente sudate.

Rezultatele publicate în perioada 1960-1971 (2) (4) (8) (9) (16) (18) confirmă aceste preocupări. Preocupările mai sistematice s-au referit la geometria ramificațiilor cu nervură de consolidare exterioară.

În privința ramificațiilor cu nervură de consolidare interioară, soluție tip Sulzer, rezultatele prezentate în literatură se referă la un număr mai restrâns de geometrii.

Referitor la ramificațiile consolidate interior în soluție tip Escher-Wyss, rezultatele prezentate în literatură au mai mult un aspect calitativ.

Valorile coeficienților pierderilor de energie sînt prezentate doar dependent de forma generală a geometriei ramificației, regimul de încărcare și în foarte puține cazuri de parametri dimensionali ai geometriei ramificației (6) (8) (9) (16) (18).

Preocupările la firma Escner-Wyss fiind orientate în ză mare măsură în privința calculului de rezistență și al metodelor de dimensionare, avînd la bază măsurători tensiometrice pe modele și realizări industriale (5) (6) (7) (15) (19) (27) (31).

Principalele rezultate ale măsurătorilor efectuate la München de către Wogel și F.Petermann se pot concluziona după cum urmează:

Pierderea de ramificare nu depinde de valoarea absolută a presiunii, la forme egale ale conductelor ^{depinde} de pătratul vitezei. Pentru a obține pierderi minime de ramificare, viteza în tronsonul ramificat nu trebuie să fie egală cu cea din conducta principală din fața ramificației, corelat cu geometria ramificației poate fi mai mare sau mai mică.

Coeficientul pierderilor de ramificare scade cu scăderea valorii unghiului de ramificare.

Pentru o formă geometrică dată a ramificației pierderea minimă apare la valori egale ale diametrilor ($d_0 = d_1$). În domeniul $0,4 < d_1/d_0 < 0,7$ influența diametrilor este mai mică.

Intercalarea unei treceri conice între conducta principală și conducta ramificată micșorează pierderile de ramificare.

Pierderile de trecere sînt aproape independente de unghiul de ramificare și diametrul conductei.

Urmărind și aspecte economice privind reducerea greutateilor, firma Sulzer spre deosebire de încercările lui Wogel și F.Petermann, a introdus treceri conice atît între conducta principală și tronsonul ramificat cît și pentru conducta de trecere. Trecerea conică la conducta dreaptă a fost astfel dimensionată încît viteza medie rezultată din împărțirea debitului în nodul de ramificare să fie constantă pe traseul de la intrare, zona de ramificare și conducta de trecere.

Din considerente de fabricație unghiul de deschidere al conului de racordare cu tronsonul ramificat s-a mărit. Deasemenea raza de rotunjire a muchiei de intersecție a conductelor s-a ales mai mare ($0,1 d_1$).

Geometria unei ramificații de tip asimetric astfel stabilită rezultă din fig. 4.1.5.

Încercările experimentale efectuate pe modele în aer pentru diferite valori ale unghiului de ramificare și rapoarte ale diametrelor rezultă din fig. 4.1.6.; 4.1.7.; 4.1.8. Rezultatele experimentale sînt comparate cu ramificații de aceeași geometrie fig. 4.1.9.; 4.1.10 consolidate interior.

Din analiza rezultatelor prezentate se desprind următoarele concluzii:

- Coeficienții pierderilor de ramificare atât pentru ramificațiile consolidate exterior cât și pentru cele consolidate interior depind de regimul de încărcare caracterizat prin raportul debitelor (Q_1/Q_0).

- Curba de variație a coeficienților de pierdere este parabolică avînd un minim care se plasează în domeniul curentului de ramificare accelerat.

- Pentru o valoare constantă a parametrului geometric d_1/d_0 , coeficientul de pierdere crește linear cu valoarea unghiului de ramificare.

- Unghiul de ramificare are o influență mai mică asupra valorii coeficienților de pierdere, concluzie deosebit de importantă avînd în vedere domeniul restrîns de valori la care se realizează majoritatea ramificațiilor $\alpha = 55 + 65^\circ$.

- Parametrul geometric d_1/d_0 are o influență mult mai mare asupra valorii coeficienților de pierdere mai ales la valori $Q_1/Q_0 = 1$.

- Pierderile de trecere comparativ cu cele de ramificare sînt mult mai mici. Pentru cazul în care întregul debit este dirijat în conducta de trecere, pierderile scad cu micșorarea raportului d_1/d_0 .

- Valoarea absolută a pierderilor minime de trecere schimbă de semn la valori d_1/d_0 mai mici, coeficienții de pierdere devin negativi.

- Influența mare a nervurii de consolidare interioară asupra valorii coeficienților de pierdere se constată mai ales la valori $Q_1/Q_0 > 0,7$. Pentru acest domeniu de încărcare a ramificației nervura de consolidare interioară apare ca un element perturbator al regimului de scurgere, cu un efect important privind creșterea valorii pierderilor de energie. Această influență a nervurii se constată și în cazul pierderilor de trecere, cu un efect mai pronunțat la rapoarte d_1/d_0 mari. Rezultă că la ramificații mici cu ștuț de ramificare relativ mare nervura interioară din punct de vedere al valorii pierderilor de trecere este nefavorabilă.

Din compararea valorilor coeficienților de pierdere rezultă că ramificația a cărei geometrie este optimă hidraulic și energetic pentru soluția de consolidare cu nervura exterioară, nu este favorabilă în cazul ramificației, consolidate interior. Acest dezavantaj se constată la regimuri de încărcare $Q_x/Q_0 > 0,7$ mai des în cazul aplicării soluției de consolidare tip Escher-Wyss.

Avantajele tehnologice și economice în general cu efect asupra construcției centralilor hidroelectrice, pe care le oferă aplicarea acestei soluții de realizare a ramificațiilor, impun cercetări hidraulice sistematice pentru realizarea de geometrii ale nodurilor de ramificare avantajoase energetic și în cazul acestei soluții de consolidare

Preocupări în acest sens se constată și la principalele firme constructoare de acest *gen* de echipamente (2) (5) (9) (15) (30).

4.3. Considerații privind geometria ramificațiilor cu nervura interioară.

Din primele încercări efectuate de firma Escher-Wyss (5) (6) (7) (16) (27) (28) s-a constatat că la ramificații cu nervură interioară pierderile de energie sînt apropiate ca valori celor cu nervură de consolidare exterioară doar în cazul regimurilor hidraulice simetrice. La regimuri hidraulice asimetrice aceste pierderi sînt mai mari.

Încercări ulterioare au condus la forme îmbunătățite din punct de vedere hidraulic prin utilizarea în construcția ramificațiilor a unor tronsoane conice fapt ce a permis o plasare mai corectă a nervurii de consolidare interioară.

Datorită vîroalelor conice, diametrul în zona de ramificare a fost mărit, rezultînd prin aceste valori mai mici ale vitezelor.

Cum pierderile de ramificare scad cu pătratul vitezei iar viteza scade invers proporțional cu pătratul diametrului, rezultă că pierderile scad cu puterea a patra a diametrului.

Dependența coeficienților de pierderile de regimul de funcționare pentru o ramificație consolidată interior a cărei geometrie este realizată în baza acestui principiu rezultă din fig.4.1.11.

O caracteristică generală a noii geometrii este diametrul mărit în zona de ramificare, soluție care permite realizarea de secțiuni conice în zona de ieșire, deci scurgeri cu un pronunțat efect de confuzor. Accelerarea curentului la ieșire din zona de ramificare va conduce la evitarea apariției unor zone de desprindere și deci la creșterea pierderilor de presiune.

Rezultă că în cazul noilor soluții constructive pierderile sînt diminuate dacă difuzorul de la intrare lucrează eficient, parametrul geometric caracteristic fiind raportul D/d_0 .

Studiul comparativ al celor două soluții constructive de realizare a ramificațiilor distribuitoarelor (cu nervura exterioară și interioară), pe baza datelor prezentate în literatură din punct de vedere al valorii pierderilor de energie și greutateilor,

dependent de parametrul geometric caracteristic D/d_0 rezultată din fig. 4.1.2.

Din analiza diagramelor prezentate rezultă că pentru valori $D/d_0 > 1,1$ și regimuri hidraulic simetrice, ramificațiile consolidate interior au valori mai mici ale pierderilor hidraulice caracterizate prin coeficientul de pierdere ζ_{int} .

În domeniul $D/d_0 \approx 1,1 + 1,3$ pierderile de energie și greutatea se află în următorul raport:

$$\frac{\zeta_{int}}{\zeta_{ext}} = 1 \div 0,5 \quad - \text{raportul pierderilor de energie}$$

$$\frac{G_{int}}{G_{ext}} = 0,75 \div 1 \quad - \text{raportul greutăților}$$

Pentru rapoarte $D/d_0 > 1,3$ greutatea ramificației cu nervură interioară devine mai mare.

Rezultă că în domeniul $D/d_0 \approx 1,1-1,3$ ramificația cu nervură interioară tip Escher-Wyss este superioară ramificației consolidate exterior atât din punct de vedere al valorii pierderilor de energie cât și al greutăților.

Desigur că acest domeniu poate fi extins la valori mai mari ale raportului D/d_0 pe baza unor studii tehnico-economice rezultate din analiza valorii pierderilor de energie a greutăților, lucrărilor de construcții și regim de exploatare, parametrul geometric variabil fiind diametrul D .

Prin realizarea ramificațiilor cu rapoarte $D/d_0 > 1$ se obțin pe lângă avantaje hidraulice și o plasare mai bună a nervurii astfel ca aceasta să perturbe în mai mică măsură curentul în tronsonul ramificat.

În ceea ce privește rezistența ramificației, mărirea diametrului conduce la micșorarea lățimii și grosimii nervurii, precum și la o solicitare mai uniformă a acesteia luată în ansamblul ei din punct de vedere al mărimii și repartiției eforturilor (6) (7) (15) (27) (28) (59).

Un alt parametru geometric caracteristic al nodurilor de ramificare este lungimea L . Între raportul D/d_0 și parametrul L/d_0 există o dependență atât din punct de vedere al valorii pierderilor de energie cât al tipului de ramificare fig.4.1.3.

Avantajele energetice rezultate din admiterea parametrului $D/d_0 \approx 1,1 + 1,3$ se pierd dacă nu se corelează corespunzător și parametrul L/d_0 .

Din fig.4.1.2 ; 4.1.3 rezultă că în planul de simetrie generatoarele conurilor formează între ele în zona de intrare unghiurile φ_i ; iar la cele două ieșiri unghiurile η_i și λ_i . Este evident că la același raport D/d_0 se poate obține prin folosirea unui număr mai mare sau mai mic de virole în partea de intrare, valori φ_i mai mici sau mai mari și deci lungime caracteristică L/d_0 mai mare sau mai mică.

Din studiile de hidraulică generală în cazul difuzorilor (23) (41) (48) (51) (55) (79), rezultă că valorile optime ale unghiurilor φ_i la care nu apar desprinderi, deci pierderi de energie suplimentare, sînt pentru valori $\varphi_i = 7^\circ - 9^\circ$.

Rezultă deci că la un raport D/d_0 constant mărirea unghiurilor peste aceste valori conduce pe de o parte la rapoarte L_0/d_0 mai mici, iar pe de altă parte la desprinderea curentului și deci la pierderi mai mari pe ansamblul ramificației.

Se constată de asemenea fig. 4.1.13 dependența raportului L/d_0 de parametrul funcțional al distribuitorului.

La același raport D/d_0 parametrul L/d_0 diferă în cazul ramificației de tip 3;2;1 (distribuitor cu două noduri de ramificare) față de ramificația tip 2;1;1 (distribuitor cu un nod de ramificare).

Rezultă din această analiză globală a geometriilor că la CHE de cădere mijlocie și debite relativ mari, limite admisibile ale unghiurilor φ_i ; $7^\circ \div 9^\circ$.

În cazul în care soluția constructivă a amenajării impune valori L_0/d_0 mai mici, dar numai la căderi mari și debite mici, unghiurile φ_i se pot admite mai mari, valoarea maximă φ_i poate atinge 15° .

Valorile φ_i mai mari conduc la o plasare mai necorespunzătoare a nervurii de consolidare interioară, în sensul că aceasta va obtura mai mult intrarea în tronsonul deviat, ceea ce va conduce la creșterea pierderilor de energie pe acest tronson.

Pentru unghiurile η_i și λ_i valorile optime sînt:

$$\begin{aligned} \eta_i &= 12^\circ \div 15^\circ \\ \lambda_i &= 15^\circ \div 20^\circ \end{aligned}$$

Valorile acestor unghiuri sînt funcție de numărul virolelor ce compun ansamblul ramificației, numărul virolelor se admite din considerente tehnologice.

Cercetările hidraulice și de rezistență s-au efectuat pe modele de ramificații consolidate interior, soluție de tip Esches-Wyss a căror geometrie a fost stabilită în baza acestor criterii.

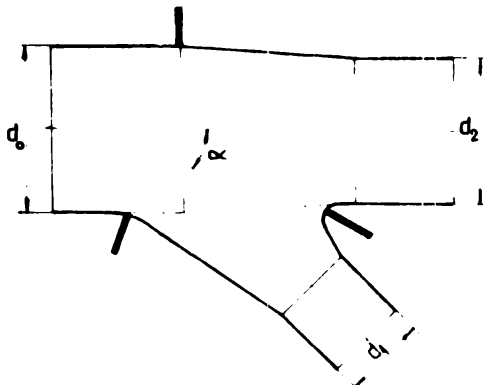


Fig. 4.1.5

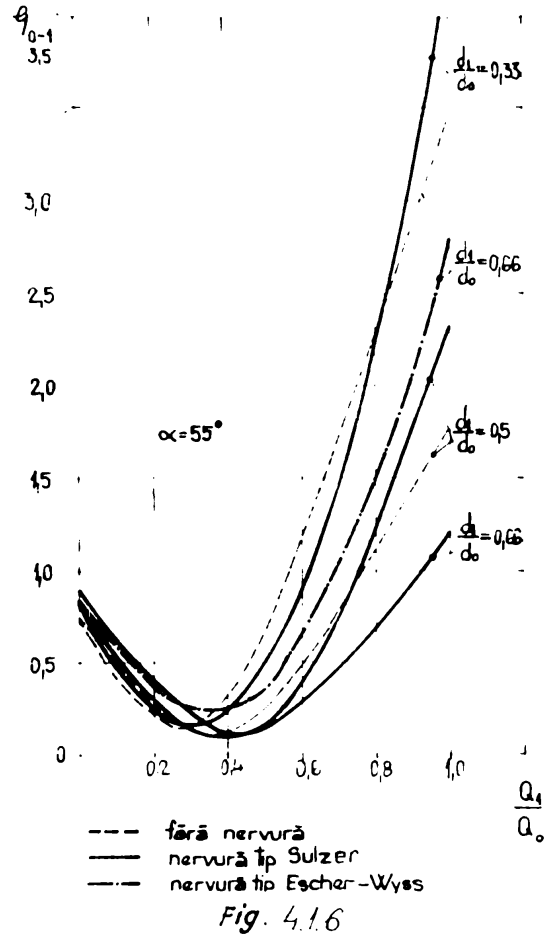


Fig. 4.1.6

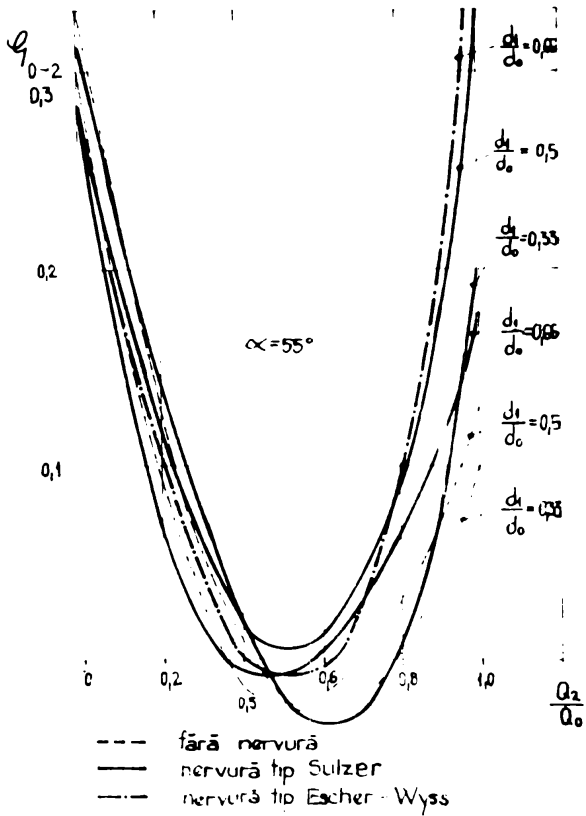


Fig. 4.1.7

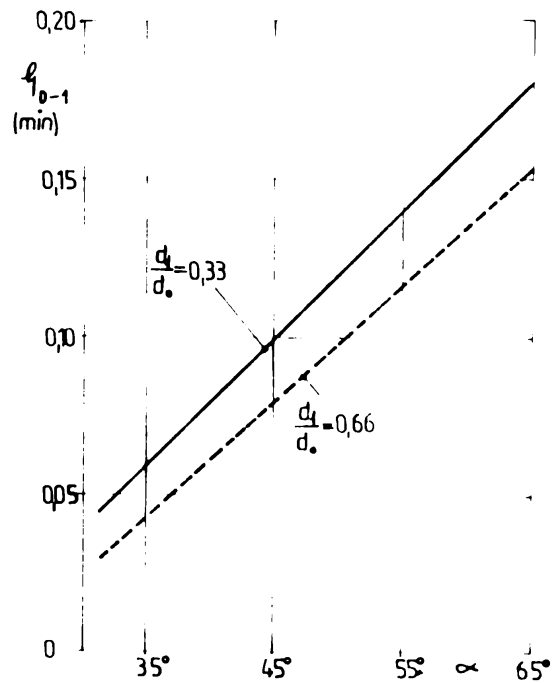


Fig. 4.1.8

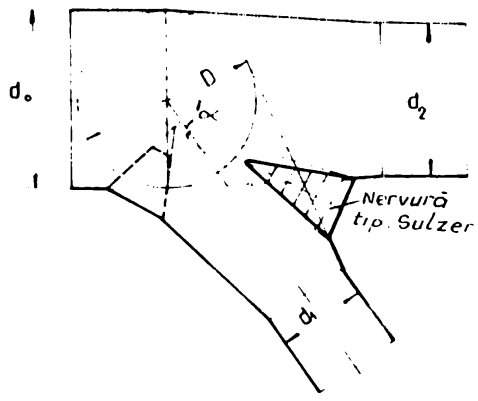


Fig. 4.1.9

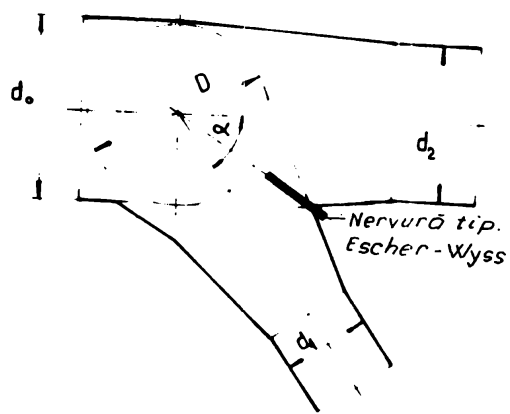


Fig. 4.1.10

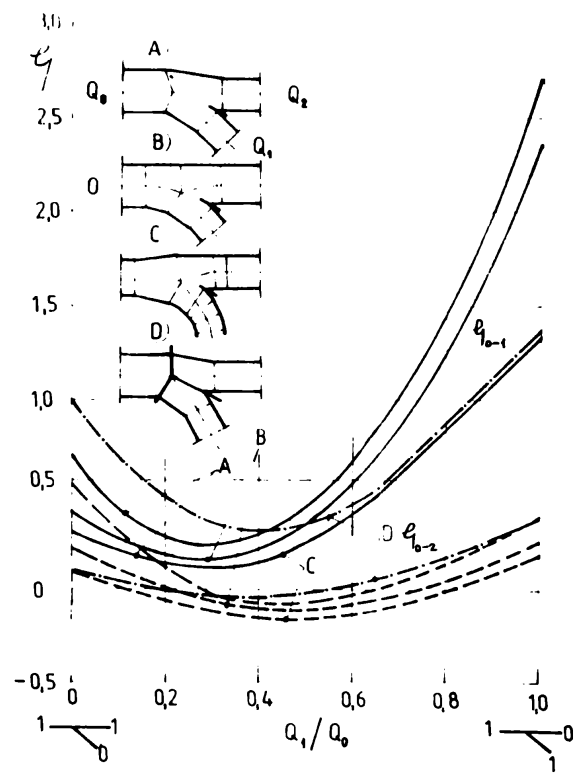


Fig. 4.1.11

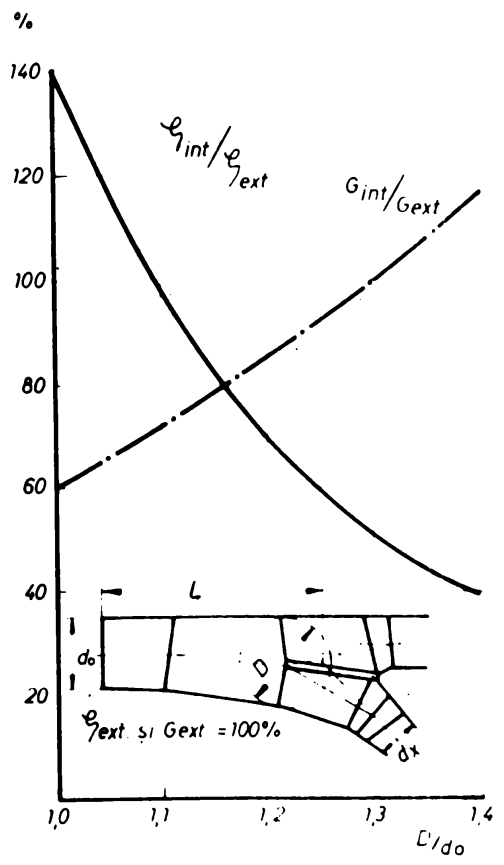


Fig. 4.1.12

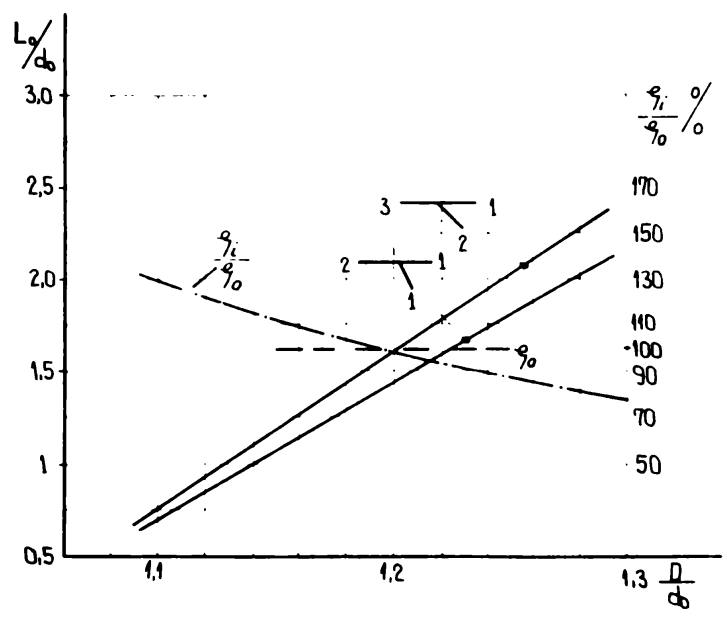


Fig. 4.1.13

Cap. 5. MODELE EXPERIMENTALE SI STATIUNI DE INCERCARE

5.1. Consideratii generale privind similitudinea hidromecanică

Similitudinea aplicată la modelarea hidraulică trece considerabil dincolo de aspectele de analogie geometrică, identificată uneori în mod eronat.

Ea poate fi definită ca o corespondență de obicei limitată, între comportarea modelului și prototip cu sau fără analogia geometrică. Corespondența este rareori perfectă, deoarece este imposibil de satisfăcut toate condițiile cerute, de altfel cunoscute, pentru o similitudine completă.

Termenul de similitudine indică limitele generale ale corespondenței. Se poate vorbi de diferite tipuri de similitudine, fiecare avînd un domeniu diferit de limitări.

Aplicarea practică a similitudinii la încercarea modelelor hidraulice este bazată pe recunoașterea faptului că nu se poate realiza o similitudine perfectă ci mai multe similitudini imperfecte care pot fi exploatare după cerințe.

Pe baza ipotezelor susținute de experiență că aproape orice problemă dată poate fi redusă la interacțiunea a două forțe majore, criteriul de similitudine potrivit poate fi dezvoltat prin mijloace teoretice.

Fiecare din aceste criterii stabilește un număr de relații de transpunere care pot fi aplicare la rezultatele obținute pe model pentru a prevedea comportarea prototipului.

În afara acelor criterii care au o bază rațională, există și alte criterii de similitudine care sînt dezvoltate pe baza experienței pe model și care se transpun la prototip nu pe baze raționale ci prin relații empirice, pe bază de experiență sau intuiție.

Această concepție despre similitudine este bazată pe punctul de vedere practic că valoarea modelului depinde direct de corectitudinea în care redă acea fază a prototipului său, care a fost modelată și studiată. Concepția constructivă și funcțională a unui model trebuie să reflecte același punct de vedere. Comparațiile model-prototip, au demonstrat clar, aproape fără excepție, că există o corespondență a comportării prototipului în limite apreciabile.

Similitudinea completă cere ca sistemele analizate să fie similare geometric, cinematic și dinamic.

Criteriile cerute pentru similitudinea completă după cum este cunoscut din mecanica fluidelor, pot fi dezvoltate din a doua

lege a lui Newton.

Pentru a realiza similitudinea completă forțele de inerție, model și prototip trebuie să fie egale cu raportul sumelor vectoriale ale forțelor active.

Similitudinea completă cerea de asemenea ca:

$$\frac{(M_a)_m}{(M_a)_p} = \frac{(F_p)_m}{(F_p)_p} = \frac{(F_g)_m}{(F_g)_p} = \frac{(F_v)_m}{(F_v)_p} = \frac{(F_t)_m}{(F_t)_p} = \frac{(F_c)_m}{(F_c)_p} \quad (5.1.1.)$$

unde:

M_a - forțele de inerție

F_p - forțele datorită presiunii (rezultate din mișcarea fluidelor)

F_g - forțele datorită gravitației

F_v - forțele datorită viscozității

F_t - forțele datorită tensiunii superficiale

F_c - forțele rezultate din compresiunea elastică

Aceste rapoarte cu excepția celor rezultate din presiune, trebuie considerate independente (rezultă o dată cu stabilirea celorlalte. Raportul forțelor datorită presiunii este considerat de obicei ca o cantitate dependentă și nu joacă un rol controlat în stabilirea principiilor și tehnicilor de modelare.

Deși toate greutatețile și masele fluidelor sînt proporționale în aceeași condiție gravitațională, nu se cunoaște nici un fluid model care are viscozitatea, tensiunea superficială și modulul de elasticitate care să *satisfacă* ecuația (5.1.1.). Mai mult ascuns în termenul pentru forțele viscoase este efectul rugozității pereților care de asemenea este greu de ajustat pentru a realiza o similitudine completă. Experiența a arătat că nu este atât de greu de satisfăcut ecuația (5.1.1), după cum pare la prima vedere.

Deoarece una sau mai multe forțe pot să nu acționeze în fenomenul de scurgere studiat, unele pot avea un efect slab sau pot fi legate de forța cea mai mare. În cel puțin 90% din toate studiile efectuate pe modele hidraulice, forțele dependente de tensiunea superficială și compresibilitatea elastică, sînt relativ mici și pot fi neglijate. Situațiile de mai sus, dovedite prin teste model, privind similitudinea fenomenelor de scurgere ale fluidului, permit satisfacerea în mare măsură a condițiilor generale de similitudine prezentate prin relația (5.1.1).

Pentru toate scopurile practice o stare a mișcării fluidelor poate fi simulată pe model considerînd că predominant sînt forțele gravitaționale fie forțele viscoase.

Atunci cînd predomină forțele gravitaționale rezultă criteriul Froude de similitudine.

$$(Fr)_m = (Fr)_p \quad (5.1.2.)$$

Atunci cînd predomină forțele vîscoase rezultă criteriul Reynolds de similitudine.

$$(Re)_m = (Re)_p \quad (5.1.3.)$$

Scurgerea uniformă într-o conductă sub presiune sau în jurul unui corp adînc submersat apare în general în condițiile în care este aplicabil criteriul Reynolds de similitudine. Absența unei suprafețe libere a apei exclude efectul tensiunii superficiale. Condiția de scurgere uniformă elimină nevoia de considerare a efectelor elastice în afara cazurilor în care vitezele se apropie de valoarea vitezei unei unde de comprimare.

În acest caz trebuie luat în considerare și parametrul adimensional cunoscut ca numărul Mach.

$$(Ma)_m = (Ma)_p \quad (5.1.4.)$$

Cu excepția cazurilor de scurgere neuniformă (în special scurgeri cu lovitură de berbec) similitudinea bazată pe numărul Mach are puține aplicații la încercarea modelelor hidraulice. Utilizarea la experimentări a mediului fluid aerul, a condus însă la o dezvoltare extensivă a modelării hidraulice, implicînd și legea Mach.

Un alt parametru care trebuie avut în vedere în cazul modelării este rugozitatea. El oferă posibilitatea de a stabili același mod de acțiune a rugozității suprafețelor la model și prototip.

5.2. Criterii generale de alegere a scării de modelare

Prima etapă în construirea unui model constă în stabilirea scării de modelare. Valoarea scării de modelare trebuie astfel aleasă încît similitudinea fenomenului studiat să se păstreze la model.

Practica uzuală este de a începe cu similitudinea geometrică în afară de cazul cînd există un scop bine definit, impus prin distorsiune.

Considerente economice cer ca modelul să fie cît se poate de mic dar totuși să se obțină la experimentări rezultate valabile, pentru prototip.

Verificarea valabilității rezultatelor obținute pe un model de dimensiuni mici poate fi în unele cazuri problematică și de durată. În acest caz stau la bază rezultatele obținute pe prototipuri.

În mod practic dimensiunile modelului se stabilesc în dependență de disponibilul energetic, (debite și presiuni) al stațiilor de încercare din laborator sau a surselor de alimentare existente, realizarea acestora avînd la bază deasemenea considerente economice.

În cazul echipamentelor hidromecanice (vane, stavile, conducte, distribuitoare etc.) pe baza experienței acumulate pînă în prezent în studiul modelării fenomenelor hidraulice specifice acestor echipamente se recomandă scări de modelare în domeniul $1/5 + 1/25$.

Există totuși o dimensiune minimă în fiecare caz de modelare care pentru echipamentul hidromecanic nu trebuie să fie mai mic de 100 mm ca diametru echivalent.

Atunci cînd se urmărește stabilirea performanțelor unui prototip, scările de modelare nu trebuie să conducă la dimensiuni mai mici de 150 mm ca diametru echivalent (20) (36) (42) (87).

Cea mai mare atenție la realizarea modelelor și adaptarea scărilor de modelare se impune acolo unde apar modificări rapide ale direcției curgerii și viteze mari ale curentului.

5.3. Modelarea fenomenelor hidraulice în distribuitoare

Scurgerea în distribuitoare ca și în cazul conductelor sub presiune se distinge prin absența unei suprafețe libere a apei sau cel puțin prin absența efectelor unei astfel de suprafețe. Acest lucru introduce o simplificare apreciabilă în stabilirea criteriilor de similitudine. Forțele gravitaționale sînt întotdeauna echilibrate, iar tensiunea superficială nu este implicată în fenomenul scurgerii. Rămîn doar forțele vîscoase și de inerție iar în cazul scurgerii în distribuitoare, prin analogie cu cea prin conducte sub presiune, după legea Reynolds se aplică în mod specific.

Dacă două sisteme au limite similare ale aceleiași rugozității relative, scurgerile vor fi similare în orice detaliu, cînd numerele Reynolds sînt egale.

În majoritatea cazurilor nu este practic necesar sau uneori posibil de realizat valori egale ale numerelor Reynolds. Cu toate acestea se poate obține o similitudine completă apropiînd egalitatea.

Problema cea mai dificilă la modelarea curgerii în distribuitoare ca de altfel și în conductele sub presiune constă în modelarea rezistențelor hidraulice ale prototipului.

Efectul rezistențelor în cazul modelelor de conducte este cel mai bine prezentat referindu-se la diagrama cunoscută din literatura

$$\lambda = f(Re; K)$$

Curgerea de-a lungul unei linii prezentată în diagrama $\lambda=f(Re;K)$ poate lua una din următoarele trei forme cunoscute: laminară, turbulentă, cu perete neted, turbulentă cu perete rugos.

Diferența în legea rezistenței pentru fiecare tip de curgere influențează procesul de modelare.

Când numărul Reynolds al unui prototip este mai mic de 2000 (cazul conductelor mici care transportă un fluid relativ vâscos) mișcarea este laminară.

Dacă o astfel de mișcare este și uniformă, similitudinea completă trebuie atinsă în toate condițiile.

În majoritatea cazurilor studiile de modelare au la bază numere Reynolds ale prototipului mai mare de 10^5 , mult dincolo de zona tranziție din diagrama $\lambda=f(Re;K)$. Pentru acest domeniu al numerelor Reynolds rugozitatea relativă a pereților prototipului (ϵ) este un factor controlant prin faptul că determină care din cele două tipuri de rezistențe superficiale vor predomina.

Când pereții prototipului sînt hidraulic netezi, pereții modelului trebuie să fie de asemenea netezi, coeficienții de rezistență egali vor fi obținuți, numai dacă numerele Reynolds vor fi egale $(Re)_m = (Re)_p$. Dacă numerele Reynolds ale modelului vor fi mai mici, după cum în multe cazuri este necesar, rezistența modelului va fi mai mare și trebuie corectată.

Dacă suprafețele prototipului sînt relativ rugoase și curgerea turbulentă, coeficienții de rezistență sînt relativ constanți pentru rugozitate relativă la model iar rezultatele experimentale pot fi transpuse fără rezervă.

Cînd valoarea cerută a cifrei Reynolds nu poate fi obținută la model și de obicei nu se poate, următorul mijloc auxiliar se poate utiliza. Coeficientul de rezistență al prototipului poate fi același la model realizînd modelul relativ mai neted ca prototipul.

În aceste condiții egalitatea coeficientului de rezistență va exista numai pentru un anumit debit al modelului sau valoare a numărului Reynolds, deoarece la model se va realiza un mod de curgere diferit de prototip.

Deși este de dorit să se asigure o similitudine a rezistenței prototipului la model, experiența a arătat că influența erorilor cauzate de discrepante minime în rezistența de frecare

nu va afecta valoric rezultatele obținute la model când Reynolds pentru model și prototip depășesc 10^5 .

In condițiile în care curentul se separă de pereți, geometria pereților își pierde importanța inițială, iar similitudinea este mult dependentă de acțiunea dinamică a fluidului.

Separarea curentului poate să apară atunci când există o modificare bruscă sau o discontinuitate a pereților, de asemenea în cazul când un strat desprins se extinde în fața unui gradient de presiune opus.

In primul caz punctul de separare este fix și va fi același la model și prototip. Formarea turbulenței la model nu va fi mult diferit de prototip dacă numerele Reynolds sînt de același ordin de mărime.

Gradientii de presiune opuși apar atunci când sînt implicați pereți divergenți.

In afara cazului în care stratul limită este suficient de turbulent pentru a rezista gradientului de presiune opus, că apare desprinderea.

Condițiile care determină locul unui punct de separare a curentului sînt complexe deoarece includ geometria, rugozitatea pereților, numărul Reynolds, și turbulența curenților. Mai mult, o deplasare permanentă a punctului de separare, apare atunci când stratul limită se modifică în timp din laminar în turbulent.

Deoarece în funcționarea modelelor se realizează viteze mari de scurgere, stratul limită turbulent fiind asigurat, distorsiunea privind locul punctului de separare va fi mică între model și prototip.

Studiile experimentale privind curgerea în jurul obstacolelor, au pus în evidență în majoritatea cazurilor straturi limită turbulente pentru valori ale numerelor Reynolds mai mari de 10^5 .

Punctele de separare ale curentului, localizate similar la model și prototip, apar numai în cazul pereților avînd curburi ușoare, rugozități relative și numere Reynolds egale.

Modelarea fenomenelor hidraulice utilizînd mediul fluid aerul oferă un mijloc rapid și ieftin de experimentare. Dacă vitezele au valori mai mici de 80+ 100 m/s efectele compresibilității pot fi neglijate, iar datele primare obținute experimental pot fi calculate și prelucrate cu ajutorul relațiilor din hidraulică.

Exprimate sub formă adimensională pot fi aplicate direct la prototip.

+ egizat f,
mare

Spre deosebire de modelarea în apă modelarea în aer cere o precizie mai mare a aparatelor de măsură, deoarece coloanele de lichid utilizate pentru a indica presiunile sînt mult mai mici.

x

x

x

Avînd în vedere faptul că distribuitorii din punct de vedere funcțional și constructiv sînt similare conductelor sub presiune, principiile generale de modelare aplicate acestora vor fi preluate și în cazul distribuitorilor:

- Modelarea regimurilor de scurgere ale prototipului la model au la bază numărul Reynolds.

- Pentru toate regimurile de scurgere la model se impune condiția de automodelare $Re > 10^5$.

- Din punct de vedere geometric și al rugozității suprafețelor modelul se va realiza similar cu prototipul.

- Scările de modelare vor fi astfel stabilite încît diametrele să nu fie mai mici de 150 mm.

- Datorită avantajelor pe care le prezintă mediul fluid utilizat pentru modelare va fi aerul.

- Vitezele de scurgere în toate zonele de funcționare ale modelului vor rezulta din condiția $Ma < 0,3$.

- Modelele experimentale vor fi astfel concepute încît să permită reproducerea cît mai fidelă a regimurilor de exploatare din natură, să nu conducă prin parametrii hidraulici (debit, viteze și presiuni) la puteri mari ale surselor de alimentare.

5.4. Dimensiunile modelelor și parametrii stabilizatorilor de experimentare.

Pentru efectuarea calculelor privind scara modelelor și parametrii hidraulici ai acestora s-a plecat de la parametrii hidraulici și geometrici ai distribuitorilor la scara industrială prezentați în tabelul 1.2.

S-a avut în vedere distribuitorul cel mai complex, ai cărui parametrii geometrici, hidraulici și regimuri de exploatare includ parametrii distribuitorilor pentru celelalte amonajuri prezentate în tabelul 1.2.

Distribuitorul care satisface aceste cerințe și care poate fi luat ca bază de calcul pentru stabilirea scării generale de

modelare, parametrii hidraulici ai modelului și ai stațiunii de încercare este cel de tip asimetric pentru CHE Mărișelu având parametrii:

Tipul distribuitorului	Asimetric cu trei ramificații
Debitul maxim de intrare	$Q_0 = 3Q_1 = 70 \text{ m}^3/\text{s}$
Debitul maxim al unei ramificații	$Q_1 = Q_2 = Q_3 = 23,3 \text{ m}^3/\text{s}$
Sarcina	$H = 429 \text{ mH}_2\text{O}$
Diametrul de intrare	$d_0 = 3,2 \text{ m}$
Diametrul de ieșire	$d_1 = d_2 = d_3 = 1,6 \text{ m}$

Numerele Reynolds, calculate pentru distribuitorul industrial (mediul fluid apa la 4°C) în secțiunile de intrare și ieșire, la regimurile de funcționare (Ri) cele mai caracteristice rezultate pentru distribuitor, din funcționarea hidroagregatelor, sînt prezentate în tabelul 5.4.1. Valorile maxime și minime ale debitelor pentru fiecare regim caracteristic de exploatare sînt cele corespunzătoare domeniului recomandat pentru turbina Francis (tipul de turbină ce echipează CHE Mărișelu) între (40-100%) din puterea nominală.

Plecînd de la parametrii geometrici caracteristici ai distribuitorului industrial $d_0 = 3,2 \text{ m}$; $d_1 = d_2 = d_3 = 1,6 \text{ m}$, s-au admis scările geometrice $\lambda = 0,1875, 0,1, 0,0938$.

$$\lambda = \frac{dm}{dp} \quad (5.4.1.)$$

dm - diametrul modelului

dp - diametrul prototipului

Calculul cifrei Reynolds pentru distribuitorul model (funcționînd în mediul fluid aer la temperatura de 20°C) s-a efectuat considerînd regimurile posibile de exploatare ale distribuitorului industrial (vezi tabelul 5.4.1), scările de modelare admise și ipoteza distribuției egale a debitului de intrare Q_0 în nodurile de ramificare.

Utilizînd expresia generală a cifrei Reynolds $Re = \frac{vd}{\nu}$ au rezultat următoarele relații de calcul:

a. intrare în distribuitor

$$Re_{max} = \frac{4Q_0}{\pi d_0 \cdot \nu}; Re_{min} = \frac{4(0,4 Q_0)}{\pi d_0 \cdot \nu}; Re_{min} = \frac{4(0,4 \frac{Q_0}{3})}{\pi d_0 \cdot \nu} \quad (5.4.2.)$$

b. ieșirea din distribuitor

$$Re_{max} = \frac{4 Q_0/3}{\pi d_i \cdot \nu}; Re_{min} = \frac{4(0,4 \frac{Q_0}{3})}{\pi d_i \cdot \nu} \quad (5.4.3.)$$

PROIECTUL DE PROIECTARE A SISTEMELOR DE TRANSPORT (CAPITOLUL 4)

Taboul nr. 5.4.1

Nr. de linii de circulație impuse de turbină (R1)	Re	max. (v1=100%)		min. (v1=40%)		max. (v2=100%)		min. (v2=40%)				
		m/s	m ³ /s	m/s	m ³ /s	m/s	m ³ /s	m/s	m ³ /s			
1. Q1=Q2=Q3												
	17,22x10 ⁶	8,61	29,9	6,9x10 ⁶	3,44	27,27	11,5x10 ⁶	11,5	23,3	4,6x10 ⁶	4,6	9,32
2. Q1=0; Q2=Q3												
	11,48x10 ⁶	5,74	46,2	4,19x10 ⁶	2,29	18,5	11,5x10 ⁶	11,5	23,3	4,6x10 ⁶	4,6	9,32
3. Q2=0; Q1=Q3												
	11,48	5,74	46,2	4,19x10 ⁶	2,29	18,5	11,5x10 ⁶	11,5	23,3	4,6x10 ⁶	4,6	9,32
4. Q3=0; Q1=Q2												
	11,48	5,74	46,2	4,19x10 ⁶	2,29	18,5	11,5x10 ⁶	11,5	23,3	4,6x10 ⁶	4,6	9,32
5. Q1=Q2=0												
	5,76x10 ⁶	2,88	23,3	2,3x10 ⁶	1,15	9,3	11,5x10 ⁶	11,5	23,3	4,6x10 ⁶	4,6	9,32
6. Q2=Q3=0												
	5,76x10 ⁶	2,88	23,3	2,3x10 ⁶	1,15	9,3	11,5x10 ⁶	11,5	23,5	4,6x10 ⁶	4,6	9,32
7. Q1=Q3=0												
	5,76x10 ⁶	2,88	23,3	2,3x10 ⁶	1,15	9,3	11,5x10 ⁶	11,5	23,5	4,6x10 ⁶	4,6	9,32

Obs: Re min. la regimurile 5,6,7 este calculat Q1 = 40% din vuloarea maxima.

TABELUL NR.5.4.3

Parametrii	Simbol	Valori
Scara modelului	λ	0,1
Diametrul de intrare în distribuitor	d_0	0,320 m
Diametrul de ieşire	$d_1=d_2=d_3$	0,160 m
Debitul maxim de intrare	Q_0	3 m ³ /s
Debitul minim la intrare	0,4 $Q_0/3$	0,41 m ³ /s
Debitul maxim pe tronsonul ramificat	$Q_0/3$	1,033 m ³ /s
Debitul minim pe tronsonul ramificat	0,4($Q_0/3$)	0,41 m ³ /s
Viteza maximă la intrare	V_0 max.	38,3 m/s
Viteza minimă la intrare	V_0 min.	15,3 m/s
Viteza minimă-minimă la intrare	V_0 min V_0 min	5,1 m/s
Viteza maximă la ieşire	$V_{1,2,3}$ max.	51,4 m/s
Viteza minimă la ieşire	$V_{1,2,3}$ min	20,4 m/s
Reynolds maxim la intrare	Re_0 max.	8,17x10 ⁵
Reynolds minim la intrare	Re_0 min.	3,28x10 ⁵
Reynolds minim-minim la intrare	Re_0 min Re_0 min	1,09x10 ⁵
Reynolds maxim la ieşire	$Re_{1,2,3}$ max	5,4x10 ⁵
Reynolds minim la ieşire	$Re_{1,2,3}$ min	2,18x10 ⁵
Mach la viteza maximă	Ma_{max}	0,149

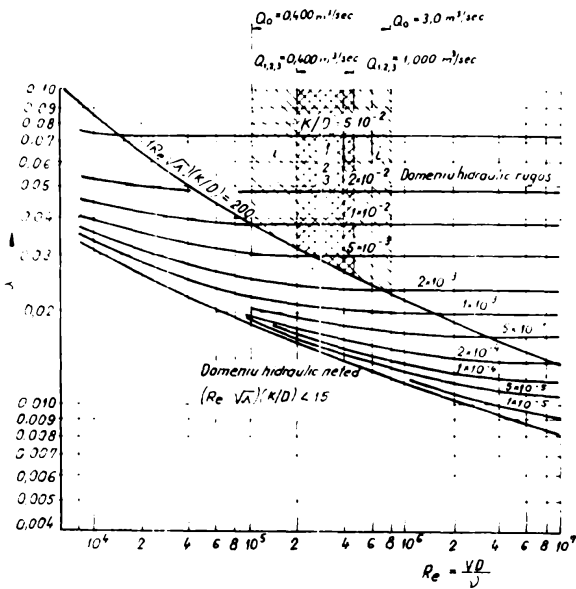


Fig. 5.41

Valorile cifrei Reynolds pentru distribuitorul model mediu fluid aer a 20°C

Tabel nr. 5.4.2

Scara de modele	Re	Debitul de aer la intrare a (m ³ /s)					
		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	
λ = 0,1875 d ₀ = 600	Re ^{max}	-	2,81 · 10 ⁵	3,66 · 10 ⁵	4,23 · 10 ⁵	5,63 · 10 ⁵	7,04 · 10 ⁵
	Re ^{min}	-	1,12 · 10 ⁵	1,46 · 10 ⁵	1,69 · 10 ⁵	2,25 · 10 ⁵	2,82 · 10 ⁵
	Re ^{min min}	-	0,37 · 10 ⁵	0,49 · 10 ⁵	0,56 · 10 ⁵	0,75 · 10 ⁵	0,94 · 10 ⁵
	Re ^{max}	-	1,37 · 10 ⁵	2,44 · 10 ⁵	2,83 · 10 ⁵	3,74 · 10 ⁵	4,7 · 10 ⁵
	Re ^{min}	-	0,75 · 10 ⁵	0,98 · 10 ⁵	1,12 · 10 ⁵	1,5 · 10 ⁵	1,87 · 10 ⁵
	Ma ₁	-	0,0278	0,0362	0,0416	0,0544	0,0687
	Re ^{max}	2,81 · 10 ⁵	5,62 · 10 ⁵	7,3 · 10 ⁵	8,46 · 10 ⁵	11,2 · 10 ⁵	14 · 10 ⁵
λ = 0,0938 d ₀ = 300	Re ^{min}	1,12 · 10 ⁵	2,25 · 10 ⁵	2,32 · 10 ⁵	3,38 · 10 ⁵	4,5 · 10 ⁵	5,6 · 10 ⁵
	Re ^{min min}	0,375 · 10 ⁵	0,75 · 10 ⁵	0,975 · 10 ⁵	1,13 · 10 ⁵	1,5 · 10 ⁵	1,87 · 10 ⁵
	Re ^{max}	1,13 · 10 ⁵	3,76 · 10 ⁵	4,87 · 10 ⁵	5,63 · 10 ⁵	7,56 · 10 ⁵	9,4 · 10 ⁵
	Re ^{min}	0,75 · 10 ⁵	1,5 · 10 ⁵	1,95 · 10 ⁵	2,26 · 10 ⁵	3,02 · 10 ⁵	3,78 · 10 ⁵
	Ma ₁	0,055	0,111	0,144	0,167	0,222	0,279
	Re ^{max}	2,63 · 10 ⁵	5,27 · 10 ⁵	6,85 · 10 ⁵	7,94 · 10 ⁵	10,55 · 10 ⁵	13,2 · 10 ⁵
	Re ^{min}	1,06 · 10 ⁵	2,21 · 10 ⁵	2,74 · 10 ⁵	3,17 · 10 ⁵	4,21 · 10 ⁵	5,27 · 10 ⁵
λ = 0,10 d ₀ = 320	Re ^{min min}	0,35 · 10 ⁵	0,704 · 10 ⁵	0,91 · 10 ⁵	1,06 · 10 ⁵	1,41 · 10 ⁵	1,75 · 10 ⁵
	Re ^{max}	1,76 · 10 ⁵	3,53 · 10 ⁵	4,56 · 10 ⁵	5,29 · 10 ⁵	7,1 · 10 ⁵	8,86 · 10 ⁵
	Re ^{min}	0,704 · 10 ⁵	1,41 · 10 ⁵	1,83 · 10 ⁵	2,12 · 10 ⁵	2,83 · 10 ⁵	3,54 · 10 ⁵
	Ma ₁	0,049	0,0977	0,127	0,146	0,195	0,245

Obs 1, 2, 3

Ma = $\frac{v}{c}$ - Nr Mach

c = 340 m/s - viteza sunetului in aer

d_0 - diametrul maxim la intrarea în distribuitor

$d_i (i=1,2,3)$ - diametrul minim la ieșirea din distribuitor

Deoarece tipul de distribuitor cu nervură de consolidare interioară are diametrul maxim în zona de ramificare, calculele s-au efectuat pentru acest diametru.

Rezultatele calculelor sînt prezentate în tabelul 5.4.2.

Din analiza valorilor prezentate în tabelul 5.4.2 rezultă că pentru scara geometrică de modelare $\lambda = 0,1$ și debit de intrare $Q_0 > 3 \text{ m}^3/\text{s}$, condițiile de modelare sînt satisfăcute pentru toate regimurile de experimentare:

$Re > 10^5$; $Ma < 0,3$ respectiv $V_{\text{max}} < 80 + 100 \text{ m/s}$.

Scara de modelare $\lambda = 0,1$ s-a admis fiind mai tehnologică în privința realizării geometriei modelului față de celelalte scări analizate.

Din cele prezentate rezultă că pentru a efectua experimentările pe modele de distribuitor avînd parametrii hidraulici și geometrici corespunzător datelor prezentate în tabelul 5.4.1 în condiții de automodelare, se impun următorii parametrii geometrici și hidraulici ai modelului:

- scara geometrică $\lambda = 0,1$
- debitul de intrare $Q_0 \geq 3 \text{ m}^3/\text{s}$.

Proiectarea modelelor experimentale și a stațiunilor de încercare s-a efectuat avînd la bază acești parametrii caracteristici.

Aplicînd aceste concluzii în cazul distribuitorului, pentru CHE Marișelu, rezultă următorii parametrii hidraulici și geometrici ai modelului tabel 5.4.3.

Din tabelul 5.4.3 se desprinde concluzia că pentru un domeniu de variație a debitului la intrare $Q_0 = 0,4 + 3 \text{ m}^3/\text{s}$ și tronșoanele ramificate $Q_{1,2,3} = 0,4 + 1 \text{ m}^3/\text{s}$, încercarea modelului este posibilă pentru orice regim de exploatare, concluzie rezultată și din plasarea domeniului de încercare în diagrama $\lambda = f(Re; k)$ fig.5.4.1.

5.5. Stațiuni de încercare în aer a modelelor de distribuitor

Experiența acumulată în domeniul experimentării în aer a modelelor hidraulice oferită de literatură sau laboratoare specializate (4) (8) (16) (18) (30) (36) (42) (45), a permis definirea a două principii generale de funcționare a stațiunilor de încercare:

- a) - funcționarea pe principiul refulării
- b) - funcționarea pe principiul aspirației

În primul caz, stațiunea încuzînd modelul este plasată în zona de refulare a surselor de alimentare, în al doilea caz în zona de aspirație.

La adoptarea uneia din cele două soluții de realizare a stațiunilor se au în vedere următoarele:

- parametrii hidraulici și geometrici ai modelelor experimentale
- complexitatea modelelor rezultată din scopul urmărit (se modelează zona de funcționare a prototipului incluzând și părți din instalația în care funcționează, numai zona de funcționare a prototipului sau elemente ale acestuia.
- scopul experimentărilor (selecție, verificarea unor soluții globale, elemente ale prototipului, determinarea pe baza de teste model a parametrilor funcționali ai prototipului) și precizia impusă măsurătorilor.
- soluțiile adoptate pentru măsurarea parametrilor hidraulici caracteristici (debite, viteze, presiuni)
- parametrii hidraulici ai surselor de alimentare (debite, presiuni).
- soluțiile adoptate pentru simularea pe model a regimurilor de funcționare ale prototipurilor.
- posibilitățile laboratoarelor de experimentare, spații disponibile și considerente economice.

Scopul urmărit în cazul distribuitorilor a permis gruparea măsurătorilor experimentale în două categorii:

- 1) - Măsurători pentru stabilirea comportării hidraulice a nodurilor de ramificare, realizate în diferite variante constructive, deci măsurători pe elemente sau părți componente ale distribuitorului. Caracterul de selecție al acestor măsurători au condus la dimensiuni relativ mici ale modelelor și spațiilor de modelare.
- 2) - Măsurători pentru stabilirea comportării hidraulice a distribuitorului (în variantele constructive simetrice și asimetrice) funcționând în ansamblul instalației sau amenajării.

Deoarece scopul urmărit este de a stabili parametrii funcționali și energetici ai prototipului s-a impus modelarea și a unei părți din ansamblul instalației în care funcționează distribuitorul fapt ce a condus la modele mari, respectiv spații de modelare mari.

Realizarea unei modelări cât mai corecte a fenomenelor hidraulice rezultate din distribuția debitelor în nodurile de ramificare, scopul măsurătorilor experimentale prezentate mai sus și posibilitățile existente în cadrul laboratoarelor hidraulice ale CCSITEH - Timișoara și Catedra de mașini hidraulice a Institutului

Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, a impus studiul, proiectarea și realizarea în acest scop a două stațiuni de experimentare:

- stațiune de tip mixt funcționând atât pe principiul aspirației cât și pe principiul refulării.

• stațiune funcționând pe principiul aspirației.

Măsurătorile din prima categorie s-au efectuat pe stațiunea de tip mixt, iar măsurătorile din a doua categorie pe stațiunea funcționând pe principiul aspirației.

În fig. 5.5.1; 5.5.2 se prezintă schema de funcționare a celor două tipuri de stațiuni.

Stațiunea de tip mixt funcționând atât pe principiul aspirației cât și al refulării se compune din sursa de alimentare (ventilator cu turăție variabilă) camera de aspirație și refulare, elemente ce formează partea stabilă a stațiunii, de asemenea zonele de modelare care includ modelele experimentale, sistemele de măsură și reglare a parametrilor hidraulici specifici programelor de experimentare.

Stațiunea funcționând pe principiul aspirației cuprinde sursa de alimentare (ventilator centrifug cu turăție variabilă) camera de aspirație, elemente ce formează partea stabilă a stațiunii și zona de modelare care include aceleași elemente ca și în cazul stațiunii de tip mixt.

Prin soluțiile adoptate de realizare a stațiunilor; ventilator cu turăție variabilă, clapete de reglare a debitului în camera de refulare și sisteme de reglare (vane speciale) plasate în circuitul de modelare, stațiunile oferă posibilități largi de realizare a regimurilor de încercare a modelelor de distribuitoare.

5.6. Aparate de măsură

La stabilirea aparataturii de măsură s-au avut în vedere parametrii hidraulici specifici regimurilor de scurgere în distribuitoare (debite, viteze, presiuni, temperaturi), domeniul de variație a acestor parametrii, precizia de determinare.

În acest sens calculele s-au efectuat luând în considerare scara modelelor $\lambda = 0,1$ și următorul domeniu de variație a parametrilor hidraulici ai modelelor.

- | | |
|--|---|
| - variația debitului la intrare | $Q = 0,4 \div 3 \text{ m}^3/\text{s}$ |
| - variația debitelor în tronsoanele ramificate | $Q_i = 0,4 \div 1 \text{ m}^3/\text{s}$ |
| - variația vitezelor | $V_i = 20 \div 60 \text{ m/s}$ |

Măsurarea debitului

Pentru măsurarea debitului, în acest caz se poate aplica una din metodele clasice cunoscute: diafragma tipizată, ajutorul tipizat sau venturimetrul tipizat.

Criteriul de alegere a uneia din metodele indicate mai sus este valoarea mărimii caracteristice Δh . Aceasta deoarece valoarea lui Δh influențează atât precizia de stabilire a debitului cât și parametrii hidraulici ai sursei ce alimentează zona de modelare, în cazul nostru valoarea sarcinii ventilatorului.

Efectuând calculele cu ajutorul relațiilor cunoscute din literatură cu admiterea coeficienților ξ recomandați de norme sau diferiți autori pentru aceste metode (37) rezultă valoarea corespunzătoare domeniului de variație a debitelor.

Corespunzător doar domeniului minim de variație a debitului, valorile Δh sînt prezentate în tabelul 5.6.1.

Tabel 5.6.1.

Metoda de măsură	Parametrii			
	Re în (1,2,3)	ξ	m	Δh (mm H_2O)
Diafragma		5-9	0,4	635-1231
Ajutaj	2×10^5	1	0,5	140
Venturimetru		0,2	0,5	27,5

Pe baza calculelor efectuate s-a adoptat metoda de măsurare a debitelor cu ajutorul tipizat. Valorile Δh prezentate în tabelul 5.6.1 scot în evidență avantajul acestei metode atât în sensul obținerii unei precizii bune de stabilire a debitelor (Δh poate fi bine determinată și înregistrată) cât și a valorilor acceptabile a pierderilor hidraulice introduce în circuitele de modelare.

Calculul în detaliu pentru stabilirea ajutorului tipizat s-a efectuat luînd în considerare următoarele condiții:

- pentru domeniul de utilizare caracterizat prin numărul Reynolds coeficientul de debit să rămînă practic constant.
- viteza maximă a aerului prin ajutoraj să nu depășească 80 m/s .

Cu aceste condiții și admițînd diametrul conductelor de instalare $D = 150 \text{ mm}$ rezultă parametrii caracteristici ai ajutorului, $d = 0,2$; $B = d/D = 0,8$; $m = 0,64$.

Pe baza acestor parametri STAS 7347-70 permite stabilirea dimensiunilor în detaliu ale ajutorului tipizat și condițiile de montare.

Măsurarea presiunilor, vitezelor și temperatura aerului

Pentru măsurarea presiunilor s-a adoptat metoda practicării prizelor de presiune statică, racordată la piezometre indirecte cu apă sau alcool, simple și diferențiate.

Valoarea și distribuția vitezelor în diferite secțiuni ale modelelor experimentale s-au determinat utilizând sonda de presiune Pitot-Prandtl. Sondarea câmpurilor de viteze în diferite secțiuni ale modelului sau ale zonei de modelare (conducțe de legătură) urmărind atât stabilirea distribuției vitezelor, valoarea debitelor sau etalonarea ajutorajelor s-a efectuat conform recomandărilor lui F. Herning (37) după doi diametrii perpendiculari cu 5 sau 8 zone inelare de suprafețe egale.

Numărul de 5 sau 8 fiind recomandat pentru valorile diametrelor modelelor experimentale rezultate din valoarea admisă a scării de modelare $\lambda = 0,1$. Sondele Pitot-Prandtl s-au stabilit conform STAS 6563-62 rezultând din condiția $d_s/\rho \leq 1/10$ valoarea diametrului sondei. Pentru conducta cu diametrul minim $d = 150$ mm rezultă $d_s < 15$ mm.

Conform STAS 6563-62 s-a ales tubul Pitot-Prandtl avînd diametrul $d_s = 8$ mm.

5.7. Componentele circuitului hidraulic al stațiunilor de încercare

Camerele de egalizare (uniformizate) ale curentului sînt în cazul stațiunii de tip mixt cît și în cursul stațiunii funcționînd pe principiul aspirației au fost dimensionate pe bază de realizări similare (36) din considerente aerodinamice și economice.

Dimensiunile acestor camere rezultă din fig. 5.7.1; 5.7.6.

Conducțele de legătură conform schemelor adoptate, fac parte din zona de modelare a stațiunilor de experimentare. Ele permit racordarea modelelor experimentale la partea fixă a stațiunilor, de asemenea încadrarea ajutorajelor de măsurare a debitelor în circuitul de modelare. Ca diametru și lungime sînt dependente de diametrul tronșenelor ramificate ale modelelor experimentale și parametrii ajutorajelor.

Corelat cu diametrele de la ieșire ale modelelor experimentale a rezultat diametrul conductelor $\varnothing 150$ mm. Admițînd pentru ajutorajul tipizat conform STAS 7347-70 raportul de ștranzulare $\beta = 0,8$ rezultă lungimea impusă conductelor amonte (l_{um}) și aval (l_{aval}) de ajutoraj.

$$l_{am} = 50 D = 7,5 \text{ m}$$

$$l_{av} = 8 D = 1,2 \text{ m}$$

La stabilirea lungimii l_{am} s-a avut în vedere faptul că modelul de distribuitor poate reprezenta mai multe coturi ~~de~~ în plane diferite.

Pentru realizarea regimurilor de experimentare s-a conceput și realizat un tip de vână plană cu orificii calibrate având posibilitatea introducerii gradat în curent funcție de regimul de experimentare impus sau dorit.

În ansamblul stațiilor vanele s-au plasat în circuitul conductelor de legătură.

Poziția centrală a vanei permite atât realizarea regimurilor de experimentare dorite sau impuse de programul experimentărilor cât și simularea pe model a regimurilor de funcționare din natură, impuse distribuitorului de funcționarea turbinei.

În mod practic prin aceste vane speciale s-a urmărit simularea pe model a rolului pe care îl are aparatul director al turbinei în funcționarea distribuitorului industrial.

La proiectarea și realizarea acestor vane s-a urmărit deasemenea ca la deschiderea completă, pierderile de sarcină introduse în circuitul de modelare de prezența lor să fie practic zero.

Atunci când funcționează în paralel două sau trei vane (experimentări pe model cu 1 sau 2 noduri de ramificare) la deschideri parțiale pierderile introduse de prezența lor în circuitul de modelare să fie egale. Din fig. 5.7.1 rezultă principiul de funcționare și parametrii geometrice ai vanelor.

x

x

x

Pe baza elementelor componente ale circuitului hidraulic, stabilite conform paragrafelor prezentate s-au putut definitiva din punct de vedere constructiv și funcțional soluțiile de ansamblu pentru cele două variante funcționale ale stațiilor experimentare.

În fig. 5.7.1; 5.7.2; 5.7.3; 5.7.4; 5.7.5 se prezintă ansamblul stației de tip mixt având încadrat în circuit ca model, un nod de ramificare iar în fig. 5.7.6; 5.7.7; 5.7.8 ansamblul stației funcționând pe principiul aspirației, având încadrat în circuit ca model un distribuitor asimetric cu două noduri de ramificare.

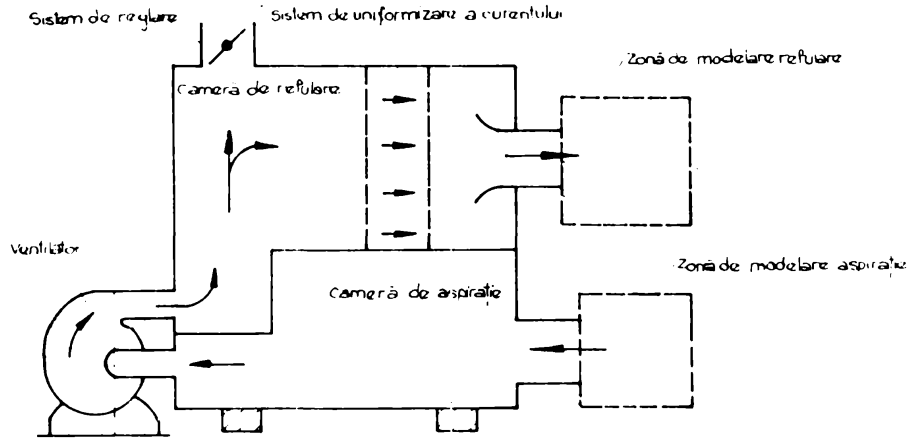


Fig. 5.5.1

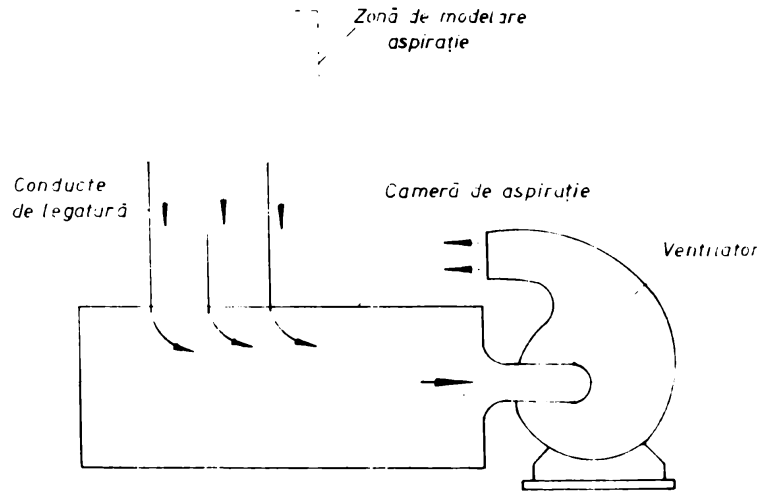


Fig. 5.5.2

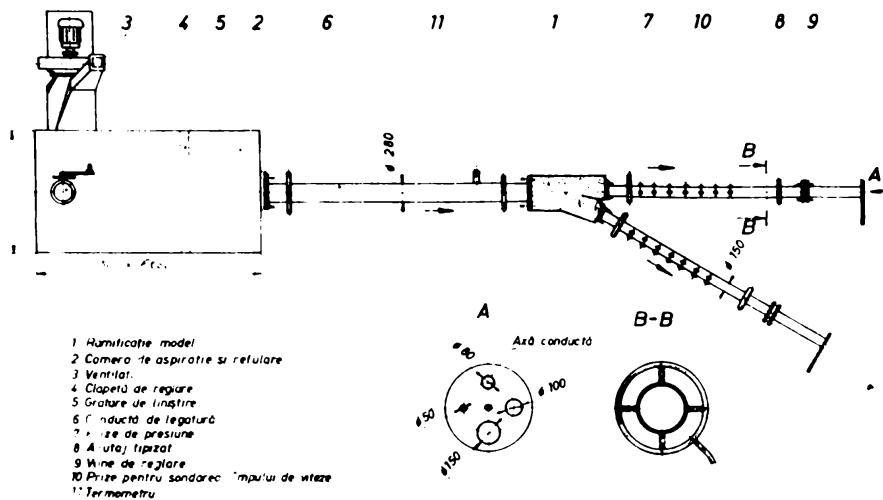


Fig. 5.7.1

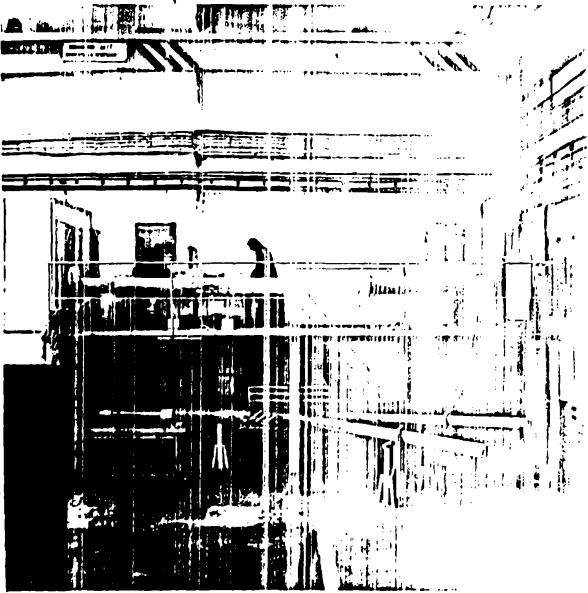


Fig. 5.7.2

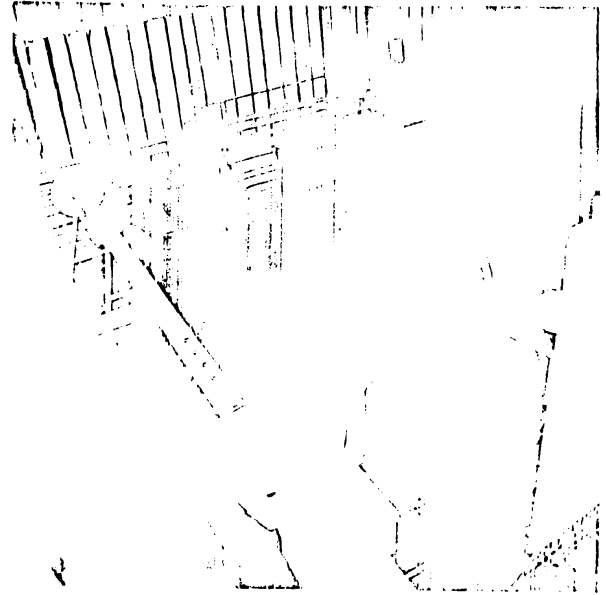


Fig. 5.7.3

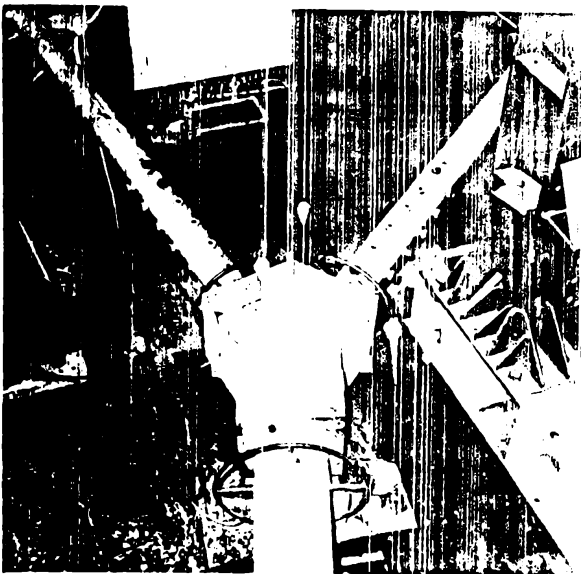


Fig. 5.7.4

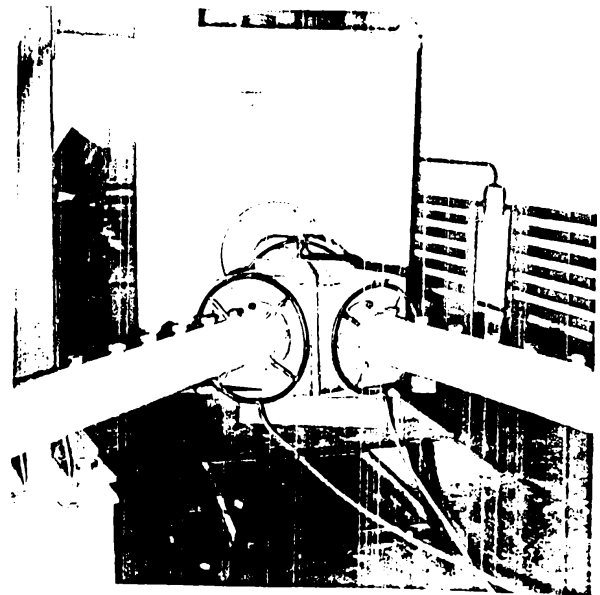


Fig. 5.7.5

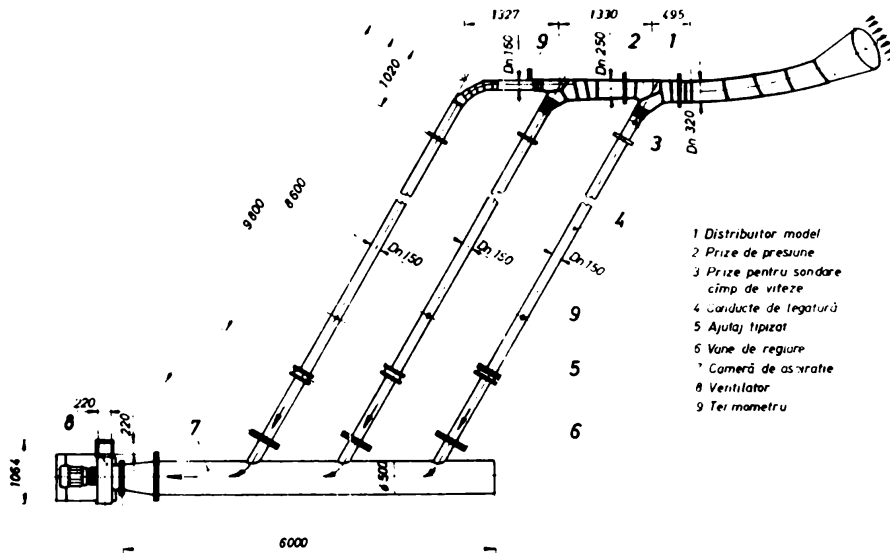


Fig. 5.7.6

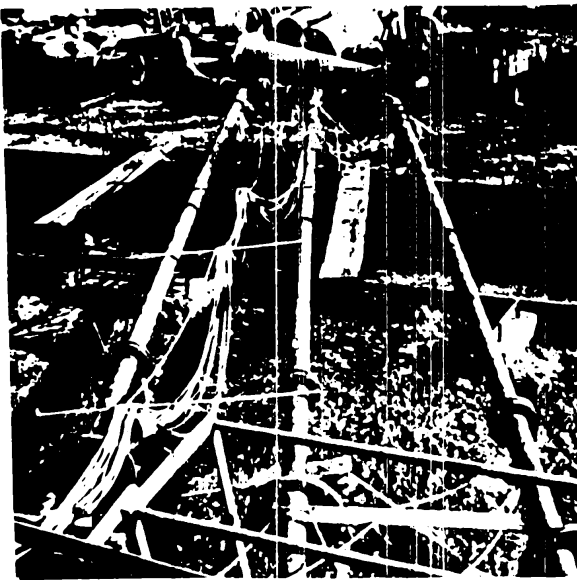


Fig. 5.7.7

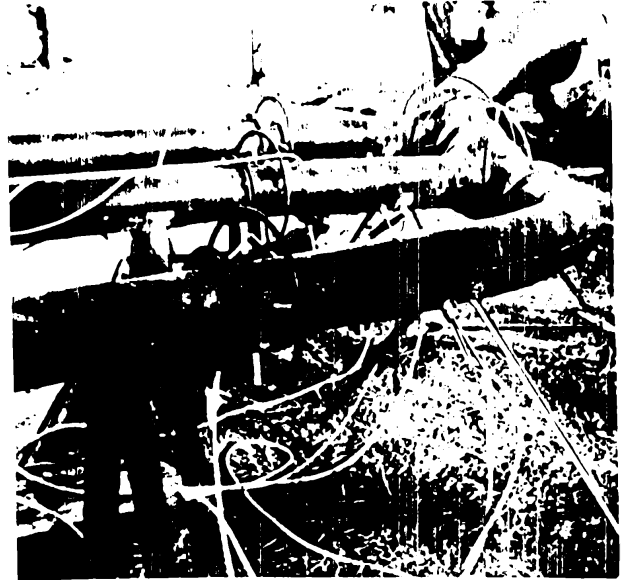


Fig. 5.7.8

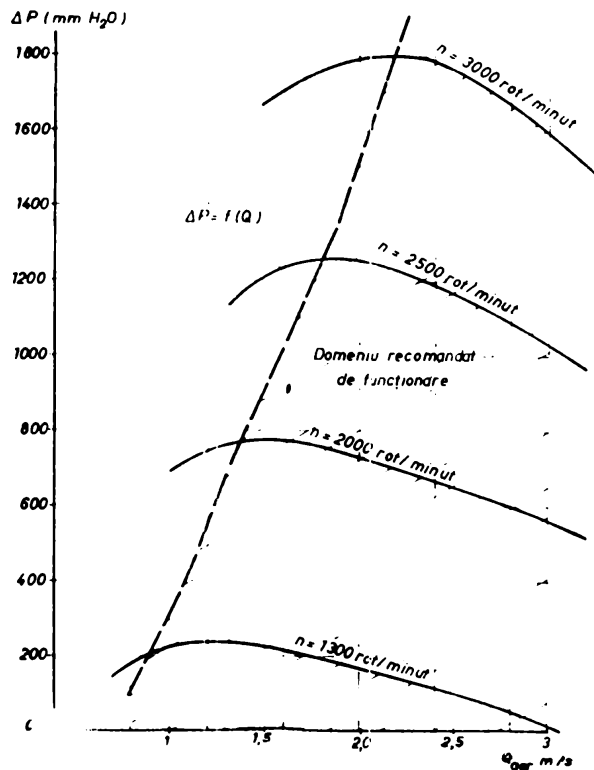


Fig. 5.7.9

Pentru fiecare tip de stațiune s-a prezentat doar una din posibilitățile de încadrare în circuit a modelelor experimentale.

Elementele circuitelor de modelare au fost astfel concepute și realizate încât să permită încadrarea tuturor variantelor constructive și funcționale de distribuitor model de tip simetric și asimetric cât și a elementelor componente ale acestora (coturi, conducte de legătură).

Domeniul de funcționare al stațiilor a rezultat pe baza calculelor de modelare $Q = 3 \text{ m}^3/\text{s}$ și a valorii pierderilor de presiune în circuitul stațiilor și zona de modelare.

Calcululele s-au efectuat pentru circuitul stației rezultat din încadrarea modelului experimental cel mai complex și valori ale vitezelor în diferite secțiuni rezultate din debitul maxim.

Pe baza calculelor a rezultat ventilatorul centrifug de fabricație indigenă V-516-F.V.B. parametri nominali: $Q = 12000 \text{ m}^3/\text{h}$
 $\Delta P = 1450 \text{ mm H}_2\text{O}$; $n = 2450 \text{ rot/min}$. $P = 75 \text{ kW}$.

Pentru a asigura un domeniu cât mai larg de variație a parametrilor energetici $Q; \Delta P$; în afara elementelor de reglare introduse în circuitul stațiilor, s-au avut în vedere și soluția rezultată din reglarea turației ventilatorului. În fig. 5.7.9 se prezintă domeniul de funcționare al stațiilor. S-a adoptat soluția electrică de reglare a turației prin utilizarea grupurilor convertizoare de tensiune și frecvență variabilă.

5.3. Experimentări pe modele de ramificații și distribuitor.

Încercările experimentale s-au efectuat pe modele de ramificații consolidate interior (soluție de consolidare tip Escher-Wyss de tip simetric și asimetric funcționând izolat și în ansamblul distribuitorului. Modelele de distribuitor supuse experimentărilor au fost de tip simetric și asimetric cu una și două ramificații.

Parametrii geometrici caracteristici ai ramificațiilor modele realizate și încercate sînt:

$$\frac{dx}{do} \left(\frac{dl}{do} \right) = 0,53 \div 0,68$$

$$D/do = 1,07 \div 1,28$$

$$\alpha = 50^\circ \div 60^\circ$$

$$L/do = 1,75$$

La stabilirea parametrilor geometrici s-au avut în vedere criteriile stabilite în cap. 4.

Din considerente constructive impuse de amenajare modelul de distribuitor pentru CHB Mărișelu cu două ramificații are pentru prima ramificație parametru caracteristic $L/d_0 = 0,8$.

În total au fost încercate 12 modele experimentale realizate din lemn și tabla de oțel virolată (modele de ramificații și conducte de legătură, coturi, elemente componente ale ansamblului distribuitorului).

La realizarea modelelor experimentale s-a avut în vedere similitudinea rugozității suprafețelor. În acest sens suprafețele interioare ale modelelor din lemn au fost vopsite și lăcuite.

Încercările experimentale au fost realizate pe cele două stațiuni prezentate în cap. 5.5 la regimurile cele mai caracteristice întâlnite în exploatarea distribuitorilor, regimuri impuse de funcționarea turbinelor și notate în continuare cu R_i ($i=1,2,\dots,\dots,n$).

Pentru a explica semnificația regimurilor de încercare notate pe diagrama cu R_i ne vom referi la fig. 6.1.

R_1 - 1 = 2 - var (conductele 1 și 2 deschise parțial de la închis la deschis complet).

R_2 - 1 = var; 2 = max. (conducta 1 deschisă parțial de la închis la deschis complet, conducta 2 deschis la max.)

R_3 - 1 = max. 2 = var (situație inversă față de regimul notat cu R_2).

R_4 - 1 = var; 2 = 0 (conducta 1 deschisă parțial de la închis la deschis complet, conducta 2 închis).

Regimurile de încercare s-au realizat prin intermediul ventilatorului cu turație variabilă care alimentează stațiunile a clapetei de reglare și a vanelor speciale montate în circuitul stațiilor.

Pentru fiecare regim de încercare astfel stabilit s-au măsurat presiunile statice, valoarea și distribuția vitezelor de intrare și ieșire din nodurile de ramificare, de asemenea debitul și temperatura aerului în circuitul de încercare. Aparatura de măsură utilizată a fost cea prezentată în cap. 5.4.

Am arătat că în cazul unei ramificații pierderile totale se pot exprima prin relație:

$$\xi_{0-x} = \frac{\Delta p}{\rho v_0^2 / 2} \quad (5.8.1)$$

sau

$$\xi_{0-x} = \frac{\Delta h_{0-x}}{v_0^2/2g} \quad (5.8.2)$$

Dacă exprimăm pe Δh_{0-x} din ecuația lui Bernoulli scrisă între secțiunile 0 și x ale unei ramificații rezultă:

$$\xi_{0-x} = \frac{\Delta h_{0-x} - K_x \frac{v_x^2}{2g}}{K_0 \frac{v_0^2}{2g}} + 1 \quad (5.8.3)$$

unde: $\Delta h_{0-x} = h_0 - h_x$ - diferența de presiune statică măsurată, exprimată în m col.aer

Deoarece în timpul experimentărilor diferența de presiune se măsoară cu ajutorul piezometrelor, diferențial cu apă expresia de calcul a coeficientului de pierdere rezultă:

$$\xi_{0-x} = \frac{m \Delta h_{0-x} - K_x \frac{v_x^2}{2g}}{K_0 \frac{v_0^2}{2g}} \quad (5.8.4)$$

unde:

$$m = 5,5548 \cdot 10^{-2} (273,16 + t_a^\circ - 0,01962)$$

t_a° - temperatura mediului ambiant

Având în vedere că în timpul măsurărilor temperatura fluidului (aerul) se modifică, la stabilirea debitelor pentru fiecare punct de măsură s-a ținut cont de influența temperaturii.

Relația de calcul a debitelor conform STAS 7347-74 stabilită pentru parametrii ajutorajului utilizat rezultă:

$$Q_x = 2,6082 \cdot 10^{-3} \sqrt{(2+3,16+t_a^\circ) \Delta h_a} \quad (5.8.5)$$

unde: Δh_a - diferența de presiune înregistrată la piezometrul diferențial cu apă în mmH_2O .

Datorită neuniformității curentului în secțiunile de măsură a presiunilor, sarcina cinetică $\frac{v^2}{2g}$ a fost corectată prin coeficientul de uniformitate K

Coeficientul de neuniformitate K s-a calculat pe baza sondării câmpului de viteze ale curentului în secțiunile de măsură, după doi diametri perpendiculari cu relația:

$$K = \frac{\sum_{i=1}^{2n} \frac{v_i^2}{2g} \frac{1}{2n}}{v_{med}^2/2g} \quad (5.8.6)$$

unde: V_i - vitezele rezultate din sondări
 V_{med} - viteza medie în secțiune, calculată din debit
 n - numărul punctelor sondate pe fiecare diametru

Valorile coeficientului K pentru regimurile cele mai caracteristice de încercare au rezultat:

$$K_o = 1,04 \div 1,17$$

$$K_x = 1,1 \div 1,14$$

Pe baza valorilor experimentale și a relațiilor de calcul prezentate mai sus s-au trasat în capitolele următoare, dependența coeficienților de pierdere de parametrii hidraulici și geometrici ai ramificațiilor.

$$\xi_{o-x} = f\left(Re_o; \frac{Q_x}{Q_o}; \frac{dx}{d_o}; D/d_o\right) \quad (5.8.7)$$

unde: Re_o - cifra Reynolds la intrare.

Cap. 6. PIERDERI DE ENERGIE ÎN RAMIFICATIILE DISTRIBUTITOARELOR CU NERVURA DE CONSOLIDARE INTERIOARA

6.1. Influența cifrei Reynolds (Re_0)

Pentru ramificațiile studiate experimental (asemenă din punct de vedere al geometriei) fără nervură și cu nervură, funcționând izolat și în ansamblul distribuitorului în fig. 6.1.1.- 6.1.2. ^{sint} prezentate curbele $\xi_{0-x} = f(Re_0)$ pentru cele mai caracteristice regimuri de exploatare R_i .

Analiza comparativă a rezultatelor obținute pe cele două tipuri de ramificații studiate (simetrice și asimetrice) au scos în evidență următoarele:

Aliura generală a curbelor $\xi_{0-x} = f(Re_0)$ este aceeași pentru toate tipurile de ramificații (funcționând izolat sau în ansamblul distribuitorului) deci cifra Reynolds la intrare poate fi un criteriu de comparație.

Funcție de regimul de încărcare al ramificației (R_i) atât coeficienții pierderilor de ramificare ξ_{0-1} cât și coeficienții pierderilor de trecere ξ_{0-2} depind de cifra Reynolds.

La regimuri hidraulic simetrice și cuasi-simetrice de încărcare (regimuri de tipul R_1 și R_4) atât pentru ramificațiile funcționând izolat fig. 6.1.1; 6.1.2; 6.1.3; 6.1.4; 6.1.5; 6.1.6; 6.1.7; 6.1.8 sau în ansamblul distribuitorului fig. 6.1.9; 6.1.10; 6.1.11; 6.1.12; 6.1.13; 6.1.14; 6.1.15; 6.1.16 coeficienții de pierdere depind în mai mică măsură de cifra Reynolds.

Dependența coeficienților de cifra Reynolds este mult mai mare în cazul regimurilor asimetrice (regimuri de tipul R_2 ; R_3). În cazul acestor regimuri alura curbelor tinde asimptotic la regimul simetric.

La o valoare constantă a cifrei Reynolds regimurile quasi-simetrice prezintă pierderi mult mai mari decât cele simetrice.

Regimurile de tipul R_2 ; R_3 caracterizate fiecare printr-o cifră Reynolds inițială (Re_0) reprezintă de fapt cazul de instalare a ramificației la diferite caderi. Se constată că indiferent de cifra Reynolds inițială (Re_0) alura curbelor $\xi_{0-x} = f(Re_0)$ se păstrează, punctul lor de tangență la curba regimului simetric (R_1) deplasându-se în funcție de cifra Reynolds inițială fig. 6.1.7; 6.1.8.

În cazul regimurilor asimetrice de încărcare a ramificațiilor sau distribuitorului, dependența coeficienților de cifra Reynolds poate fi pusă pe seama pierderilor rezultate din mișcările secundare.

Ca rezultat al creșterii ponderii pierderilor secundare în cazul ramificațiilor simetrice fig. 6.15; 6.16 se constată chiar la regimuri simetrice de încărcare o dependență mai mare a coeficienților de pierdere de cifra Reynolds.

Pentru ramificații de tip asimetric și simetric având parametrii geometrice apropiați funcționând în ansamblul distribuitorului în fig. 6.17; 6.18; 6.19; 6.20; 6.21 se prezintă dependența pierderilor de ramificare de cifra Reynolds la intrare.

Din analiza comparativă a celor două tipuri de ramificații (simetrice și asimetrice), cu elemente geometrice apropiate funcționând în ansamblul distribuitorului, ramificațiile simetrice au o comportare mai bună la regimuri hidraulic simetrice fig. 6.17.

La valori ale cifrei Reynolds $Re_0 > 10^5$, coeficienții pierderilor de ramificare și trecere, pentru ramificații asimetrice consolidate interior, funcționând izolat și în ansamblul distribuitorului nu depind în mod practic de cifra Reynolds, la regimuri hidraulic simetrice de încărcare. Spre deosebire de ramificațiile asimetrice în cazul ramificațiilor simetrice nu s-a putut delimita la valorile cifrei Reynolds obținute experimental, un domeniu în care Re_0 nu are o influență asupra coeficienților de pierdere. Concluzia rezultă și din măsurătorile efectuate de H. Pirckl (25).

Extrapolând rezultatele măsurătorilor obținute și a celor prezentate de H. Pirckl rezultă că pierderile de sarcină nu depind de Reynolds doar la valori $Re_0 > 10^7$ fig. 6.18.

Din compararea valorilor coeficienților de pierdere obținuți pe ramificații funcționând izolat (ξ_i) și în ansamblul distribuitorului (ξ_0) la valori ale cifrei Reynolds la intrare $Re_0 > 10^5$, valori uzuale în exploatare, rezultă:

$$\xi_0 \approx (4 \div 8) \xi_i \quad (6.1.)$$

Rezultatele cercetărilor experimentale conduc la concluzia că valorile coeficienților de pierdere obținuți pe ramificații funcționând izolat pot sta la baza stabilirii geometriei unui nod de ramificare, dar nu pot fi utilizate la calculul pierderilor de energie

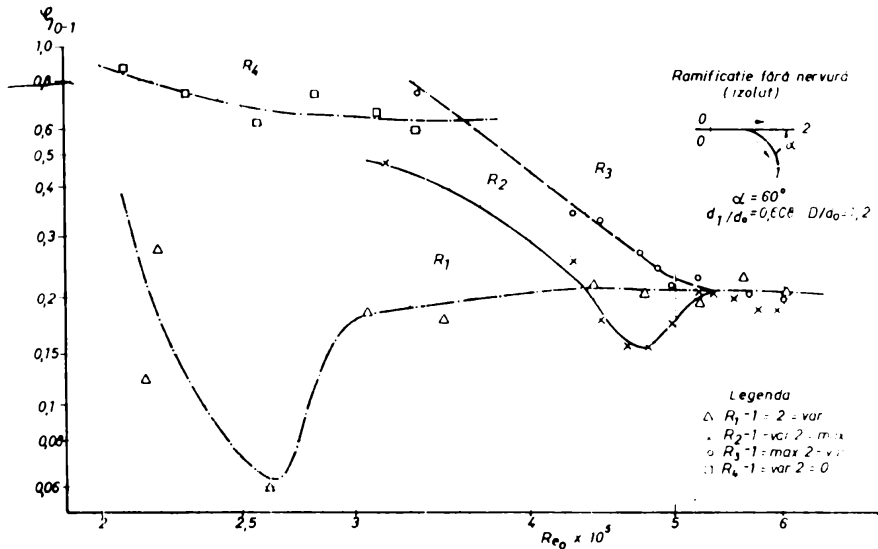


Fig. 6.1.1

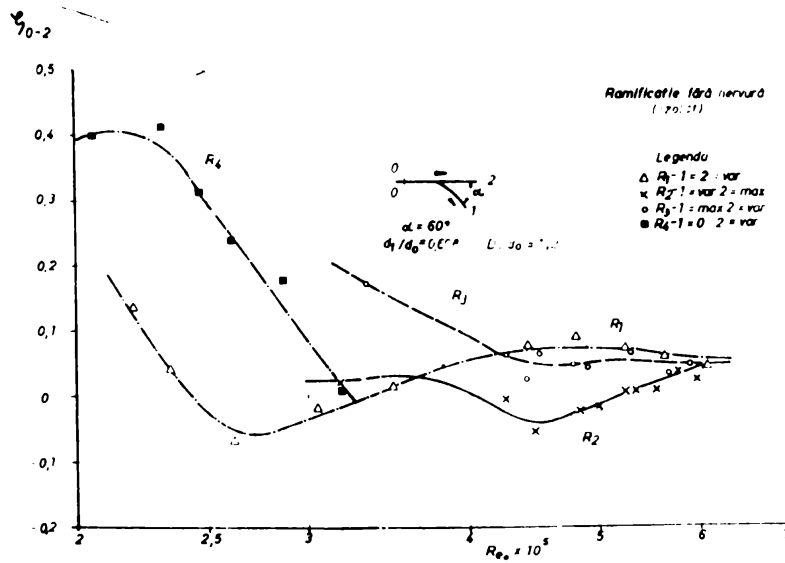


Fig. 6.1.2

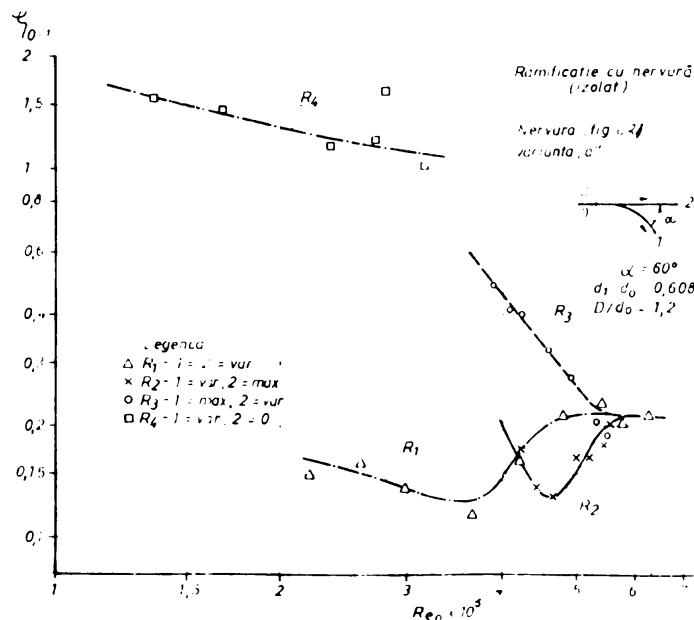


Fig. 6.1.3.a

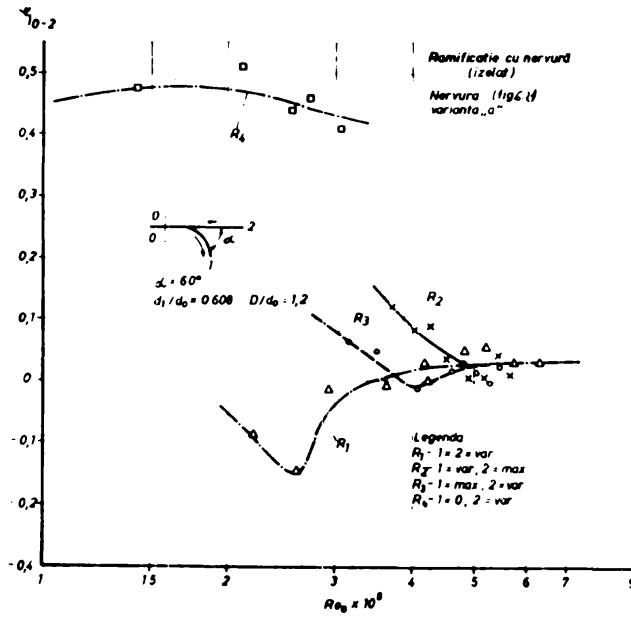


Fig. 6.1.3 b.

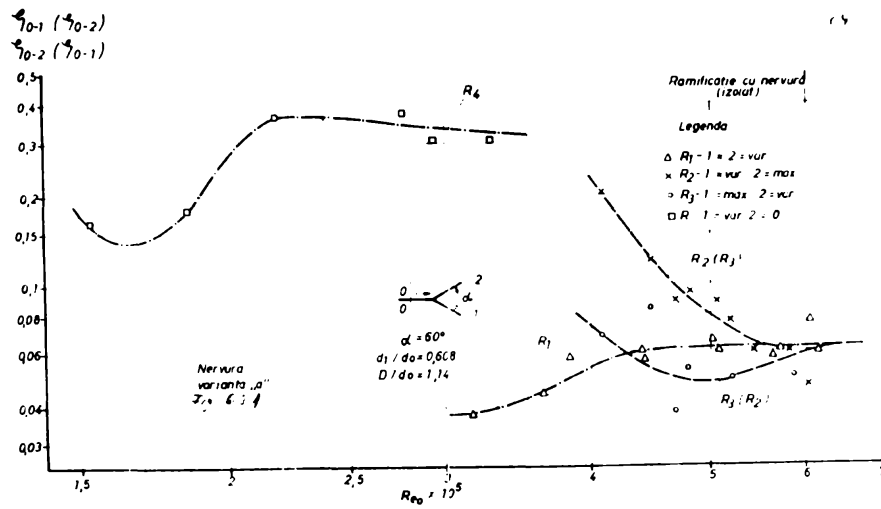


Fig. 6.1.3 c.

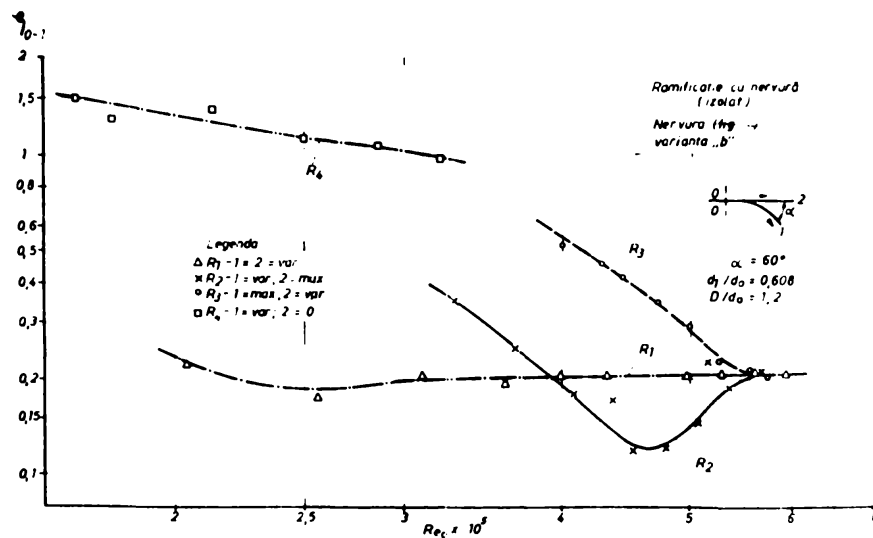


Fig. 6.1.3

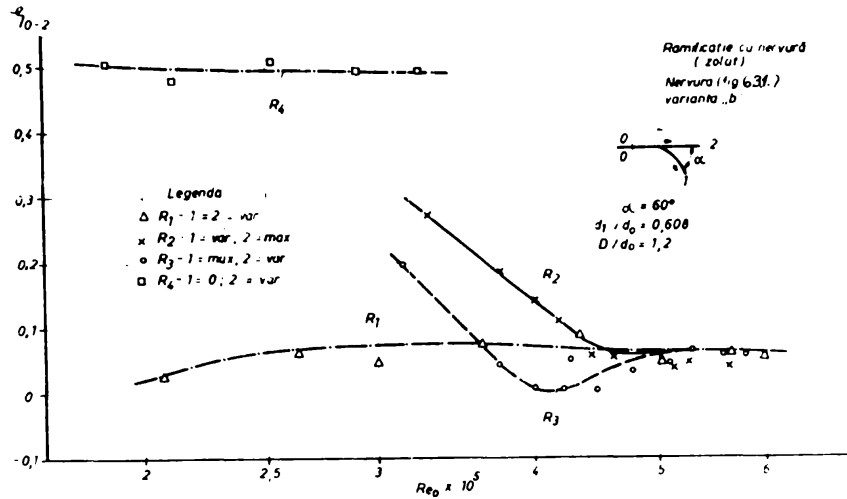


Fig. 6.1.4

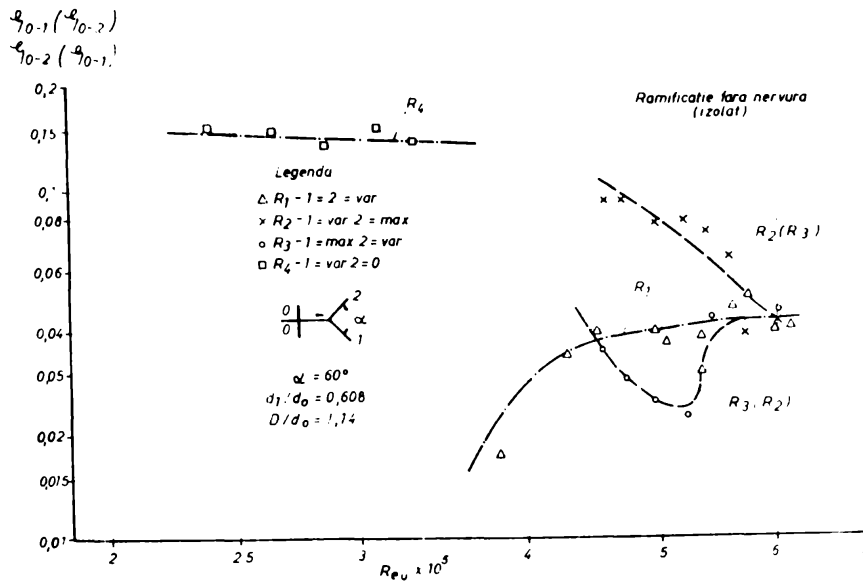


Fig. 6.1.5

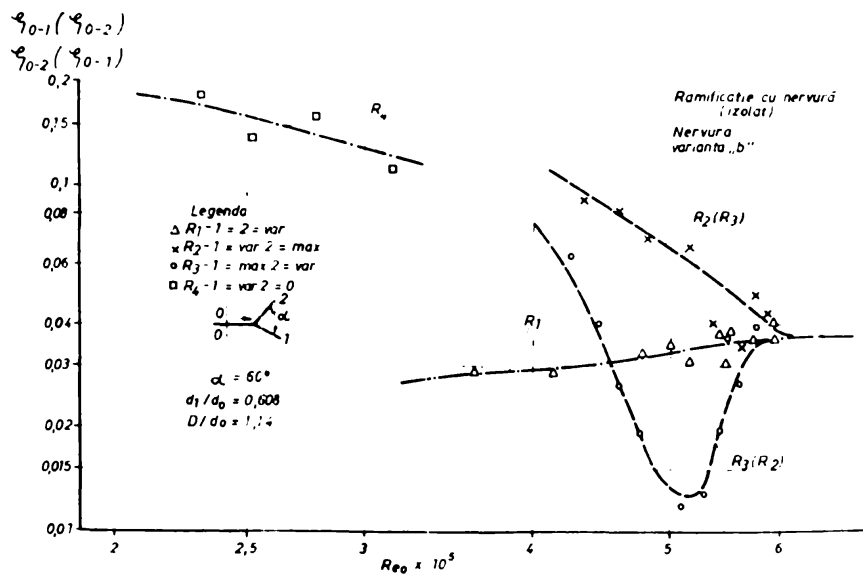


Fig. 6.1.6

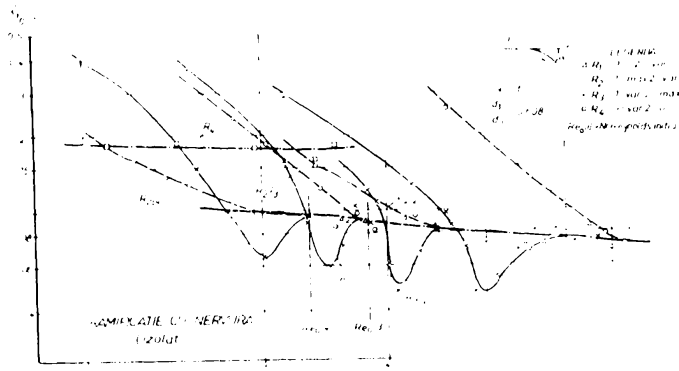


Fig. 6.17

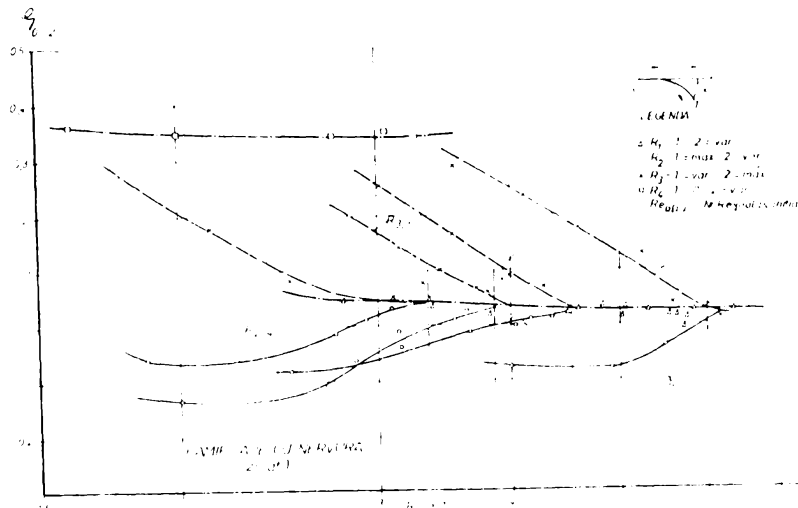


Fig. 6.18

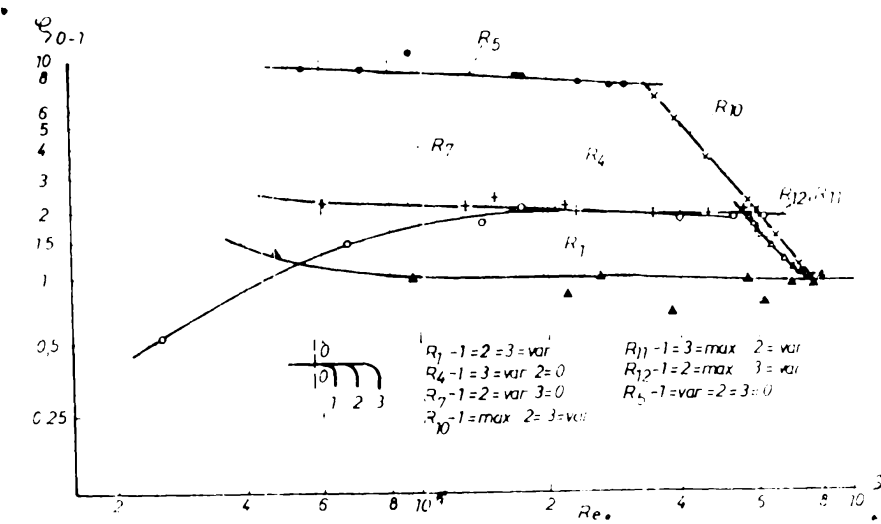


Fig. 6.19

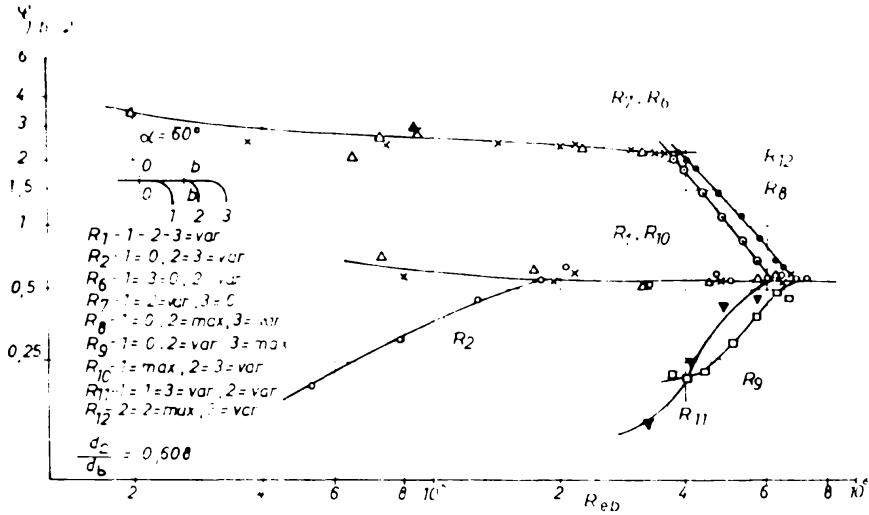


Fig. 6.1.10

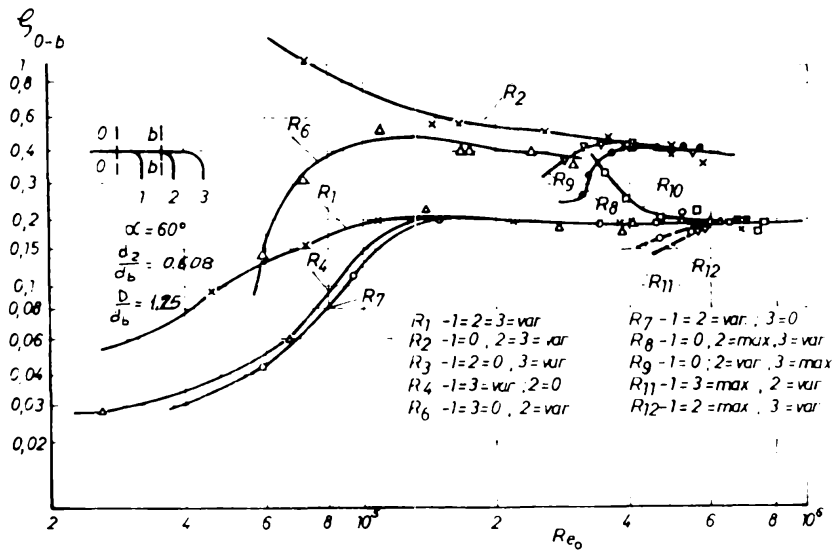


Fig. 6.1.11

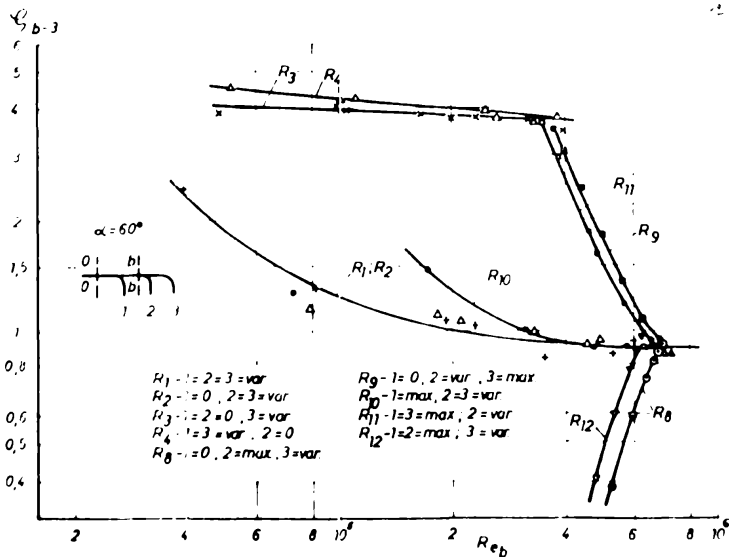


Fig. 6.1.12

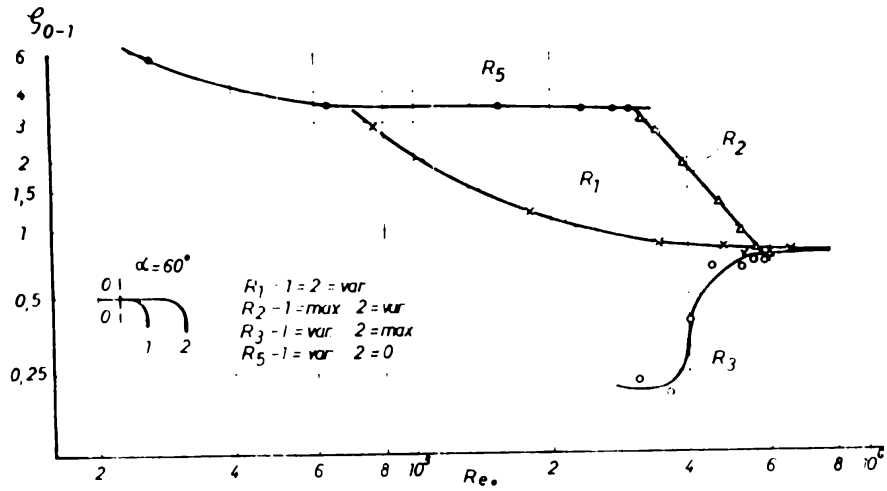


Fig. 6.1.13

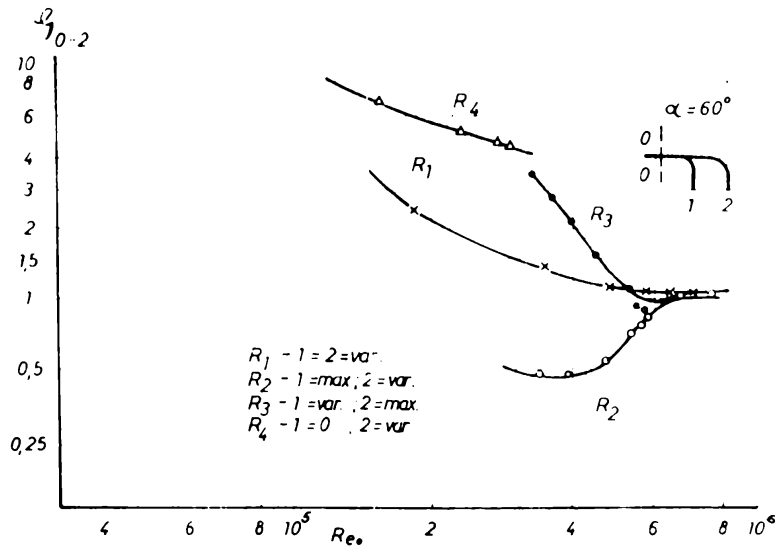


Fig. 6.1.14

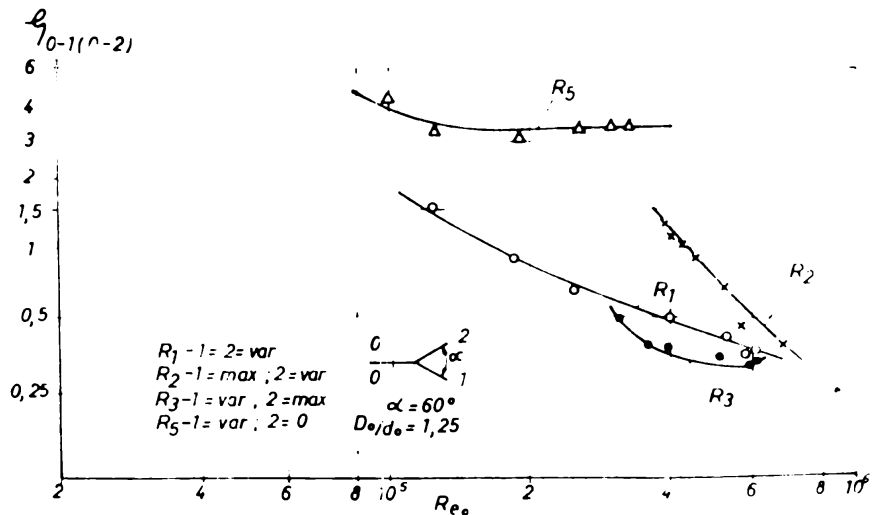


Fig. 6.1.15

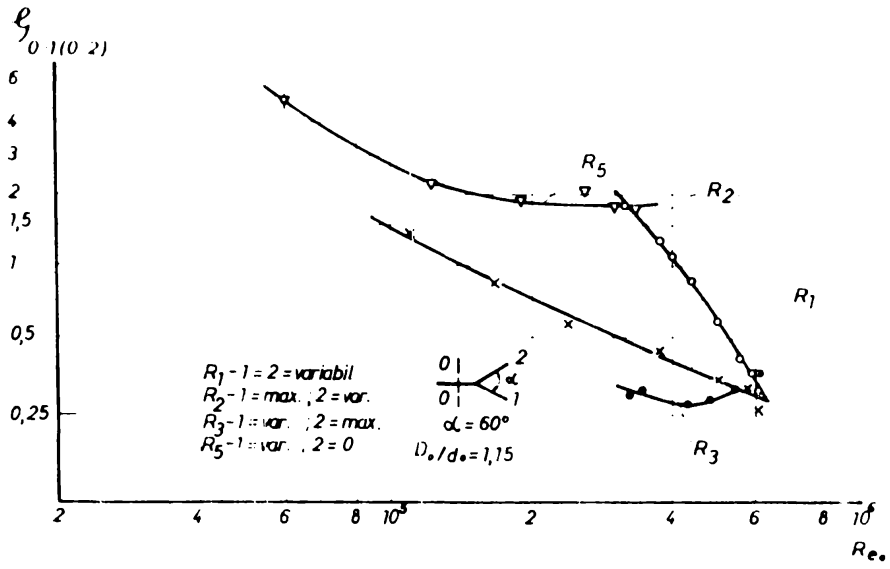


Fig. 6.116

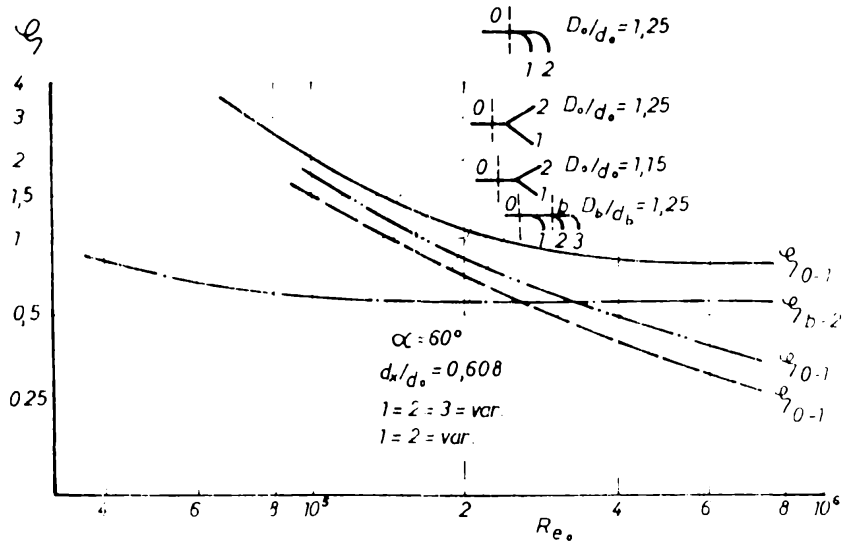


Fig. 6.117

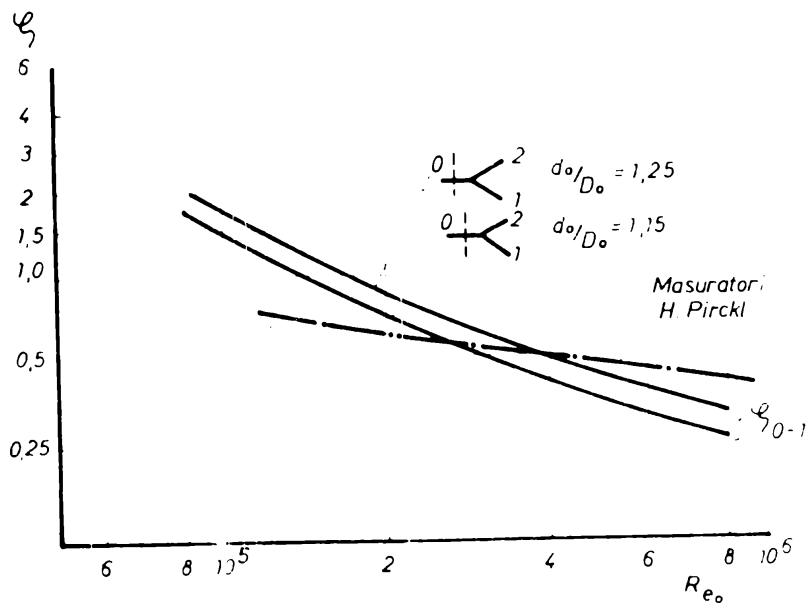


Fig. 6.118

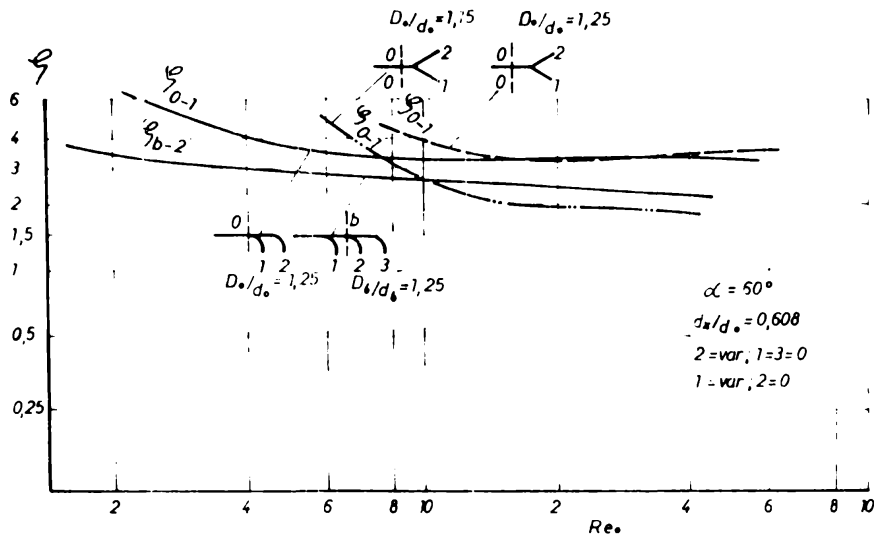


Fig. 6.119

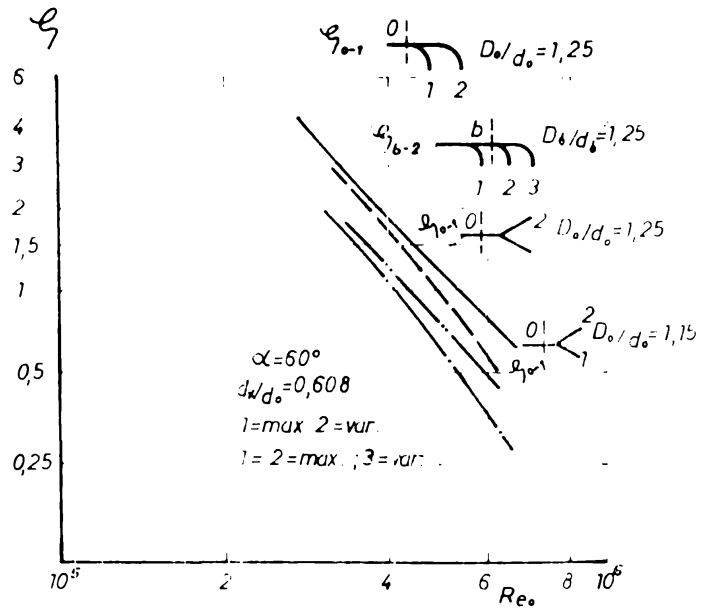
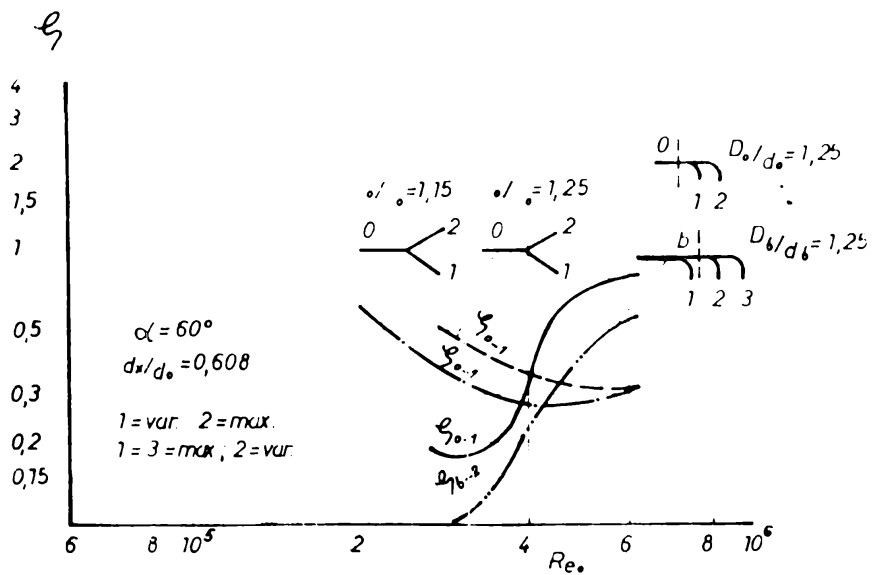


Fig. 6.120



pe ansamblul distribuitorului. Performanțele energetice ale unui distribuitor pot fi stabilite doar pe baza valorii coeficienților de pierdere obținuți pe ramificații funcționând în ansamblul distribuitorului.

Concluziile privind dependența valorii pierderilor de energie de cifra Reynolds are o deosebită importanță mai ales de transpunerea rezultatelor de la model la realizări industriale, la stabilirea comportării din punct de vedere energetic a unui distribuitor în ansamblul unei amenajări.

6.2. Influența distribuției debitelor Q_x/Q_0

Am arătat că pierderile de energie caracterizate prin coeficienții ζ_{0-x} depind de distribuția debitelor Q_x/Q_0 , fapt ce rezultă și din exprimarea coeficientului de eficiența globală a unei ramificații:

$$\zeta = \zeta_{0-1} \frac{Q_1}{Q_0} + \zeta_{0-2} \left(1 - \frac{Q_1}{Q_0}\right) \quad (6.2.1.)$$

Între cele trei debite ale unei ramificații există relația $Q_0 = Q_1 + Q_2$

sau

$$Q_1/Q_0 + Q_2/Q_0 = 1 \quad (6.2.2.)$$

În cazul ramificațiilor de tipul 2:1:1 și 3:1:2 regimul hidraulic simetric corespunde distribuției debitelor pentru care $Q_1/Q_0=0,5$ respectiv $Q_1/Q_0=0,33$.

Rezultatele măsurătorilor experimentale privind dependența coeficienților de pierdere de raportul debitelor Q_x/Q_0 obținute pe modele de ramificații de aceeași formă geometrică stabilită conform cap. 5.8, sînt prezentate în continuare.

Pentru ramificațiile fără nervura interioară și cele cu nervura interioară funcționînd izolat, rezultatele experimentale sînt prezentate în fig. 6.2.1; 6.2.2; 6.2.3; 6.2.4; 6.2.5; 6.2.6; 6.2.7; 6.2.8, iar pentru cele cu nervură funcționînd în ansamblul distribuitorului în fig. 6.2.9; 6.2.10; 6.2.11; 6.2.12; 6.2.13.

Curbele $\zeta_{0-x} = f(Q_x/Q_0)$ pentru toate tipurile de ramificații studiate, simetrice sau asimetrice cu nervură sau fără nervură de consolidare interioară, funcționînd izolat sau în ansamblul distribuitorului sînt și pentru aceasta soluție de realizare a ramificației de forma parabolică, prezentînd un minim al valorii coeficienților de pierdere care însă nu se plasează la regimul de încărcare hidraulic simetric.

În cazul ramificațiilor de tip asimetric funcționând izolat pierderile de ramificare (ζ_{0-1}) sînt minime în domeniul $0,3 < Q_1/Q_0 < 0,7$ fig. 6.2.1; 6.2.3; 6.2.4; 6.2.5. Pentru cele simetrice fig. 6.2.6; 6.2.7; 6.2.8. Valorile minime corespund regimurilor de încărcare $Q_1/Q_0(Q_2/Q_0) = 0,5 - 0,7$. Valorile maxime ale coeficienților de pierdere corespund regimului $Q_1/Q_0 = 1$.

Spre deosebire de ramificațiile simetrice ale căror pierderi minime corespund unui curent accelerat ($Q_1/Q_0 > 0,5$) în cazul celor asimetrice valorile minime corespund curentului accelerat doar pentru anumite valori ale parametrului geometric $\frac{d_x}{d_0}, \frac{d_y}{d_0}$ fig. 6.2.1. 6.2.3; 6.2.4; 6.2.5 și 6.3.4; 6.3.5; 6.3.6. Pierderile de trecere ζ_{0-2} rezultă în toate cazurile studiate sînt mai mici ca cele de ramificare, valorile minime ale coeficienților de pierdere corespund unui curent încetinit $Q_2/Q_0 < 0,5$.

Coeficienții pierderilor de trecere și pentru aceste geometrii ale ramificațiilor asimetrice au valori negative la regimuri Q_1/Q_0 care se apropie de simetria hidraulică.

Explicația obținerii acestor valori negative și pentru aceste geometrii cap. 4.1 și 4.3 rezultă din analiza globală a regimurilor de scurgere în ramificație.

În secțiunea de intrare distribuția vitezelor este cea normală, valorile cifrei Reynolds sînt cele rezultate în cazul conductelor forțate (ramificația este racordată la conducta forțată). Ca urmare a reducerii vitezei în curentul principal, în secțiunile următoare, rezultat din efectul de difuzor profilul vitezelor este complet schimbat. Gradientii inițiali abrupti ai profilului de viteze în zona stratului limită devin din ce în ce mai plați, respectiv stratul limită din ce în ce mai gros (8) (16) (23) (51). La capătul difuzorului ocupă un procentaj mult mai mare din secțiunea transversală decît la început, astfel încît zona curentului principal este mult mai redusă.

Deoarece axele secțiunilor difuzorului sînt înclinate, zona curentului principal rămîne puțin excentrică față de axa difuzorului aproximativ în axa conductei de la intrare.

Datorită energiei cinetice mai mare a curentului din zona centrală aceasta tinde să se deplaseze înainte (în conducta dreaptă) forțînd întregul strat limită cu energie cinetică mare în conducta ramificată. În afară de aceasta la separarea laterală a curentului, masa care se separă predă o parte a cantității de mișcare curentului din conducta dreaptă (8) (9) (79).

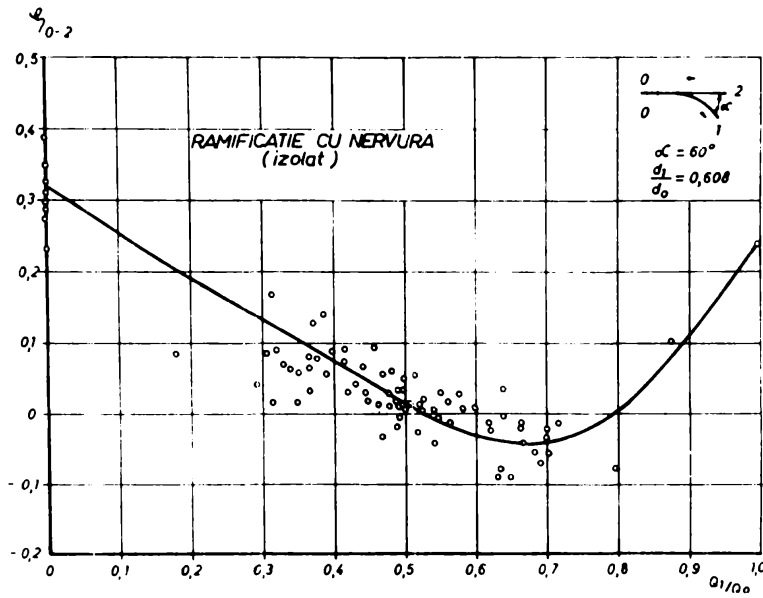


Fig. 6.2.1

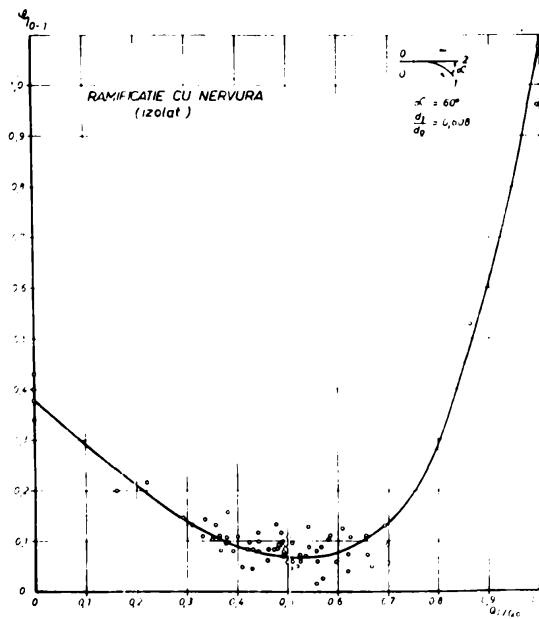


Fig. 6.2.2

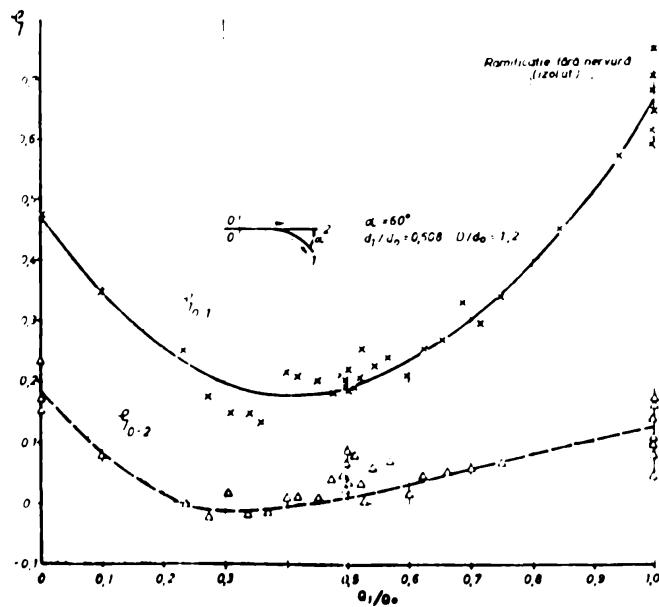
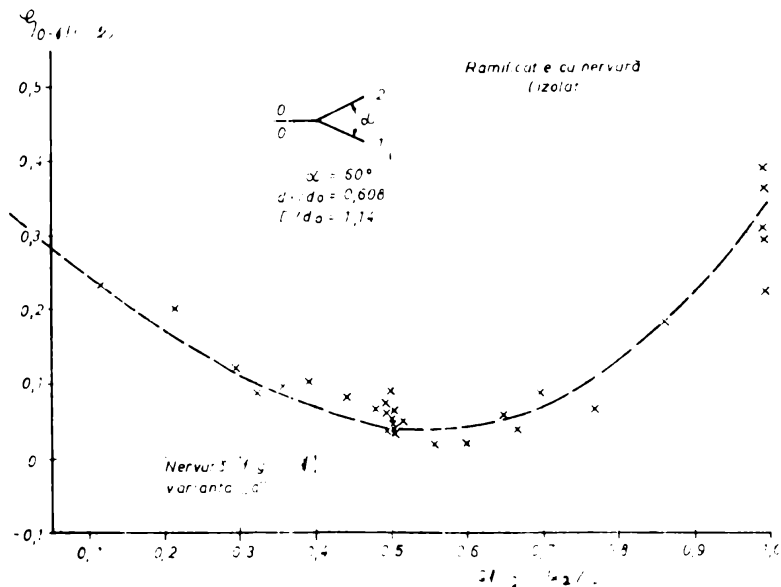
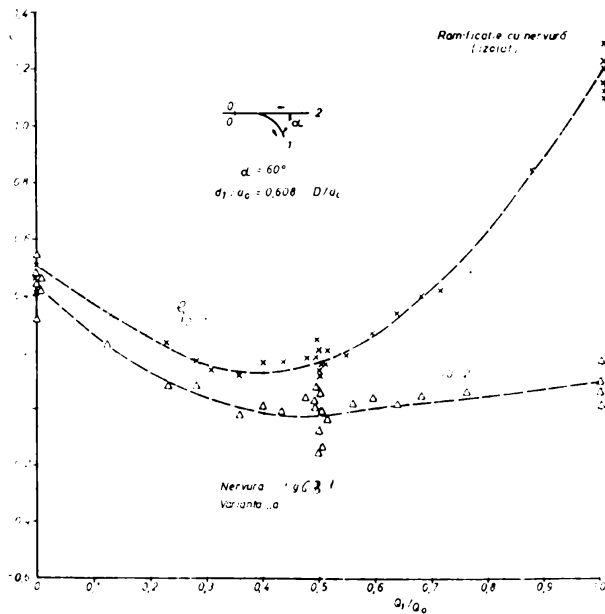
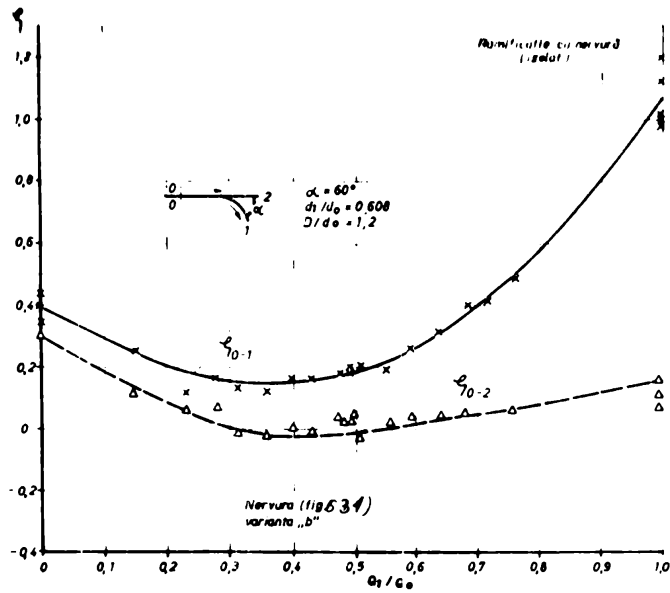


Fig. 6.2.3



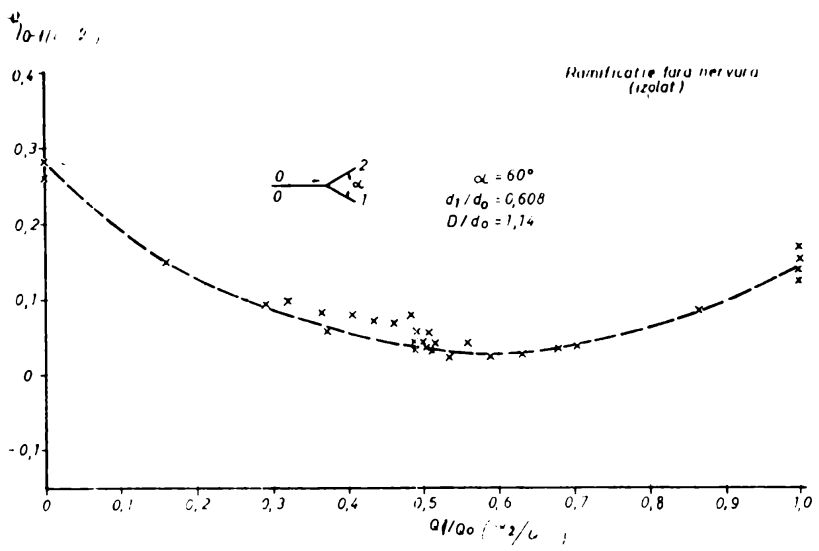


Fig. 6.2.7

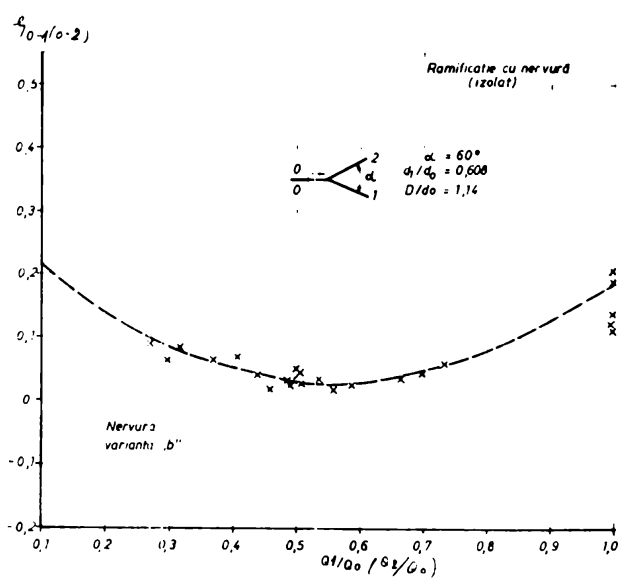


Fig. 6.2.8

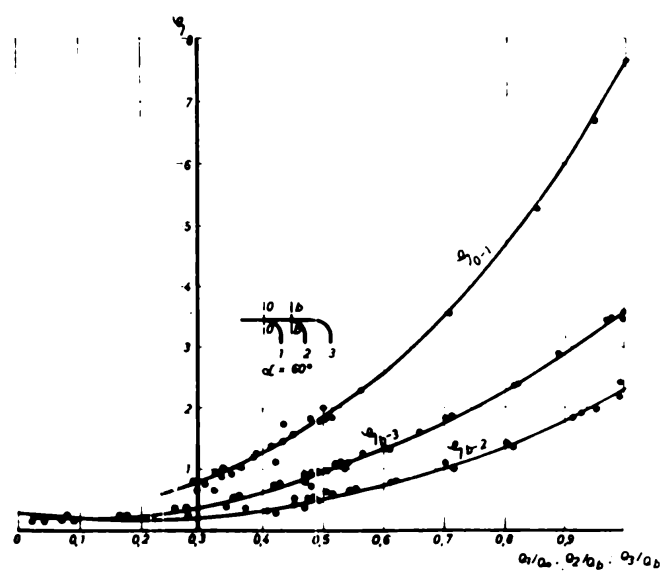


Fig. 6.2.9

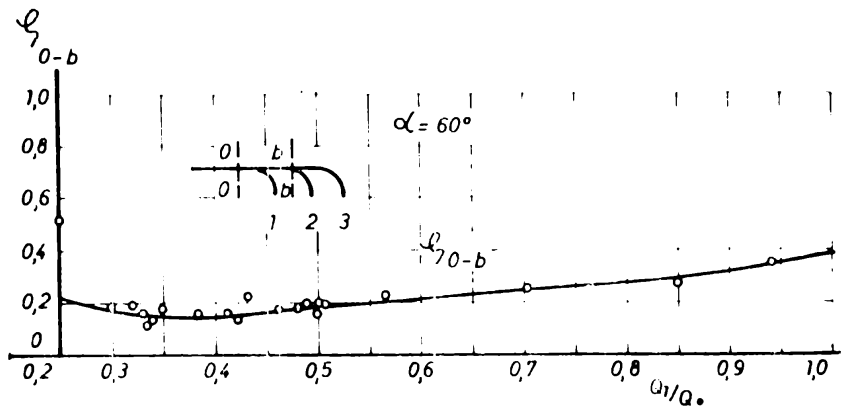


Fig. 6.2.10

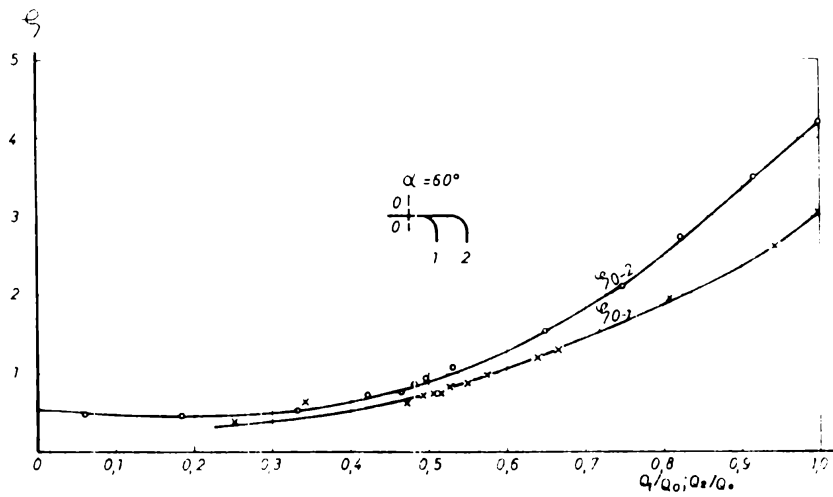


Fig. 6.2.11

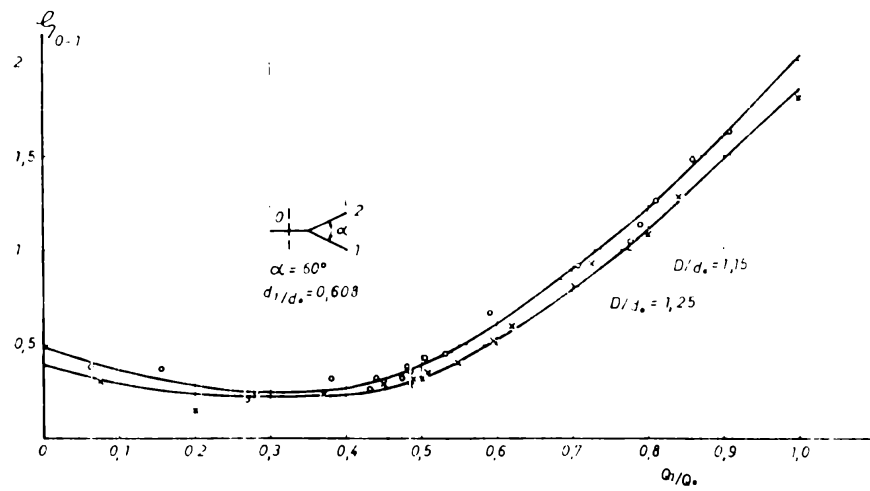


Fig. 6.2.12

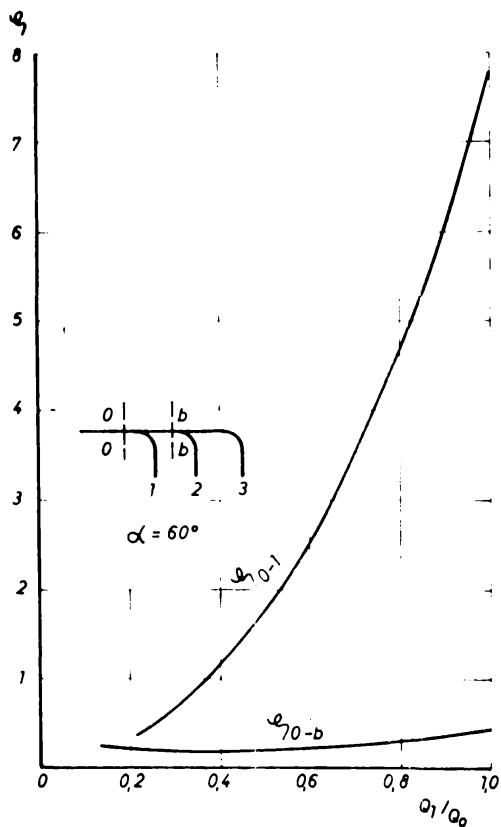


Fig. 6.2.13

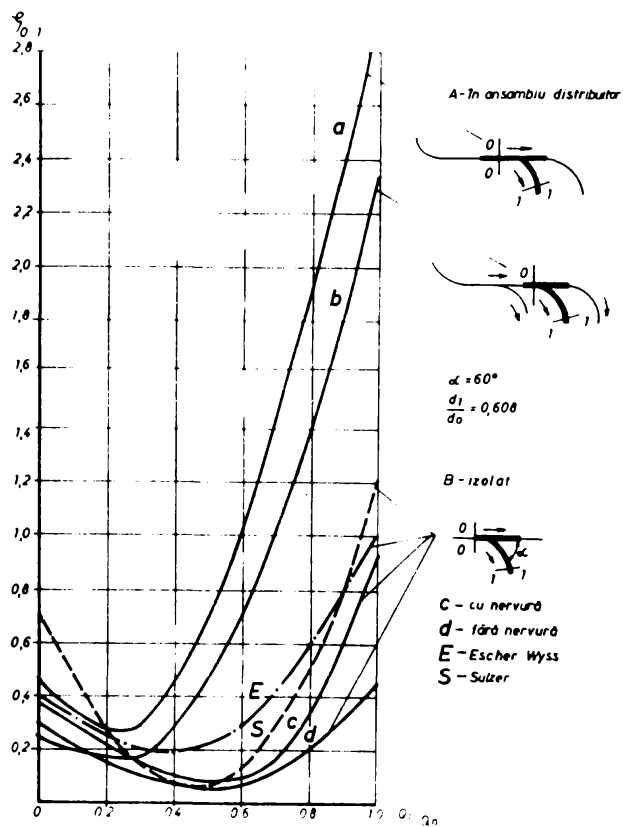


Fig. 6.2.14

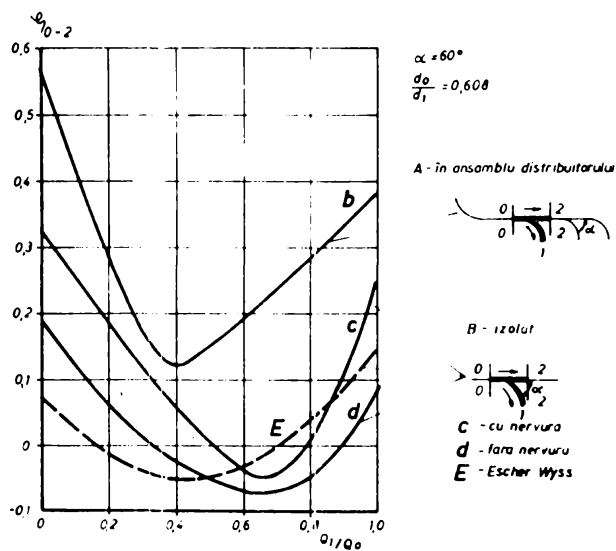


Fig. 6.2.15

Creșterea energiei în conducta dreaptă este însoțită de creșterea pierderilor în conducta ramificată. Ca urmare în conducta ramificată va rezulta un coeficient de pierdere atât de mare încât suma energiilor disipate ale ambelor ramificații să fie pozitivă.

Pentru ramificațiile funcționând în ansamblul distribuitorului acest minim al pierderilor este mai puțin pronunțat și nu se plasează la valori Q_x/Q_0 corespunzător simetriei hidraulice de încălzire care ($Q_1/Q_0 = 0,33$; $Q_b/Q_0 = 0,5$) fig. 6.2.9; 6.2.11; 6.2.12. Acest lucru poate fi pus pe seama regimurilor de scurgere rezultate din influența elementelor ce compun ansamblul distribuitorului (catură, conducte de legătură, ramificații amonte sau aval).

Pierderile de trecere și în acest caz sînt mai mici ca cele de ramificare ($\xi_{0-2} < \xi_{0-1}$) fig. 6.2.13.

Valorile mai mari ale coeficienților ξ_{b-3} și ξ_{0-2} se datorează cuprinderii și a celor rezultate de prezența ceturii fig. 6.2.9; 6.2.11.

Coeficienții de pierdere obținuți pe ramificații cu nervura de consolidare interioară, funcționînd izolat, sînt comparabili ca valoare și dependență de regimul de încălzire Q_1/Q_0 fig. 6.2.14; 6.2.15, cu rezultate obținute de firmă cu experiența în acest domeniu ca Escher-Wyss și Sulzen din Elveția. Se constată însă diferențe foarte mari pentru aceeași ramificație funcționînd în ansamblul distribuitorului.

Rezultatele experimentale prezentate confirmă relația teoretică privind dependența pierderilor în ramificații de distribuția debitelor Q_x/Q_0 la un raport de suprafață constant ($dx/do = \text{constant}$).

6.3. Influența parametrilor geometrici și ramificațiilor Influența nervurii de consolidare

Studiul experimental pentru stabilirea influenței formei și dimensiunii nervurii de consolidare asupra comportării hidraulice a ramificației, s-a efectuat atât pentru tipul asimetric cît și pentru cel simetric.

Pentru cele două tipuri studiate funcționînd izolat s-au menținut constante parametrii geometrici dx/do ; D/do și α , modificîndu-se doar dimensiunile nervurii.

Incercările experimentale s-au efectuat pentru trei cazuri:

Varianta "a" nervură de dimensiuni mari (supra dimensionată în baza calculelor de rezistență).

Varianta "b" nervură de dimensiuni normale (rezultă în baza calculului de rezistență).

Varianta "c" fără nervura de consolidare interioară.

Rezultatele măsurătorilor primare pentru cele două tipuri de ramificații studiate privind dependența coeficienților de pierdere ξ_{0-1} și ξ_{0-2} de raportul debitelor Q_1/Q_0 sînt prezentate în diagramele fig. 6.2.3; 6.2.4; 6.2.5; 6.2.6; 6.2.7; 6.2.8 paragraful 6.2.

Din analiza măsurătorilor experimentale efectuate și a diagramelor trasate privind dependența coeficienților de pierdere ξ de raportul debitelor Q_1/Q_0 fig. 6.3.2; 6.3.3 rezultă următoarele:

a. Ramificații asimetrice

La valori $Q_1/Q_0 > 0,5$ pierderile de ramificare pentru cele trei cazuri studiate sînt în raportul:

$$(\xi_{0-1})_c < (\xi_{0-1})_b < (\xi_{0-1})_a$$

La valori $Q_1/Q_0 < 0,5$ pierderile de ramificare ξ_{0-1} în ramificația fără nervură și cea cu nervură varianta - "a" - sînt mai mari ca în cazul ramificației cu nervură varianta - "b" -.

Influența mare a nervurii de consolidare asupra valorii pierderilor de ramificare se constată la regimurile de încălzire pentru care $Q_1/Q_0 = 1$.

Spre deosebire de pierderile de ramificare, pierderile de trecere ξ_{0-2} la rapoarte $Q_1/Q_0 > 0,5$, în cazul variantei -"a"- sînt mai mici, fapt ce poate fi pus pe seama influenței nervurii asupra distribuției vitezelor în nodul de ramificare.

Pentru toate cele trei cazuri studiate pierderile de ramificare sînt mai mari ca cele de trecere.

$$\xi_{0-1} > \xi_{0-2}$$

b. Ramificații simetrice

Valorile minime ale pierderilor se plasează la rapoarte $Q_1/Q_0 \approx 0,55$.

Pentru valori ale debitelor $Q_x/Q_0 = 0 \div 1$ coeficienții de pierdere pentru cele trei ramificații sînt în raportul:

$$\xi_c < \xi_b < \xi_a$$

x

x

x

Studiul experimental al influenței nervurii de consolidare asupra valorii pierderilor de energie în ramificațiile de tip simetric și asimetric a pus în evidență următoarele:

- La valori constante ale parametrilor geometrici globalici unei ramificații (dx/do ; D/do ; α) nervura de consolidare și dimensiunea acesteia influențează valoarea pierderilor de energie chiar la regimuri simetrice de încărcare.

- Nervura de consolidare varianta "-b"- atât în cazul ramificațiilor asimetrice cât și în cazul celor simetrice reprezintă un optim din punct de vedere hidraulic, ținând cont de dimensiunea acesteia impusă de calculul de rezistență.

- Din punct de vedere al valorii coeficienților de pierdere la parametrii geometrici egali sau apropiați (parametrul variabil fiind nervura de consolidare) ramificațiile simetrice au o comportare mai bună din punct de vedere hidraulic.

Influența raportului $\frac{dx}{do}$ și $\frac{D}{do}$

Conform relației 4.9. cap. 4. coeficientul total de pierdere într-o ramificație depinde de regimul de încărcare și geometrie.

$$\xi = f\left(\frac{Q_x}{Q_0}; \frac{dx}{do}; D/do; \alpha; Re; K\right)$$

Încercările experimentale au urmărit determinarea influenței parametrilor geometrici α/do ; D/do asupra coeficienților de pierdere în cazul modelelor de ramificații simetrice și asimetrice funcționând izolat și în ansamblul distribuitorului.

Astfel pe baza prelucrării datelor experimentale s-au trasat diagramele $\xi_{0-x} = f(Q_x/Q_0)$ avînd ca parametrii rapoartele dx/do și D/do la o valoare constantă a unghiului de ramificare ($\alpha = 60^\circ$).

În cazul ramificațiilor funcționînd izolat s-au trasat diagramele:

- coeficienții pierderilor de ramificare și trecere $\xi_{0,1} = f\left(\frac{Q_1}{Q_0}\right)$ și $\xi_{0,2} = f\left(\frac{Q_2}{Q_0}\right)$ avînd ca parametrii raportul dx/do ($D/do = \text{const}$)
fig. 5.3.4; 6.3.5.

- coeficienții pierderilor de ramificare $\zeta_{0-1} = f(Q_1/Q_0)$ avînd ca parametru raportul D/d_0 ($\frac{d_1}{d_0} = \text{const}$) fig. 6.3.6.

- coeficienții pierderilor în ramificații simetrice ζ_{0-1} (ζ_{0-2}) $= f(Q_1/Q_0)$ avînd ca parametru raportul d_1/d_0 ($D/d_0 = \text{const}$) fig. 6.3.7.

În cazul ramificațiilor funcționînd în ansamblul distribuitorului s-au trasat diagramele:

- coeficienții pierderilor de ramificare $\zeta_{0-x} = f\left(\frac{Q_x}{Q_0}\right)$ avînd ca parametru raportul dx/d_0 , fig. 6.3.8.

- coeficienții de pierdere $\zeta_{0-x} = f\left(\frac{Q_x}{Q_0}\right)$ pentru ramificații simetrice și asimetrice avînd ca parametru raportul D/d_0 ($dx/d_0 = \text{const}$) fig. 6.3.9.

Din analiza diagramelor prezentate se constată următoarele:

Aliura generală a curbelor $\zeta_{0-x} = f\left(\frac{Q_x}{Q_0}\right)$ avînd ca parametru rapoartele dx/d_0 ; D/d_0 este aceeași indiferent de tipul ramificației (simetrică sau asimetrică) și regimul de funcționare.

Pentru o valoare constantă a raportului $\frac{Q_1}{Q_0}$ ($\frac{Q_x}{Q_0}$) pierderile de ramificare cresc cu scăderea raportului d_1/d_0 (dx/d_0) respectiv D/d_0 ; pierderile de trecere scad fig. 6.3.4; 6.3.5; 6.3.6; 6.3.7; 6.3.8.

La parametrii geometrici *apropiați* și regim de încărcare simetric pierderile de energie în cazul ramificațiilor asimetrice sînt mai mari ca în cazul celor simetrice fig. 6.3.9.

Din diagrama fig. 6.3.9 se constată că pentru ramificația cu aceeași geometrie, la condiții diferite de instalare în ansamblul distribuitorului $\zeta_{0-1} \neq \zeta_{b/2}$. Acest lucru poate fi pus pe seama influenței mai mari a cotelui din fața ramificației asupra regimului de scurgere din zona de ramificare (ζ_{0-1}) față de perturbația introdusă de prezența unei ramificații (ζ_{b-2}).

Pentru ramificațiile simetrice, măsurătorile experimentale au arătat o influență mai mică a raportului D/d_0 asupra valorii coeficienților de pierdere : fig. 6.3.9.

$$\left(\zeta_{0-1}\right)_{D/d_0=1,14} \approx \left(\zeta_{0-1}\right)_{D/d_0=1,25}$$

Valoarea coeficienților de pierdere depinde de raportul diametrelor dx/d_0 și D/d_0 mai des la valori mici ale acestora și regimuri asimetrice de încărcare a ramificațiilor fig. 6.3.10; 6.3.11. Aliura curbelor $\zeta_{0-x} = f(dx/d_0; D/d_0)$ pune în evidență o limită practică a influenței raportului diametrelor, limită peste care parametrul geometric dx/d_0 și D/d_0 are o influență mică asupra pierderilor de energie. Această limită conform rezultatelor experimentale

corespunde valorilor $dx/d_0 = 0,6 - 0,7$ și $D/d_0 = 1,2 - 1,25$ peste care efectul energetic în sensul micșorării pierderilor de energie este neglijabil față de sporul de greutate introdus de mărirea diametrului D și $dx(d_1)$.

Valorile comparative privind dependența coeficienților de pierdere de parametrul dx/d_0 prezentate în diagrama fig. 6.3.11 scot în evidență influența nervurii de consolidare interioară și a regimului de scurgere asupra pierderilor în ramificații de aceeași geometrie funcționând în ansamblul distribuitorului. Se constată din aceeași diagramă alături identică a curbei de variație a coeficienților de pierdere pentru cele două cazuri de comparație. Se remarcă influența nervurii de consolidare asupra coeficienților de pierdere mai ales în cazul regimurilor asimetrice de încărcare.

x

x

x

Studiile experimentale privind influența parametrilor geometrici dx/d_0 asupra pierderilor de energie în ramificații consolidate interior (soluție de consolidare tip Escher - Wyss) de tip simetric și asimetric au pus în evidență următoarele:

- Geometria optimă din punct de vedere energetic, pentru o ramificație consolidată interior, de tip simetric sau asimetric, corespunde la:

$$dx/d_0 = 0,6 - 0,7$$

$$D/d_0 = 1,2 - 1,25$$

- Ramificațiile de tip simetric consolidate interior (soluție de consolidare tip Escher-Wyss) realizate la parametrii geometrici prezentați mai sus este superioară din punct de vedere energetic ramificațiile asimetrice de aceeași geometrie.

- Ramificațiile de tip simetric și asimetric consolidate în interior în soluție Escher - Wyss, realizate din punct de vedere al geometriei cu aceste valori ale rapoartelor dx/d_0 și D/d_0 sînt similare din punct de vedere al valorii pierderilor de energie ramificațiilor realizate geometric în soluție Sulzer, consolidate exterior, chiar la regimuri asimetrice de încărcare ($Q_x/Q_0 > 0,5$). În fig. 6.3.12; 6.3.13 pentru cele două tipuri de ramificații se compară din punct de vedere al valorii pierderilor, cele două soluții de realizare a ramificațiilor.

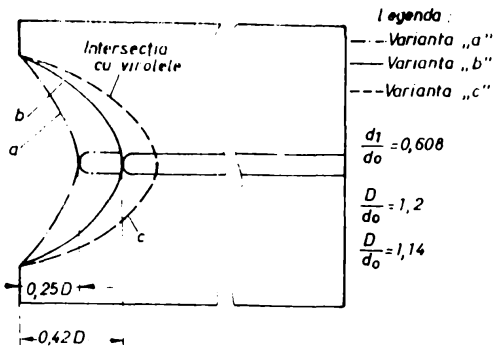


Fig. 6.3.1

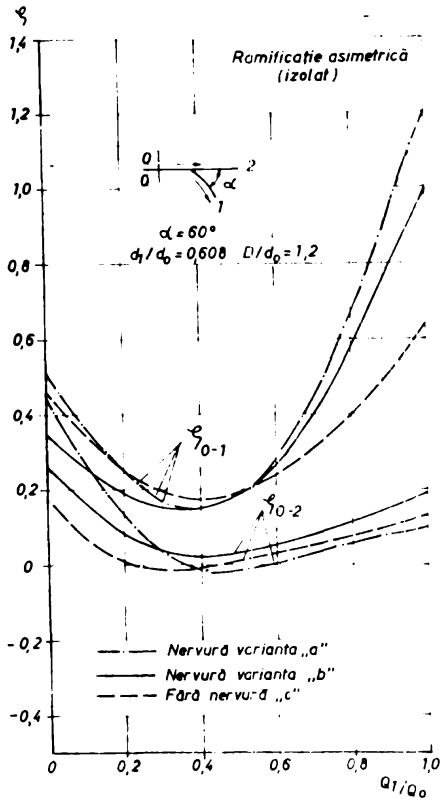


Fig. 6.3.2

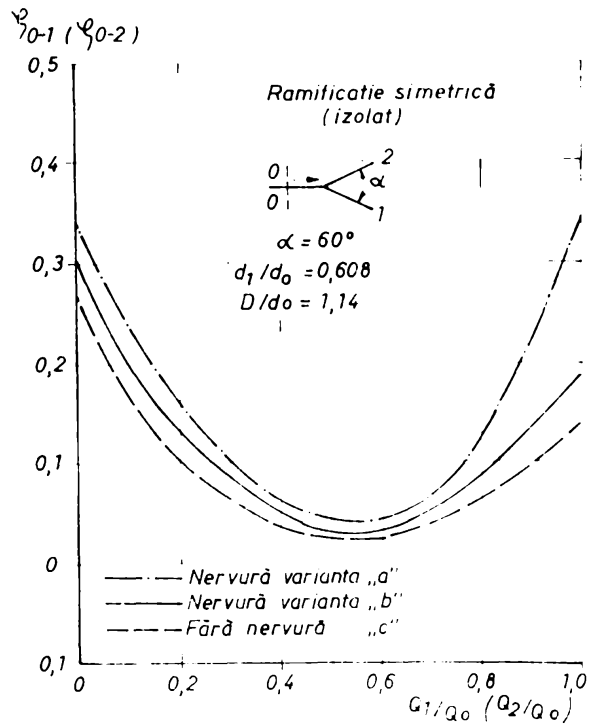


Fig. 6.3.3

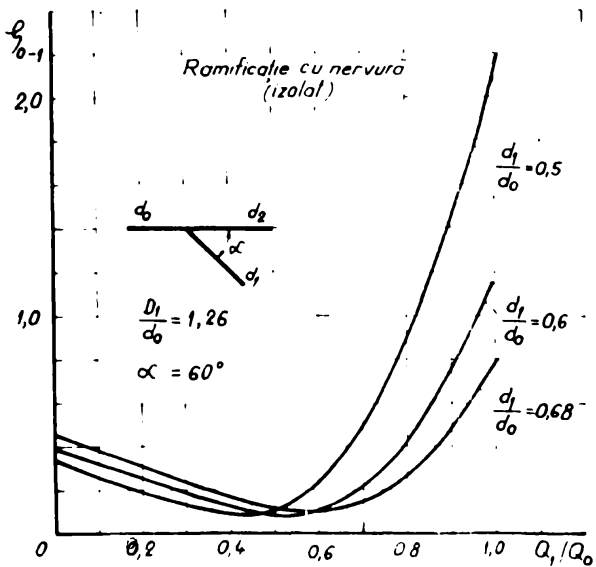


Fig. 6.3.4

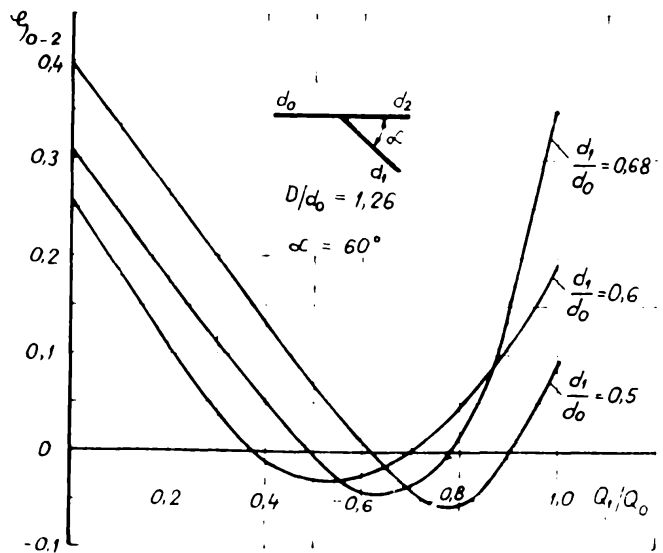


Fig. 6.3.5

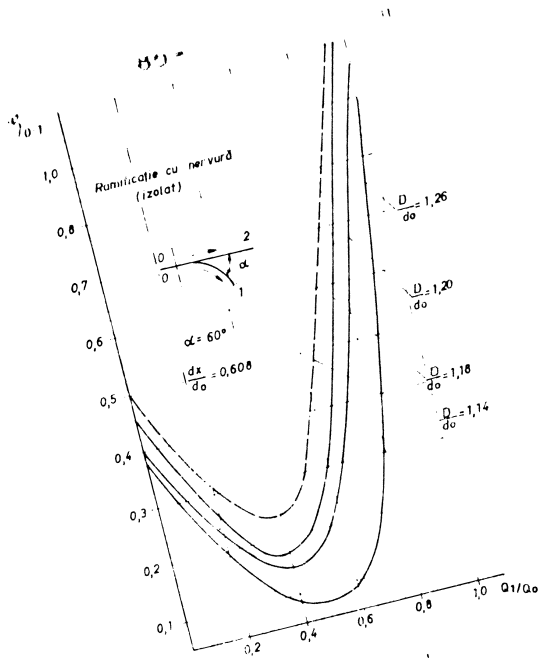


Fig. 6.3.6

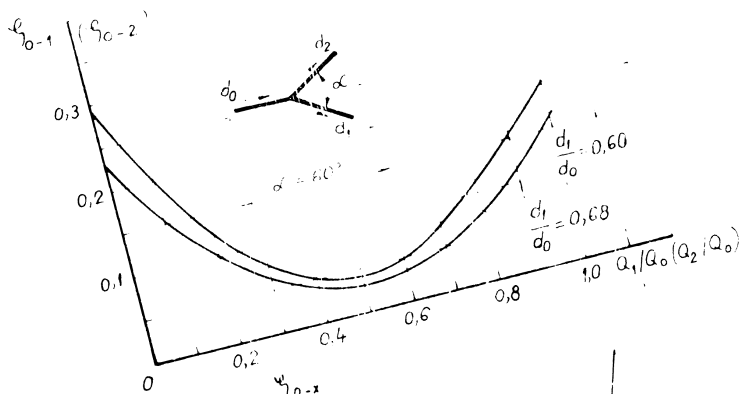


Fig. 6.3.7

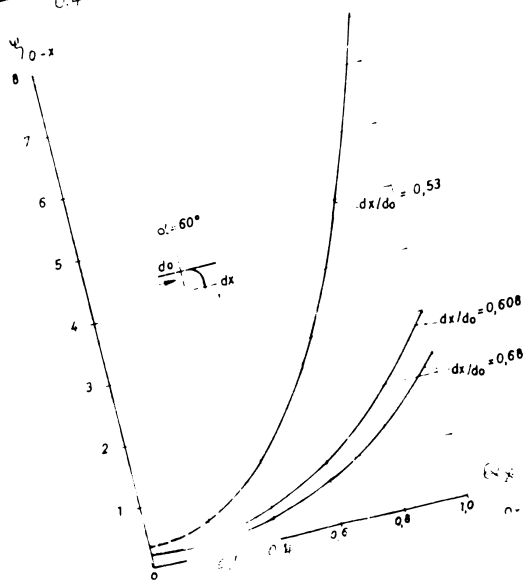


Fig. 6.3.8

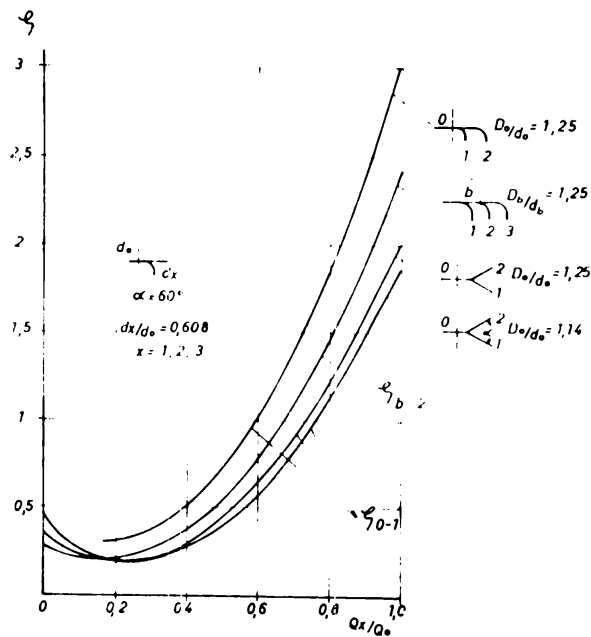


Fig. 6.3.9

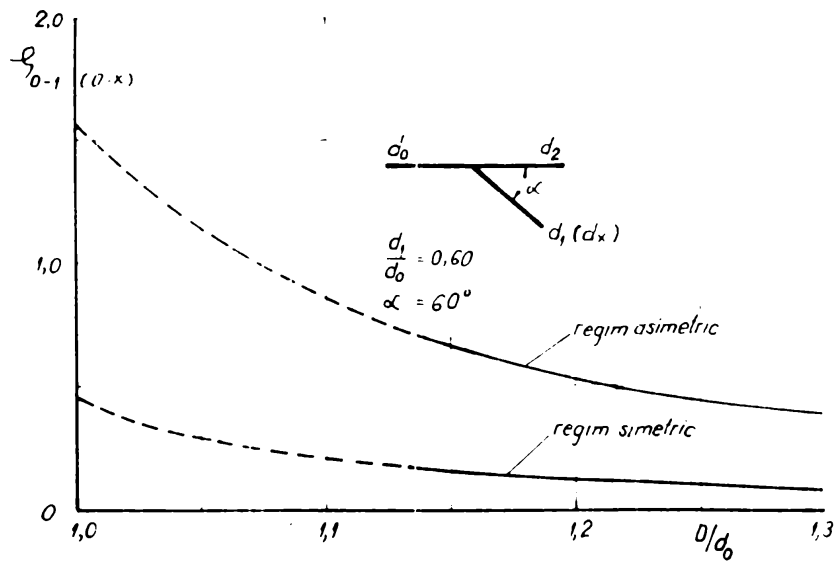


Fig. 6.3.10

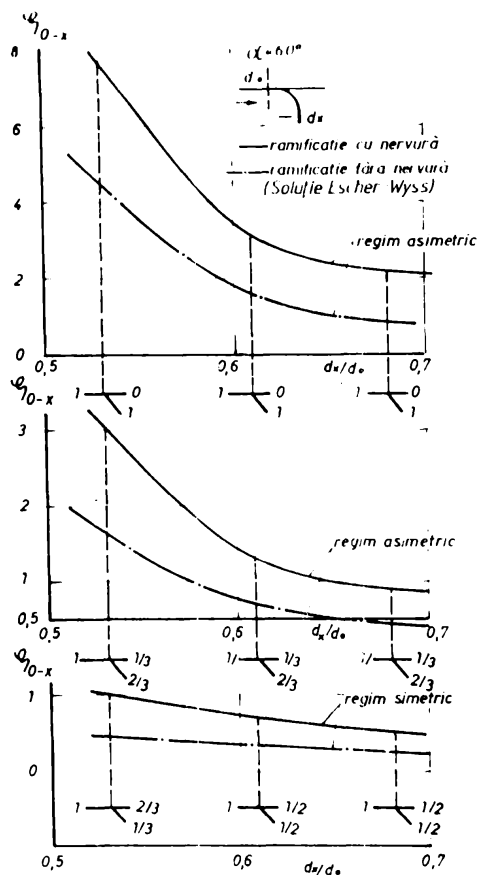


Fig. 6.3.11

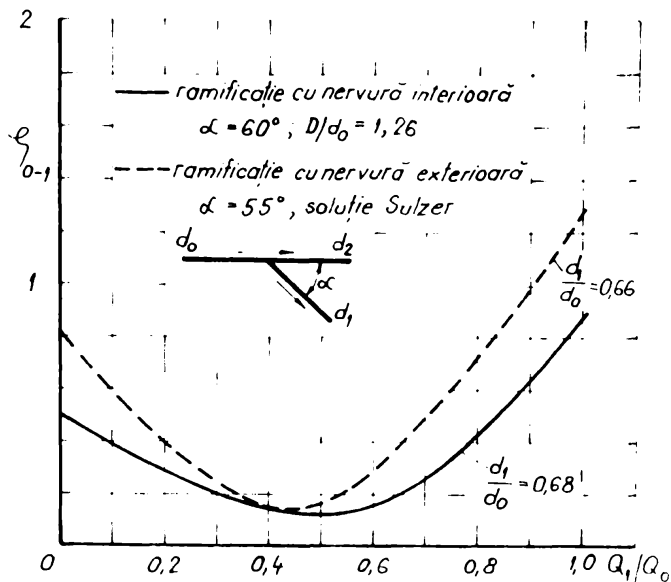


Fig. 6.3.12

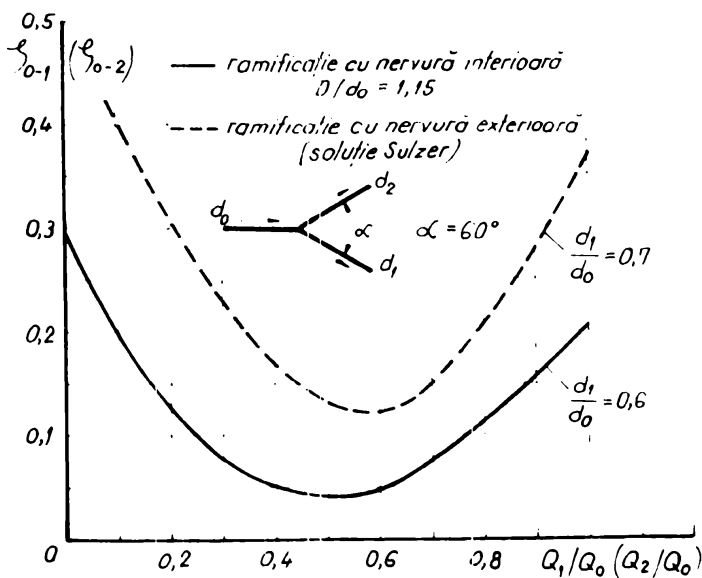


Fig. 6.3.13

Cap. 7. FUNCTIONAREA IN SERIE A RAMIFICATIILOR

La scurgerea curentului prin distribuitor, format din două sau mai multe ramificații montate în serie, pierderile de energie depind de distanța dintre ramificații (8) (9) (18) (47) (48). Funcție de distanță și tipul perturbațiilor (cături, conducte de legătură, noduri de ramificare) introduse în fața ramificațiilor, pierderile în distribuitor pot fi mai mari sau mai mici ca suma pierderilor individuale.

Pentru a pune în evidență influența distanței dintre ramificații asupra coeficienților de pierdere ne vom referi la un distribuitor asimetric cu două noduri de ramificare aflate la distanța "l" fig. 7.1.

Coefficientul de pierdere în zona ramificației conductei drepte (magistrala) este dat de relația:

$$\zeta_{0-b} = \frac{h_d}{v_0^2/2g} \quad (7.1.)$$

unde:

$$h_d = \frac{1}{2g} \cdot (v_0^2 - v_b^2) + \frac{1}{\gamma} (P_0 - P_b) - h_{f_0} - h_{f_b}$$

v_0 ; v_b ; p_0 ; p_b ; h_{f_0} ; h_{f_b} - vitezele medii, presiunile și pierderile de presiune prin frecare înainte și după ramificație.

Coefficientul de pierdere în conducta ramificată este dat de relația:

$$\zeta_{0-x} (\zeta_{b-x}) = \frac{h_r}{v_0^2/2g} \left(\frac{h_r}{v_0^2/2g} \right) \quad (7.2.)$$

unde:
$$h_r = \frac{1}{2g} (v_0^2 - v_x^2) + \frac{1}{\gamma} (P_0 - P_x) - h_{f_0} - h_{f_r}$$

v_x ; h_{f_r} - viteza medie și pierderea de presiune în conducta ramificată.

Deoarece pierderile prin frecare sînt dependente de lungime prin raportul l/d rezultă dependența coeficienților de pierdere și de distanța dintre ramificații atunci cînd acestea funcționează în serie.

Pentru o valoare constantă a parametrilor geometrici ai ramificației (dx/d_0 ; D/d_0 ; α) coeficienții de pierdere sînt influențați de poziția perturbației din amonte dată de parametrul l/d și regimul de încărcare definit în acest caz prin raportul vitezelor (V_r).

$$\zeta_{0-x}; \zeta_{0-b} = f\left(\frac{l}{d}; V_r; \frac{dx}{d_0}; \frac{D}{d_0}; \alpha\right) \quad (7.3.)$$

unde:

$$V_r = \frac{V_x}{V_0}; \frac{V_b}{V_0}$$

Pe baza măsurătorilor experimentale în diagramele din fig. 7.2; 7.3; 7.4 sînt prezentați pentru modelul de distribuitor studiat, coeficienții de pierdere $\zeta_{0-x}; \zeta_{0-b}; \zeta_{0-x}$, funcție de raportul vitezelor avînd ca parametru raportul l/dx ; l/db . Rezultatele obținute sînt comparate și completate cu măsurătorile efectuate de Hecker (48) pe conducte ramificate avînd raportul $dx/d_0 = 0,44$. Valorile parametrului l/d sînt între $3 \div \infty$ ($l/d = \infty$ corespunde distribuitorului cu o singură ramificație).

Din analiza valorilor prezentate se constată dependența coeficienților de pierdere de raportul l/d .

Diferențele rezultate, între valorile obținute și cele de comparație se datoresc geometriilor diferite ale celor două ramificații (măsurătorile lui Hecker sînt efectuate pe ramificații fără nervura de consolidare și raport $dx/d_0 = 0,44$).

Din analiza valorilor prezentate se constată dependența coeficienților de pierdere de raportul l/d . Pentru valori ale raportului vitezelor $V_r > 0,5$ coeficienții de pierdere scad cu scăderea raportului l/d .

Influența raportului l/d asupra coeficienților de pierdere rezultă ca avantajoasă. Realizarea unor valori mici pentru rapoartele l/d fiind o cerință practică.

Pentru ramificațiile montate în serie (distribuitor cu mai multe ramificații) se poate defini un parametru de corecție ca raport între coeficienții de pierdere ai ramificațiilor funcționînd în serie și singular.

$$Z = \frac{\zeta_s}{\zeta_i} \quad (7.4.)$$

Dependența parametrului de corecție de raportul vitezelor și parametrul l/d pentru ramificațiile analizate este prezentată în fig. 7.5. Rezultă valori ale parametrului $Z \geq 1$, deci

coeficienții de pierdere ai ramificațiilor funcționând în serie pot fi mai mici sau mai mari ca în cazul funcționării ramificației singular.

Pentru a pune în evidență influența perturbației din fața ramificației asupra pierderilor în conducta ramificată în diagrama din fig. 7.6 s-au trasat curbele $\xi_{0-x} = f(V_n)$ unde $V_n = V_b/V_0$; V_2/V_0 ; V_3/V_b .

Din analiza dependenței $\xi_{0-x} = f(V_n)$ se constată o creștere a coeficienților de pierdere cu micșorarea raportului vitezelor. Deci cu cât este mai mare perturbația din fața ramificației cu atât crește pierderea în conducta ramificată. Rezultă de asemenea că pentru regimuri de exploatare ale ramificațiilor care conduc la rapoarte $V_n > 1$ valoarea pierderilor nu depinde de regimul de încercare, concluzie deosebit de importantă pentru dimensionarea nodului de ramificare și alegerea regimului de exploatare.

Analiza regimului de scurgere prin ramificații poate fi efectuată și pe baza coeficientului de debit.

Expresia debitului prin conducta ramificată se poate scrie

$$Q_x = A_x \cdot C_D \cdot (2g H_b)^{1/2} \quad (7.5.)$$

unde:

A_x - secțiunea conductei

H_b - căderea totală în conducta de trecere în aval în nodul de ramificare

În baza relațiilor de mai sus dependența coeficientului de debit C_D de coeficienții ξ_{0-b} și ξ_{0-x} se poate exprima prin:

$$C_D = \frac{v_r}{[v_r^2 (C_c^{-2} + \xi_{fx}) + \xi_{0-x} - \xi_{0-b}]^{1/2}} \quad (7.6.)$$

unde:

C_c - coeficientul de contracție în conducta ramificată determinat de raportul secțiunii efective a apei și a conductei

$$\xi_{fx} = \frac{hf_x}{v_0^2/2g} \quad - \text{coeficientul de pierdere de presiune prin frecare în conducta ramificată.}$$

Dacă nu luăm în considerare dependența coeficientului de debit și de alți parametri se poate scrie:

$$\frac{v_b^2}{2gH_b} = \frac{\left\{ \left[1 - \left(\frac{dx}{do} \right)^2 \right] v_r \right\}^2}{v_r^2 (C_c^{-2} + \frac{e}{f_x}) + \frac{e}{\gamma_{0-x}} - \frac{e}{\gamma_{0-b}}} \quad (7.7.)$$

$$C_D = f \left(\frac{dx}{do}; \frac{l}{db}; \frac{v_b^2}{2gH_b} \right)$$

Pentru o ramificație dată caracterizată prin parametrii geometrici dx/db și l/do constanți, coeficientul de debit depinde de ^{presiune} ~~de~~ relația la ieșire din zona de ramificare deci de regimul de scurgere creat în ramificație.

În diagrama din fig. 7.1. este prezentată variația coeficientului de debit funcție de presiunea relativă pentru o ramificație avînd parametrii geometrici cunoscuți, valori stabilite în baza măsurătorilor experimentale. Valorile coeficienților de debit astfel stabiliți permite calculul debitului în tronsonul ramificat, dar depind în mare măsură de geometria ramificației. Valorile obținute sînt valabile doar pentru o geometrie dată a ramificației.

Abaterile de la parametrii geometrici ai ramificației conduc la abateri cantitative ale valorilor coeficienților $\xi_{0-x}; \xi_{0-b}; C$

x

x

x

Studiul funcționării în serie a ramificațiilor a pus în evidență următoarele:

- Coeficienții pierderilor de energie ai ramificațiilor care funcționează în serie, identice din punct de vedere al parametrilor geometrici ($dx/do; l/do$), depind de valoarea distanței dintre ramificații, definită prin raportul l/d .

- Coeficienții pierderilor de ramificare pentru valori $V_r > 0,5$ scad cu scăderea raportului l/d , deci valoarea coeficienților de pierdere ai ramificațiilor montate în serie poate fi mai mare sau mai mică ca în cazul funcționării singulare.

- Pentru valorile rezultate din realizările practice $l/d = 5 \div 8$, parametrul de corecție $Z = 0,8 \div 1,1$. Valorile $Z > 1$ corespund regimurilor pentru care $V_r < 0,5$.

- Coeficienții pierderilor de ramificare depind de valoarea perturbației din fața ramificației caracterizată prin raportul vitezelor în conducta de trecere, din amonte și aval de ramificație (V_n). Cu cât valoarea perturbației este mai mare ($V_n < 1$) pierderile sînt mai mari.

- Coeficientul de debit în tronsonul ramificat crește cu micșorarea raportului l/d dar valoarea lui depinde de geometria ramificației.

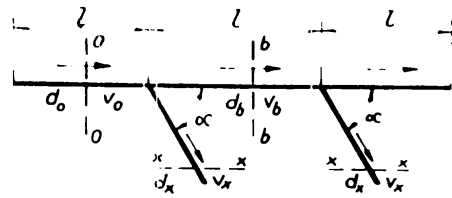


Fig. 7.1

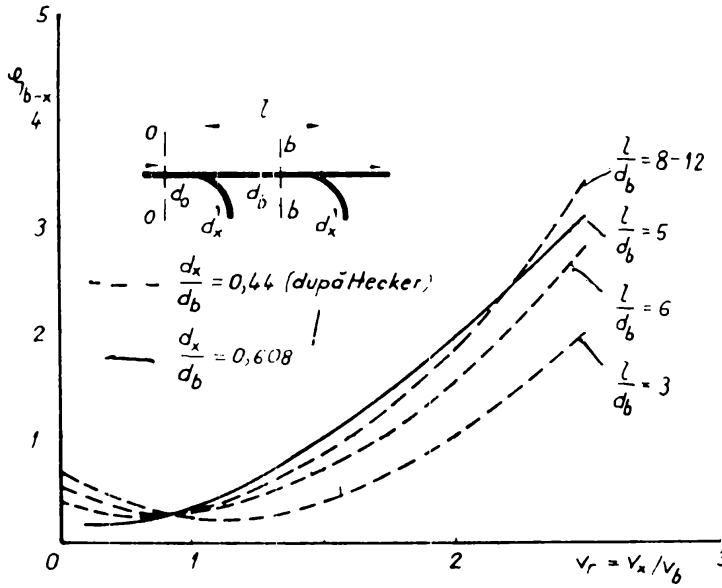


Fig. 7.2

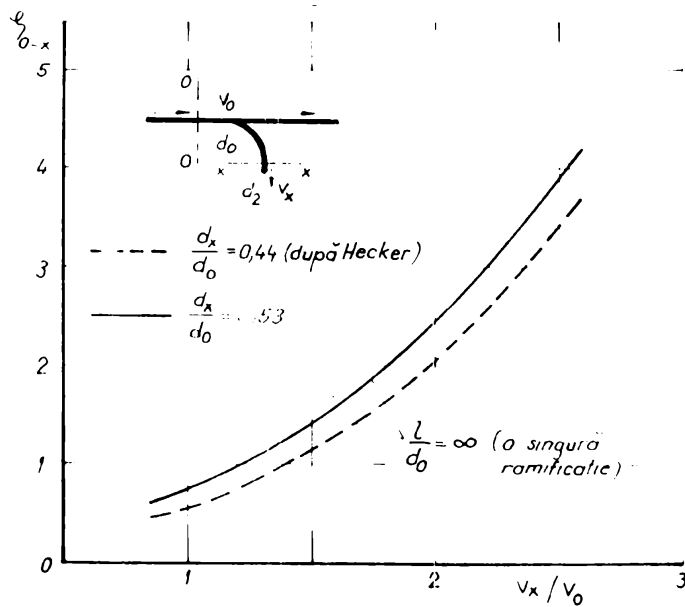


Fig. 7.3

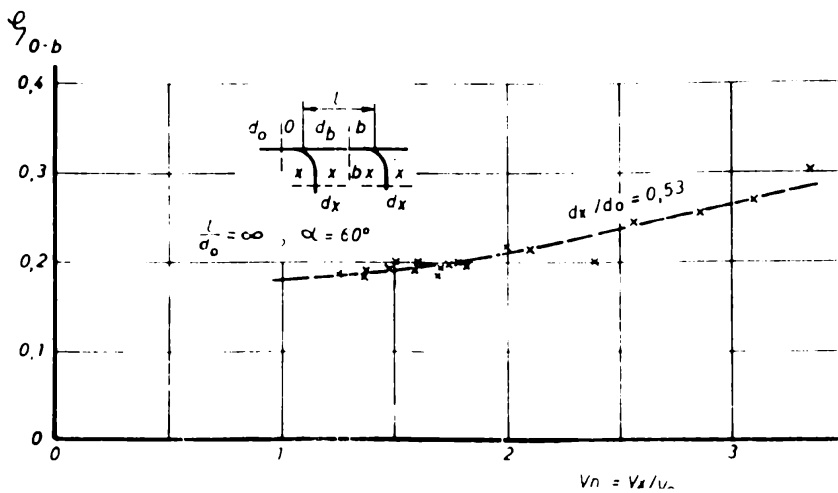


Fig. 7.4

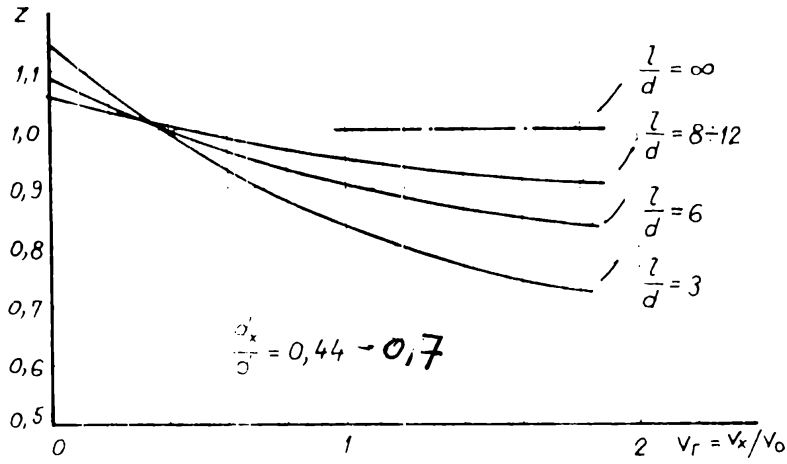


Fig. 7.5

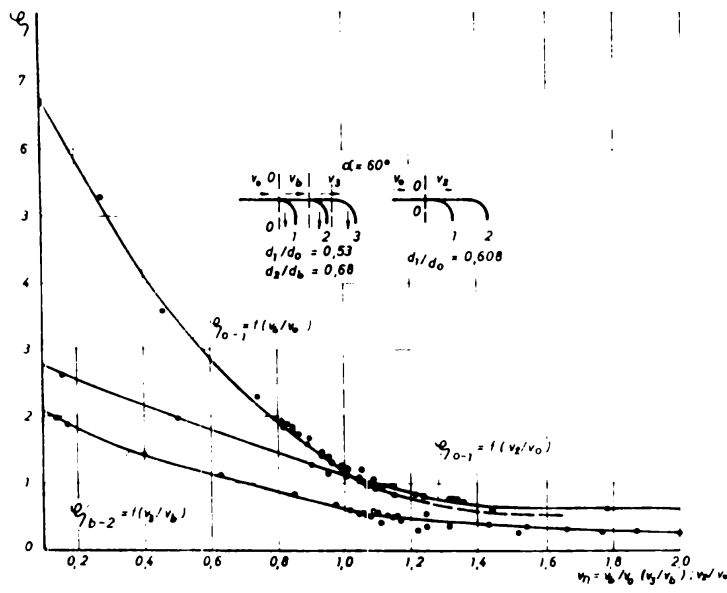


Fig. 7.6

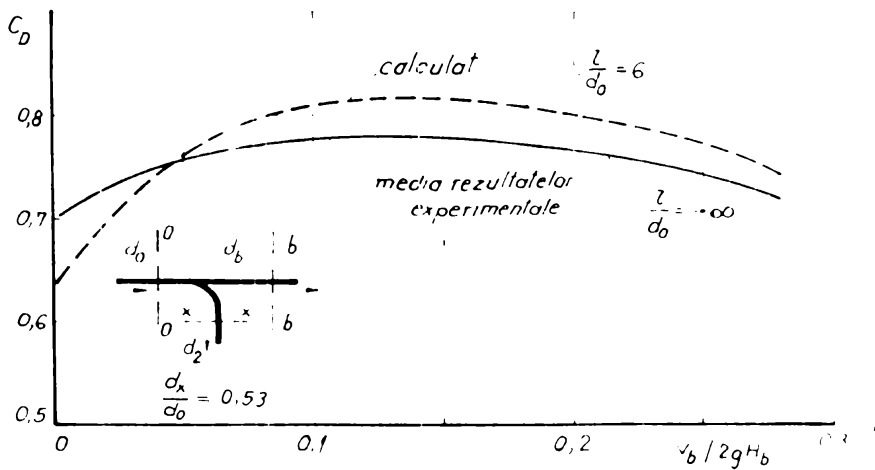


Fig. 7.7

Cap. 8. DISTRIBUTIA VITEZELOR LA INTRARE SI IESIRE
DIN RAMIFICATII

Distribuția vitezelor în conductele drepte se determină în general prin ecuația:

$$\frac{\bar{v}}{\bar{v}_{max}} = \left(\frac{r_{y,z}}{r} \right)^{1/m} \quad (8.1.)$$

În zona apropiată de axa conductei, adică la o distanță suficientă de perete, distribuția vitezelor corespunde cel mai bine cu legea logaritmică a lui Prandtl.

$$\frac{\bar{v}}{\bar{v}_x} = \frac{1}{K} \ln \left(\frac{r_{y,z} \cdot \bar{v}_x}{\nu} \right) + \mu \quad (8.2.)$$

Pentru conducte hidraulică netedă, această lege după Nikuradze acționează pînă în axa conductei cu valorile constantelor K și μ . Ca lege universală a distribuției vitezelor

$$\frac{\bar{v}}{\bar{v}_x} = 5,75 \log \left(\frac{r_{y,z} \cdot \bar{v}_x}{\nu} \right) + 5,5 \quad (8.3.)$$

În fig. 8.1. sînt notațiile care intră în relația (8.3)

În cazul conductelor drepte are loc o mișcare paralelă (dacă nu se consideră scurgerea turbulentă).

Dacă apar porțiuni curbe ale conductei sau caturi, în zonele de curbură apare acțiunea forței centrifuge care conduce la creșterea presiunii pe suprafața exterioară a cotului și încetinirea corespunzătoare a curentului, pe suprafața interioară se constată fenomenul invers (20) (23) (48) (53) (79).

După Prandtl, în acest caz în planul direcției ortogonale v vitezei curentului principal apare o mișcare secundară cu componentele u și w (fig. 8.1.), conducînd la deteriorarea mișcării uniforme a curentului, rezultînd o mișcare spirală cu doi turbioni opuși.

Datorită regimului de scurgere creat în cot distribuția vitezelor la ieșire este puternic deformată:

Gradul de asimetrie a distribuției vitezelor la ieșire depinde de următorii factori:

- unghiul cotului și raza de curbură (α ; R)
- geometria cotului (în cazul coturilor realizate din segmente drepte, de unghiul de instalare a virolelor)
- rugozitatea pereților (Σ)
- distribuția vitezelor la intrare în cõt și valoarea vitezei medii.

Deoarece din punct de vedere geometric și al aspectului general al scurgerii, ramificațiile distribuitoarelor sînt asemănătoare cotului, se poate studia distribuția vitezelor la ieșire din ramificații plecînd de la datele generale, privind mișcarea curențului în coturi.

Asupra gradului de asimetrie al distribuției vitezelor la ieșire din ramificații analog cotului influențează următorii factori:

- unghiul de ramificare
- geometria virolelor ce compun ansamblul ramificației și unghiul de instalare a acestora (φ ; η ; λ_i)
- rugozitatea pereților (Σ)
- distribuția vitezelor și valoarea medie a vitezei la intrare în ramificație
- poziția și mărimea nervurii de consolidare
- distribuția vitezelor în zona de ramificare
- parametrii geometrici și regimul de încărcare a ramificației ($dx/d\alpha$; $D/d\alpha$; Q/Q_0).

Măsurătorile experimentale pentru determinarea distribuției vitezelor s-au efectuat pe modele de ramificații asimetrice funcționînd izolat și în ansamblul distribuitorului.

În cazul modelelor de ramificații funcționînd izolat, sondarea cîmpului de viteze după ^{doi} diametrii perpendiculari s-a efectuat în secțiunea de ieșire a tronsonului ramificat și în 6 secțiuni aflate la distanțele $1d$; $2d$... $6d$, în aval de secțiunea de ieșire, de asemenea în secțiunea de ieșire a conducte de trecere.

Pentru modelul de distribuitor de tip asimetric cu două ramificații și caț fig. 8.2; 8.3; 8.4; 8.5, sondarea cîmpului de viteze s-a efectuat la intrare și ieșire din ramificații, de asemenea la ieșirea din caț.

Regimurile de încercare R_1 atît pentru ramificații funcționînd izolat, cît și în ansamblul distribuitorului, au fost cele rezultate pentru distribuitorul industrial. din funcționarea hidroagregatelor în centrală (cap. 5.8).

Sondarea cîmpului de viteze la ieșire din tronsonul ramificat în secțiunile $1d_1$; $2d_1$; ----- $6d_1$ s-a efectuat doar pentru regimul simetric de funcționare a ramificației ($R_1=1=2=var$).

Distribuția vitezelor rezultată din măsurători este prezentată pentru fiecare secțiune, în cazul regimurilor cele mai caracteristice de exploatare, sub formă de izotahe.

Valorile indicate pe izotahe reprezintă abaterea în procente față de viteza medie în secțiune.

Distribuția vitezelor la ieșire din ramificații arată clar efectul de cot (48) atât în cazul ramificațiilor funcționând în ansamblul distribuitorului fig. 8.2; 8.3; 8.4; 8.5 cât și în cazul ramificațiilor funcționând izolat fig. 8.6; 8.7; 8.8; 8.9; 8.10; 8.11; 8.12

Viteza maximă și în cazul ramificațiilor s-a plasat în jumătatea exterioară a secțiunii, iar la partea interioară (concavă) a ramificației se observă o zonă în care vitezele sînt mult mai mici decît viteza medie.

Din analiza diagramelor rezultă că pentru toate regimurile de încărcare, în tronsonul ramificat apar abateri ale vitezelor față de valoarea vitezei medii, deci curent asimetric la ieșire. Se constată o deformare mai pronunțată a curentului la ieșire din ramificație față de cel rezultat din distribuția vitezelor la ieșire din cot.

În cazul ramificațiilor funcționând izolat, abaterile în procente față de viteza medie la același regim de încărcare sînt mai mici față de cele rezultate pentru ramificațiile funcționând în ansamblul distribuitorului.

Distribuția vitezelor la intrare în ramificație fig. 8.5, arată plasarea curentului cu viteză mare ($V_1 > V_{med}$) în zona de intrare pe direcția conductei de trecere. Acest aspect al scurgerii justifică ipoteza prezentată în cap. 6 privind creșterea energiei curentului care intră în conducta de trecere și deci valori negative ale coeficienților de pierdere, în cazul regimurilor Q_x/Q_0 apropiate simetriei hidraulice ($R_1=1=2=3$).

Asimetria curentului la ieșire din tronsonul ramificat fig. 8.11 se păstrează și la distanța de $6d_1$.

Distribuția vitezelor la ieșirea din conducta de trecere în cazul ramificației funcționând izolat fig. 8.12 arată un curent axial simetric satisfăcător.

Acest aspect al scurgerii poate fi rezultatul regimului asimetric de încărcare și realizarea în amonte de ramificație a unui curent neperturbat, datorită racordării la conducta dreaptă a circuitului de încărcare.

Pentru a putea stabili mai exact gradul de asimetrie a curentului s-a definit un criteriu de asimetrie caracterizat prin

parametrul "n" și care reprezintă raportul dintre energiile aferente jumătății interioară și exterioară a secțiunilor explorate privind distribuția vitezelor.

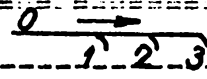
$$n = \frac{\frac{1}{S_B} \int_{S_B} \bar{v}^3 \cdot dS_B}{\frac{1}{S_A} \int_{S_A} \bar{v}^3 \cdot dS_A} \quad (8.4.)$$

unde:

- S_B jumătatea exterioară și S_A jumătatea interioară a secțiunii de ieșire din ramificație sau cot, separate de un plan fictiv ce trece prin axa conductei (fig. 8.13).
- \bar{v} valorile medii ale vitezei curentului prin secțiunile elementare dS corespunzătoare fiecărei jumătăți de secțiune.

Valorile parametrului de asimetrie astfel determinat pentru ramificațiile funcționând în ansamblul distribuitorului și cot sînt prezentate în tabelul nr. 8.1.

Tabelul nr. 8.1.

Regim (Ri)				Observații
	1	2	3	
1=2=3=var	1,5	1,38	1,325	
1=max; 2=3=0	1,25	-	-	
2 = max. 1=3=0	-	1,13	-	Pentru ramificații funcționând izolat și regim simetric
3 = max 1=2=0	-	-	1,26	
1=2=3=max	1,43	1,36	1,35	1=2=var n max.=1,15

Dependența parametrului de asimetrie "n" funcție de raportul vitezelor V_x/V_0 și V_x/V_b ($x=1; 2; 3$) deci indirect funcție de regimul de încercare este prezentată în fig. 8.14. Pentru toate cazurile studiate rezultă tendința parametrului "n" spre o valoare constantă mai mare ca unitatea, respectiv dropte paralele cu dreapta $n=1$, valoare caracteristică distribuției simetrice a curentului.

În diagrama $n=f(V_x/V_0)$ valoarea $n=1$ reprezintă criteriul distribuției simetrice.

Rezultatele experimentale confirmă dependența simetriei la ieșire din ramificație de regimul de încărcare a distribuitorului caracterizat prin raportul vitezelor V_x/V_0 și geometria acestuia.

La o valoare constantă a raportului V_x/V_0 parametrul "n" diferă la ramificația 1 față de ramificația 2, diferență ce poate fi pusă pe seama diferenței dintre geometriile celor două ramificații ($dx/da \neq dx/db$) cât și a condițiilor de scurgere la intrare (ramific. 1 are la intrare cot). Cu cât devierea curentului este mai pronunțată în ramificație (vezi fig. 8.2; 8.3; 8.4; 8.5) cu atât valoarea parametrului de asimetrie este mai mare.

Din diagramele prezentate rezultă importanța accelerării curentului în conducta ramificată, respectiv influența mare a efectului de confuzor asupra simetriei curentului la ieșire.

Pentru valori ale raportului $V_x/V_0 = 1,5 - 2$, în baza criteriului de asimetrie stabilit, rezultă la ieșire un câmp de viteze axial simetric satisfăcător.

Prin aceasta se confirmă și în cazul ramificațiilor influența pozitivă, cunoscută din practică, a confuzorului asupra câmpului de viteze, dacă trebuie asigurată simetria axială.

Valoarea aproape constantă a parametrului "n" în cazul cotelui (ramificația 3) poate fi pusă pe seama nerealizării unui pronunțat efect de confuzor, datorită valorilor constante a secțiunilor acestuia. Mărirea vitezelor la ieșire din ramificații peste valorile rezultate din rapoartele $V_x/V_0 = 1,5 - 2$ ar avea efect minim asupra distribuției simetrice a vitezelor față de efectul creșterii pierderii în conductele din aval de distribuitor.

În diagrama din fig. 8.15 s-au reprezentat valorile parametrului "n" pentru cele trei secțiuni de ieșire ale distribuitorului studiat în cazul regimurilor de exploatare cele mai caracteristice.

Se constată că în cazul funcționării la încărcări identice pe celor două ramificații ($1=2=3=var$) asimetria curentului este mai mare față de cazul în care funcționează o singură ramură.

Acest lucru poate fi pus pe seama influenței elementelor ce compun ansamblul distribuitorului asupra distribuției vitezelor în nodul de ramificare. Pentru o valoare constantă a raportului vitezelor ($V_1/V_0 = 1,31$) asimetria curentului se păstrează ($n > 1$) și la distanțe $6d_1$ de secțiunea de ieșire fig. 8.16.

x

x

x

Studiul experimental al repartiției vitezelor la intrare

și ieșire din ramificații permite următoarele concluzii:

- Distribuția vitezelor la ieșire din ramificații pune în evidență un pronunțat efect de cot și abateri ale vitezelor până la 38 % față de valoarea vitezei medii.

- Dependența gradului de asimetrie a curentului, definit pe baza parametrului "n", de raportul vitezelor V_x/V_0 , deci implicit de regimul de încălzire a ramificațiilor.

- Parametrul de asimetrie "n" pune în evidență și în cazul ramificațiilor importanța accelerării curentului la ieșire, respectiv influența efectului de confuzor asupra simetriei curentului.

- Pentru valori $V_x/V_0 = 1,5 \div 2$ rezultă în baza criteriului de simetrie "n" un câmp de viteze axial simetric satisfăcător. La valori mai mari ale raportului vitezelor efectul asupra distribuției vitezelor este minim față de efectul creșterii pierderilor în conductele de legătură ^{dintre} ramificație și camera spirală a turbinei, mai ales în cazul conductelor lungi.

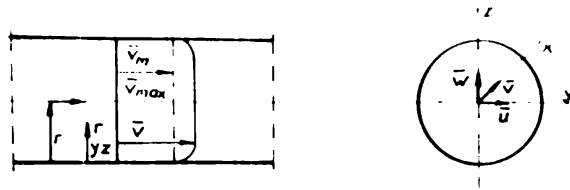


Fig. 8.1

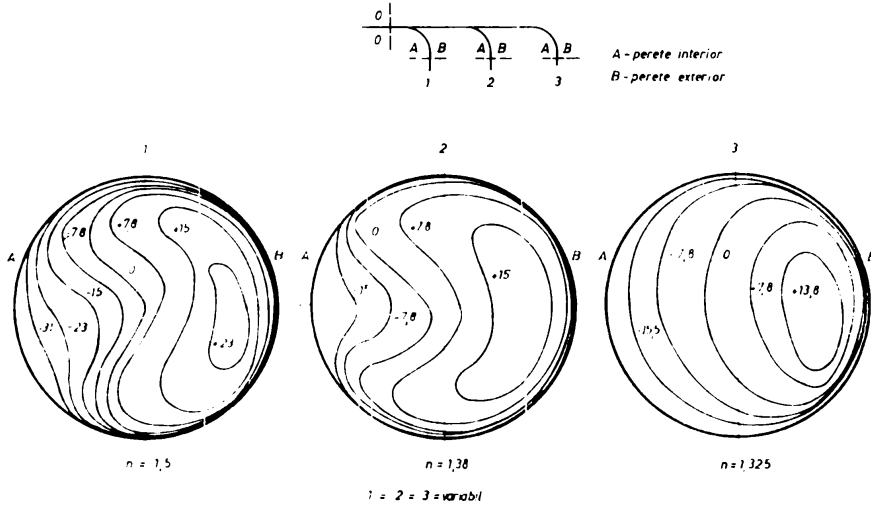


Fig. 8.2

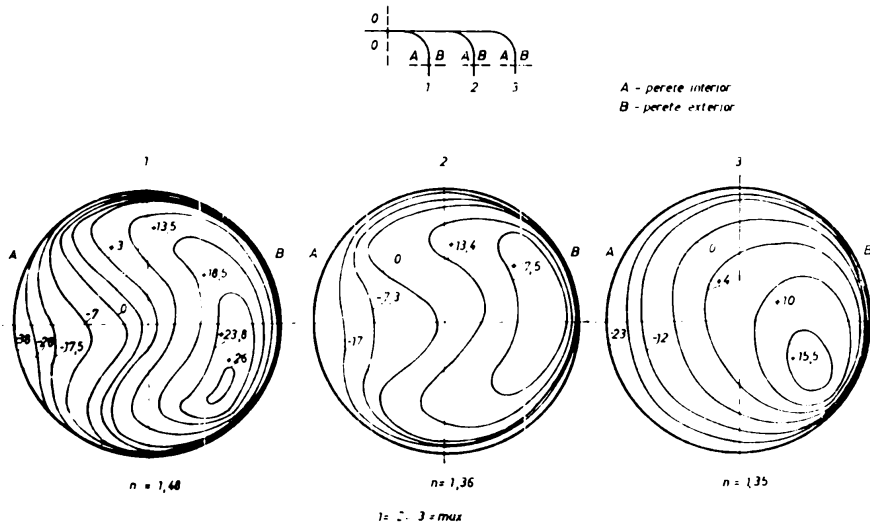


Fig. 8.3

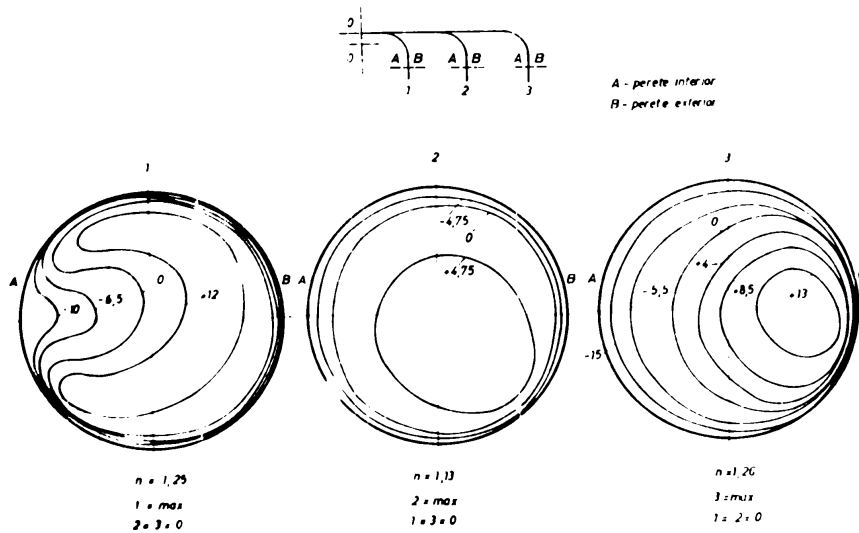
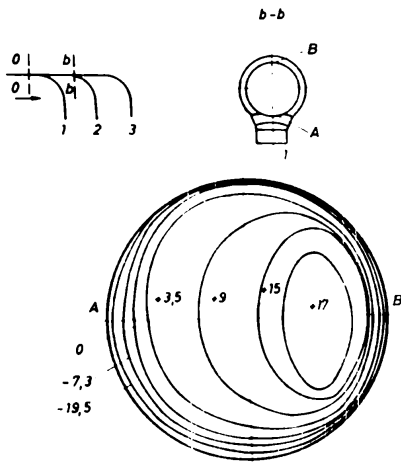


Fig. 8.4



SECȚIUNEA b-b

$1 = 2 + 3 \times \max$

Fig. 8.5

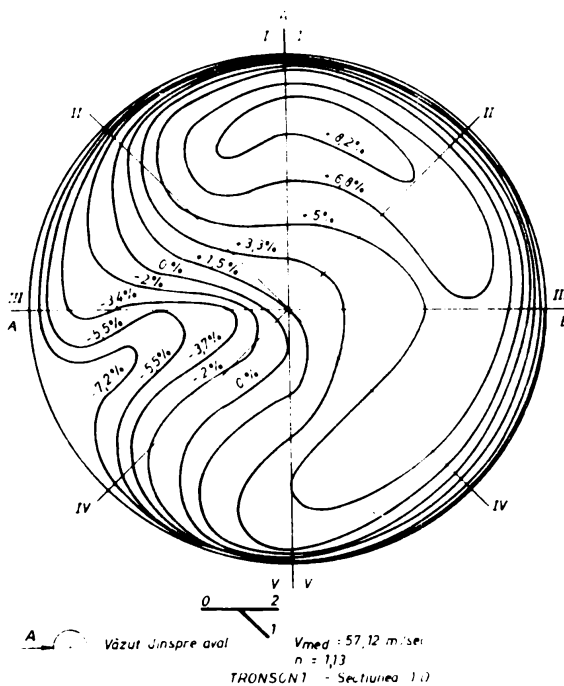


Fig. 8.6

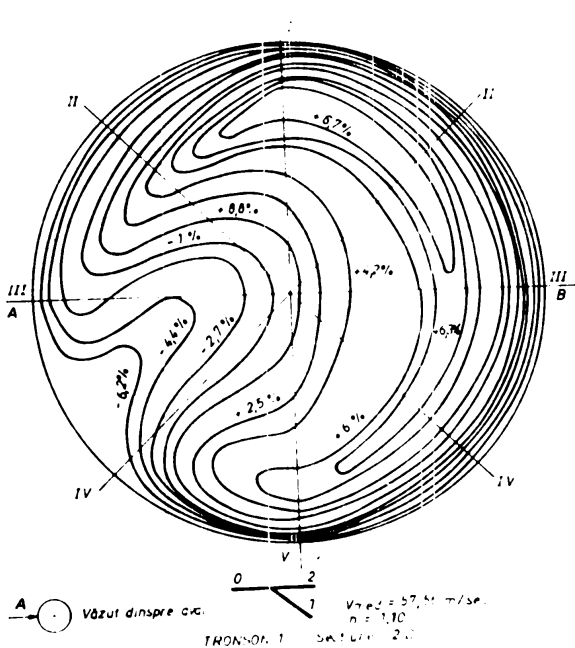


Fig. 8.7

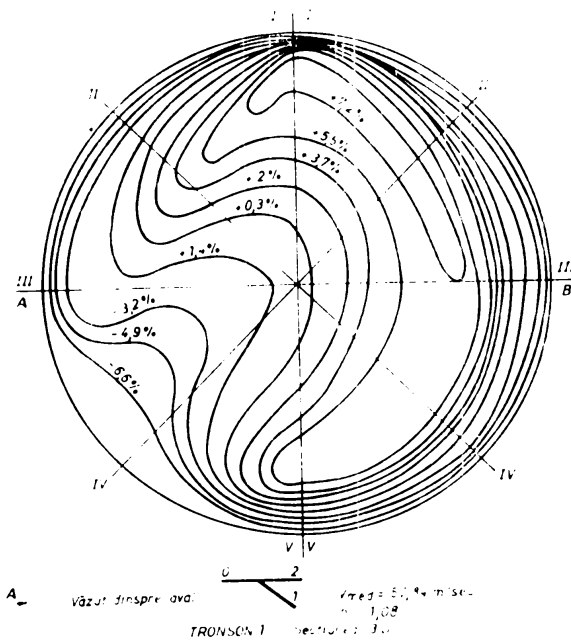


Fig. 8.8

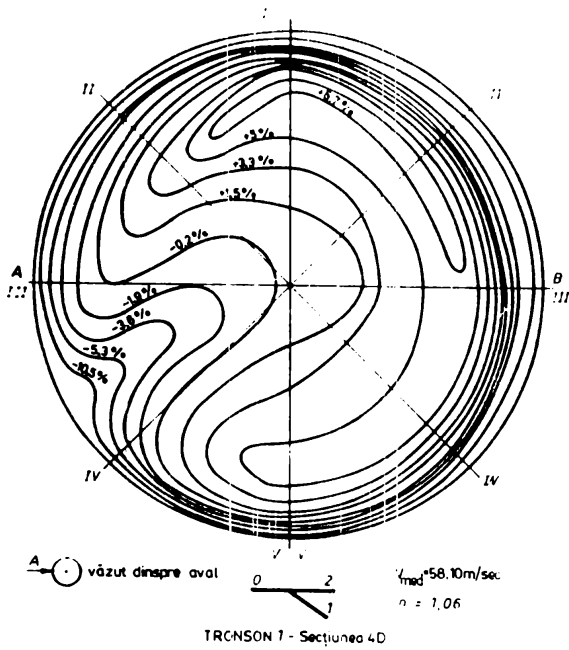


Fig. 8.9

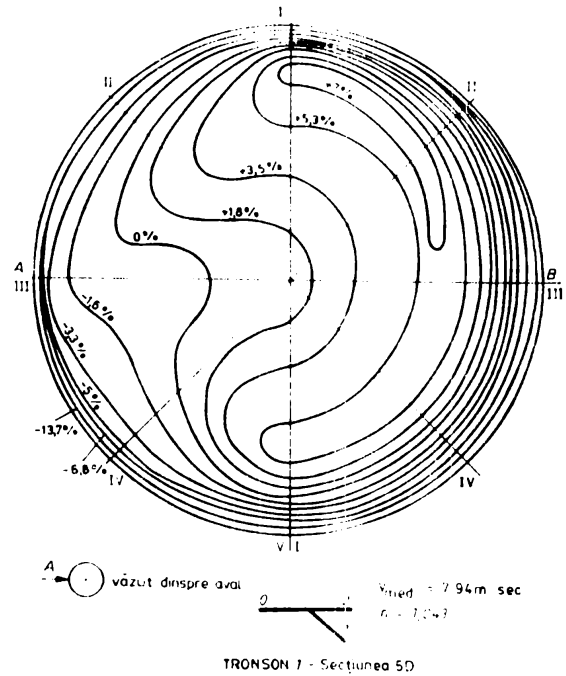


Fig. 8.10

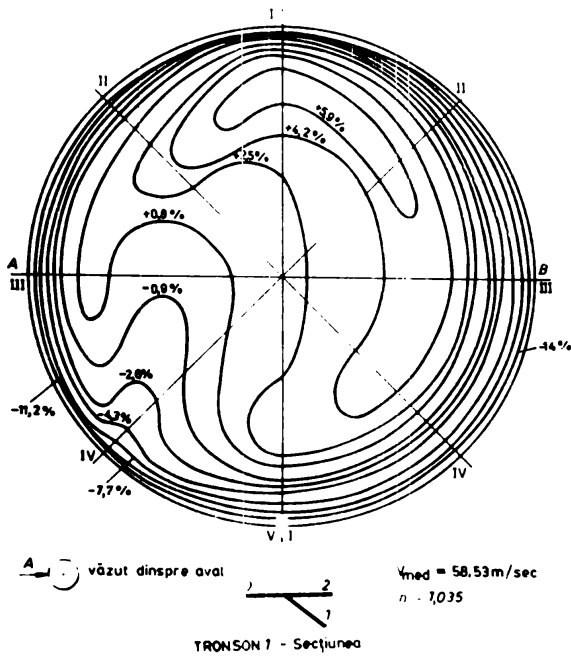


Fig. 8.11

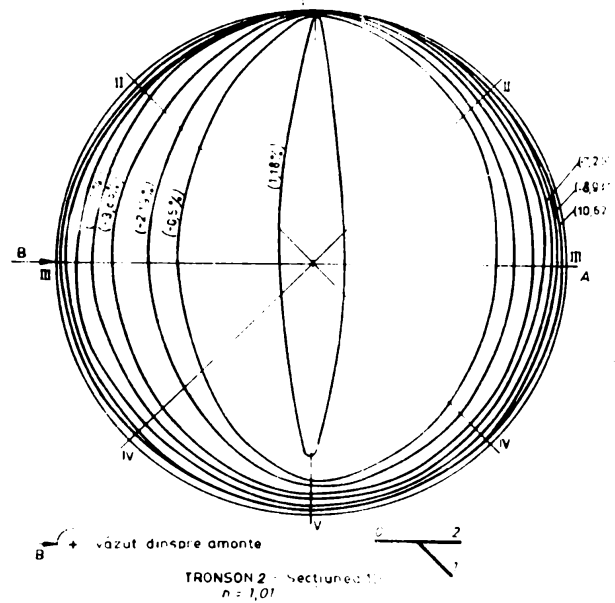
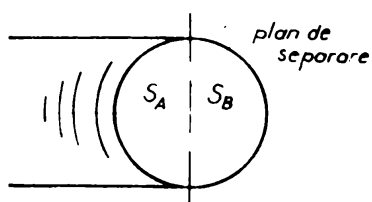


Fig. 8.12



$$\eta = \frac{1}{S_B} \int_{S_B} v^3 dS_B$$

$$= \frac{1}{S_A} \int_{S_A} v^3 dS_A$$

Fig. 8.13

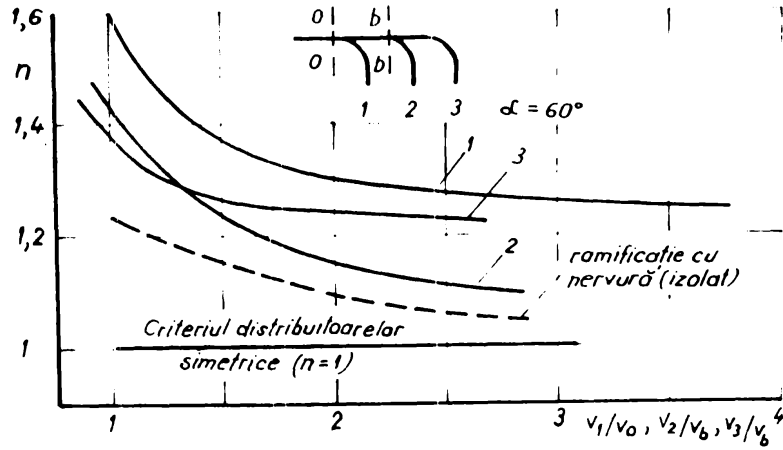


Fig. 8.14

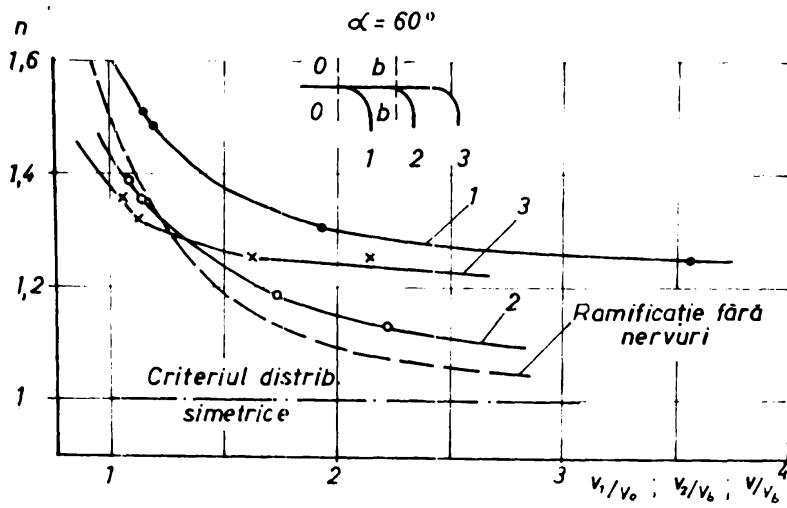


Fig. 8.14. a

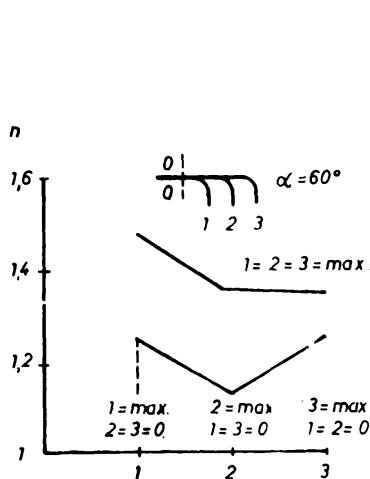


Fig. 8.15

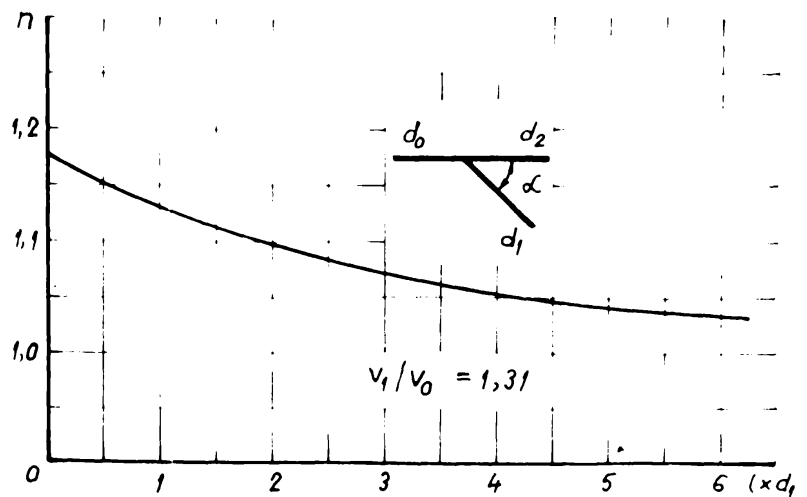


Fig. 8.16

Cap. 9. PIERDERILE DE ENERGIE SI DISTRIBUTIA DEBITELOR PE ANSAMBLUL DISTRIBUTORULUI

Studiul experimental al pierderilor de energie și a distribuției debitelor, pe ansamblul distribuitorului, s-a efectuat pe modele de distribuitoare (scara 1:10) de tip asimetric și simetric.

Parametrii geometrici și hidraulici ai modelelor experimentale, au rezultat din parametrii industriali ai distribuitorilor calculate pentru datele amenajărilor CHE Mărișelu, CHE Gîlceag, CHE Sugag, CHE Motru și CHE Rîul Mare-Retezat (cap.1; tab.1,2).

Dimensiunile și parametrii distribuitorului industrial pentru CHE Mărișelu rezultă din fig.9.1. La stabilirea geometriei nodurilor de ramificare s-au avut în vedere rezultatele obținute pe modele de ramificații studiate în capitolele anterioare.

9.1. Coefficienții de pierdere

Am arătat ca în cazul unei ramificații pierderile totale se pot exprima prin relația:

$$\Delta h = \xi \frac{v^2}{2g} \quad (9.1.1)$$

-unde:

- Δh - pierderea de presiune
- ξ - coeficientul de pierdere
- $\frac{v^2}{2g}$ - presiunea dinamică în secțiunea de intrare în cazul ramificației, respectiv distribuitorului

Conform celor de mai sus pierderile de sarcină pentru distribuitorului în ansamblu din fig.9.1.1 se poate scrie:

$$\Delta h_{0-i} = \xi_{0-i} \frac{v_0^2}{2g} \quad (9.1.2)$$

unde: $i=1;2,3,\dots,n$

Pentru o ramificație de geometrie și rugozitate dată coeficientului de pierdere este o funcție numai de repartiție cantitativă a debitelor. Deci și în acest caz putem scrie:

$$\xi_{0-i} = f\left(\frac{Q_i}{Q_0}\right) \quad (9.1.3)$$

În cazul modelelor de distribuitoare încercate, coeficienții de pierdere s-au determinat cu relația:

$$\xi_{0-i} = \frac{\Delta h_{0-i}}{v_0^2 / 2g} \quad (9.1.4)$$

Pierderea de presiune din relația (9.1.4) are expresia:

$$\Delta h_{0-i} = (h_0 - h_i) + K_0 \frac{v_0^2}{2g} - K_i \frac{v_i^2}{2g} \quad (9.1.5)$$

În această relație $h_0 - h_1$ reprezintă diferența presiunilor statice măsurate în secțiunile respective.

Coefficienții de neuniformitate a vitezelor în secțiunile de măsură K_0 și K_1 au fost stabiliți pe baza repartiției vitezelor obținute prin sondarea curentului în secțiunile respective.

Valorile coeficienților K_0 și K_1 pentru modelele de distribuție studiate, prezentate în tabelul 9.1.1 corespund regimurilor cele mai caracteristice de încărcare și exploatare a distribuitorului și anume:

- a) - regimuri la care deschiderile tronsoanelor ramificate în funcție variază identic.
- b) - regimuri la care o parte din tronsoane sînt deschise la maxim restul variînd de la deschis la închis.

La studierea acestor cazuri de funcționare unde distribuitorul nu este parcurs în toate regimurile de debitul maxim posibil, este util să referim coeficienții de pierdere la raportul dintre debitul adevărat și cel maxim posibil. $Q_0/Q_{0,max}$

Tabel 9.1.1

Model	Coeficienți de neuniformitate				Obs.
	K_0	K_1	K_2	K_3	
CNE Mărigelu	1,03	1,143	1,139	1,096	asimetric 3 ramificații
CNE Gîlceng	1,02	1,13	1,095	-	asimetric 2 ramificații
CNE Șoag; Motru; Alul Marc-Dețezat	1,015	1,1	1,1	-	simetric 2 ramificații

Cu ajutorul relațiilor de mai sus și în baza măsurătorilor experimentale s-au calculat și trasat pentru diferite regimuri debitele și coeficienții de pierdere în funcție de raportul $Q_0/Q_{0,max}$ unde Q_0 este debitul în secțiunea de intrare în distribuitor și egal cu suma debitelor parțiale, corespunzător regimurilor de funcționare.

$$Q_0 = \sum_1^n Q_i$$

(9.1.6)

Debitele parțiale au fost trasate în valori relative $Q_i/Q_{0,max}$.

Rezultatele experimentale privind coeficienții de pierdere și distribuția debitelor în nodurile de ramificare sînt pre-

zentată în continuare doar pentru două din modelele studiate, diferențiate prin soluția constructivă de realizare. Modelul de distribuitor asimetric cu două noduri de ramificare (model CHE Marișelu) și modelul de distribuitor simetric (model CHE Sugag; CHE Motru, CHE Rîul Mare-Retezat).

Pentru a pune în evidență influența geometriei nodului de ramificare, rezultatele obținute privind coeficienții de pierdere în cazul modelului asimetric (CHE Marișelu) sînt analizate comparativ cu cele obținute pe modelul de distribuitor asimetric cu un nod de ramificare (model CHE Gîlceag).

În tabelul 9.1.2 sînt prezentate geometriile modelelor de distribuitoare studiate.

Tabel 9.1.2

Model		Parametrii geometrici			Obs.	
An.	Ramific.	d_i/d_o	D/d_o	L/d_o		
CHE Marișelu	α_1	60°	0,53	1,078	0,78	asimetric
	α_2	60°	0,64	1,24	1,75	
CHE Gîlceag		60°	0,607	1,24	1,75	asimetric
CHE Sugag-Motru-Retezat		60°	0,628	1,25	1,05	simetric

Regimurile de încercare realizate pe model corespund cazurilor posibile de exploatare ale distribuitorului racordat la turbina hidraulică; regimurile de tipul "a" sau "b" prezentate mai sus fiind realizate în exploatare prin poziția aparatului director.

Pentru aceste regimuri repartitia debitelor și a coeficienților de pierdere este prezentată în cazul modelului de distribuitor asimetric cu două noduri de ramificare în diagramele din fig. 9.1.2; 9.1.11, modelului de distribuitor asimetric cu un nod de ramificare în diagramele din fig. 9.1.12; 9.1.15 și a modelului de distribuitor simetric în diagramele din fig. 9.1.16; 9.1.17.

Din analiza diagramelor prezentate se constată dependența valorii coeficienților de pierdere și a distribuției debitelor de regimul de încărcare al distribuitorului (Ri).

Repartitia debitelor pe tronsoanele ramificate nu este identică pentru toate regimurile de exploatare caracterizate prin $Q_i/Q_o \text{ max.}$, chiar în cazul regimurilor simetrice de încărcare (deschideri egale), fapt ce se datorează condițiilor de scurgere, determinate de geometria în ansamblu a distribuitorului și a ramificațiilor ce intră în componența acestuia.

Pentru modelul de distribuitor asimetric relația teoretică dintre coeficienții de pierdere (9.1.7) se respectă doar în cazul:

$$\zeta_{0-n} > \zeta_{0-(n-1)} > \zeta_{0-1} \quad (9.1.7)$$

modelului de distribuitor pentru CHE Gâlceag

$$\zeta_{0-2} > \zeta_{0-1} \quad (9.1.8)$$

În cazul modelului de distribuitor asimetric cu două noduri de ramificare (model CHE Marișelu) pentru toate regimurile de încărcare coeficienții de pierdere satisfac relația:

$$\zeta_{0-3} > \zeta_{0-1} > \zeta_{0-2} \quad (9.1.9)$$

Această abatere de la condiția generală privind geometriile optime hidraulic a ramificațiilor ce compun distribuitorul este rezultatul adaptării necorespunzătoare din punct de vedere hidraulic pentru ramificația η_1 a parametrilor geometrici caracteristici (d_1/d_0 , D/d_0 și L/d_0).

Parametrii geometrici adaptați pentru ramificația η_1 a modelului de distribuitor pentru CHE Marișelu sînt prezentați în tabelul 9.1.2.

Se constată diferențe între parametrii geometrici adaptați și cei recomandați în baza măsurărilor experimentale efectuate pe ramificații, concluzii prezentate în cap.6.

Menționăm că geometria ramificației η_1 a fost impusă și din considerente constructive de realizare a amenajării.

În cazul modelului de distribuitor simetric între coeficienții de pierdere, pentru majoritatea regimurilor de încărcare se păstrează relația:

$$\zeta_{0-2} \approx \zeta_{0-1} \quad (9.1.10)$$

Atît în cazul modelelor de distribuitoare asimetrice cît și în cazul celor simetrice pentru regimurile la care unul sau două tronsoane ramificate sînt deschise la maxim, debitul prin acestea nu rămîne constant la variația regimului caracterizat prin parametrul $Q_0/Q_0 \text{ max}$, ci se modifică în sensul creșterii odată cu închiderea celorlalte tronsoane. Acest efect al modificării debitului asupra valorii coeficienților de pierdere este pus în evidență mai des în cazul distribuitorului simetric și asimetric cu un nod de ramificare.

În cazul distribuitorului asimetric cu un nod de ramificare relația dintre coeficienții de pierdere este în primul rînd efectul modelării și a cotelui la ieșire din ramificație.

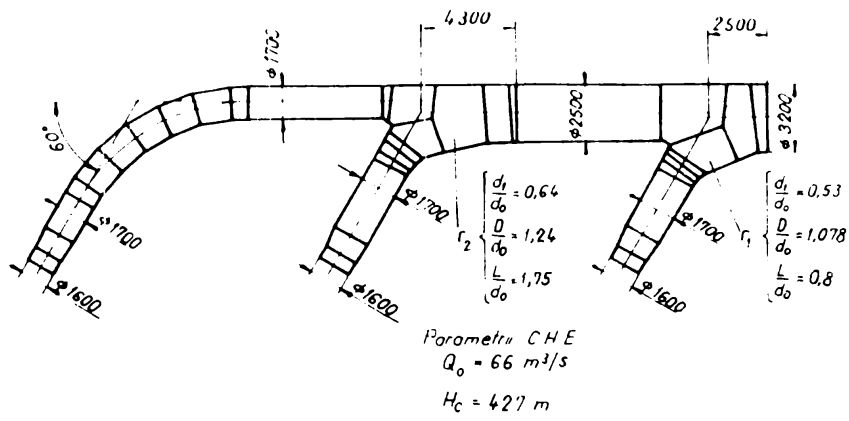


Fig. 9.1

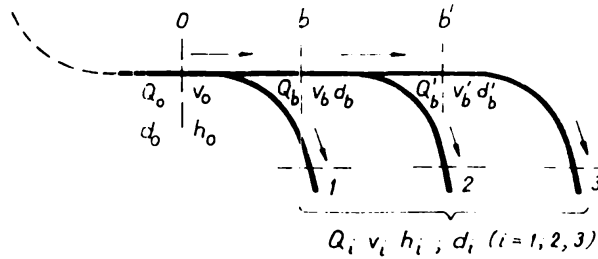


Fig. 9.11

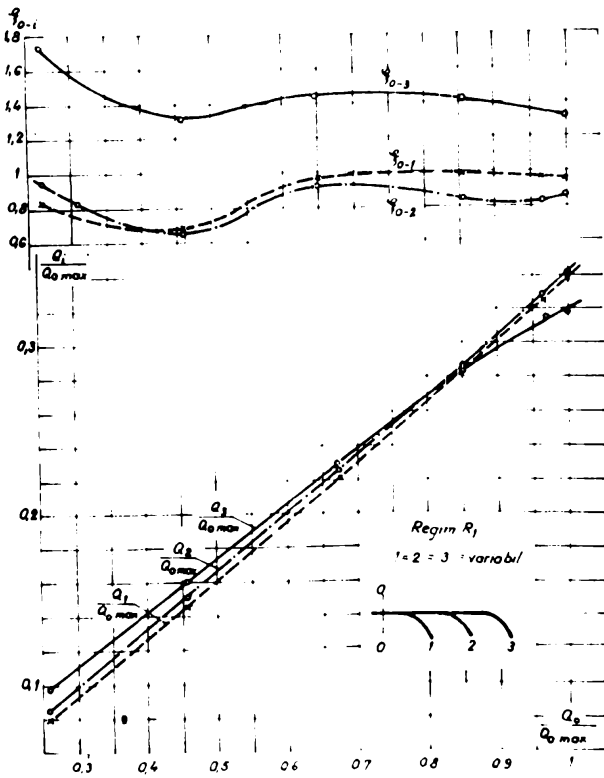


Fig. 9.12

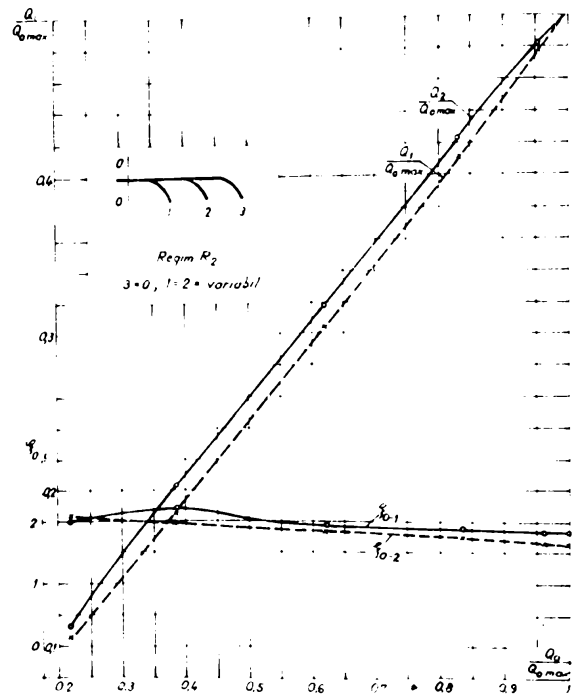


Fig. 9.13

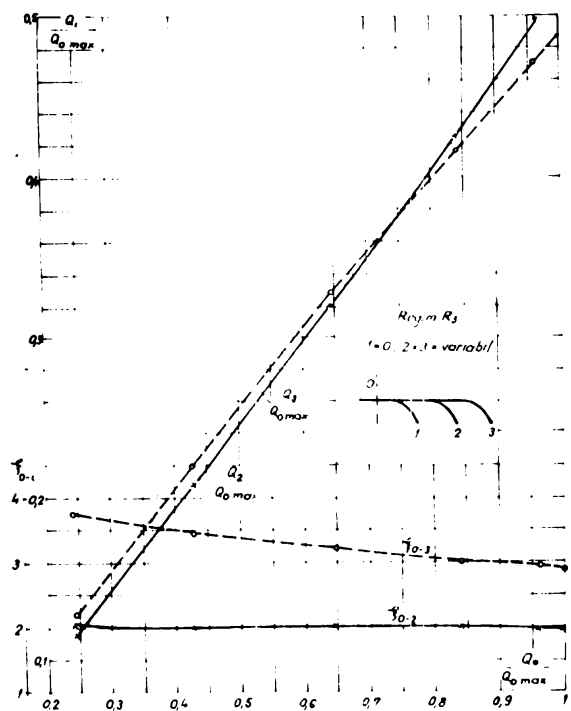


Fig. 9.14

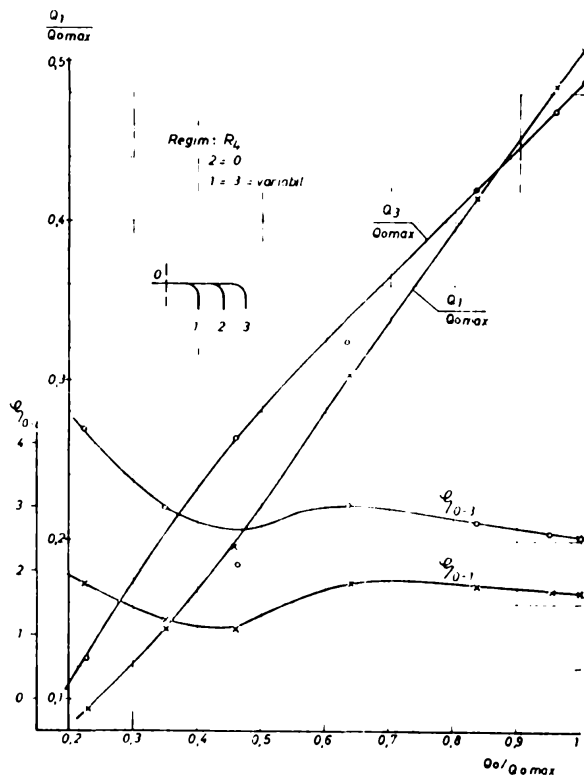


Fig. 9.15

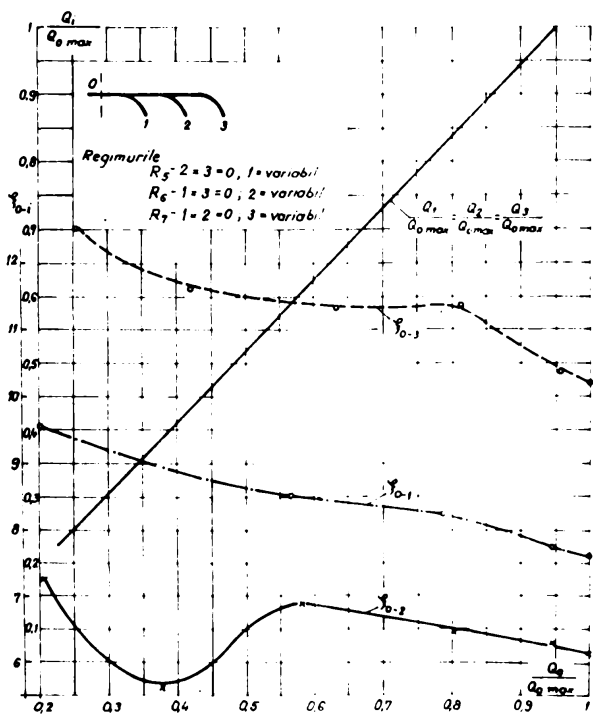


Fig. 9.16

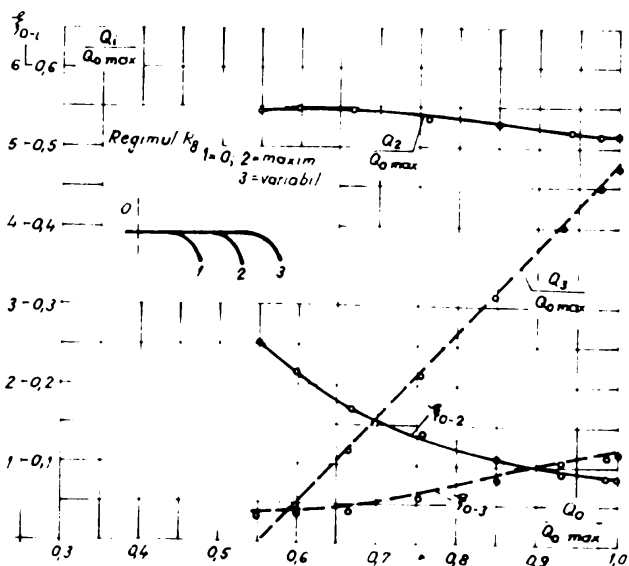


Fig. 9.17

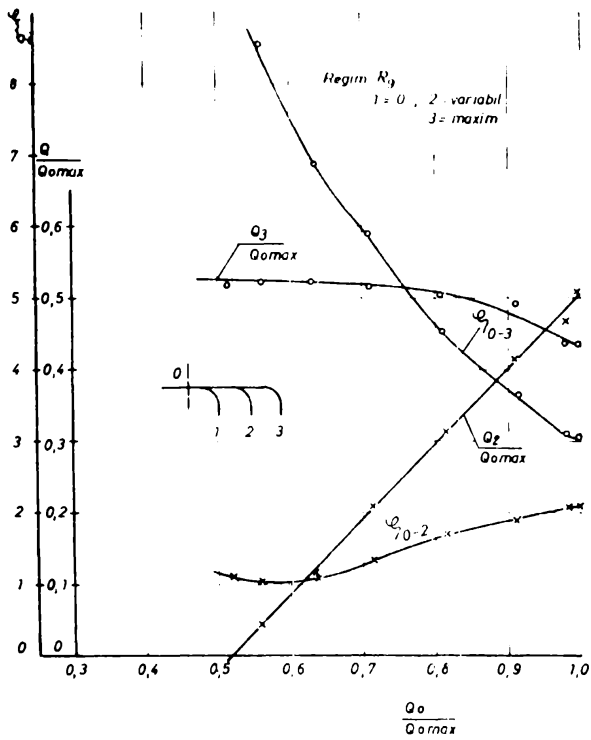


Fig. 9.18

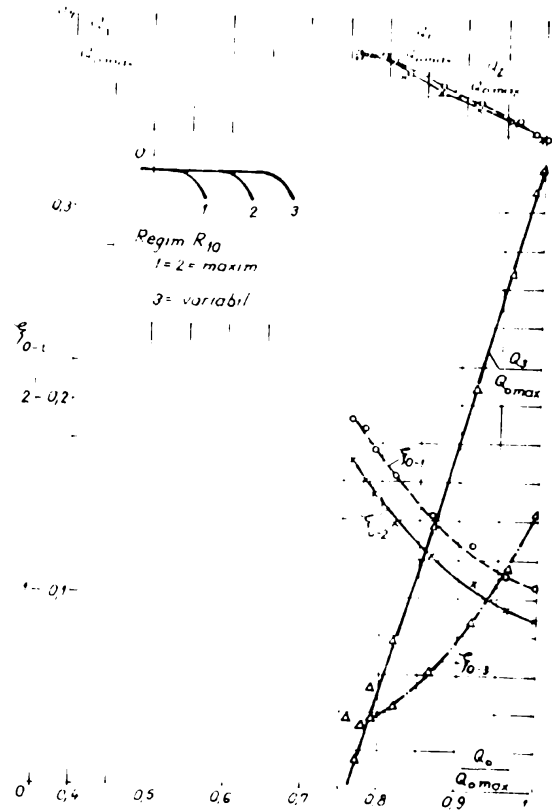


Fig. 9.19

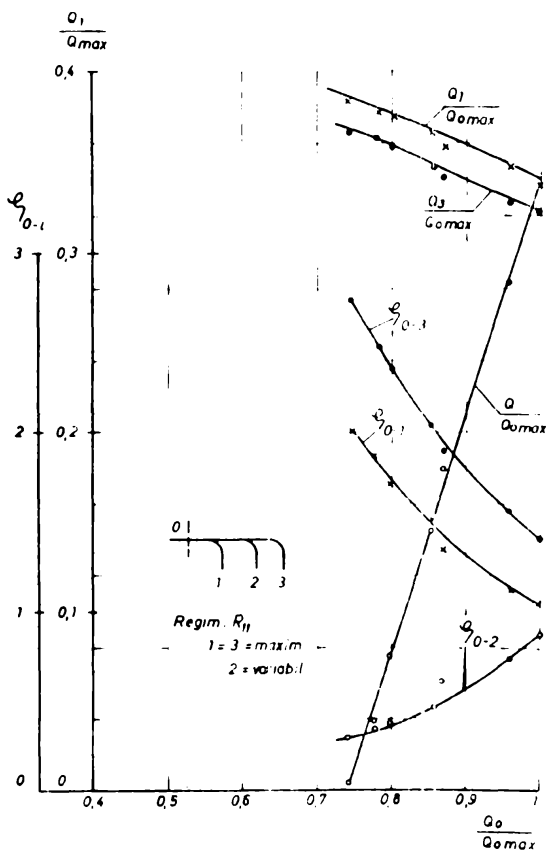


Fig. 9.110

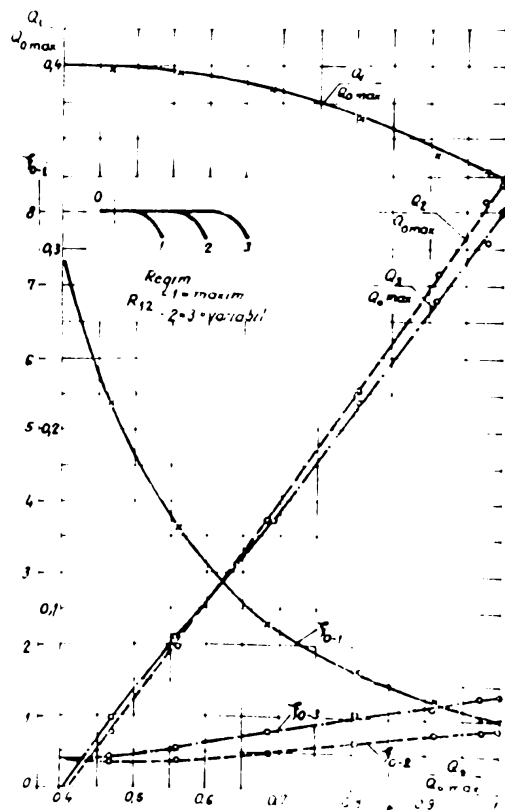


Fig. 9.111

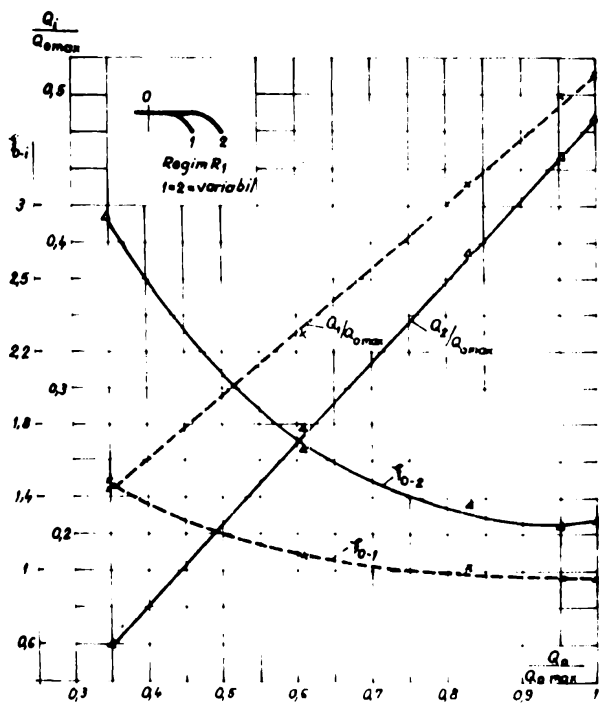


Fig. 9.112

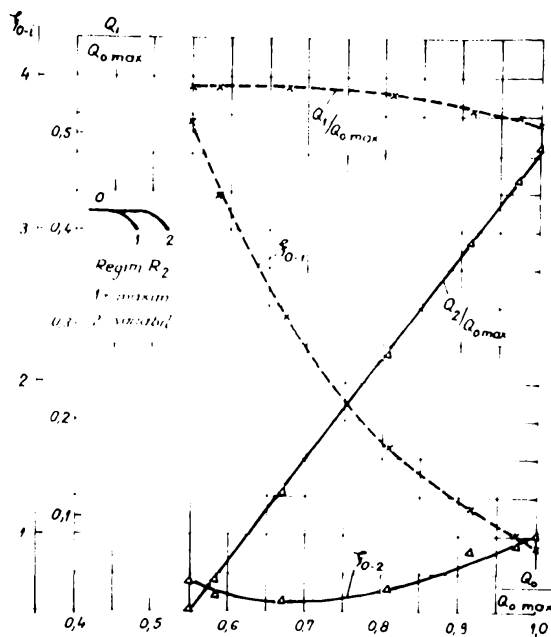


Fig. 9.113

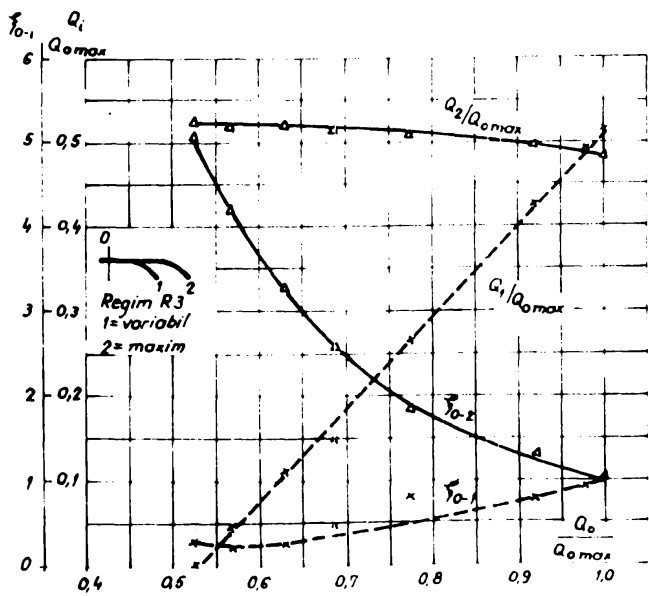


Fig. 9.114

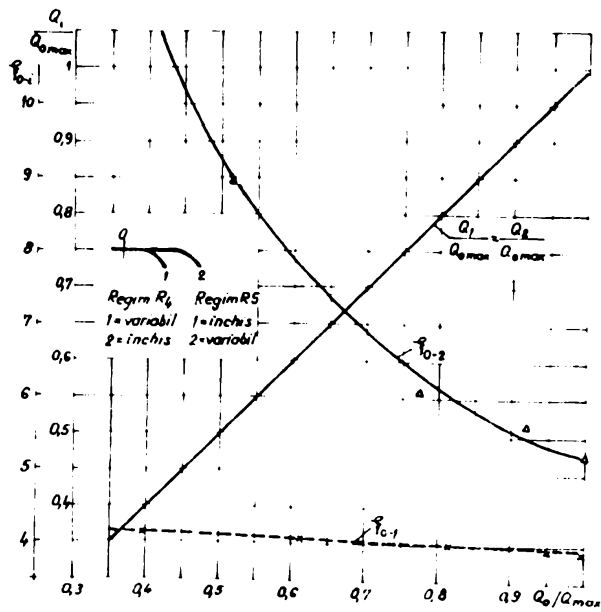


Fig. 9.115

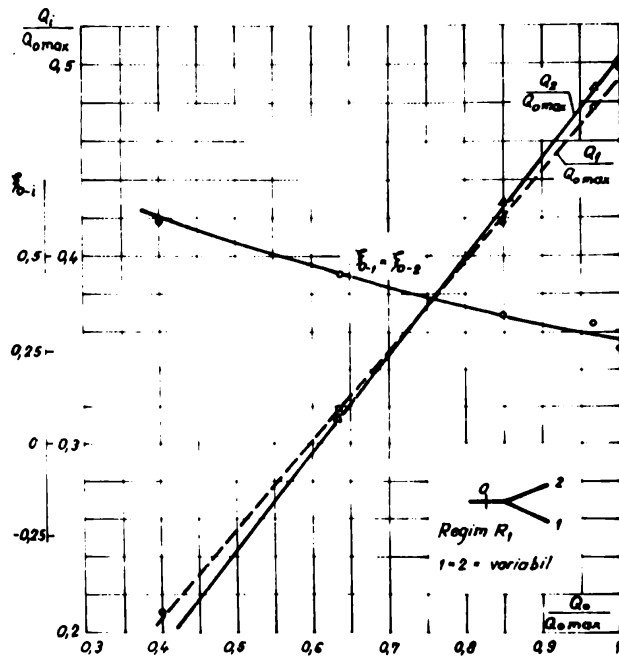


Fig. 9.116

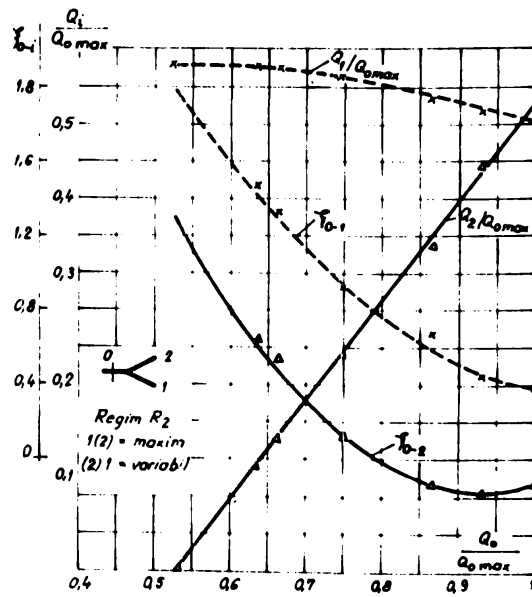


Fig. 9.117

Ponderea pierderilor în cot asupra valorii coeficientului de pierdere conduce la menținerea relației $\zeta_{0-2} > \zeta_{0-1}$ pentru toate regimurile de încărcare, spre deosebire de ramificațiile izolate unde pierderile de trecere sînt în toate cazurile de încărcare mai mici ca cele de ramificare ($\zeta_{0-2} < \zeta_{0-1}$)

Pentru a avea o vedere de ansamblu asupra valorii coeficienților totali de pierdere ai distribuitorului, în diagramele din fig. 9.1.18, 9.1.19, 9.1.20 s-au trasat curbele $\zeta_{0-i} = f(Q_0/Q_{0,max})$ avînd ca parametru regimurile caracteristice de exploatare K_i . Diagramele s-au trasat pentru distribuitorul asimetric cu două noduri de ramificare (model CHE Maripolu).

Din analiza rezultatelor experimentale se constată următoarele:
Coeficienții de pierdere aferenți tronsoanelor ramificate depind atît de regimul de exploatare cît și de încărcarea distribuitorului caracterizată prin parametrul $Q_0/Q_0 \text{ max.}$ rezultînd valori

$$\zeta_{0-i} = 0,3 \div 12$$

În cazul regimurilor simetrice de exploatare ($R1 + R7$) coeficienții de pierdere ζ_{0-i} depind într-o mai mică măsură de variația parametrului $Q_0/Q_0 \text{ max.}$

Pentru regimuri asimetrice de exploatare ($R8-R12$) coeficienții de pierdere depind în mai mare măsură de parametrul $Q_0/Q_0 \text{ max.}$ rezultînd abateri de la valorile ζ_{0-i} obținute în cazul regimurilor simetrice, atît în sensul creșterii cît și al micșorării valorilor acestora cu variația raportului $Q_0/Q_0 \text{ max.}$ Diferențele care apar în privința valorii coeficienților de pierdere pot fi puse atât pe seama creșterii debitelor în tronsoanele ramificate cît și a regimurilor de scurgere rezultate ca urmare a perturbărilor din amonte și aval de zona de ramificare.

La regimuri simetrice de încărcare influența perturbației din amonte și aval de zona de ramificare asupra valorii coeficienților de pierdere este aproape neglijabilă fapt ce rezultă din analiza valorilor rezultate în cazul ramificației τ_2 regimurile 2 și 3.

Analiza comparativă a valorilor coeficienților totali de pierdere ζ_{0-i} realizați în cazul celor două ramificații, corespunzător regimului maxim de încărcare a distribuitorului ($Q_0/Q_0 \text{ max.} = 1$) arată liinite aproape egale de variație a valorii acestora:

$$\zeta_{0-1} \approx \zeta_{0-2} = 0,8 \div 2$$

Excepție fac regimurile $R5$ și $R6$ cînd funcționază o singură ramificație.

Comportarea aproape identică a celor două ramificații la acest

regim de încărcare poate fi pusă pe seama influenței parametrului geometric $d_1/d_0 = 0,53$, în sensul creșterii pierderilor în ramificația "1", ca urmare a relației:

$$\left(\frac{d_1}{d_0} = 0,53 \right) < \left(\frac{d_2}{d_b} = 0,64 \right)$$

Comperînd din punct de vedere al valorii coeficienților de pierdere, modelul de distribuitor simetric cu cel asimetric (model CMB Gîlceag), modele avînd parametrii geometrici caracteristici (α , d_1/d_0 , D/d_0) de valori apropiate se constată o comportare mai bună a distribuitorului simetric.

Din analiza distribuției și valorii coeficienților de pierdere pe ansamblul distribuitorului rezultă următoarele regimuri optime de exploatare:

- pentru cazul cînd un tronson este închis (ceea ce corespunde în exploatare cu o turbină oprită) iar celelalte lucrează la deschideri egale regimul optim este cel la care funcționează tronsonul 1 și 2, tronsonul 3 fiind închis.

- pentru cazul în care funcționează un singur tronson celelalte fiind închise, se recomandă în ordine funcționarea tronsonului 2, urmat de tronsonul 1 respectiv 3.

- pentru cazul în care funcționează un tronson închis, unul deschis la maxim iar celălalt la deschideri variabile se recomandă regimul la care tronsonul 1 este închis, 2 deschis la maxim 3 deschideri variabile.

- pentru cazul în care două tronsoane sînt deschise la maxim și unul funcționează la deschideri variabile se recomandă regimul la care tronsoanele 1 și 2 sînt deschise la maxim și 3 variabil.

Regimurile de funcționare ale distribuitorului prezentate mai sus au o deosebită importanță pentru stabilirea modului de exploatare a hidroagregatelor din cadrul unei centrale hidroelectrice mai ales atunci cînd se urmăresc randamente optime de utilizare a potențialului hidroenergetic disponibil (88) (89) (103).

9.2. Distribuția debitelor

Rezultatele măsurărilor experimentale obținute pe modelele de distribuitoare asimetrice și simetrice au arătat o distribuție inegală a debitelor pe tronsoanele ramificate în majoritatea cazurilor de exploatare.

Pentru a pune în evidență distribuția inegală a debitelor pe tronsoanele ramificate ale unui distribuitor ne vom referi la modelul de distribuitor asimetric cu două noduri de ramificare (fig. 9.1).

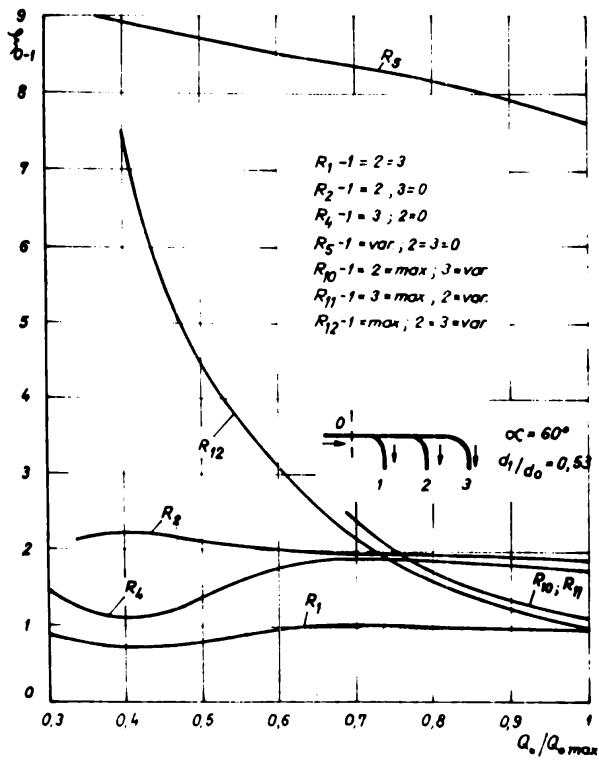


Fig. 9.118

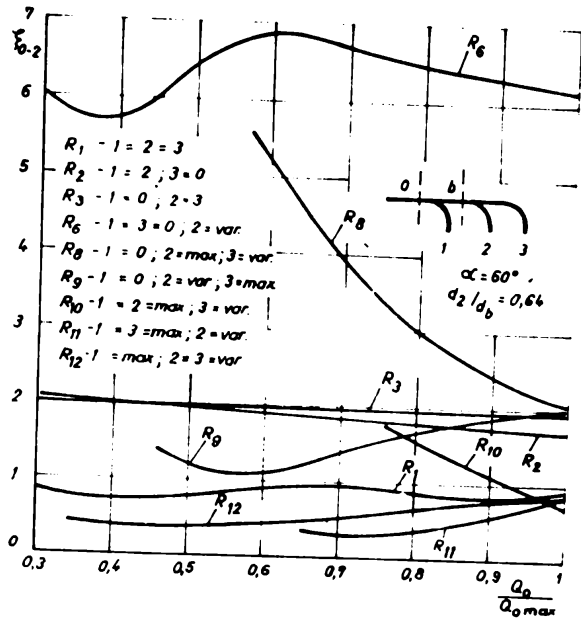


Fig. 9.119

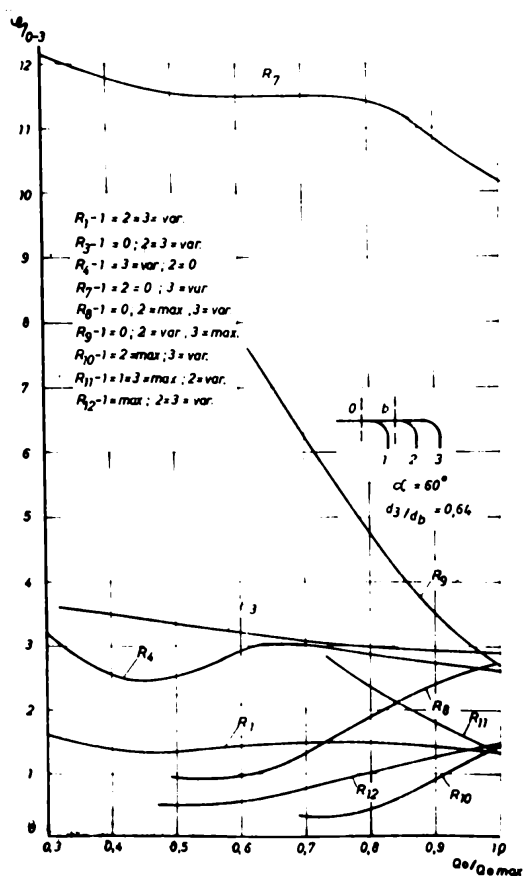


Fig. 9.120

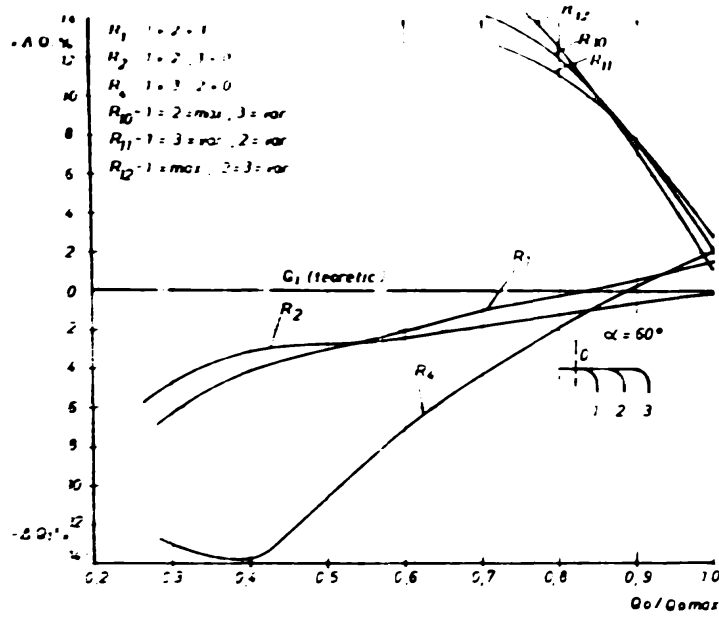


Fig 921

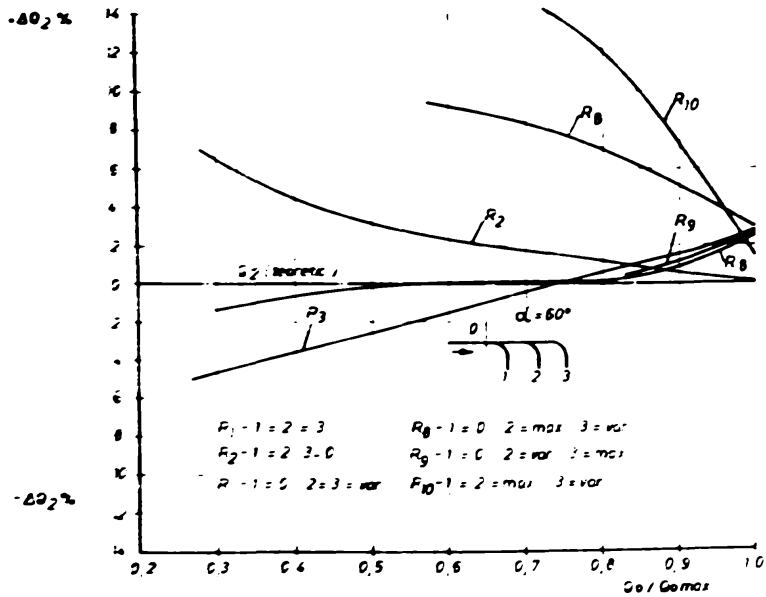


Fig 922

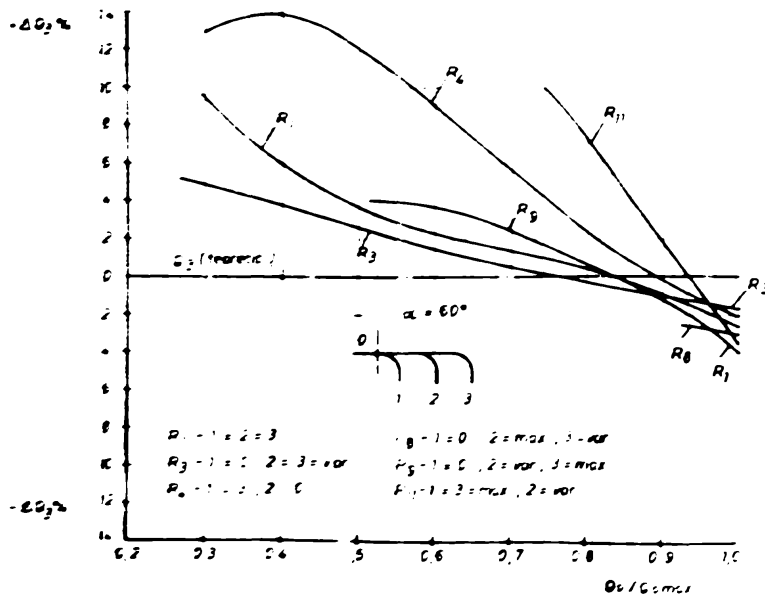


Fig 923

Abaterile în procente ale debitului ΔQ_i , pentru cele trei tronsoane ramificate, față de debitul teoretic, rezultă din fig. 9.2.1, 9.2.2, 9.2.3.

Se constată că relația teoretică $Q_1 = Q_2 = Q_3$, adică distribuția egală a debitelor pe tronsoanele ramificate se obține doar în cazul regimurilor simetrice de exploatare (α_i) și domeniul restrîns de încălzire:

$$Q_o / Q_o \text{ max} = 0,75 \div 0,85 \quad (9.2.1)$$

Abaterile maxime $\pm \Delta Q_i$ ating valori pînă la 14,5 din valoarea debitului teoretic în cazul regimurilor (α_i) studiate. Se constată că abaterile maxime $\pm \Delta Q_i$ apar pentru regimurile de exploatare esimetrice și valori ale parametrului $Q_o / Q_o \text{ max.} < 0,75$.

În cazul regimurilor frecvente de exploatare deci $Q_o / Q_o \text{ max.} > 0,75$ abaterile $\pm \Delta Q_i$ nu depășesc valoarea de $\pm 4,5$ pentru tipurile și modelele de distribuție studiate.

Studiul comparativ al distribuției debitului pe cele trei tronsoane ramificate pe baza valorilor ΔQ_i arată o comportare mai bună a ramificației 2, abaterile maxime rezultînd în cazul tronsoanelor 1 și 3.

9.3. Determinarea puterii relative pierdute

Pentru stabilirea comportării hidraulice a ramificațiilor în ansamblul distribuitorului cunoașterea puterii relative pierdute poate fi de folos.

Puterea totală cinetică în secțiunea de intrare a unei ramificații se poate scrie:

$$N_o = \rho / 2 v_o^2 \cdot Q_o \quad (9.3.1)$$

La separarea curentului în ramificație expresia puterii pierdute sau disipate este:

$$N_p = \zeta_{c-i} \rho / 2 v_o^2 \cdot Q_i + \zeta_{o-j} \rho / 2 Q_j \quad (9.3.2)$$

Dacă definim puterea relativă pierdută ca un raport între puterea pierdută și puterea totală la intrare, obținem o relație independentă de dimensiunile modelului, relație ce caracterizează pierderile specifice ale unei anumite forme geometrice de ramificație:

$$\chi_{p_i} = \frac{N_p}{N_o} \quad (9.3.3.)$$

sau

$$\mathcal{T}_{P_i} = \zeta_{0-i} \frac{Q_i}{Q_0} + \zeta_{0-j} \frac{Q_j}{Q_0} \quad (9.3.4)$$

unde:

 Q_0 - debitul la intrare Q_i - debitul la ieșirea din tronsonul ramificat Q_j - debitul la ieșirea din tronsonul drept

ζ_{0-i} ; ζ_{0-j} - coeficienții de pierdere între secțiunea de intrare și cea de ieșire din tronsonul ramificat, respectiv drept.

Aplicînd relația (9.3.4) în cazul modelului de distribuție asimetrică cu două noduri de ramificare avînd parametrii hidraulici conform fig. 9.1.1 rezultă:

$$\mathcal{T}_{P_1} = \zeta_{0-1} \frac{Q_1}{Q_0} + \zeta_{0-b} \frac{Q_b}{Q_0} \quad (9.3.5)$$

$$\mathcal{T}_{P_2} = \zeta_{0-b} \frac{Q_2}{Q_b} + \zeta_{b-b'} \frac{Q_{b'}}{Q_b} \quad (9.3.6)$$

Dacă ramificația nu este parcursă de debitul maxim posibil este util să referim puterea relativă pierdută sau disipată la puterea maximă admisă:

$$\mathcal{T}_{P_{max}} = \frac{N_p}{N_{0_{max}}} \quad (9.3.7)$$

unde:

$$N_{0_{max}} = \rho/2 \cdot v_{0_{max}}^2 \cdot Q_{0_{max}} \quad (9.3.8)$$

Inlocuind în relația lui $\mathcal{T}_{P_{max}}$ pe N_p și $N_{0_{max}}$ rezultă:

$$\mathcal{T}_{P_{max}} = \left(\zeta_{0-i} \frac{Q_i}{Q_0} + \zeta_{0-j} \frac{Q_j}{Q_0} \right) \left(\frac{Q_0}{Q_{0_{max}}} \right)^3 \quad (9.3.9)$$

sau

$$\mathcal{T}_{P_{max}} = \mathcal{T}_{P_i} \left(\frac{Q_0}{Q_{0_{max}}} \right)^3 \quad (9.3.10)$$

unde:

$\frac{Q_0}{Q_{0_{max}}}$ - raportul dintre debitul real și cel maxim posibil prin secțiunea de intrare.

Exprimînd pe $\mathcal{T}_{P_{max}}$ în cazul modelului de distribuitor cu două noduri de ramificare fig. 9.1.1 rezultă pentru cele două ramificații:

$$\mathcal{T}_{P_{max_1}} = \mathcal{T}_{P_1} \left(\frac{Q_0}{Q_{0_{max_1}}} \right)^3 \quad (9.3.11)$$

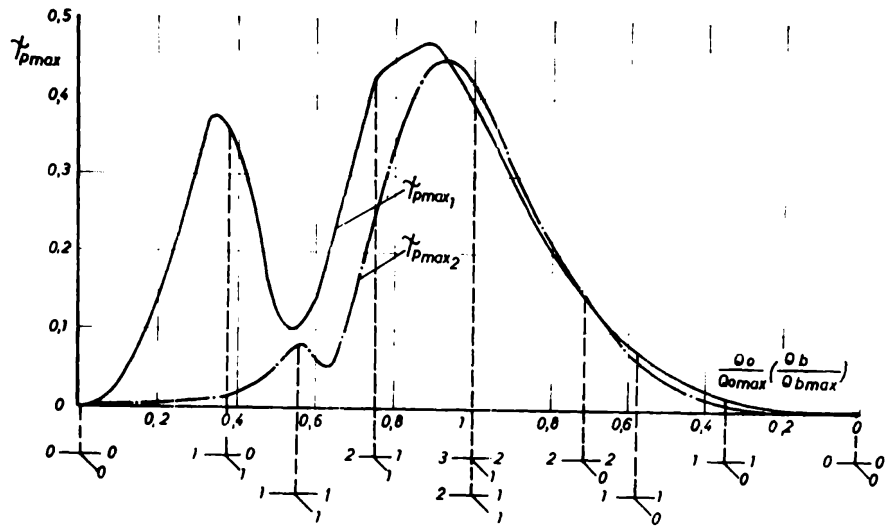


Fig. 9.3.1

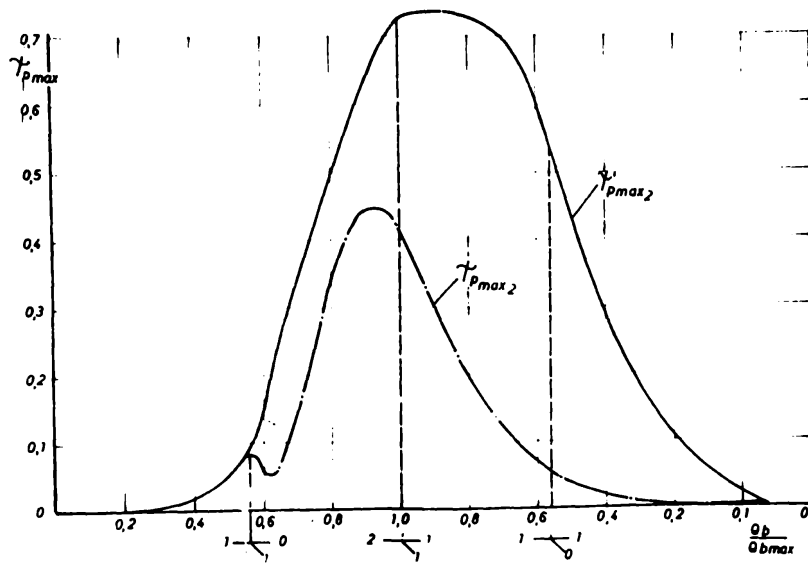


Fig. 9.3.2

$$T_{Pmax2} = T_{P2} \left(\frac{Q_b}{Q_{bmax}} \right)^3 \tag{9.3.12}$$

Dacă scriem expresia lui T_{Pmax} luînd în considerare pierderile totale de la b - 3, deci ζ_{b-3} și ținînd cont de faptul că $Q'_b = Q_3$ rezultă:

$$T'_{Pmax2} = \left(\zeta_{b-2} \frac{Q_2}{Q_b} + \zeta_{b-3} \frac{Q'_b}{Q_b} \right) \left(\frac{Q_b}{Q_{bmax}} \right)^3 \tag{9.3.13}$$

sau

$$T_{Pmax2} = T'_{P2} \left(\frac{Q_b}{Q_{bmax}} \right)^3 \tag{9.3.14}$$

Pe baza măsurătorilor experimentale obținute în cazul modelului de distribuitor asimetric cu două noduri de ramificare (model CHE Marigelu) avînd parametrii geometrice conform tabel 9.1.2 și a relațiilor (9.3.11; 9.3.12; 9.3.14) în fig. 9.3.1; 9.3.2 s-au trasat curbele T_{Pmax1} ; T'_{Pmax2} și T_{Pmax2} în funcție de $Q_0/Q_0 \text{ max.}$ respectiv $Q_b/Q_b \text{ max.}$

Din analiza diagramelor obținute rezultă dependența puterii relative pierdute caracterizată prin T_{Pmax} de regimul de încărcare a distribuitorului ($Q_0/Q_0 \text{ max.}$ respectiv $Q_b/Q_b \text{ max.}$).

În cazul regimurilor normale de funcționare ale ramificațiilor, adică domeniul

$$\left(\frac{Q_0}{Q_{0max}} \left(\frac{Q_b}{Q_{bmax}} \right) \right) = 0,3 \div 1$$

Relația între coeficienții puterii relative pierdute este:

$$T_{Pmax1} > T_{Pmax2}$$

Se constată și pe baza acestui criteriu comportarea mai slabă din punct de vedere energetic a ramificației 1, respectiv efectul parametrilor geometrici caracteristici asupra valorii coeficienților de pierdere.

În domeniul de încărcare a distribuitorului

$$\frac{Q_0}{Q_{0max}} \left(\frac{Q_b}{Q_{bmax}} \right) = 0,5 \div 0,7$$

rezultă un minim al valorilor T_{Pmax} , respectiv regimuri ce pot fi caracterizate ca optime din punct de vedere al comportării energetice a distribuitorului.

Dependența $T'_{Pmax2} = f\left(\frac{Q_b}{Q_{bmax}}\right)$ fig.9.3.2 a scos în evidență ponderea pierderilor în cotul aferent tronsonului 3 asupra comportării energetice în ansamblul a ramificației 2.

x

x

x

Rezultatele cercetărilor experimentale obținute pe modele de distribuitoare asimetrice și simetrice au arătat dependența coeficienților de pierdere și a distribuției debitelor pe tronsoanele ramificate de regimul de exploatare.

Comportarea optimă din punct de vedere energetic a distribuitoarelor rezultă în cazul regimurilor simetrice de încărcare și valori:

$$\frac{Q_0}{Q_{0max}} = 0,75 \div 0,85$$

Analiza comportării din punct de vedere energetic a distribuitoarelor pe baza puterii relative pierdute (disipate), caracterizată prin coeficientul T_{pmax} permite stabilirea regimurilor optime de încărcare, deasemeni a aportului fiecărei ramificații la valoarea totală a pierderilor.

Incerările experimentale au pus în evidență faptul că la deschideri egale ale tronsoanelor ramificate, deci la deschideri egale ale aparatului director, în cazul funcționării distribuitorului cuplat cu turbina, chiar la încărcare maximă ($Q_0/Q_{0max} = 1$), comportarea diferită a tronsoanelor ramificate conduce la înțreări (puteri) diferite a hidroagregatelor din centrală, ca urmare a distribuției inegale a debitelor și a valorilor diferite a coeficienților de pierdere.

Cap. 10. PIERDERE DE ENERGIE PE DISTRIBUTOARE LA SCARA INDUSTRIALA

10.1. Transpunerea coeficientilor de pierdere de la model la realizări industriale

Am arătat în cap. 5 și 6 ipotezele și condițiile de modelare, de asemenea dependența coeficienților de pierdere de regimul de scurgere caracterizat prin cifra Reynolds la intrare Re_0 .

Deoarece coeficienții de pierdere au fost stabiliți experimental în condiții de automodelare $Re > 10^5$, pentru transpunerea rezultatelor de la model la realizări industriale se poate utiliza relația:

$$\xi_{natură} = \xi_{model} \quad (10.1.1.)$$

Valorile coeficienților de pierdere rezultă în aceste condiții din datele experimentale obținute pe model și a cifrelor Reynolds la intrare, calculate pentru parametri industriali ai ramificației sau distribuitorului.

$$(Re_0)_n = \left(\frac{V_0 \cdot d_0}{\nu} \right)_n \quad (10.1.2.)$$

unde: d_0 , V_0 - diametrul și viteza la intrare în ramificație sau distribuitorul industrial

Atunci când dispunem de coeficienții de pierdere obținuți pe modele în similitudine completă cu distribuitorul industrial valoarea acestora se precia direct de la model.

$$(\xi_{0-i})_n = (\xi_{0-i})_m \quad (10.1.3.)$$

În cazul în care distribuitorul industrial este compus din două sau mai multe noduri de ramificare și dispunem doar de valori ale coeficienților de pierdere obținute pe modele pe elemente ce compun distribuitorul (ramificații, conducte de legătură, coturi) coeficienții totali de pierdere ai distribuitorului se stabilesc prin calculul utilizând valorile experimentale obținute pe modele ale elementelor componente.

Coefficienții totali ai pierderilor de ramificare pentru un distribuitor cu "N" noduri de ramificare se transpune de la model cu relația:

$$(\xi_{0-i})_n = \left(\sum_0^N \xi_{0-j} \right)_m + Z (\xi_{N-i})_m \quad (10.1.4.)$$

unde:

ξ_{N-i} - coeficientul de pierdere pentru tronsonul ramificat al ramificației "N"

ξ_{0-j} - coeficientul pierderilor de trecere și de frecare în conducta de legătură dintre ramificații

Z - coeficientul de corecție la funcționarea în serie

Conform cap. 7 coeficientul de corecție are valoarea:

$$Z = 0,8 \div 1,1 \quad (10.1.5.)$$

Atunci când coeficienții pierderilor de trecere nu includ și pierderile în conducta de legătură, pentru aceasta coeficienții de pierdere se stabilesc prin calcul:

$$\xi_l = \lambda \frac{L}{d} \times \times \lambda = f(Re; K) \quad (10.1.6.)$$

Pe baza măsurătorilor experimentale și a valorilor cifrei Reynolds la intrare rezultate în cazul distribuitorilor industriale în fig. 10.11 sînt prezentate valorile coeficienților de pierdere pentru tipurile constructive de distribuitoare și ramificații avînd parametrii geometrice caracteristici:

$$\begin{aligned} d_i/d_0 &= 0,6 \div 0,7 & L/d_0 &\geq 1,6 \\ L/d_0 &= 1,2 \div 1,25 & l/d &= 5 \div 6 \\ \alpha &= 55^\circ \div 65^\circ \end{aligned}$$

Metodica prezentată și valorile coeficienților din diagrama 10.1.1 permit stabilirea pierderilor hidraulice pentru regimurile cele mai caracteristice de funcționare a distribuitorilor industriale.

10.2. Valoarea pierderilor de sarcină pentru distribuitoare industriale

Pe baza valorilor coeficienților de pierdere, determinați experimental pe model și transpuși la distribuitorul industrial

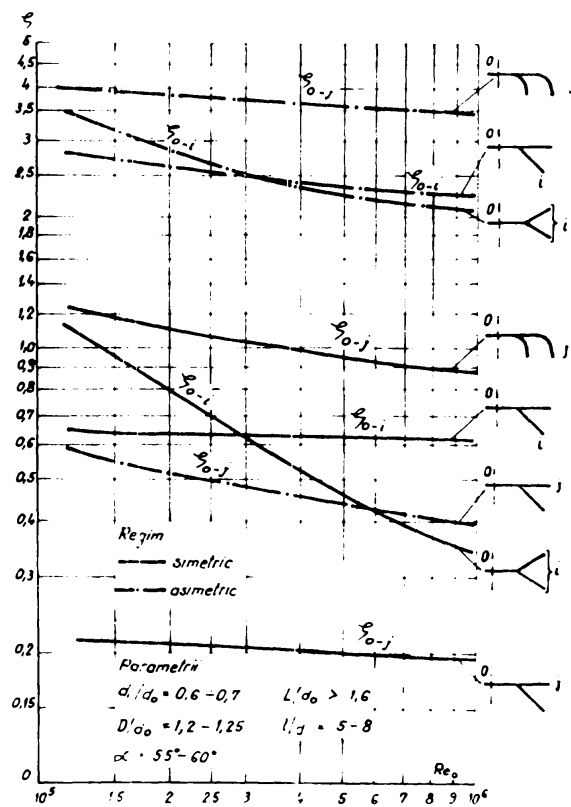


Fig. 10.1.1

conform paragraf 10.1, pierderile de sarcină se calculează cu relația cunoscută:

$$\Delta h_p = \sum \frac{V_0^2}{2g}$$

V_0 - viteza medie la intrare în distribuitor

Dependent de regimul de exploatare caracterizat prin valoarea debitului la intrare, în diagramele din fig. 10.2.1; 10.2.6 sînt prezentate pierderile de sarcină calculate pentru distribuitorul industrial ce echipază CHE Mărișelu de pe râul Someș, avînd parametrii hidraulici și geometrici conform tabel 1.2.

Pentru regimurile cele mai caracteristice de exploatare ale distribuitorului, rezultate din funcționarea hidroagregatelor se constată valori diferite ale pierderilor, valoarea maximă pentru cazurile de exploatare prezentate fiind $\approx 4,5 m$.

Se constată că pierderile maxime pentru fiecare ramificație (turbină) în parte, nu diferă prea mult de la un regim la altul, existînd însă diferențe între pierderile de sarcină pe diferite ramificații (turbine), fapt ce conduce pentru aceeași cîdere statică a amenajării la încărcări diferite ale hidroagregatelor.

Pentru aprecierea comportării hidraulice a distribuitorilor firmele constructoare și literatura de specialitate (6) (7) (8) (9) (16) (18) utilizează "pierderea medie maximă" valoarea rezultată din pierderile maxime pe ramificațiile distribuitorului funcționînd la diferite regimuri de exploatare.

În tabelul 10.2.1 sînt prezentate valorile maxime și medii ale pierderilor de sarcină pentru distribuitorii industriali ce echipază CHE Mărișelu, Sugag, Gîlceag și Motru, valori rezultate pe baza coeficienților de pierdere stabiliți experimental pe model.

TABEL 10.2.1.

Denumirea amenajării	Tipul distribuitorului	Debit la intrare		Pierdere de sarcină	
		Q_0 max (m ³ /s)	Δh_p max. (m)	Δh_p med. (m)	
0.	1.	2.	3.	4.	
CHE-Mărișelu	Asimetric 3 ramificații	64	4,5	3,25	
CHE-Gîlceag	Asimetric 2 ramificații	40	3,0	2,37	

o.	1.	2.	3.	4.
CHE-Sugag	Simetric 2 ramifi- cații	50	1,20	0,81
CHE-Motru	Simetric 2 ramifi- cații	36	0,8	0,64

Comportarea mai bună din punct de vedere energetic a distribuitorilor simetrici față de cele asimetrice rezultă și din compararea valorilor pierderilor de sarcină prezentate în tabelul 10.2.1. Cunoscând valoarea pierderilor de sarcină se poate determina prin calcul și valoarea puterii pierdute. Astfel puterea totală pierdută în distribuitorul CHE-Mărășelu, la funcționarea tuturor mașinilor și deschidere maximă este de 2300 KW față de 1200 KW, rezultat pentru modelul de referință optin geometric. În cazul funcționării numai a nodului de ramificare 2 deci numai a mașinilor 2 și 3 puterea totală pierdută este de 1600 KW, față de 1400 KW la modelul de referință, (7) (15) (16) (17) (28).

Se constată și pe baza puterii pierdute, comportarea mai bună a ramificației \mathcal{N}_2 și influența geometriei nodului de ramificare \mathcal{N}_1 asupra comportării energetice în ansamblu a distribuitorului.

10.3. Regimul optim de exploatare a hidroagregatelor în centrală pe baza comportării hidraulice a distribuitorului

Rezultatele măsurătorilor experimentale privind valoarea coeficienților de pierdere, distribuția pierderilor și a debitelor pe ramificațiile distribuitorilor permit determinarea regimurilor optime de exploatare a grupurilor ce echipează centralele hidro-electrice. Pentru a pune în evidență acest lucru ne vom referi la distribuitorii ce echipează CHE de pe râul Someș și Sebeș.

Analiza efectuată pentru fiecare ramificație a distribuitorului incluzând în cazul tronsonului ramificat 3 (CHE-Mărășelu) respectiv 2 (CHE-Gilceag) și partea de cot au rezultat diagramele din fig. 10.3.1. - 10.3.8.

Rezultă din analiza diagramelor valori diferite ale pierderilor și debitelor atât între ramificații cât și datorită regimurilor de exploatare. Valorile diferite ale pierderilor cât și distribuția debitelor conduc la diferențe de încărcare ale grupurilor din centrală respectiv la comportări diferite, ale grupurilor în sensul utilizării optime a potențialului hidroenergetic disponibil (debite și căderi, al amenajării.

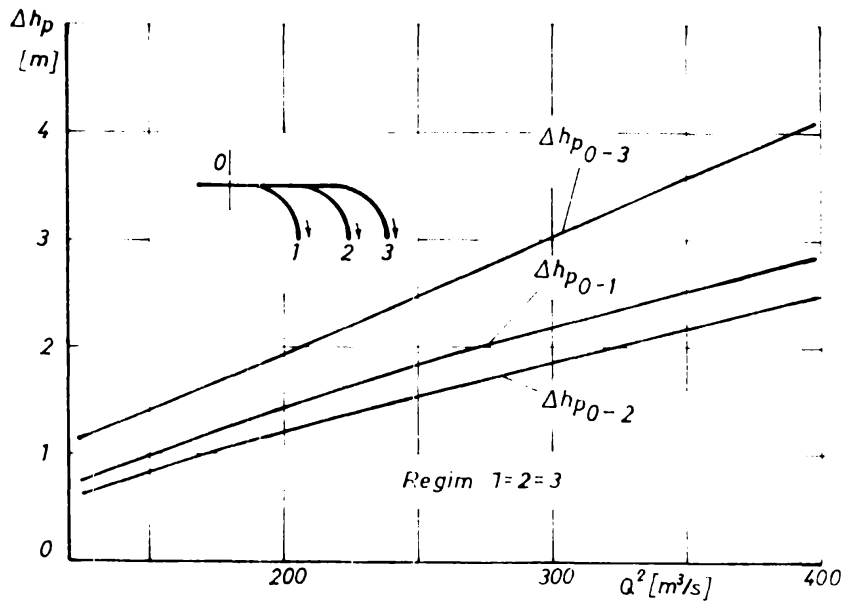


Fig. 10.2.1

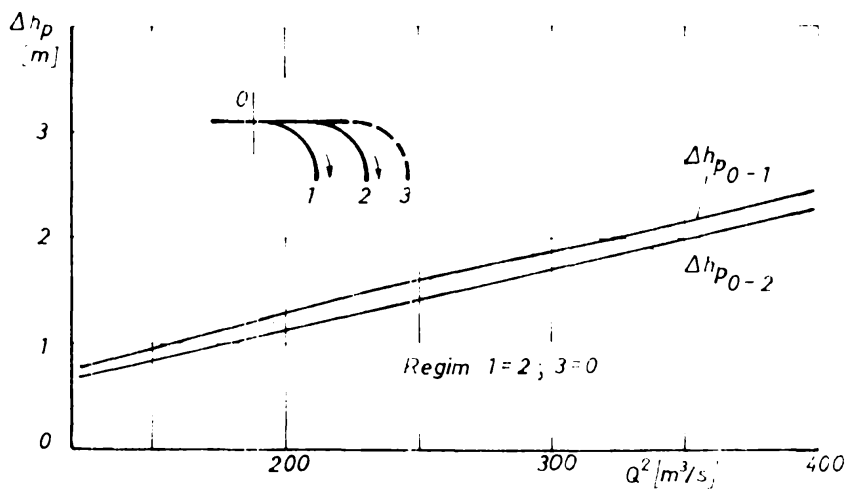


Fig. 10.2.2

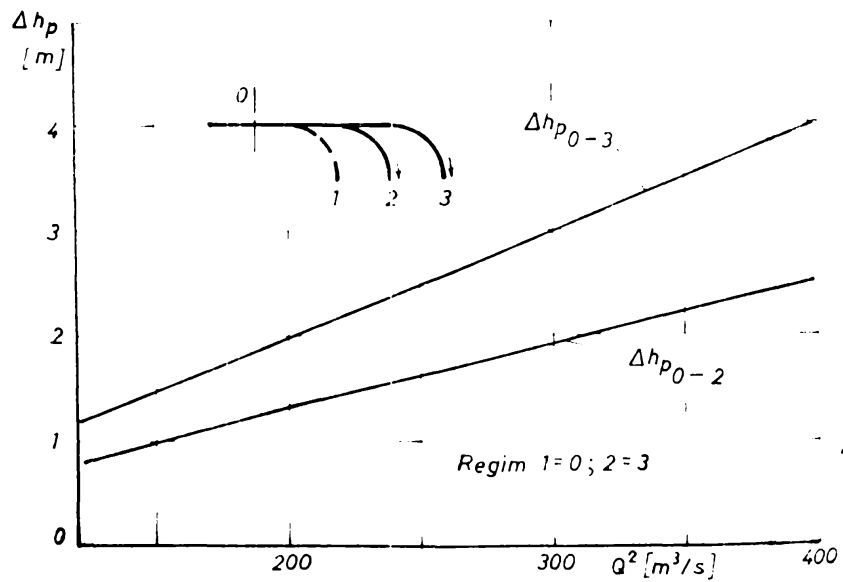


Fig. 10.2.3

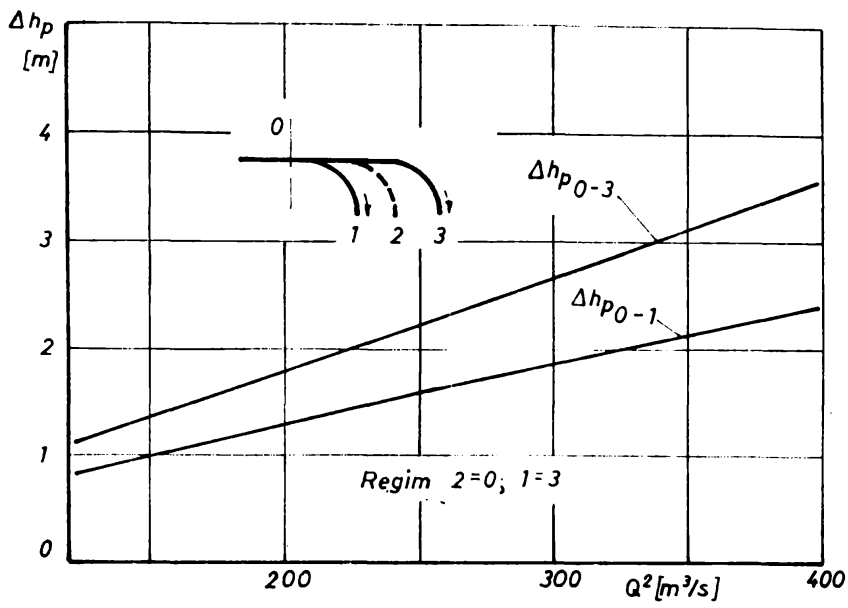


Fig. 10.2.4

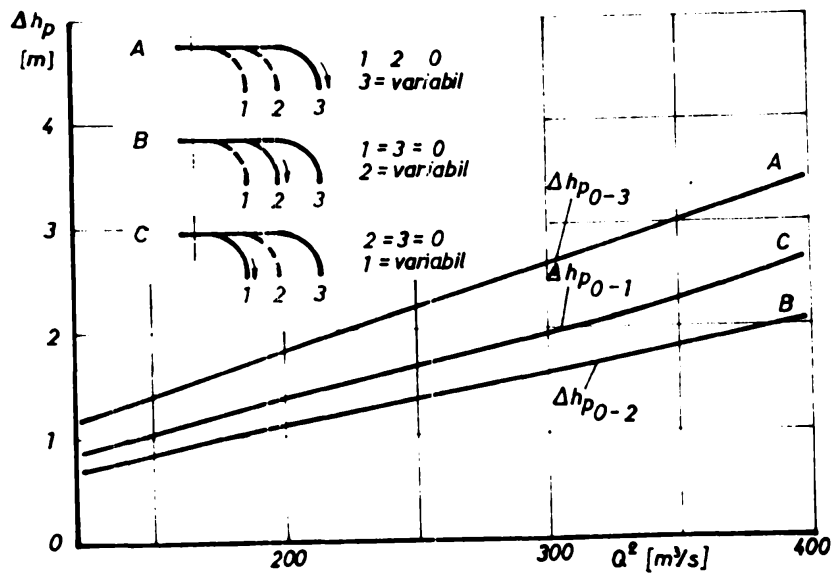


Fig. 10.2.5

Verificările efectuate pe măsurători în centrală pe distribuitorul ce echează CHE-Mărișelu la unele regimuri de exploatare, au confirmat concluziile rezultate în baza încercărilor pe model.

Pentru o valoare constantă a căderii de exploatare a grupurilor ($H=415m$) și deschidere constantă a aparatului director ($Q_0=const$) în fig. 10.3.9, se prezintă pentru diferite regimuri de exploatare valoarea puterii celor trei grupuri din centrală. Se constată încercări diferite ale grupurilor, abaterea maximă în procente față de încărcarea teoretică fiind de $\pm 3,5\%$, valoare ce confirmă rezultatele obținute pe model privind distribuția debitelor și valoarea coeficienților de pierdere pe cele trei tronsoane ramificate.

Diferențele mari care au apărut pentru unele regimuri de exploatare, desigur că pot fi puse și pe seama altor parametrii atât ai amenajării cât și ai grupurilor.

Rezultatele experimentale obținute pe model permit indicarea regimurilor optime de exploatare a grupurilor ce echează o CHS, pe baza comportării hidraulice a distribuitorului.

Astfel în cazul CHE-Mărișelu rezultă ca optime energetic următoarele regimuri de exploatare: (T_1, T_2, T_3 - grupurile din centrală)

- a) pentru cazul în care o turbină este oprită, iar celelalte două lucrează la deschideri egale, regimul optim este acela la care funcționează turbina 1 și 2, turbina 3 fiind oprită.
- b) în cazul în care funcționează o singură turbină se recomandă funcționarea turbinei 1 și 2.
- c) pentru cazul de exploatare la care o turbină este oprită, una încărcată la maxim și o turbină încărcată parțial se recomandă regimul la care turbina 1 este oprită, 2 încărcată maxim și 3 parțial.
- d) pentru cazul de exploatare cu două turbine încărcate la maxim și o turbină parțial, se recomandă funcționarea turbinelor 1 și 2 la maxim și 3 parțial.

Dependența pierderilor de geometria nodurilor de ramificare utilizând datele amenajării CHE-Mărișelu rezultă din diagrama prezentată în fig. 10.3.10. Se constată și din aceasta analiza valorii minime ale pierderilor pentru domeniul $D/d_0 = 1,2 - 1,3$.

Pentru hidroagregatele ce echează amenajările de pe Someș și Bebeș, domeniul de funcționare a grupurilor rezultat din comportarea hidraulică a distribuitorului este prezentat în diagrama universală în sistemul $Q_{11}; n_{11}$. (Turbinile care echează cele trei amenajări CHE-Mărișelu, Sugag și Gîlceag sînt realizate pe baza caracteristicii universale ale aceluiași modal) fig. 10.3.10.

10.4. Considerații hidraulice privind alegerea soluției de echipare

Criteriile de alegere a soluției de echipare pentru o centrală hidroelectrică privind tipul distribuitorului (simetric sau asimetric) trebuie să includă și aspectul energetic. Acest lucru impune cunoașterea valorii pierderilor de energie și distribuția debitelor pe cele două tipuri de distribuitoare, de asemenea dependența pierderilor de regimul de exploatare a turbinelor.

Analiza din punct de vedere energetic a soluțiilor de echipare a avut la bază parametrii hidroenergetici ai amenajărilor prezentate în tabelul 1.2. și valoarea pierderilor calculate cu ajutorul coeficienților de pierdere stabiliți experimental pentru nodurile de ramificare având parametrii geometrici specifici fiecărei tipuri de distribuitor (simetric sau asimetric).

În diagramele din fig. 10.4.1-10.4.2 sunt prezentate comparativ pierderile de sarcină în cazul amenajărilor de pe Someș și Sebeș, pentru două ramificații ale distribuitorului, la cele mai caracteristice regimuri de exploatare a turbinelor, în variantele de realizare a distribuitorului cu două sau trei ramificații de tip simetric sau asimetric.

Pentru distribuitorul de tip asimetric cu două respectiv un nod de ramificare ce echipează amenajările CHE-Mărigelu și Gîlcoag pierderile pe ansamblul distribuitorului rezultă din fig. 10.4.1 - 10.4.4. Pierderile pentru ramificația ζ_1 a distribuitorului CHE-Mărigelu în fig. 10.4.3. sunt prezentate în varianta A ($d/d_0=0,53$ $D/d_0=1,078$ $L/d_0=0,8$) și B ($d_1/d_0=0,64$ $D/d_0=1,24$ $L/d_0=1,75$), de realizare a geometriei nodului de ramificare.

Analize similare pentru soluții de echipare privind tipul distribuitorului, efectuate în domeniul căderilor statice $H_S=100 - 700$ m au condus la diagrame din fig. 10.4.5. din care rezultă valoarea ^{în procente} din căderea statică a pierderilor pe distribuitor.

Impunînd o valoare constantă a pierderilor pe distribuitor $\Delta h_p=1\%$ a rezultat domeniul de căderi statice, în care cele două tipuri de distribuitoare au o comportare optimă din punct de vedere energetic.

Pentru valorile căderilor statice $H_S < 400$ m se impune soluția de echipare cu distribuitoare simetrice. La valori ale căderilor statice $H_S > 400$ m comportarea din punct de vedere energetic a celor două soluții de echipare este în mod practic aceeași.

Desigur că la alegerea soluției de echipare mai intervin și alți factori, rezultați din considerente constructive și economice

de realizare în ansamblu a amenajării (situația terenului poziția centralei față de conducta forțată, numărul conductelor forțate, numărul de agregate, posibilitățile de realizare și montaj a distribuitorului, siguranța centralei, costul investiției etc.).

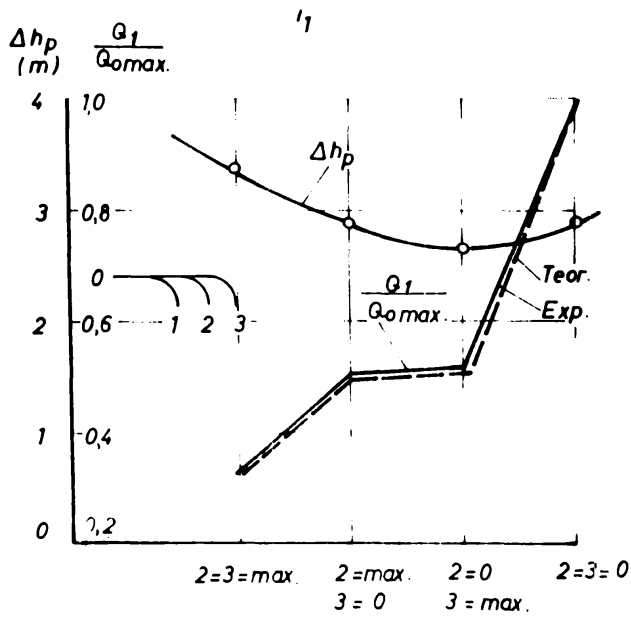


Fig. 10.3.1

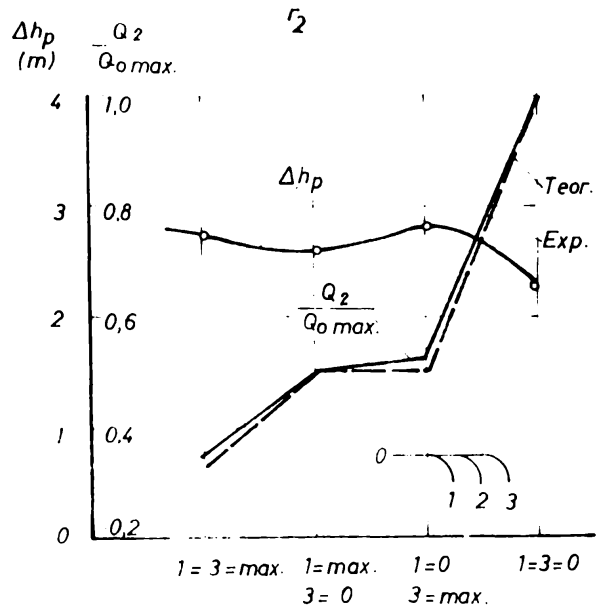


Fig. 10.3.2

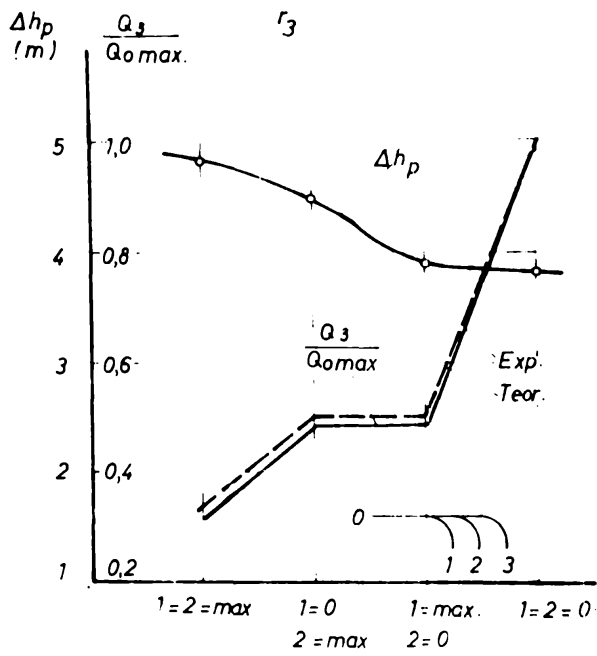


Fig. 10.3.3

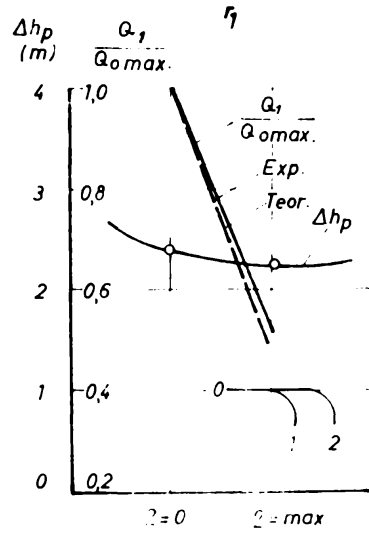
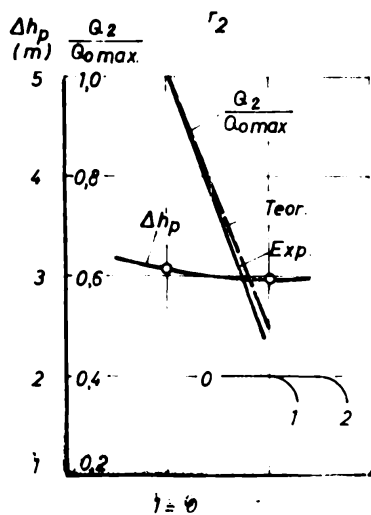
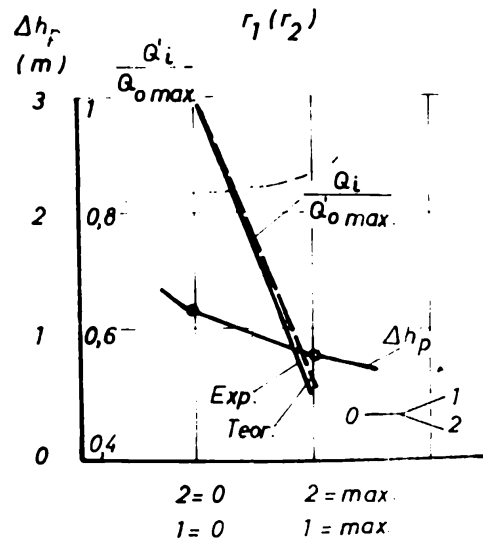


Fig. 10.3.4



1=0



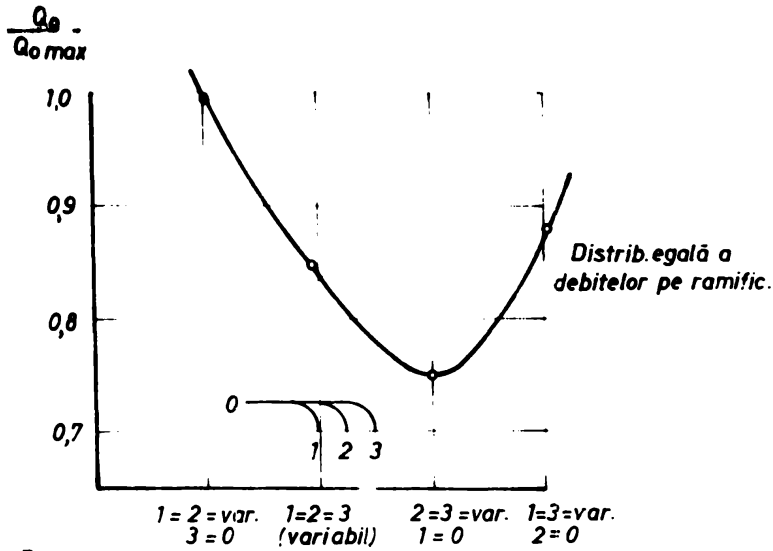


Fig. 10.3.7

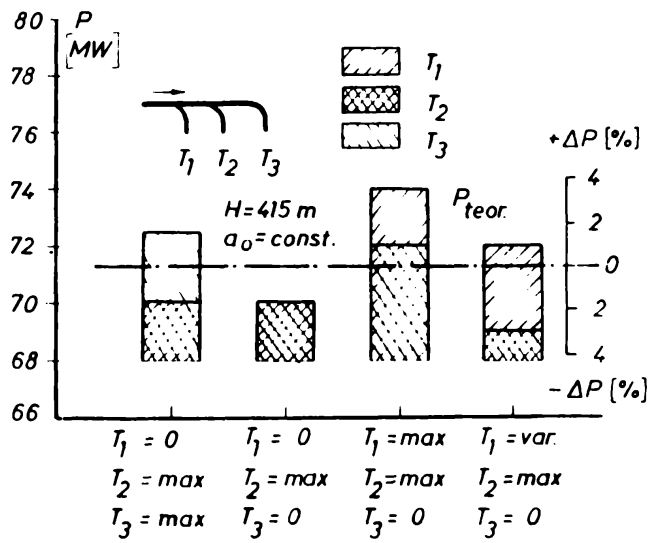


Fig. 10.3.8

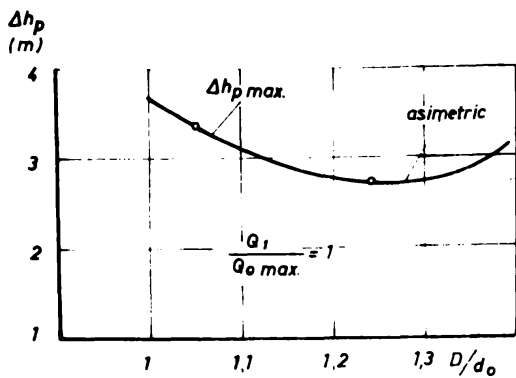


Fig. 10.3.9

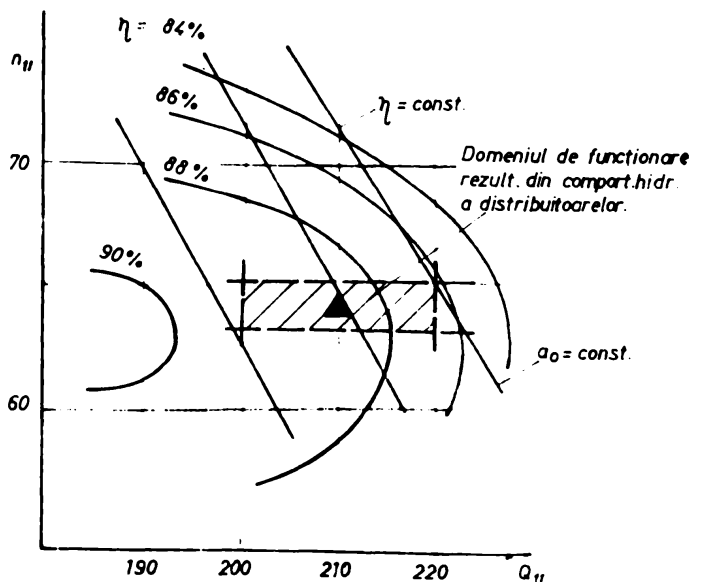


Fig. 10.3.10

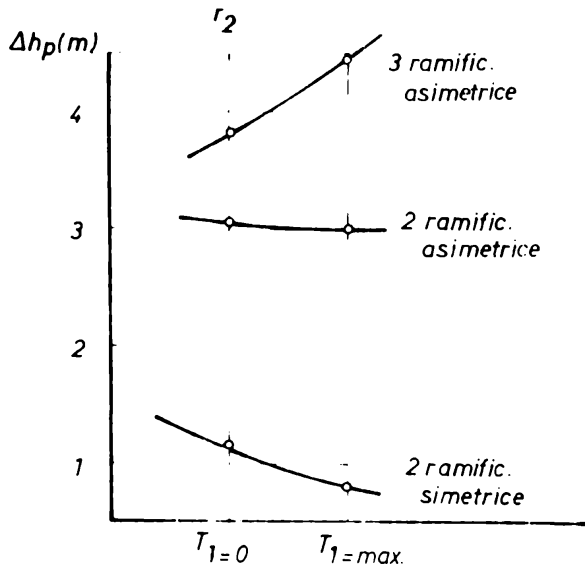


Fig. 10.4.1

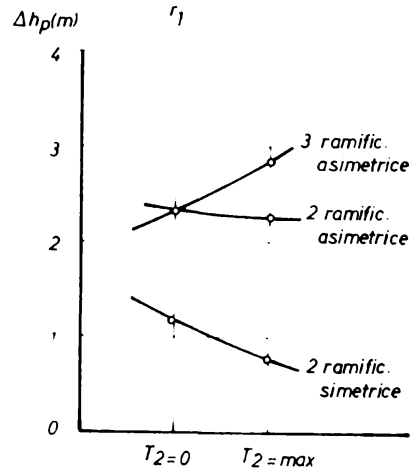


Fig. 10.4.2

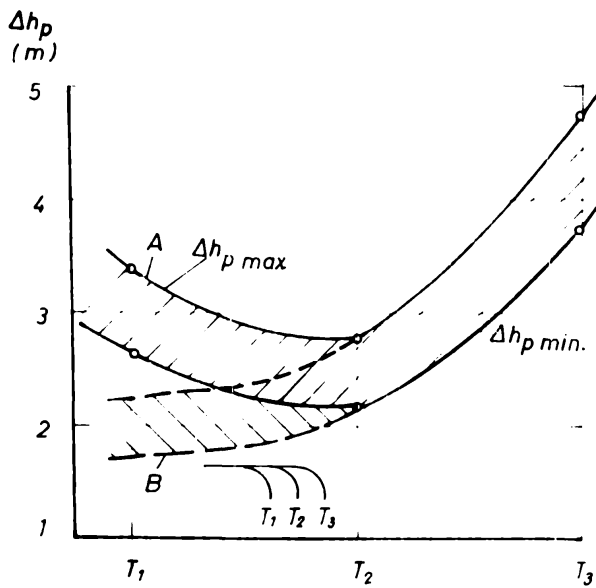


Fig. 10.4.3

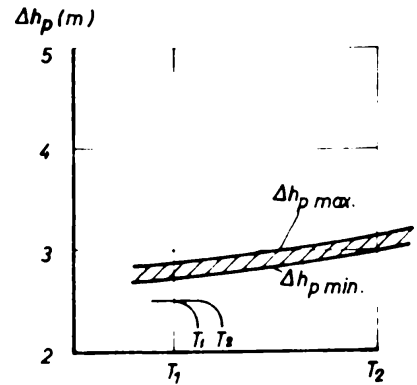


Fig. 10.4.4

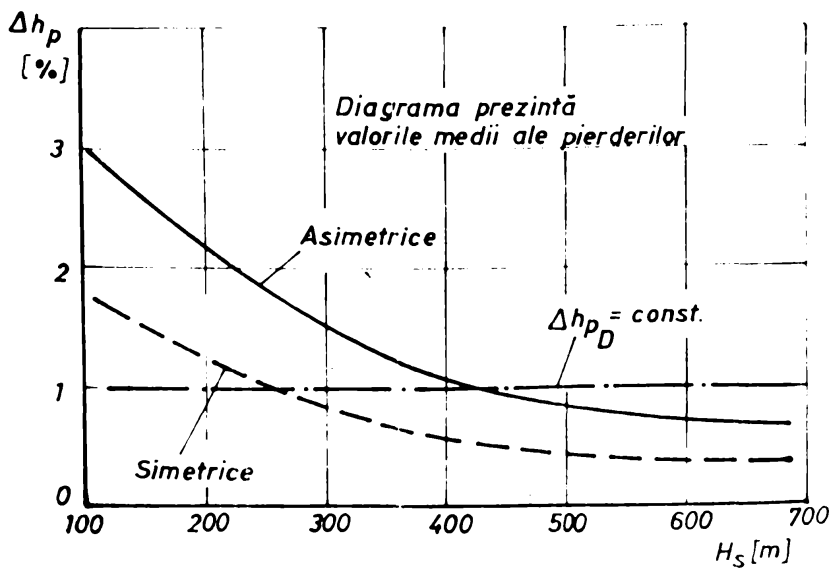


Fig. 10.4.5

Cap. 11. DEZVOLTAREA TEORIEI PRIVIND CALCULUL PIERDERILOR IN
DISTRIBUITOARE ASIMETRICE CU DOUA SAU MAI MULTE
MODURI DE RAMIFICARE

Problema calculului distribuitoarelor discrete de lichide și gaze a apărut încă la sfârșitul veacului trecut.

În mecanica fluidelor problema este cunoscută sub denumirea generală "mișcarea fluidelor cu debit variabil/de-a lungul unui traseu" (20) (21) (41) (64).

Un număr relativ mare de lucrări teoretice și experimentale au fost dedicate mișcării uniforme a fluidului cu variație discretă sau continuă a debitului pe un traseu. În lucrările teoretice autorii folosesc metodele clasice de rezolvare a problemelor adică ecuațiile diferențiale ale mișcării fluidului ideal sau vâscos incompresibil.

Rezultatele obținute pe baza ecuației mișcării fluidului ideal au o utilitate practică limitată deoarece nu țin cont de pierderi. De asemenea ecuațiile mișcării fluidului vâscos în general nu se pot integra. Din această cauză se folosesc metode de aproximare pentru rezolvarea problemelor practice (65).

Unii autori utilizează ecuația lui Bernoulli pe care o rezolvă împreună cu ecuația de mișcare ^{af fluidului} prin ramificație. Această metodă permite rezolvarea prin aproximație a diferitelor probleme speciale, specifice ramificațiilor, dar nu permite o rezolvare de ansamblu a tuturor problemelor hidraulice rezultate din funcționarea distribuitoarelor.

Prin rezolvarea de ansamblu se înțelege stabilirea unor relații, care fac posibil, cu luarea în considerare a vâscozității determinarea caracterului de lege a variației parametrilor curentului de-a lungul distribuitorului de construcție cunoscută, sau să se aleagă parametri constructivi fundamentali, pe baza unor valori cunoscute ale parametrilor hidrodinamici.

La elaborarea teoriei și stabilirea relațiilor de calcul a pierderilor am folosit ipotezele și unele rezultate obținute de Akobdjanian (64) la studiul rețelilor de *osr* utilizate în industria ușoară (în special industria textilă).

Pentru determinarea ecuației generale a mișcării curentului, am considerat cazul general al unui distribuitor asimetric cu "n" de ramificare având parametrii hidraulici și geometrice conform celor din fig. 11.1.

Ecuația bilanțului de energie, pentru lichidul viscos incompresibil scrisă pentru două secțiuni arbitrare dar învecinate n și n+1, are următoarea formă:

$$Q_n \left(P_n + \rho \frac{W_n^2}{2} \right) = Q_{n+1} \left(P_{n+1} + \rho \frac{W_{n+1}^2}{2} + \Delta P_{n+1} \right) + q_n \left(P_n + \rho \frac{V_n^2}{2} \right) \quad (11.1.)$$

unde:

$Q_n; Q_{n+1}; q_n$ - debitul în secțiunile n și n+1

$W_n; W_{n+1}$ - vitezele în secțiunile n și n+1

V_n - viteza la intrare în tronsonul ramificat

$P_n; P_{n+1}$ - presiunile în secțiunile n și n+1

ΔP_{n+1} - pierderile totale de energie între secțiunile n și n+1.

Introducem următoarele notații:

N - numărul nodurilor de ramificare

n - secțiunea analizată: $n=1 \dots (N-1)$

i - nodurile de ramificare din fața lui n:

$i=1 \dots (n-1)$

$\chi_i = \frac{q_i}{Q_1}; \chi_n = \frac{q_n}{Q_1}$ - coeficienții adimensionali ce caracterizează distribuția debitului de la intrare Q_1 în nodurile de ramificare.

Aceasta permite scrierea următoarelor relații:

$$Q_n = Q_1 - \sum_{i=1}^{n-1} q_i = Q_1 \left[1 - \sum_{i=1}^{n-1} \chi_i \right]$$

$$W_n = \frac{Q_n}{F_n} = \frac{Q_1}{F_n} \left[1 - \sum_{i=1}^{n-1} \chi_i \right]$$

$$Q_{n+1} = Q_n - q_n = Q_1 \left[1 - \sum_{i=1}^n \chi_i \right].$$

(11.2.)

$$W_{n+1} = \frac{Q_{n+1}}{F_{n+1}} = \frac{Q_1}{F_{n+1}} \left[1 - \sum_{i=1}^n \chi_i \right]$$

$F_n; F_{n+1}$ - secțiunile de întare în nodurile de ramificare "n" și "n+1".

Relațiile (11.2.) exprimă dependența parametrilor Q_n .

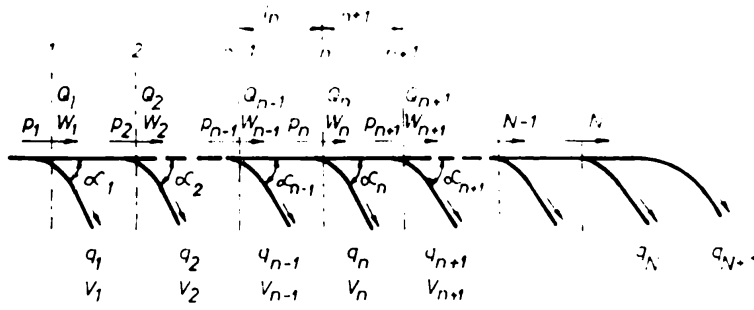


Fig. 11.1

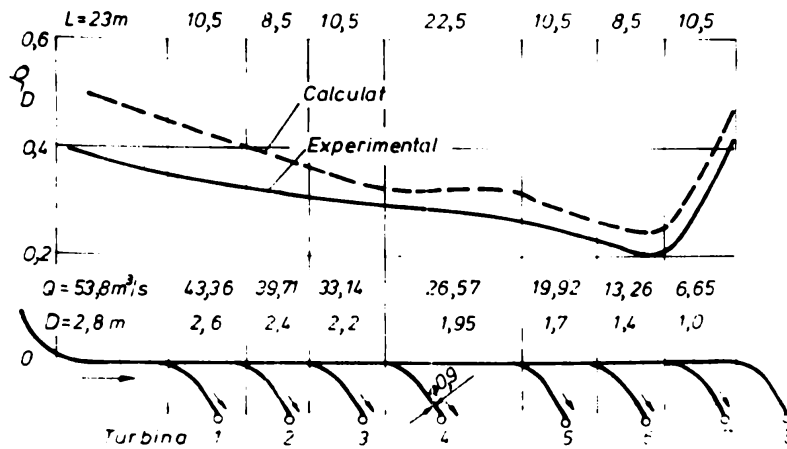


Fig. 11.2

Q_{n+1} ; W_n și W_{n+1} de valoarea debitului total Q_1 la intrare în distribuitor; coeficientul γ_i (γ_n) ce caracterizează distribuția debitului Q_1 în nodurile de ramificare și geometrice F_n și F_{n+1} .

În caz general, pierderile de energie între secțiunile n și $n+1$ exprimate în relația (11.1.) prin ΔP_{n+1} includ:

- pierderi prin frecare caracterizate prin coeficientul ζ_f
- pierderi datorită secțiunii variabile caracterizate prin coeficientul ζ_v
- pierderi datorită șocului la separarea curentului în nodurile de ramificare.

Conform celor de mai sus se poate scrie:

$$\Delta P_{n+1} = (\zeta_f^{n+1} + \zeta_v^{n+1}) \frac{\rho}{2} W_{n+1}^2 + K \frac{\rho}{2} V_n^2$$

sau

$$\Delta P_{n+1} = (\zeta_f^{n+1} + \zeta_v^{n+1}) \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{F_n^2} [1 - \sum_{i=1}^n \gamma_i]^2 + K \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{F_n^2} [1 - \sum_{i=1}^n \gamma_i]^2 \quad (11.3.)$$

Expresia vitezei curentului, care se separă în tronsonul ramificat se poate scrie:

$$V_n = Q W_n = Q \frac{Q_1}{F_n} [1 - \sum_{i=1}^{n-1} \gamma_i]$$

(11.4.)

unde:

K - un coeficient prin care se ține cont de abaterea posibilă a vitezei medii a părții separate a debitului Q_n în nodul de ramificare, de la viteza W_n în magistrală principală.

Prin rezolvarea împreună a ecuațiilor 11.1 - 11.4 și ținând cont de faptul că:

$$(1 - \sum_{i=1}^{n-1} \gamma_i) P_n - \gamma_n \cdot P_n = (1 - \sum_{i=1}^n \gamma_i) P_n$$

rezultă:

$$P_n - P_{n+1} = \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{F_n^2} \left\{ \frac{F_n^2}{F_n^2} (1 + \zeta_f^{n+1} + \zeta_v^{n+1}) (1 - \sum_{i=1}^n \gamma_i)^2 + K (1 - \sum_{i=1}^{n-1} \gamma_i)^2 + \frac{(1 - \sum_{i=1}^{n-1} \gamma_i)^2}{1 - \sum_{i=1}^n \gamma_i} [Q^2 \gamma_n - (1 - \sum_{i=1}^{n-1} \gamma_i)] \right\} \quad (11.5.)$$

Dacă notăm: $C_n = \frac{F_n}{F_1}$; $C_{n+1} = \frac{F_{n+1}}{F_1}$

rezultă: $P_n - P_{n+1} = \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{F_1^2} \frac{1}{C_n^2} \left\{ \frac{C_n^2}{C_{n+1}^2} \left(1 + \zeta_f^{n+1} + \zeta_v^{n+1} \right) \left(1 - \sum_1^n \gamma_i \right)^2 + \right.$

$$\left. K \left(1 - \sum_1^{n-1} \gamma_i \right)^2 + \frac{\left(1 - \sum_1^{n+1} \gamma_i \right)^2}{\left(1 - \sum_1^n \gamma_i \right)} \left[Q^2 \gamma_n - \left(1 - \sum_1^{n-1} \gamma_i \right) \right] \right\} \quad (11.6.)$$

sau $P_n - P_{n-1} = \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{F_1^2} \zeta_0$

unde: $\zeta_0 = f(n)$

Ecuația generală (11.6.) permite deducerea relațiilor de calcul practic pentru oricare distribuitor discret și exprimă diferența de presiune între noduri de ramificare analizate, funcție de principalii parametri hidraulici și geometrice ai distribuitorului Q_1 (debitul total la intrare), F_1 (secțiunea de intrare) și $K_i(n)$ parametri ce caracterizează distribuția debitului în nodurile de ramificare.

Particularizată pentru cazuri reale de distribuitoare ecuația generală (11.6.) se poate scrie:

a) Secțiune constantă a magistralei principale a distribuitorului

În acest caz avem: $C_n = C_{n+1}$; $\zeta_v^{n+1} = 0$; $\zeta_f^{n+1} = \zeta_c + \lambda_{n+1} \cdot \bar{l}_{n+1}$

unde:

- \bar{l}_{n+1} - pasul relativ de amplasare a nodurilor de ramificare
- ζ_f^{n+1} - rezistența locală între secțiunile n și $n+1$
- λ_{n+1} - coeficientul de frecare longitudinal

În aceste condiții ecuația (11.6.) se poate scrie:

$$P_n - P_{n+1} = \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{F_1^2} \left\{ (1 - \sum_c^{n+1} + \lambda_{n+1} \bar{l}_{n+1}) (1 - \sum_1^n \gamma_i)^2 + K (1 - \sum_1^{n+1} \gamma_i)^2 + \right. \\ \left. + \frac{(1 - \sum_1^{n-1} \gamma_i)^2}{(1 - \sum_1^n \gamma_i)} [Q^2 \gamma_n - (1 - \sum_1^{n-1} \gamma_i)] \right\} \quad (11.7.)$$

b) Distribuția uniformă a debitului în nodurile de ramă care și secțiune constantă a magistralei principale.
In acest caz:

$$Q = Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = Q_{N+1} = \frac{Q_1}{N+1}$$

deci:

$$\gamma_i = \gamma_n = \gamma = \frac{Q}{Q_1} = \frac{1}{N+1}$$

In aceste condiții ecuația (11.6.) se poate scrie:

$$P_n - P_{n+1} = \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{F_1^2} \left\{ (1 + \sum_c^{n+1} + \lambda_{n+1} \bar{l}_{n+1}) (1 - \sum_1^n \gamma)^2 + K (1 - \sum_1^{n+1} \gamma)^2 + \right. \\ \left. + \frac{(1 - \sum_1^{n-1} \gamma)^2}{(1 - \sum_1^n \gamma)} [Q^2 \gamma - (1 - \sum_1^{n-1} \gamma)] \right\} \quad (11.8.)$$

sau:

$$P_n - P_{n+1} = \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{F_1^2} \left\{ (1 + \sum_c^{n+1} + \lambda_{n+1} \bar{l}_{n+1}) (1 - \frac{n}{N+1})^2 + K (1 - \frac{n-1}{N+1})^2 + \right. \\ \left. + \frac{(1 - \frac{n-1}{N+1})^2}{(1 - \frac{n}{N+1})} \left[\frac{Q^2}{N+1} - (1 - \frac{n-1}{N+1}) \right] \right\} \quad (11.9.)$$

Dacă notăm:

$$(1 - \frac{n}{N+1}) = A \quad ; \quad (1 - \frac{n-1}{N+1}) = B$$

rezultă:

$$P_n - P_{n+1} = \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{F_1^2} \left\{ (1 + \xi_c^{n+1} + \lambda_{n+1} \bar{D}_{n+1}) A^2 + \dots + \left[K + \frac{1}{A} \left(\frac{Q^2}{N+1} - B \right) \right] B^2 \right\} \quad (11.10.)$$

c) În cazul distribuitorului conic (confuzor) la pos. constant al amplasării ramificației rezultă următoarea relație:

$$P_n - P_{n+1} = \frac{\rho}{2} \frac{Q_1^2}{R_1} \left\{ \left[\frac{1}{(\bar{D}_1 - N - 2)^4} (1 + \xi_c + c \lambda_{n+1}) - \frac{c \lambda_{n+1}}{(\bar{D}_1 - N - 1)^4} \right] A^2 + \left[K + \frac{1}{A} \left(\frac{Q^2}{N+1} - B \right) \right] B^2 \right\} \quad (11.11.)$$

unde:

$$R_1 = \pi^2 (l \operatorname{tg} \theta/2)^4$$

$$\bar{D}_1 = \frac{D_1}{2 \cdot l \operatorname{tg} \theta/2}$$

$$c \lambda_{n+1} = \lambda_{n+1} / 8 \sin^2 \theta/2$$

θ - unghiul confuzorului

D_1 - diametrul în secțiunea de intrare

Pe baza relațiilor stabilite a valorilor experimentale obținute de autor pe ramificații model funcționând izolat și în ansamblul distribuitorului (cap. 6, 7 și 9) a datelor din literatură privind coeficienții "K" și "a" (64) (65) (48), s-au calculat coeficienții de pierdere ξ_0 pentru distribuitorul C.H.E. Biasca - realizat și încercat în exploatare de către firma Sulzer (4) (8) (9) (18).

Valorile lui ξ_0 comparate cu cele experimentale obținute de firma Sulzer sînt prezentate în fig. 11.2.

Se constată pentru majoritatea nodurilor de ramificare valori apropiate între coeficienții de pierdere calculați și cei determinați experimental.

Diferențele care apar pot fi puse pe seama regimurilor de scurgere introduse de către cotul de la intrare și a inexactității soluțiilor de realizare a geometriei nodurilor de ramificare.

Valorile ξ_0 calculate și cele obținute experimental confirmă valabilitatea ipotezelor care au stat la baza stabilirii relațiilor de calcul.

Cap. 12. CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL DISTRIBUTOARELOR

Calculul de dimensionare și rezistență al unui distribuitor cuprinde două aspecte și anume: Calculul grosimii tablelor virolelor ce compun ansamblul distribuitorului și calculele de dimensionare al nervurii de consolidare interioară.

Deoarece literatura tehnică de specialitate nu oferă decât unele jaloane sumare privind calculul de dimensionare al distribuitorilor (ramificațiilor) cu nervura interioară (2) (13) (14) (15) (17) (19), Studiile teoretice și experimentale efectuate de autor au urmărit pe baza teoriei calculului de rezistență al conductelor forțate și recipientilor sub presiune (20) (31) (67) (68), stabilirea unei metode de calcul a acestora și în special a nervurii de consolidare interioară.

Studiile efectuate au la bază măsurători tensometrice pe model și realizări la scara industrială.

12.1. Ipoteze de calcul și coeficienți de siguranță ai ansamblului distribuitorului

Calculul de dimensionare al virolelor cilindrice și conice ce intră în alcătuirea unei ramificații a distribuitorului trebuie să țină cont că distribuitorul face parte dintr-o conductă forțată ce alimentează hidroagregatele unei centrale hidroelectrice.

Conducta ce include distribuitorul este de lungime apreciabilă, iar pe parcursul ei sînt incluse o serie de elemente componente (vane, sisteme de ancorare în beton, elemente elastice, sisteme de rezemare și rigidizare) ce pot influența comportarea din punct de vedere al rezistenței distribuitorului (ramificației).

Organele de obturare de pe conductă forțată fac ca în distribuitor să se manifeste prezența presiunii hidrodinamice.

Sistemele de ancorare în masive de beton preiau forța axială, deci "efectul de fund" prezent întotdeauna, la probele uzinale și pe șantier la care este supus distribuitorul, nu apare în exploatare.

În cazul în care conductă forțată ce înglobează distribuitorul este împiedicată să se alungească (nu are montat compensator de dilatare) presiunea interioară duce prin efect Poisson la apariția

unor solicitări longitudinale de tracțiune, situație în care și variațiile de temperatură trebuie luate în considerare.

Dacă compensatorul de dilatare se află la o distanță suficient de mică de distribuitor (ramificație) efectul termic și Poissau se anulează, de asemenea aceste efecte se anulează și în cazul probelor uzinale.

În consecință, se deosebesc trei situații de calcul a virolelor distribuitorului:

a) - în exploatare, conducta forțată nu are pe traseul ce include distribuitorul, compensator de dilatare.

b) - în exploatare, conducta forțată nu are pe traseul ce include distribuitorul compensator de dilatare.

c) - situația de montaj (susținere) a distribuitorului (ramificației) în timpul probelor uzinale și pe șantier.

Calculul preliminar al grosimii virolelor cilindrice sau conice se efectuează utilizând relațiile 12.1.1; 12.1.2, iar în funcție de situațiile de montaj, în exploatare și la probe (a, b sau c) a distribuitorului, se efectuează calculele de verificare privind valoarea efectivă a eforturilor unitare.

Considerând o stare plană de eforturi se obține în baza teoriei a patra energetică de rezistență expresia grosimii "g" a virolelor (67) (68) (71).

$$g = \frac{P_d \cdot D_i}{2 \sqrt{\sigma} \cdot \epsilon - P_d} + \Delta g_1 + \Delta g_2 \quad (12.1.1.)$$

unde:

- g - grosimea peretelui virolei
- p_d - presiunea hidrodinamică
- D_i - diametrul interior al virolei
- ϵ - coeficientul de calitate al cordonului de sudură care în cazul distribuitoarelor unde se face un control 100% al sudurilor are valoare = 1.

$$\sqrt{\sigma} = \frac{\sqrt{\sigma_c}}{C_a} \quad - \text{solicitarea admisibilă}$$

- Δg_1 - adausul de grosime pentru coroziune ($\Delta g_1 = 1-2$ mm)
- Δg_2 - adausul de grosime datorită laminării tablelor în toleranțe negative (Δg_2 conform STAS 437-73 clasa B).

În cazul virolelor conice relația de dimensionare este :

$$g = \frac{P_d \cdot D_{i \max}}{2 \sigma \cdot \varphi \cos \alpha - P_d} + \Delta g_1 + \Delta g_2 \quad (12.1.2.)$$

unde:

$D_{i \max}$ - diametrul interior maxim al virolei

α - semiunghiul de deschidere al conului

Reamificațiile fiind concepute cu nervura interioară de grosime constantă în zona de intersecție a virolelor conice se aplică, în acest mod, o atenuare constructivă a efectelor locale, eforturile fiind predate nervurii interioare.

Efortul echivalent se determină cu relația:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_L^2 - \sigma_T \cdot \sigma_L} \quad (12.1.3.)$$

$$\sigma_T = \frac{n_e}{g} \quad - \text{efort tangențial}$$

$$\sigma_L = \sigma_\theta + \sigma_G + \mu \sigma_T \quad - \text{efort longitudinal}$$

unde:

$$n_e = P_d r_i \quad - \text{virole cilindrice}$$

$$n_e = \frac{P_d \cdot r_{i \max}}{\cos \alpha} \quad - \text{virole conice}$$

$$\mu \sigma_T \cdot 0,3 \sigma_T \quad - \text{efort din efect Poisson}$$

$$\mu \sigma_\theta \cdot \alpha_\theta \cdot E \cdot \Delta \theta \quad - \text{efort din variațiile de temperatură}$$

. E - modul de elasticitate longitudinal
dinsl

$\Delta \theta$ - variația de temperatură

α_θ - coeficientul de dilatare liniară.

σ_G - efort din greutatea apei și a virolei

În cazul distribuitorilor coeficientul de siguranță global " C_S " din relația $\sigma_G = \sigma_C / C_S$ este influențat de o serie de factori care se pot grupa astfel:

- f_B - factorul siguranței de bază
- f_M - factorul care ține seama de calitatea materialului
- f_F - factorul care ține seama de condițiile și specificul fabricației
- f_C - factorul care ține seama de exactitatea calculului
- f_P - factorul care ține seama de importanța amenajării și gradul de pericolozitate

Deoarece fiecare factor influențează independent coeficientul de siguranță global se va exprima ca un produs a celor cinci factori.

$$C_S = f_B \cdot f_M \cdot f_F \cdot f_C \cdot f_P \quad (12.1.4.)$$

Determinarea cât mai corectă a mărimii coeficientului de siguranță - " C_S " este legată direct de stabilirea sau apropierea cât mai exactă a factorilor componenți.

- f_B - factorul siguranței de bază ține seama de condițiile și regimurile de funcționare, de greșeli ale activității omenești, de influențe exterioare necontrolabile.

Pentru o proiectare rațională la nivelul actual al tehnicii în domeniul conductelor forțate al centralelor hidroelectrice factorul siguranței de bază se poate lua în limitele:

$$1,2 < f_B < 1,5$$

f_M - factorul de material ține seama de calitatea materialului, de comportarea lui la rupere, de limita de curgere și raportul σ_C / σ_R alungirea specifică δ , rezistența, compoziția chimică, sudabilitatea, îmbătrânire etc. poate fi luat în limitele :

$$1,0 < f_M < 1,3$$

f_F - factorul de fabricație, ține seama de condițiile de fabricație la turnare, formare, laminare, prelucrare, tratament termic, control nedestructiv (U_s ; R_h) etc. poate fi luat în limitele:

$$1 < f_F < 1,3$$

f_c - factorul de calcul ține seama de ipotezele și aproximațiile calculului, mai ales în privința determinării forțelor în nodurile de ramificare, de erorile sistematice sau întâmplătoare ce pot apare, de concepția de ansamblu a distribuitorului (ramificației) etc. poate fi luat în limitele:

$$1,2 < f_c < 1,5$$

f_p - factorul de periculozitate sau de importanța a amenajării, necesită o apreciere globală și poate fi stabilit ținând cont de condițiile de montaj și funcționare a distribuitorului:

- distribuitor betonat în stîncă $f_p = 1,25$
- distribuitor liber în casa vanelor $f_p = 1,4$
- distribuitor liber în centrală $f_p = 1,5$

Aprecierea valorică a factorilor de mai sus cere de la proiectant o analiză complexă, de ansamblu a tuturor condițiilor care îl ajută la determinarea tuturor influențelor, în vederea stabilirii cât mai corecte a coeficientului de siguranță global " C_s ".

Pentru dimensionarea distribuitorilor (ramificațiilor) înglobate în beton, soluție adoptată în mod uzual în construcția centralilor hidroelectrice, coeficientul de siguranță global are valori:

$$C_s = 1,8 \div 2,2 \quad (12.1.5.)$$

După efectuarea calculelor prealabile de dimensionare, funcție de situațiile de montaj a; b și condițiile de realizare a probelor, se efectuează calculele de verificare.

Cazul a. Distribuitorul este blocat între masive de beton (nu are compensator de dilatare)

Starea de solicitare fiind plană, în acest caz intervin eforturile:

- din presiunea interioară (efort tangențial; efort din efect Poissau, longitudinal)
- din variația de temperatură
- din încărcări normale pe axa virolelor (greutate proprie, greutatea apei, alte încărcări)

În fig. 12.1.1. sînt prezentate direcțiile acestor eforturi în raport cu axa virolei și pot fi stabilite cu relațiile:

Efortul tangențial

$$\sigma_T = \frac{Pd \cdot D_i}{2(g - \Delta g)} \text{ unde } \Delta g = \Delta g_1 + \Delta g_2 \quad (12.1.6.)$$

Efortul din variația de temperatură:

$$\bar{\sigma} = \alpha \theta \cdot E \cdot \Delta \theta \quad (12.1.7.)$$

Pentru evaluarea eforturilor din greutatea proprie tronsonul din care face parte virola poate fi considerat ca o grindă încastrată la ambele capete, încărcată cu sarcina $q = q_r + q_{virole}$

Dezvoltarea calculului se efectuează după (67) (72) (73) (88).

Se determină funcțiile n_φ ; n_x iar apoi eforturile longitudinale $\bar{\sigma}_G$ și tangențiale (indicele G pentru ruperea provenită din greutate).

$$\bar{\sigma}_G = \frac{n_x}{g - \Delta g} ; \quad \bar{\sigma}_{TG} = \frac{n_\varphi}{g - \Delta g} \quad (12.1.8.)$$

Expresiile forțelor unitare:

$$n_\varphi = -\frac{D_i}{2} q \cdot \cos \varphi \quad (12.1.9.)$$

$$n_x = -q \left(\frac{2}{3} \frac{l^2}{D_i} \cdot \frac{2x^2}{D_i} + \frac{D_i}{2} \right) \cos \varphi \quad (12.1.10.)$$

În fig. 12.1.2. se prezintă funcția de variație a lui n_x în lungul virolei și în secțiune.

Întotdeauna efortul tangențial este de întindere deci indiferent de valoarea lui φ avem:

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}'_T &= \bar{\sigma}_T + \bar{\sigma}_{TG} > 0 \text{ iar } \mu \bar{\sigma}_T > 0 \\ \bar{\sigma}_\theta &> 0 \text{ sau } < 0 \text{ (dilatare sau comprimare)} \\ \bar{\sigma}_G &> 0 \text{ pentru } \varphi = \pi \\ \bar{\sigma}_G &< 0 \text{ pentru } \varphi = 0 \end{aligned}$$

Pentru secțiunile $x=0$; $y=0$; rezultă:

$$\bar{\sigma}'_T = \frac{P_d \cdot D_i}{g - \Delta g} + \frac{n_\varphi}{g - \Delta g} = \frac{P_d \cdot D_i}{g - \Delta g} + \frac{D_i}{2} q \quad (12.1.11.)$$

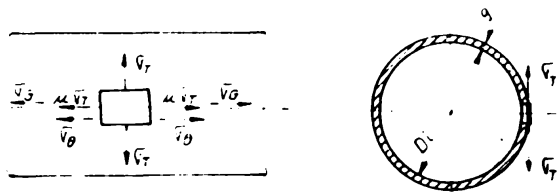


Fig. 12.1.1

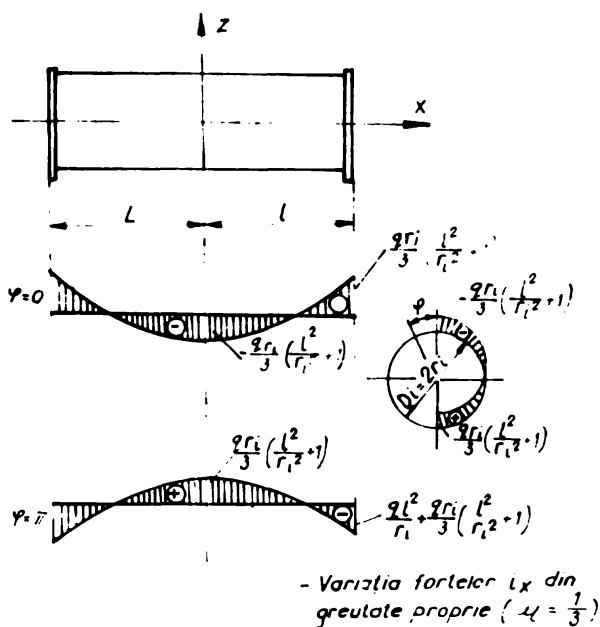


Fig. 12.1.2

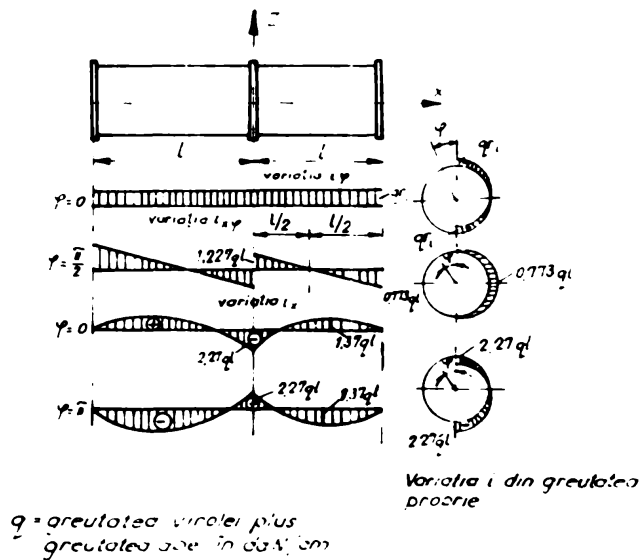


Fig. 12.1.3

$$\sigma_x = \sigma_\theta + \sigma_G + \mu \sigma_T$$

sau:

$$\sigma_x = \pm \alpha_0 E \Delta \theta - \frac{2 \cdot r_i}{3(g-\Delta g)} \left(\frac{l^2}{r_i^2} + 1 \right) + \frac{2 \cdot l^2}{r_i(g-\Delta g)} + \frac{0,3 P_d \cdot D_i}{g-\Delta g} \quad (12.1.12.)$$

Dacă $\sigma_T'; \sigma_x > 0$
maxim ($\sigma_T'; \sigma_x$)

atunci efortul resultant va fi

Dacă $\sigma_T' \cdot \sigma_x < 0$

atunci efortul resultant va fi:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_T'^2 + \sigma_x^2 - \sigma_T' \cdot \sigma_x} \quad (12.1.13.)$$

Pentru secțiunile unde $x=1$; $\varphi = 0$ rezultă:

$$\sigma_T' = \frac{P_d \cdot D_i}{g-\Delta g} + \frac{D_i}{2} q \quad (12.1.14.)$$

$$\sigma_x = \pm \alpha_0 E \Delta \theta - \frac{2 \cdot r_i}{g-\Delta g} \left(\frac{l^2}{r_i^2} + 1 \right) + 0,3 \frac{P_d \cdot D_i}{g-\Delta g} \quad (12.1.15.)$$

Pentru $x=0$; $\varphi = \pi$ rezultă:

$$\sigma_T' = \frac{P_d \cdot D_i}{g-\Delta g} + \frac{D_i}{2} q \quad (12.1.16.)$$

$$\sigma_x = \pm \alpha_0 E \Delta \theta - \frac{2 \cdot l^2}{r_i(g-\Delta g)} + \frac{2 \cdot r_i}{3(g-\Delta g)} \left(\frac{l^2}{r_i^2} + 1 \right) + 0,3 \frac{P_d \cdot D_i}{g-\Delta g} \quad (12.1.17.)$$

Pentru secțiunile unde $x=1$; $\varphi = \pi$ rezultă:

$$\sigma_T' = \frac{P_d \cdot D_i}{g-\Delta g} + \frac{D_i}{2} q \quad (12.1.18.)$$

$$\sigma_x = \pm \alpha_0 E \Delta \theta + \frac{2 \cdot r_i}{3(g-\Delta g)} \left(\frac{l^2}{r_i^2} + 1 \right) + 0,3 \frac{P_d \cdot D_i}{g-\Delta g} \quad (12.1.19.)$$

Valorile lui σ_θ se ia astfel ca să rezulte o situație cât mai defavorabilă.

În cazul virolelor conice se va adopta același procedeu de verificare cu observația că "g" va deveni $g \cos \alpha$ iar $(g - \Delta g)$ devine $(g - \Delta g) \cos \alpha$

Cazul b. Distribuitorul are compensator de dilatare

Eforturile care apar în această situație sînt:

Efortul tangențial $\sqrt{T} = \frac{P_d \cdot D_i}{2(g - \Delta g)}$ și efortul din greutatea proprie și greutatea apei.

În acest caz virola va fi încastrată într-un tronson care poate fi rezemat pe două sau mai multe rezeme (pe fiecare rezem sînt inele de rigidizare).

Deoarece în majoritatea cazurilor numărul maxim de rezeme este trei valorile și variația funcțiilor de efort sînt:

$$n_e = -g r_i \cos \varphi \quad (12.1.20)$$

$$n_x = \frac{g}{r_i} \left\{ x^2 - \frac{l}{4} \left[\frac{x[5l^2 + 6(4+3\mu)r_i^2] - l(l^2 - 6\mu r_i^2)}{l^2 + 6(1+\mu)r_i^2} \right] \right\} \cos \varphi \quad (12.1.21)$$

$$n_{xe} = -g \left[2x - \frac{l}{4} \frac{5l^2 + 6(4+3\mu)r_i^2}{l^2 + 6(1+\mu)r_i^2} \right] \sin \varphi \quad (12.1.22)$$

În fig. 12.1.13. se dă variația: $n_x; n_e; n_{xe}; l$ distanța dintre rezeme.

Valorile eforturilor vor fi:

$$\sqrt{T_G} = \frac{n_e}{g - \Delta g}; \quad \sqrt{G} = \frac{n_x}{g - \Delta g}; \quad \bar{G} = \frac{n_{xe}}{g - \Delta g} \quad (12.1.23)$$

Deoarece verificarea se face în câmp la $l/2$

rezultă:

$$\sqrt{T}' = \frac{P_d \cdot D_i}{2(g - \Delta g)} + \frac{n_e}{g - \Delta g} > 0 \quad (12.1.24)$$

$$\sqrt{G} = \frac{1,37 \cdot g \cdot l}{g - \Delta g} < 0; \quad \bar{G} = 0 \quad (12.1.25)$$

Relația de verificare:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sqrt{T}'^2 + \sqrt{G}^2} - \sqrt{T} \sqrt{G} < \sigma$$

În cazul în care nu avem inele de rigidizare, încărcarea din greutatea proprie (ținând cont de faptul că ramificația este o grindă - continuă - pe mai multe rezeme) rezultă:

$$\sigma_G = \pm \frac{4 \mu}{\pi (g - \Delta g) D_i^2} \quad (12.1.26.)$$

unde: $M = \frac{q \cdot l^2}{12} \cos \beta$

β - unghiul de montaj al
axei virolei

Relația de verificare: $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_G^2} - \sigma_T \cdot \sigma_G < \sigma_0$
unde σ_G se ia cu semnul minus.

Dacă virola mai este supusă și la alte încărcări ce dau naștere la eforturi axiale atunci efortul total longitudinal va fi:

$$\sigma_L = \sigma_G + \sum \sigma_i \quad (12.1.27.)$$

unde: σ_i eforturi ce prăvin din forța de frecare, în garnitura compensatorului de dilatare, forțe hidrodinamice din frecarea apei și variațiile de secțiuni în cazul virolelor conice.

Pentru virolele conice și în acest caz în relațiile de mai sus, pentru grosimea virolelor se va introduce $(g - \Delta g) \cos \alpha$

Cazul c. Distribuitor supus la proba de presiune.

Deoarece în timpul probelor de presiune distribuitorul este prevăzut cu capace la capete apare "efectul de fund" a cărui consecință este efortul unitar longitudinal.

$$\sigma_L = \frac{P_d \cdot D_i}{4 (g - \Delta g)} \quad (12.1.28.)$$

Tot în direcție longitudinală apare în virolă eforturi din greutatea proprie și greutatea apei.

Conform datelor din literatură (2) (22) (88) acest efort nu trebuie să depășească 100 daN/cm^2 . În consecință se calculează astfel distanța maximă "L" dintre suporturi ca acest efort să nu fie depășit.

Considerînd virolă ca o grindă simplu rezemată rezultă momentul încovoietor maxim:

$$M_i = \frac{q l^2 \cos \beta}{8} \quad (12.1.29.)$$

Admițînd greutatea oțelului 8×10^{-3} daN/cm³ a apei 1×10^{-3} daN/cm³, modului de rezistență $W = \pi/4 \cdot D_e \cdot g$ (D_e -diametrul exterior maxim al virolei) rezultă:

$$q = \frac{\pi D_e}{4} (32 \cdot g + \Delta g) 10^{-3} \quad (12.1.30.)$$

$$L = 10^2 \sqrt{\frac{80 \cdot D_e \cdot g}{(32g + \Delta g) \cos \beta}} \quad (12.1.31.)$$

Deci efortul longitudinal în această ipoteză va fi:

$$\sqrt{T}' = \sqrt{T} + \sqrt{G} > 0 \quad \text{unde:} \quad (12.1.32.)$$

$$\sqrt{T} = \frac{P_d \cdot D_i}{2(g - \Delta g)}; \quad P_d - \text{presiunea de probă} \quad (12.1.33.)$$

$$\sqrt{T}_G = \frac{n \cdot e}{(g + \Delta g)} \quad (12.1.34.)$$

Relația de verificare $\sqrt{T}' < \sqrt{\sigma}$

Virolele distribuitorului se verifică și la stabilitate cazul existenței unei presiuni exterioare. Una din cauzele acestei presiuni poate fi închiderea vanei superioare a conductei forțate.

Pentru efectuarea calculelor de verificare se adoptă pe baza datelor din exploatare (2) (22) existența unui vid cuprins între valorile 0,3 - 0,5 daN/cm².

Presiunea critică la care apare pierderea stabilității se calculează cu relația ():

$$P_{cr} = \frac{3K}{r_i^3} \quad (12.1.35.)$$

unde:

$$K = \frac{E \cdot g^3}{12(1 - \mu^2)} \quad \text{rigiditatea cilindrică a plăcii}$$

rezultă:

$$P_{cr} = \frac{E \cdot g^3}{4(1 - \mu^2) r_i^3} \quad (12.1.36.)$$

Condiția de verificare a stabilității:

$$P < P_{cr} / 2 \quad (12.1.37.)$$

Pentru valorile lui $p=0,3 \div 0,5 \text{ daN/cm}^2$ rezultă relația practică de verificare a stabilității virolelor distribuitorului.

$$g/r_i \geq \frac{1}{100} \div \frac{1}{85} \quad (12.1.38.)$$

12.2. Ipoteze de calcul a nervurii de consolidare interioară

Metoda de dimensionare a nervurilor interioare se aplică în cazul ramificațiilor simetrice și asimetrice la care nodul de ramificare este format din virole conice.

La stabilirea metodei de calcul și dimensionare s-au admis următoarele ipoteze de bază:

- nodul de ramificare este format din trei virole conice a căror intersecție sînt curbe plane;
- virolele conice ale nodului de ramificare sînt tangente la o sferă - comună - de diametru D (fig. 12.2.1.);
- în virolele ramificației există starea de membrană;
- nervura de consolidare trebuie să preia forțele rezultate din alterarea stării de membrană a virolelor ca rezultat al decupării unor părți din acestea;
- nervura este solocitată - numai la forțe cuprinse în planul ei, plan perpendicular pe planul de simetrie al ramificației;
- metoda de calcul se stabilește pentru secțiunea maximă a nervurii, secțiune aflată în planul de simetrie al ramificației;
- grosimea nervurii se admite constantă egală cu grosimea nervurii din secțiunea maximă;
- conturul nervurii corespunzător celorlalte secțiuni se admite constructiv pe bază de date statistice obținute experimental;
- nervura este astfel plasată în nodul de ramificare încît în toate secțiunile ei să apară numai eforturi de tracțiune;
- în interiorul ramificației acționează presiunea "p".

12.3. Determinarea forțelor ce acționează pe nervura de consolidare interioară.

În planul de simetrie (secțiunea de efort maxim al nervurii) acționează numai forțe verticale rezultate din componentele verticale ale eforturilor tangențiale și longitudinale.

Nervura fiind plasată - în planul de intersecție al celor două virole de ramificație, ea va trebui să preia de la ambele forțele rezultate, ca urmare a alterării stadiului de membrană datorită decupării unor părți din ele.

Forța rezultantă din planul de simetrie va fi deci o sumă a forțelor parțiale provenite de la cele două virole.

Notînd cele două virole cu I și II fig. 12.2.1 rezultă expresia forței totale:

$$P_T = P_I + P_{II} \quad (12.3.1.)$$

În continuare se va prezenta numai calculul forței P_I deoarece cealaltă forță P_{II} se determină în mod asemănător.

În fig. 12.2.1. se prezintă în secțiunea lui de simetrie un nod de ramificare format dintr-o virolă conică de intrare și cele două virole conice (I și II) de ramificare, virolele fiind tangente la o sferă comună de diametru D . Ca urmare intersecția lor sînt curbe plane (elipse) cuprinse toate în plane perpendiculare pe planul de simetrie al ramificației.

Nervura se amplasează în planul al cărui urmă este segmentul AB . Ea formează în planul de simetrie cu axele celor două conuri unghiurile β_1 și β_2 . La rîndul lor cele două conuri au semi-unghiul la vîrf χ și ξ .

Cu ajutorul fig. 12.2.1 și 12.3.1 vom defini elementele necesare determinării forței rezultante P_I pentru virola I.

Adăptem un punct K pe virolă, punct care se găsește în planul de intersecție și care într-un plan perpendicular pe axa conului este definit de raza R și unghiul φ . Plecînd de la acest punct pentru o variație $d\varphi$ a unghiului φ îi corespunde punctul W , ambele puncte R și W aflîndu-se pe virolă în planul de intersecție.

Proiecțiile acestor puncte pe planul de simetrie le corespund punctele R' și W' . Ca urmare în fig. 12.3.1, planul determinat de punctele R, W, R', W' reprezintă chiar planul nervurii, a cărui urmă în secțiunea de simetrie o constituie segmentul $R'W'$.

Prin punctul W se duce un plan T_0TW perpendicular pe axa conului, plan a cărui urmă în fig. 12.2.1. îl reprezintă dreapta T_0W .

Generatoarea RP și axa conului fig. (12.3.1.) determină planul KR_0P plan care formează cu verticala unghiul φ și cuprinde punctele R și T , punctul T aflîndu-se la intersecția cu planul T_0TW .

Distanța dintre cele două perpendiculare pe axa conului, plane ce trec prin punctele R și W este dată de segmentul $R_0T_0 = dx$. Deci cele trei puncte R, T și W se află toate pe virolă și anume punctele R și T pe aceeași generatoare, punctele R și W în planul nervurii, iar punctele T și W în planul T_0TW , plan perpendicular pe axa conului.

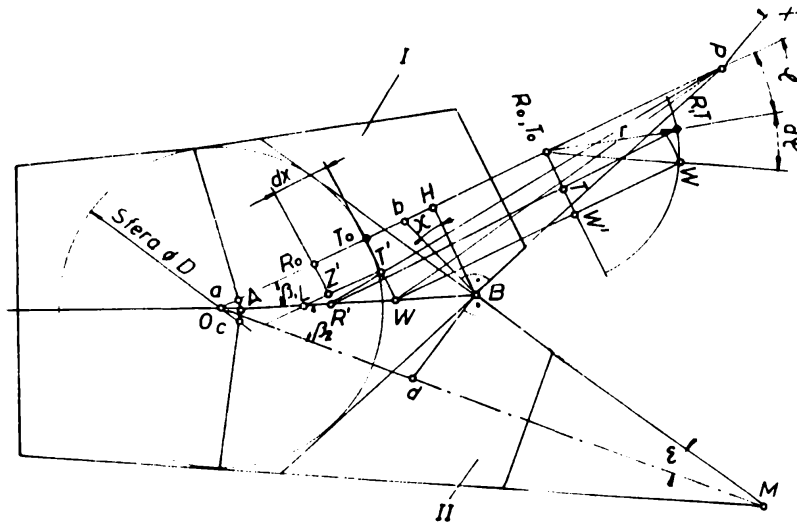


Fig. 12.2 Geometria nodului de ramificație.

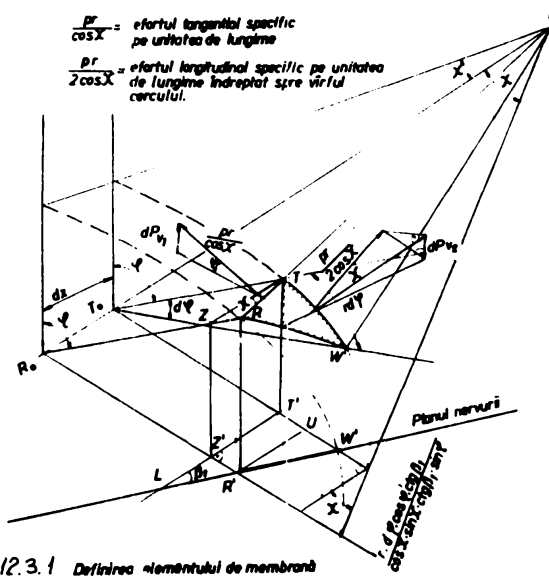


Fig. 12.3.1 Definiția elementului de membrană

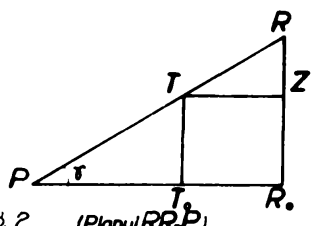


Fig. 12.3.2 (Planul RR₀P)

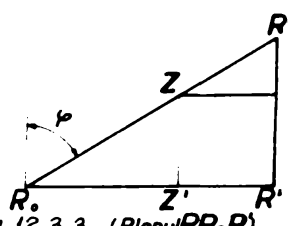


Fig. 12.3.3 (Planul RR₀R')

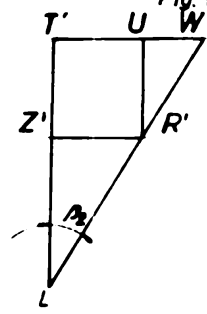


Fig. 12.3.4 (Planul de simetrie)

Cele trei puncte determină pe virolă un element de membrană triunghiular curbiliniu.

Pentru definirea elementului de membrană se întocmesc figurile ajutătoare: 12.3.2; 12.3.3; și 12.3.4.

Se duce în planul RR_0P (fig. 12.3.1), prin punctul T_0 dreaptă paralelă cu axa conului, dreaptă care determină punctul Z aflat pe dreapta RR_0 .

Proiecția punctelor T și Z pe planul de simetrie sînt notate cu T' și Z' .

În planul de simetrie dreapta $T'Z'$ fiind paralelă cu axa conului întîlnește dreapta $R'W'$ în punctul L , cele două drepte formînd între ele unghiul β_1 .

Prin punctul R' se duce o dreaptă $R'U$ paralelă cu $T'Z'$ și respectiv R_0T_0 .

Pe acest element de membrană RTW acționează forța elementară - verticală:

$$dP_v = dP_{v_1} + dP_{v_2} \quad (12.3.2.)$$

Suma celor două forțe elementare se face algebric în funcție de sensul lor, considerîndu-se sensul pozitiv cel al forțelor îndreptate de la planul de simetrie spre exterior.

Determinarea forței dP_{v_1}

Pe elementul considerat RTW acționează forța tangențială

$$dP_t = \frac{P \cdot r}{\cos \gamma} dl \quad (12.3.3.)$$

cu componentă verticală:

$$dP_{v_1} = dP_t \sin \varphi = \frac{P \cdot r}{\cos \gamma} dl \sin \varphi \quad (12.3.4.)$$

cu ajutorul fig. 12.2.1; 12.3.1 și a celor ajutătoare 12.3.2; 12.3.3; și 12.3.4. se pot scrie următoarele relații:

$$dl = \frac{dx}{\cos \gamma} \quad (12.3.5.)$$

$$\overline{RZ} = dx \operatorname{tg} \gamma \quad (12.3.6.)$$

$$\overline{R'Z'} = \overline{RZ} \sin \varphi = dx \operatorname{tg} \gamma \sin \varphi \quad (12.3.7.)$$

$$\overline{TW} = r \cdot d\varphi \quad (12.3.8.)$$

$$\overline{T'W'} = \overline{TW} \cos \varphi = r \cdot d\varphi \cos \varphi \quad (12.3.9.)$$

$$R_0 \overline{R'} = r \cdot \sin \varphi \quad (12.3.10.)$$

$$\overline{U'W'} = \frac{\overline{T'Z'}}{\operatorname{ctg} \beta_1} = \frac{dx}{\operatorname{ctg} \beta_1} \quad (12.3.11.)$$

$$\overline{R'Z'} = \overline{T'W'} - \overline{U'W'} = r \cdot d\varphi \cos \varphi - \frac{dx}{\operatorname{ctg} \beta_1} \quad (12.3.12.)$$

egalizând relațiile 12.3.7. și 12.3.12. obținute pentru
de una și aceeași expresie:

$$dx = \frac{r \operatorname{ctg} \beta_1 \cos \varphi d\varphi}{1 + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \beta_1 \sin \varphi} \quad (12.3.13.)$$

care înlocuită în relația (12.3.5) ne permite stabilirea expresiei
lui dl în funcție de elementele geometrice ale nodului de ramifi-
care și unghiul φ .

$$dl = \frac{r \cdot \operatorname{ctg} \beta_1 \cos \varphi d\varphi}{\cos \gamma + \sin \gamma \operatorname{ctg} \beta_1 \sin \varphi} \quad (12.3.14.)$$

Cu această expresie forței elementare dP_{V_1} devine:

$$dP_{V_1} = \frac{P \cdot r}{\cos \gamma} \frac{r \cdot \operatorname{ctg} \beta_1 \cos \varphi \cdot d\varphi}{\cos \gamma + \sin \gamma \operatorname{ctg} \beta_1 \sin \varphi} \quad (12.3.15.)$$

Tinând cont de relația (12.3.10) și de faptul că:

$$\frac{r \operatorname{ctg} \beta_1 \cos \varphi d\varphi}{\cos \gamma + \sin \gamma \operatorname{ctg} \beta_1 \sin \varphi} = \frac{dx}{\cos \gamma} = \frac{R_0 \overline{T_0}}{\cos \gamma} \quad (12.3.16.)$$

expresia forței elementare dP_{V_1} devine:

$$dP_{V_1} = \frac{P}{\cos^2 \gamma} R_0 \overline{T_0} \cdot R_0 \overline{R'} \quad (12.3.17.)$$

Forța elementară dP_{V_1} are sensul pozitiv deoarece
este îndreptată spre exteriorul ramificației.

Determinarea forței dP_{V_2}

Forța longitudinală care acționează asupra elementului
de membrană - are expresia:

$$dP_2 = \frac{P \cdot r}{2 \cos \gamma} \cdot \overline{TW} = \frac{P \cdot r}{2 \cos \gamma} r d\varphi \quad (12.3.18.)$$

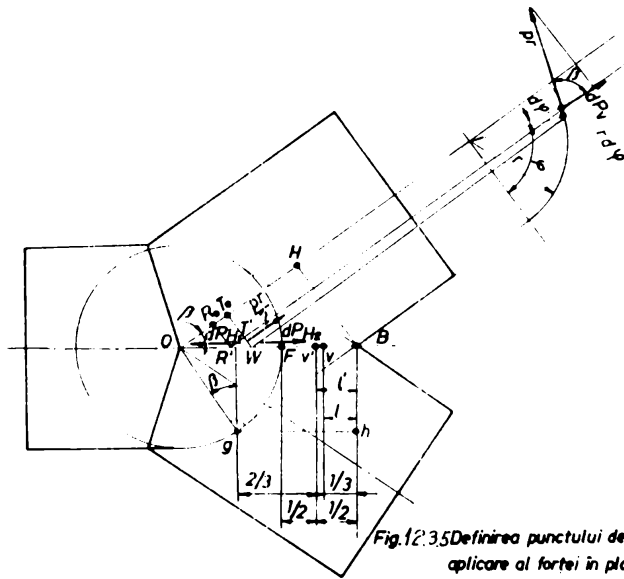


Fig.12.35 Definirea punctului de aplicare al fortei în planul de simetrie

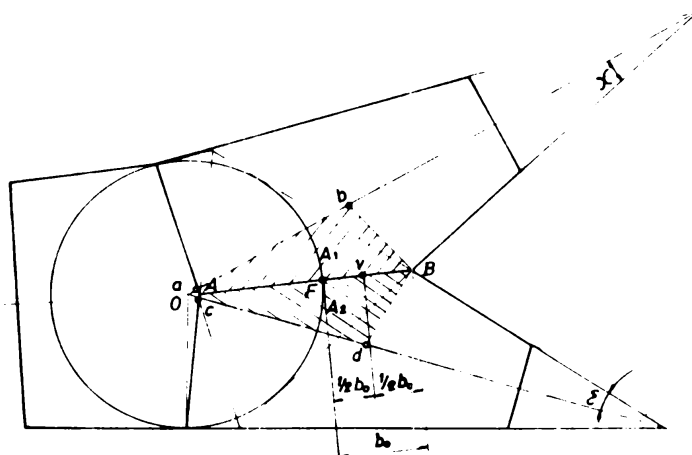


Fig.12.36 Definirea suprafețelor A_1 și A_2 și a centrului de calcul pentru ramificații asimetrice.

cu componenta axială:

$$dP'_2 = dP_2 \sin \gamma = \frac{Pr}{2 \cos \gamma} r \cdot d\varphi \cdot \sin \gamma \quad (12.3.19)$$

care la rîndul ei are componenta verticală:

$$dP_{V2} = dP'_2 \cos \varphi = \frac{P \cdot r}{2 \cos \gamma} r d\varphi \sin \gamma \cos \varphi \quad (12.3.20)$$

sau

$$dP_{V2} = \frac{Pr^2}{2} \operatorname{tg} \gamma \cos \varphi d\varphi \quad (12.3.21.)$$

Această forță elementară fiind îndreptată spre planul de simetrie al ramificației va avea sensul negativ.

Forța elementară rezultantă care acționează asupra lătelui de membrană considerat va avea expresia:

$$dP_V = \frac{P \cdot r}{\cos \gamma} \cdot \frac{r \operatorname{tg} \beta_1 \cos \varphi d\varphi}{\cos \gamma + \sin \gamma \sin \varphi \operatorname{tg} \beta_1} \sin \varphi - \frac{Pr^2}{2} \operatorname{tg} \gamma \cos \varphi d\varphi \quad (12.3.22.)$$

sau

$$dP'_V = -\frac{P}{\cos^2 \gamma} \overline{R_0 T_0} \cdot \overline{R_0 R'} - \frac{Pr^2}{2} \operatorname{tg} \gamma \cos \varphi d\varphi \quad (12.3.23.)$$

În planul de simetrie forța totală rezultantă prin tăierea virolei 1 are expresia:

$$P_I = \int_0^{\pi/2} dP_V = \frac{P}{\cos^2 \gamma} \text{Aria } \sigma A \cdot B \cdot H - \frac{P}{2} \operatorname{tg} \gamma \int_0^{\pi/2} r^2 \cos \varphi d\varphi \quad (12.3.24.)$$

Admițînd că:

$$1/\cos \gamma = 1 \quad \text{deoarece valorile lui } \gamma \text{ sînt mici.}$$

$$r = \text{const} = r_{\min} = \overline{BH} \quad (\text{fig. 12.2.1})$$

termenul al doilea din relația (12.3.24.) devine:

$$\frac{P}{2} \operatorname{tg} \gamma \int_0^{\pi/2} r^2 \cos \varphi d\varphi = \frac{P}{2} r_{\min}^2 \operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{2} \overline{BH} \cdot \overline{bH} \quad (12.3.25.)$$

$$= p \text{ Aria } B \cdot b \cdot H$$

$$P_T = \rho (aria\ a.A.B.H - aria\ B.b.H) \quad (12.3.26.)$$

$$P_T = \rho \cdot aria\ a.A.B.b \quad (12.3.27.)$$

Creșterea introdusă prin admiterea $\cos^2 \gamma = 1$ este compensată de termenul al doilea din relația (12.3.26.) unde în realitate datorită geometriei ramificației $\gamma > \gamma_{miniarunghiul}$ și nu variază de la 0 la $\pi/2$ ci la o valoare mai mare ca zero la $\pi/2$. Deci integrala termenului al doilea dă o valoare mai mare decât suprafața triunghiului BbH, compensându-se prin aceasta majorarea dată de valoarea reală a lui $\cos^2 \gamma$.

Determinarea forței rezultante totale

Forța rezultantă determinată mai sus reprezintă doar componenta dată de viroala I la care va trebui să adăugăm și componenta dată de viroala II; forța care se calculează în mod similar.

Pentru ramificații simetrice hidraulice și geometrice forța rezultantă totală este :

$$P_T = 2P_I = 2\rho \cdot aria\ a.A.B.b \quad (12.3.28.)$$

Pentru ramificații asimetrice (fig. 13.3.6.) forța rezultantă totală are expresia:

$$P_T = P_{I1} + P_{I2} = \rho_{I1} A_1 + \rho_{I2} A_2 \quad (12.3.29.)$$

dacă se admite $\rho_{I1} = \rho_{I2}$ rezultă:

$$P_T = \rho (aria\ a.A.B.b + a.A.B.d) \quad (12.3.30.)$$

În cazul funcționării în regim dinamic și ramificații asimetrice relația (12.3.30.) nu este exactă deoarece $\rho_{I1} \neq \rho_{I2}$, urmând regimurilor hidraulice de scurgere diferite în cele două viroale ale ramificației. Pentru calculul de rezistență al nervurii relația se poate considera satisfăcătoare având în vedere că abaterile datorită diferențelor geometrice între viroalele ramificației

$\rho_{I1} \neq \rho_{I2}$ și a regimurilor de scurgere, deci $\rho_{I1} \neq \rho_{I2}$, diferențe care ar putea duce la creșterea efortului sînt compensate de admiterea în

calcul de rezistență a coeficientului de siguranță $c \approx 1,8 - 2$.

Punctul de aplicație al forței rezultante P_T

Determinarea exactă a punctului de aplicare V a forței P_T pentru ramificații cilindrice simetrice se poate face analitic în modul următor:

Pe elementul triunghiular curbiliniu KW fig. (12.3.5.) acționează forțele elementare verticale și horizontale:

$$dP_V = p \cdot r \cdot r \cdot d\varphi \sin \varphi \operatorname{ctg} \beta \cos \varphi \quad (12.3.31.)$$

$$dP_H = p \cdot r \cdot r \cdot d\varphi \sin \varphi \operatorname{ctg} \beta \sin \varphi \sin \beta - \frac{p \cdot r}{2} r \cdot d\varphi \cos \beta \quad (12.3.32.)$$

Integrând rezultă forța rezultantă verticală și orizontală:

$$P = \int_0^{\pi/2} dP_V = \frac{p \cdot r^2}{2} \operatorname{ctg} \beta = p \cdot \text{Aria } O.B.H \quad (12.3.33.)$$

$$H = \int_0^{\pi/2} dP_H = 0 \quad (12.3.34.)$$

Momentele elementare ale acestor forțe în raport cu punctul B au expresia:

$$dM_V = dP_V \left(\frac{r}{\sin \beta} - r \cos \varphi \frac{1}{\sin \beta} \right) \quad (12.3.35.)$$

$$dM_H = dP_H \cdot r \cdot \sin \varphi \quad (12.3.36.)$$

iar momentul forței rezultante:

$$M = \int_0^{\pi/2} dM_V - \int_0^{\pi/2} dM_H = \frac{p r^3}{6} \left(\frac{\operatorname{ctg} \beta}{\sin \beta} - \cos \beta \right) \quad (12.3.37.)$$

Notînd cu " l " distanța de la punctul de aplicare V la punctul B momentul M se poate scrie:

$$M = P \cdot l \quad (12.3.38.)$$

Egalînd relațiile (12.3.37.) cu (12.3.38.) și ținînd cont de relațiile (12.3.34.) și (12.3.34.), poziția punctului de aplicare va fi:

$$l = \frac{r}{3} \left(\frac{1}{\sin \beta} - \sin \beta \right) \quad (12.3.39.)$$

Prin urmare punctul de aplicare V al forței rezultante la ramificațiile cilindrice simetrice se află față de punctul B la distanța $l = \frac{1}{3} g h$, fapt rezultat și în fig. (12.3.5.).

Fără a introduce erori substanțiale, în practică se admite că punctul de aplicare al forței rezultante se află la mijlocul segmentului FB, punctul F reprezentând intersecția planului nervurii cu sfera de tangentă. Acest punct de aplicare s-a notat în fig. 12.3.5. cu V'. Distanța l' corespunzătoare acestui punct va fi:

$$l' = \frac{r}{2} \left(\frac{1}{\sin \beta} - 1 \right) \quad (12.3.40)$$

Pentru ramificații cilindrice asimetrice având $\beta = 30^\circ$ ($2\beta = 60^\circ$), aproximația admisă este egală cu valoarea exactă adică

$$l = l'$$

Această aproximație poate fi aplicată cu suficientă exactitate și în cazul ramificațiilor conice asimetrice, punctul de aplicare V al forței P_T , considerându-se că se află la mijlocul segmentului FB (fig. 12.3.6.).

Cu punctul de aplicare V stabilit ca mai sus și ținând cont de ipoteză impusă nervura să fie sollicitată numai la tracțiune pură segmentul FB va reprezenta chiar lățimea teoretică a nervurii adică:

$$b_0 = \overline{BF} \quad (12.3.41.)$$

12.4. Calculul analitic a suprafeței ($A = A_1 + A_2$) și a lățimii teoretice b_0 a nervurii

Calculul suprafeței de acțiune $A = A_1 + A_2$ se face analitic, determinând suprafețele parțiale A_1 și A_2 .

Din geometria ramificației se cunosc următoarele date inițiale:

- diametrul sferei de tangentă $D = 2 R$
- semilungămurile la vârf ale celor trei conuri $\alpha; \varepsilon; \chi$
- unghiul de ramificare Θ

În funcție de aceste elemente geometrice intersecția celor trei conuri și deci definirea planului nervurii poate avea formele prezentate în fig. 12.4.1 și 12.4.2.

Pentru cazul din fig. 12.4.1, conform celor prezentate în capitolul 12.3, suprafața de acțiune A este cea delimitată de arcele celor două conuri, dreptele QE și CD și de dreptele bB și Bd perpendiculare pe generatoarele conurilor.

Cunoscând faptul că suprafața unui patrulater oarecare este dată de semiprodusul diagonalelor și a sinusului unghiului format dintre ele, valoarea ariilor A₁ și A₂ se determină cu relațiile:

$$A_1 = \text{aria } a.A.B.b = 1/2 \bar{A}b B a \sin \Omega_1 \quad (12.4.1.)$$

$$A_2 = \text{aria } c.A.B.d = 1/2 \bar{A}d B.c \sin \Omega_2 \quad (12.4.2.)$$

Dacă din forma geometrică nodul de ramificare se prezintă ca în fig. 12.4.2. se observă că aria A₁ este un triunghi în ca formulele de calcul vor deveni:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \text{aria } f.b.B = 1/2 f.B.b.e \\ A_2 &= \text{aria } A.B.d = 1/2 \bar{B}c A.e \sin \Omega_2 \end{aligned} \right\} \quad (12.4.3.)$$

In continuare vom prezenta calculul analitic pentru determinarea mărimilor necesare stabilirii suprafeței A și a lățimii b₀, utilizând următoarele ecuații și relații principale din geometria analitică:

- ecuația dreptei $y = m \cdot x + n$ (12.4.4.)

- La o dreaptă care trece printr-un punct (x₀, y₀) și are coeficientul unghiular "m" cunoscut, "n" are valoarea:

$$n = y_0 - m \cdot x_0 \quad (12.4.5.)$$

- ecuația dreptei ce trece prin două puncte (x₀, y₀) și (x₁, y₁)

$$m = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} \quad (12.4.6.)$$

$$n = y_1 - m x_1 = y_0 - m x_0 \quad (12.4.7.)$$

Coeficientul unghiular m₁ al unei drepte perpendiculare pe o dreaptă cu coeficientul m₀:

$$m_1 = - \frac{1}{m_0} \quad (12.4.8.)$$

- Coordonatele unui punct aflat la intersecția a două drepte:

$$x = \frac{n_0 - n_1}{m_1 - m_0} \quad (12.4.9.)$$

$$y = m_0 x + n_0 = m_1 x - n_1 \quad (12.4.10.)$$

- Distanța dintre două puncte (x_0, y_0) și (x_1, y_1) :

$$d = \sqrt{(x_0 - x_1)^2 + (y_0 - y_1)^2} \quad (12.4.11.)$$

- Distanța dintre un punct (x_0, y_0) și o dreaptă cu "m" și "n" cunoscute.

$$d = \frac{m_1 x_0 - y_0 + n_1}{\sqrt{1 + m_1^2}} \quad (12.4.12.)$$

- Unghiul dintre două drepte avînd coeficienții unghiulari m_0 și m_1 :

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{m_0 - m_1}{1 + m_0 m_1} \quad (12.4.13.)$$

Mersul de calcul este următorul:

Cele trei axe OS, OM și OP ale conurilor au coeficienții :

$$m_{OS} = \operatorname{tg} \alpha; \quad n_{OS} = R \quad (12.4.14.)$$

$$m_{OM} = \operatorname{tg} \xi; \quad n_{OM} = R \quad (12.4.15.)$$

$$m_{OP} = \operatorname{tg}(\theta - \alpha); \quad n_{OP} = R \quad (12.4.16.)$$

Din condiția de tangență la cerc ecuațiile dreptelor OS, OE și OC devin:

$$m_{SE} = \operatorname{tg} 2\alpha; \quad n_{SE} = R \frac{\operatorname{tg} 2\alpha}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (12.4.17.)$$

$$m_{ME} = -\operatorname{tg} 2\xi; \quad n_{ME} = R \frac{\operatorname{tg} 2\xi}{\operatorname{tg} \xi} \quad (12.4.18.)$$

$$m_{FC} = \operatorname{tg} \theta; \quad n_{FC} = -R \frac{1 - \cos \theta}{\cos \theta} \quad (12.4.19.)$$

Punctul C aflat la intersecția dreptei FC cu axa absciselor și punctul P la intersecția dreptelor OP cu FC au coordonatele:

$$x_C = R \frac{1 - \cos \theta}{\sin \theta}; \quad y_C = 0 \quad (12.4.20.)$$

$$x_P = \frac{n_{PC} - n_{OP}}{m_{OP} - m_{PC}}; \quad y_P = m_{OP} x_P + n_{OP} \quad (12.4.21.)$$

Dreapta PD trece prin punctul P și are coeficientul unghiular cunoscut:

$$m_{PD} = \operatorname{tg}(\theta - 2\alpha); \quad n_{PD} = y_P - x_P m_{PD} \quad (12.4.22.)$$

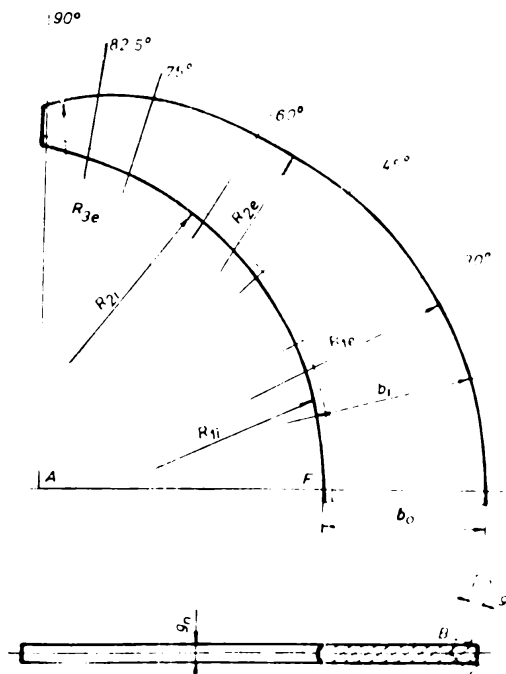
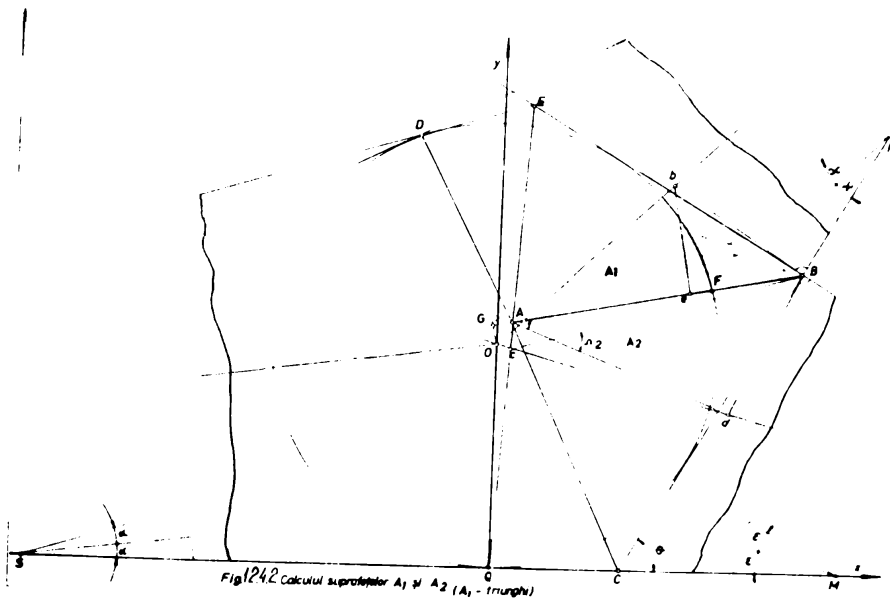
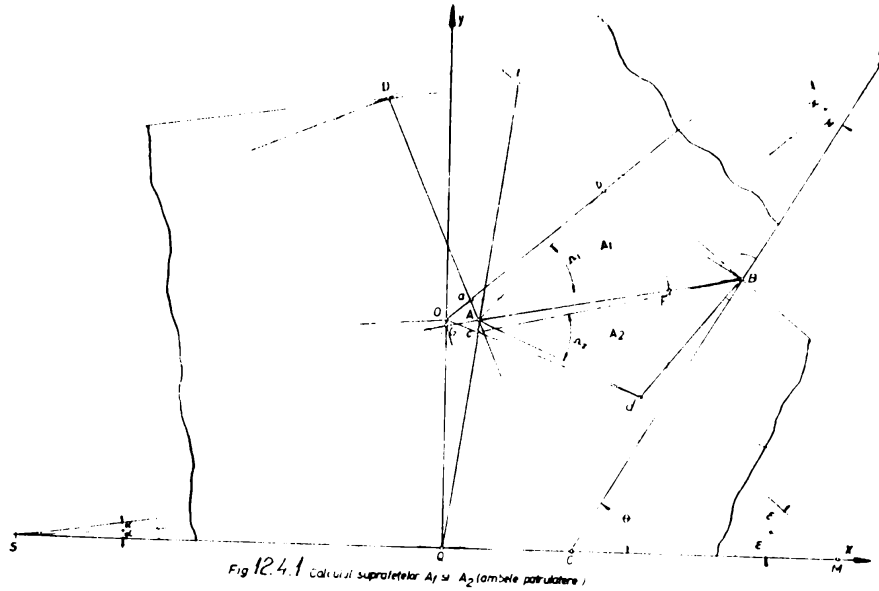


FIG 12.5.1

Punctele B și D se află la intersecția dreptelor PC și ME respectiv SE cu PD:

$$x_B = \frac{n_{PC} - n_{ME}}{m_{ME} - m_{PC}} ; y_B = m_{PC} x_B + n_{PC} \quad (12.4.23.)$$

$$x_D = \frac{n_{SE} - n_{PD}}{m_{PD} - m_{SE}} ; y_D = m_{PD} \cdot x_D + n_{PD} \quad (12.4.24.)$$

Dreapta CD trece prin punctul C și D:

$$m_{CD} = \frac{y_D}{x_D - x_C} ; n_{CD} = -x_C \frac{y_D}{x_D - x_C} \quad (12.4.25.)$$

Punctul E află la intersecția dreptelor SE și ME, determină și dreapta QE, care trece prin originea axelor și punctul E:

$$x_E = \frac{n_{SE} - n_{ME}}{m_{ME} - m_{SE}} ; y_E = m_{SE} \cdot x_E + n_{SE} \quad (12.4.26.)$$

$$m_{QE} = \frac{y_E}{x_E} ; n_{QE} = 0 \quad (12.4.27.)$$

La intersecția dreptelor CD și QE se află punctul A, cu ajutorul căruia se poate scrie ecuația dreptei AB, care reprezintă planul nervurii:

$$x_A = \frac{n_{CD} - m_{QE}}{m_{QE} - m_{CD}} ; y_A = m_{QE} \cdot x_A \quad (12.4.28.)$$

$$m_{AB} = \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} ; n_{AB} = y_A - x_A \cdot m_{AB} \quad (12.4.29.)$$

Din punctul O ducem perpendiculara OG pe dreapta AB:

$$m_{OG} = -\frac{1}{m_{AB}} ; n_{OG} = R \quad (12.4.30.)$$

Punctul G se află la intersecția celor două drepte:

$$x_G = \frac{n_{OG} - n_{AB}}{m_{AB} - m_{OG}} ; y_G = m_{OG} \cdot x_G + n_{OG} \quad (12.4.31.)$$

Cunoscând punctele A și B, trecem la determinarea punctelor c, d, a, d din Fig. 12.4.1.

Punctul c se află la intersecția dreptelor QE cu OM

$$x_c = \frac{n_{QE} - n_{OM}}{m_{OM} - m_{QE}} ; y_c = m_{OM} \cdot x_c + n_{OM} \quad (12.4.32.)$$

Din punctul B se duc dreptele Bd și Bb perpendiculare pe generatoarele cerurilor, respectiv perpendiculare pe dreptele ME și CF.

$$m_{Bd} = -\frac{1}{m_{ME}} ; n_{Bd} = y_B - m_{Bd} \cdot x_B \quad (12.4.33.)$$

$$m_{Bb} = -\frac{1}{m_{CP}}; n_B = y_B - m_{Bb} \cdot x_B \quad (12.4.34.)$$

La intersecția acestor drepte cu axele conurilor adică cu dreptele OM și OP se găsesc punctele d și b:

$$x_d = \frac{n_{OM} - n_{Bd}}{m_{Bd} - m_{OM}}; y_d = m_{Bd} \cdot x_d + n_{Bd} \quad (12.4.35.)$$

$$x_b = \frac{n_{OP} - n_{Bb}}{m_{Bb} - m_{OP}}; y_b = m_{Bb} \cdot x_b + n_{Bb} \quad (12.4.36.)$$

Cu punctul a, aflat la intersecția dreptei CD cu axa CP a conului, cunoaștem toate punctele necesare determinării celor două suprafețe:

$$x_a = \frac{n_{OP} - n_{cd}}{m_{cd} - m_{OP}}; y_a = m_{OP} \cdot x_a + n_{OP} \quad (12.4.37.)$$

Lungimile celor patru diagonale vor fi:

$$\bar{A}_d = \sqrt{(x_A - x_d)^2 + (y_A - y_d)^2} \quad (12.4.38.)$$

$$\bar{B}_c = \sqrt{(x_B - x_c)^2 + (y_B - y_c)^2} \quad (12.4.39.)$$

$$\bar{A}_b = \sqrt{(x_A - x_b)^2 + (y_A - y_b)^2} \quad (12.4.40.)$$

$$\bar{B}_o = \sqrt{(x_B - x_o)^2 + (y_B - y_o)^2} \quad (12.4.41.)$$

Tangentele unghiurilor formate din diagonale au

$$tg \Omega_1 = \frac{m_{AB} - m_{Bc}}{1 + m_{AB} \cdot m_{Bc}} \quad (12.4.42.)$$

$$tg \Omega_2 = \frac{m_{BC} - m_{Ad}}{1 + m_{BC} \cdot m_{Ad}} \quad (12.4.43.)$$

Din relațiile (12.4.43.) calculăm sinusul unghiurilor

$$\Omega_1 \text{ și } \Omega_2 \quad \sin \Omega_1 = \frac{tg \Omega_1}{\sqrt{1 + tg^2 \Omega_1}} \quad (12.4.44.)$$

$$\sin \Omega_2 = \frac{tg \Omega_2}{\sqrt{1 + tg^2 \Omega_2}} \quad (12.4.45.)$$

Relațiile 12.4.38, 12.4.39, 12.4.40, 12.4.44, 12.4.45, dau elementele pentru calculul ariilor A_1 și A_2 conform expresiilor 12.4.1 și 12.4.2, aferente Fig. 12.4.1.

Pentru situația prezentată în fig. 12.4.2. se necesită determinarea punctului f aflat la intersecția dreptei AB cu axa CP a conului:

$$x_f = \frac{n_{AB} - n_{OP}}{m_{OP} - m_{AB}}; y_f = m_{OP} x_f + n_{OP} \quad (12.4.46.)$$

\bar{b}_e a triunghiului

Înălțimea $\sqrt{A_{AB}}$ o constituie distanța punctului b la dreapta AB, dată de expresia:

$$\bar{b}_e = \frac{m_{AB} \cdot x_B + n_{AB} - y_b}{\sqrt{1 + m_{AB}^2}} \quad (12.4.47.)$$

Baza unghiului o reprezintă segmentul \bar{f}_B :

$$\bar{f}_B = \sqrt{(x_B - x_f)^2 + (y_B - y_f)^2} \quad (12.4.48.)$$

Relațiile 12.4.38, 12.4.39, 12.4.44, 12.4.47, 12.4.48, reprezintă elementele pentru calculul ariilor A_1 și A_2 , conform expresiilor 12.4.3 și 12.4.2, aferente figurii 12.4.2.

Pentru determinarea lățimii teoretice b_0 , a nervurii, se calculează segmentele:

$$\bar{GB} = \sqrt{(x_B - x_G)^2 + (y_B - y_G)^2} \quad (12.4.49.)$$

$$\bar{OG} = \sqrt{x_G^2 + (y_G - R)^2} \quad (12.4.50.)$$

Din triunghiul OGF rezultă:

$$\bar{GF} = \sqrt{R^2 - \bar{OG}^2} \quad (12.4.51.)$$

Lățimea teoretică o constituie segmentul \bar{BF} :

$$b_0 = \bar{BF} = \bar{GB} - \bar{GF} \quad (12.4.52.)$$

Cu aceste s-au determinat toate elementele necesare pentru calculul grosimii g_n a nervurii de consolidare.

12.5. Dimensionarea nervurii

Calculând ariile A_1 și A_2 cu relațiile 12.4.1 și 12.4.2, sau 12.4.3 și 12.4.2, elementele acestor relații fiind date de expresiile 12.4.38 la 12.4.45 și având lățimea teoretică b_0 stabilită cu formulele 12.4.52, grosimea nervurii în secțiunea ei de simetrie se determină cu expresia:

$$g_n = \frac{P_T}{b_0 \cdot \bar{v}_{ech}} = \frac{P(A_1 + A_2)}{b_0 \bar{v}_{ech}} \quad (12.5.1.)$$

unde:

$$\bar{v}_{echiv} = \sqrt{\bar{v}_T^2 + \bar{v}_L^2 - \bar{v}_T \bar{v}_L} \quad (12.5.2.)$$

reprezintă efortul echivalent din vîrtoarele învecinate.

Efortul tangențial:

$$\bar{v}_T = \frac{P \cdot D}{2 \cdot a \alpha(\gamma \cdot S)} \quad (12.5.3.)$$

- p - presiunea de calcul
- D - diametrul sferei de tangență
- $\cos \alpha (\gamma \Sigma)$ - cosinusul virolei cu unghiul la vîrf cel mai mare

• E_v - grosimea virolelor învecinate

Efortul longitudinal:

$$\sigma_L = 0,3 \sigma_T + c \Delta t \cdot E \quad (12.5.4.)$$

Conform celor prezentate în paragraf 12.1 nervura se admite de grosime constantă și egală cu valoarea g_n , calculată cu relația 12.5.1.

Nervura interioară se construiește din tablă de grosime constantă g_n , care se calculează pentru secțiunea maximă. Fiind o grindă curbă - de secțiune variabilă - solicitată numai la tracțiune, așa cum s-a arătat, grosimea nervurii se poate calcula cu o relație generală de forma:

$$g_n = \frac{P}{b_0 \sqrt{\sigma_{echiv}}} \quad (12.5.5.)$$

Utilizînd pentru determinarea efortului echivalent din virolele învecinate relația lui Hubert-Mises (67) sub forma:

$$\sqrt{\sigma_{echiv}} = \frac{P \cdot D}{2g_v} \sqrt{0,75} \quad (12.5.6.)$$

rezultă pentru calculul grosimii nervurilor în cazul ramificațiilor cilindrice simetrice, relația:

$$g_n = g_v \frac{\sqrt{3}}{\cos \gamma/2} \quad (12.5.7.)$$

Avînd grosimea nervurii astfel determinată, pentru ramificații cilindrice, se poate determina în fiecare secțiune "i" lățimea "b" cu relația:

$$b_i = b_0 \frac{P_T}{P_i} \quad (12.5.8.)$$

unde:

- b_i - lățimea nervurii în secțiunea "i"
- P_i - forța de tracțiune în secțiunea "i"

La acest tip de ramificație (simetrică - cilindrică) se poate deci stabili grosimea și centrul complet al nervurii literatură de specialitate oferind relații pentru determinarea forței P_i în fiecare secțiune a nervurii (12) (14) (68) (69) (70).

Deoarece literatura de specialitate nu oferă o metodă analitică de stabilire a conturului nervurii, deci a lăţimii "bi" şi în cazul ramificaţiilor compuse din virole conice pentru prima etapă de dimensionare a nervurilor (urmând ca metoda să fie verificată prin măsurători tensometrice pe model şi realizări industriale) am adoptat următorul procedeu:

Conturul interior este cel determinat de intersecţia nervurii cu sfera de tangenţă comună. Conturul exterior urmează parabola de intersecţie cu virola cea mai mare, fiind însă mărit în zonele de capăt ale nervurii, deoarece ⁱⁿ această zonă ar rezulta secţiunea prea mică.

Pe baza concluziilor rezultate din măsurătorile tensometrice efectuate pe modele şi realizări industriale, prezentate în cap. 12.6. s-au stabilit următoarele elemente geometrice pentru definirea conturului interior şi exterior al nervurii de consolidare în cazul ramificaţiilor compuse din virole conice fig. 12.5.1.

Conturul interior este definit de razele R_{1i} şi R_{2i} care se determină cu următoarele relaţii:

$$R_{1i} \cong 5/6 \bar{AF} ; R_{2i} \cong 3R_{1i} \quad (12.5.9.)$$

Conturul exterior urmează intersecţia cu virola cea mai mare, ieşind în afara zonelor de capăt ale ei. Razele care definesc conturul exterior satisfac următoarele valori geometrice:

$$R_{1e} \cong 1,1 R_{1i} ; R_{2e} \cong 2,5 R_{1i} \quad (12.5.10.)$$

Raza R_{3e} se alege astfel încît conturul nervurii să fie continuu, capătul ei trebuie să ajungă la nivelul virolelor.

Toate razele vor trebui astfel corelate încît în secţiunile definite conform fig. 12.5.1 să se respecte următoarele rapoarte dintre lăţimea maximă b_0 calculată şi lăţimile b_1 :

Unghiul	0°	15°	30°	45°	60°	75°	82,5°
b_1/b_0	1	0,96	0,81	0,64	0,54	0,47	0,39

Metoda prezentată - verificată experimental - oferă pentru ramificaţiile realizate din virole conice, definirea nervurii de consolidare interioară.

12.6. Măsurători tensometrice pe modele și realizări industriale

tru verificarea ipotezelor de calcul mai ales în privința dimensionării nervurilor de consolidare interioară s-au efectuat măsurători tensometrice sistematice pe model și la scară industrială.

În tabelul 12.6.1. sînt prezentați principalii parametri hidraulici și geometrice a unora din distribuitorii studiați, de asemenea grosimea nervurii de consolidare și a virolelor în zona de ramificare, stabilite conform ipotezelor și a metodelor de calcul prezentate în paragrafele 12.1 - 12.5.

12.6.1. Măsurători tensometrice pe model

Realizarea modelelor experimentale în vederea efectuării măsurătorilor tensometrice, impune în primul rînd stabilirea scării de modelare.

Datorită faptului că s-a urmărit aplicarea timbrelor tensometrice atît pe exterior cît și în interiorul ramificațiilor o condiție de bază la alegerea scării de modelare a fost asigurarea posibilității de aplicare a timbrelor tensometrice pe interiorul ramificației.

Din această condiție și urmărind obținerea de virole cît mai mari, pentru a putea trage concluzii cît mai corecte în urma măsurătorilor, privind comportarea din punct de vedere al rezistenței, s-a stabilit scara de modelare 1 : 5 față de distribuitorul industrial.

Pentru obținerea unei similitudini cît mai bune s-a căutat să se reducă în raportul 1 : 5 toate elementele geometrice, inclusiv grosimile de tablă și cordoanele de sudură. Abaterile rezultate de similitudinea geometrică de $\pm 5\%$, în cazul modelelor studiate sînt datorită necesității utilizării tablelor avînd grosimi standardizate.

Se știe că efortul dintr-o membrană este direct proporțional cu presiunea interioară și diametrul și invers proporțional cu grosimea membranei. Prin urmare, două execuții la care toate elementele geometrice sînt reduse la aceeași scară, dacă sînt supuse la aceeași presiune eforturile vor fi identice.

În acest sens eforturile măsurate pe un model realizat la o scară anumită față de execuția industrială se pot transpune direct la execuția industrială, în ipoteza că presiunile de încercare să fie identice.

Dacă materialul din care se realizează modelul are caracteristici mecanice diferite de ale prototipului se impune stabilirea presiunii de încercare a modelului.

Deoarece modelele încercate au fost realizate din OL 37 iar prototipul Aldur 58, s-a impus stabilirea presiunii de încercare, echivalentă presiunii nominale și de probă la care va fi supus distribuitorul industrial, presiune a cărei valoare nu are voie să ducă la atingerea limitei de curgere a materialului din care este realizat modelul, în timpul experimentărilor.

În această ipoteză, transpunerea valorilor de la model la distribuitorul industrial se face fără erori, ambele calități de tablă având același modul de elasticitate E , vor avea aceeași alungire la tensiuni egale.

La stabilirea presiunilor de încercare s-a pus de asemenea condiția ca la model să se asigure același coeficient de siguranță teoretic față de limita de curgere σ_c ca cel admis la distribuitorul industrial.

Aplicînd pentru model și prototip relația generală de dimensionare:

$$g = \frac{pD}{2\sqrt{3}} ; \sqrt{\sigma} = \frac{\sqrt{\sigma_c}}{c}$$

în condiția realizării aceluiași coeficient de siguranță "c" și ține cont de faptul că $(\sigma/g)_m = (\sigma/g)_i$ rezultă pentru presiunile de încercare relația:

$$p_m = \frac{(\sqrt{\sigma_c})_m}{(\sqrt{\sigma_c})_i} p_i \quad (12.6.1.)$$

Aplicînd relația 12.6.1 pentru distribuitorul CHE Mărișelu rezultă următoarele presiuni de încercare ale modelului:

presiunea	industrial (p_i)	model (p_m)
nominal	64 dN/cm ²	37 dN/cm ²
probă	98 dN/cm ²	55 dN/cm ²

Presiunile de probă au fost stabilite pentru fiecare model încercat, corespunzător presiunilor nominale și a celor de probă ale fiecărui distribuitor industrial. Încercările au fost efectuate pe 5 modele experimentale (CHE Mărișelu - 2 ramificații; CHE Silcoag; CHE Motru; CHE Retezat).

Pentru fiecare model experimental au fost stabilite cca. 70 de puncte de măsură, modul de amplasare a timbrelor tensometrice de fabricație Hottinger pe virole și nervura de consolidare interioară sînt exemplificate pentru una din ramificațiile distribuitorului CHE Mărișelu în fig. 12.6.1; 12.6.2.

În vederea stabilirii coeficientului real de siguranță care se definește ca raportul presiunilor de spargere la presiunea de calcul, modelele au fost supuse presiunii de spargere.

Măsurarea presiunilor de încercare în timpul experimentărilor s-a efectuat cu două manometre de precizie 0,6 avînd cadrul de \varnothing 160 mm.

Deformațiile alungirile s-au măsurat cu una din următoarele două bucle de măsură, ambele de construcție Hottinger:

a) Bucle de 74 puncte formată din:

- punte tensometrică digitală DDM4
- cutie de comutație manuală UM 74/20
- imprimantă Kienzle D 11
- ceas electronic

b) Bucle tensometrică automată UPH 3200 pentru 100 puncte de măsură.

Aspecte din timpul probelor tensometrice efectuate pe modelele de ramificații în Laboratorul de Cercetare E.H.M. al CCSITRH Timișoara sînt prezentate în fig. 12.6.3.

12.6.2. Măsurători tensometrice pe distribuitoare industriale

Măsurătorile tensometrice avînd drept scop determinarea eforturilor reale în virolă și nervura de consolidare interioară s-au efectuat concomitent cu probele hidraulice ale ramificațiilor în uzină, sau a distribuitorului în ansamblu pe șantier.

Corelat cu etapele de fabricație și montaj au fost efectuate măsurători pe distribuitoarele CHE Mărișelu; Sugag; Gilceag; Motra; Rîul Mare Rețezat; Clăbucet; Săsciori; Tismana; Munteni-Drăgan; Siriu; Vafreghan - Iran.

Utilizînd aceeași metodologie de aplicare a timbrelor tensometrice și aparatură de măsură ca în cazul încercărilor pe model presiunile de încercare a distribuitorilor industriale s-au realizat în trepte de 50%; 100% și 150% din presiunea de calcul.

La atingerea presiunii de probă (150%) s-au efectuat două coborîri și ridicări la presiunea de calcul, menținîndu-se ansamblul timp de 6 ore la presiunea de calcul.

După aceasta presiunea s-a redus la zero, operație care constituie terminarea probei hidraulice de rezistență.

Tabel nr. 12.6.1

Amenajarea	C.H.E. Mărișelu	C.H.E. Gilceag	C.H.F. Motru	C.H.E. Retezat
Tipul ramificației	asimetrică	asimetrică	simetrică	simetrică
Diametrul de intrare [mm]	3200	2800	2700	3600
Diametrul de ieșire [mm]	1700	1700	1700	2200
Grosimea virolelor [mm]	60	54	30	85
Grosimea nervurii [mm]	100	90	65	180
Unghiul de ramificare	60°	60°	2x30°	2x30°
Presiunea de calcul: [mH ₂ O]	640	625	280	765
Presiunea de probă [mH ₂ O]	960	940	420	1150

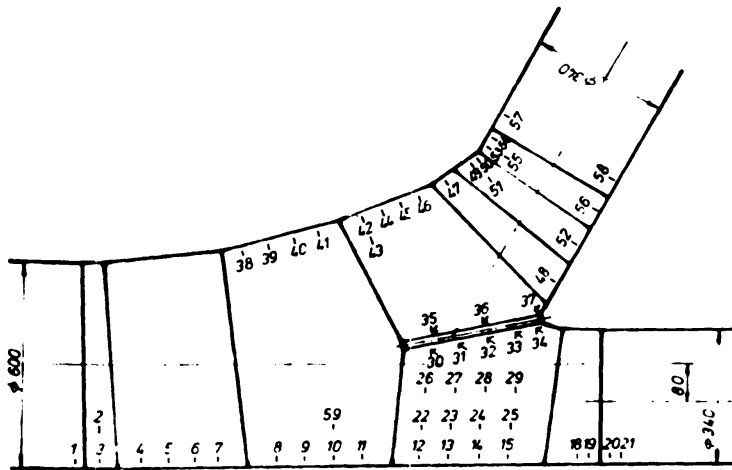


Fig. 12.6.1

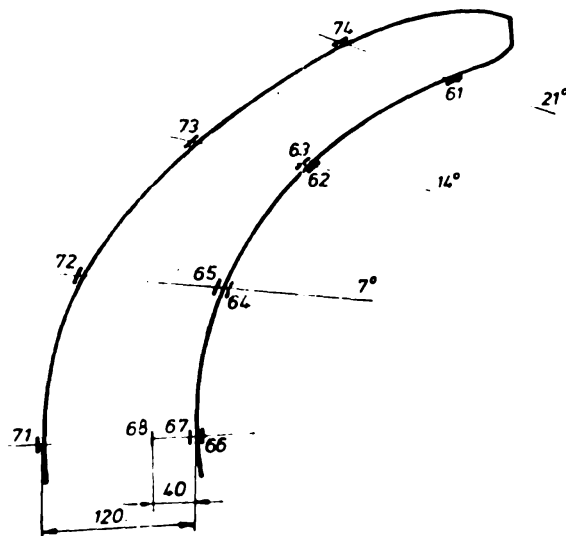


Fig. 12.6.2

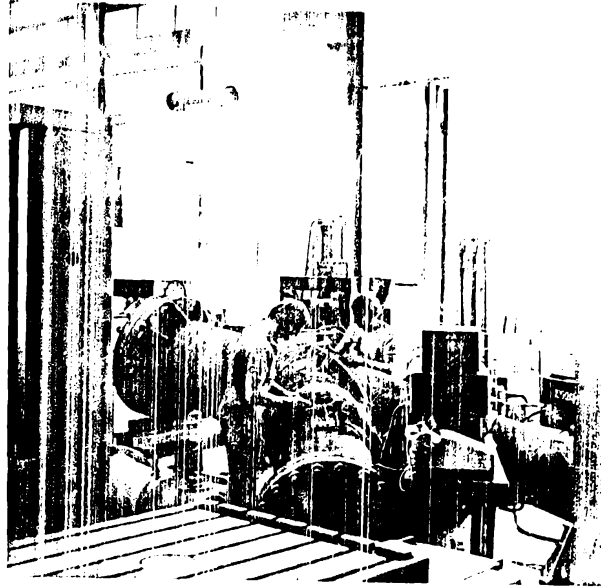


Fig. 12.6.3. a



Fig. 12.6.3. b



Fig. 12.6.3. c

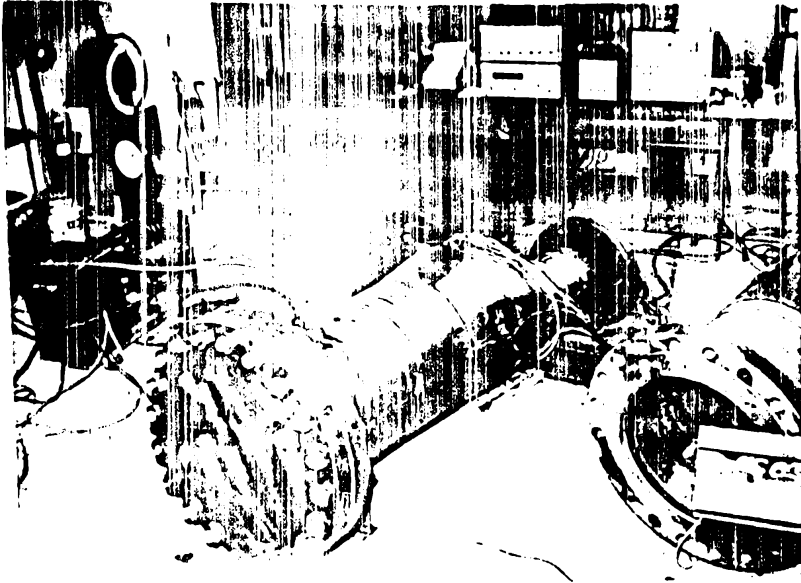


Fig. 12.6.3. d



Fig. 12.6.4. a

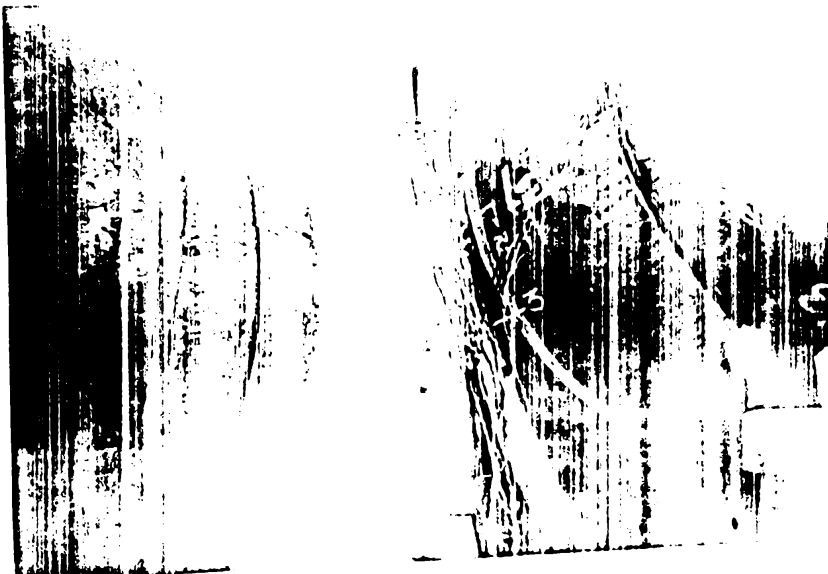


Fig. 12.6.4. b

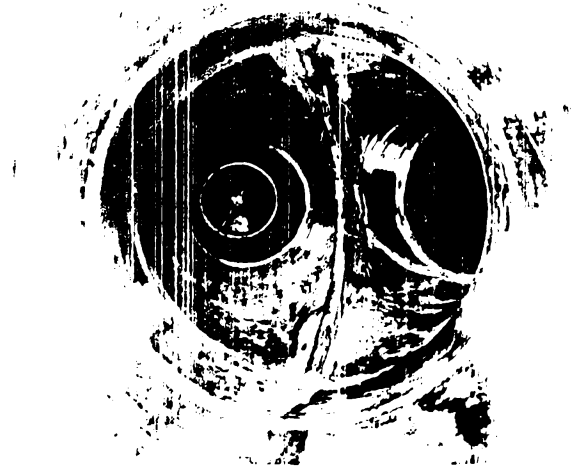


Fig 12 6.4.c

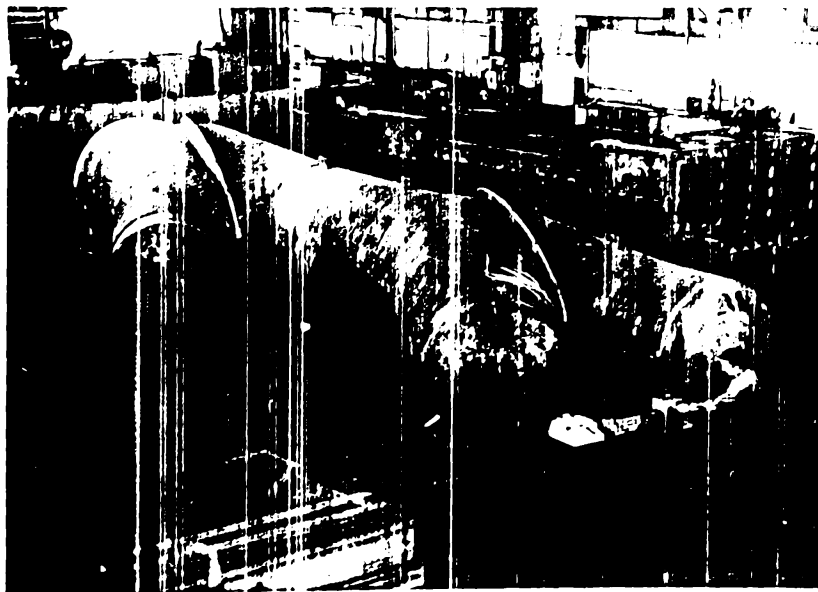


Fig 12 6.4.d

Măsurătorile tensometrice s-au efectuat pentru treptele de presiune de mai sus, făcându-se citiri atât la ridicarea cât și la coborârea presiunii.

Aspecte din timpul probelor tensometrice uzinale efectuate la I. Independența Sibiu și I.M.G. București, fabricantul din țară a acestor echipamente sînt prezentate în fig. 12.6.4.

12.6.3. Prelucrarea rezultatelor experimentale

Măsurătorile cu ajutorul traductorilor tensometrici sensibili se bazează în principiu pe faptul că atunci cînd un conductor electric (sau semiconductor), care constituie elementul sensibil se lungeste sau se scurtează, rezistența sa electrică se modifică.

Dacă elementul sensibil este fixat pe o porțiune dintr-o piesă care se deformează din cauza unei solicitări, el se va deforma la fel cu piesa.

Măsurînd prin mijloace electrice sau electronice, variația de rezistență a elementului sensibil, care este proporțională cu deformația sa, se poate determina, pe baza unei etalonări anterioare, deformația în porțiunea de piesă studiată.

Cunoscînd că alungirea specifică, are expresia $\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$ între aceasta și variația de rezistență electrică există relație lineară.

$$\frac{\Delta R}{R} = K \frac{\Delta L}{L} = K \varepsilon \quad (12.6.2.)$$

de unde:

$$\varepsilon = \frac{\Delta R}{KR} \quad (12.6.3.)$$

K - constanta traductorului, caracterizează sensibilitatea traductorului în ansamblu.

În timpul măsurătorilor tensometrice, etalonarea tipică de măsură prin introducerea coeficientului K , se măsoară direct alungirea specifică.

Pentru cazul cel mai general, relația dintre deformațiile specifice și eforturile unitare pe cele trei direcții principale este dată de legea Hooke, generalizată.

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E} (\sigma_1 - \mu \sigma_2 - \mu \sigma_3) \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} (\sigma_2 - \mu \sigma_3 - \mu \sigma_1) \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} (\sigma_3 - \mu \sigma_1 - \mu \sigma_2) \end{aligned} \quad (12.6.4.)$$

În cazul stării plane de eforturi unitare, când $\sigma_3 = 0$ rezultă celelalte două alungiri specifice principale:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \mu \sigma_2) \quad (12.6.5.)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} (\sigma_2 - \mu \sigma_1)$$

Rezolvând această relație în raport cu eforturile unitare principale, rezultă:

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_1 + \mu \varepsilon_2) \quad (12.6.6.)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_2 + \mu \varepsilon_1)$$

Prin urmare, pentru studiul unei stări plane de eforturi unitare, trebuie să se determine prin măsurători tensometrice deformațiile principale ε_1 și ε_2 .

Cel mai simplu caz este cel al unei bare solicitate la întindere, pentru care $\varepsilon_2 = -\mu \varepsilon_1$, rezultă $\sigma_1 = E \varepsilon_1$, deoarece $\sigma_2 = 0$.

Evident în acest caz nu este nevoie decât de un singur traductor activ pe direcția de aplicare a forței de întindere. Dacă se măsoară însă atât ε_1 cât și ε_2 , rezultatele pot servi la determinarea coeficientului de contracție transversală μ .

În cazul stării plane de eforturi unitare, dacă direcțiile principale sînt cunoscute, cei doi traductori se lipsesc pe aceste direcții și se află ε_1 și ε_2 .

Așa s-a procedat pentru măsurarea eforturilor unitare în cazul virolilor cilindrice sau conice și pe conturul nervurii de consolidare a distribuitorului.

Știindu-se că la virole direcția efortului maxim este cel tangențial iar cel minim axial.

În cazul nervurii de consolidare cel maxim se află în planul ei, iar cel minim perpendicular pe acesta.

În numeroase aplicații tehnice, direcțiile principale de eforturi nu se cunosc, ca de exemplu, în cazul distribuitorilor la îmbinarea dintre virolă și nervura de consolidare interioară. Pentru aceste situații determinarea lor se face cu ajutorul rozetelor tensometrice, adică grupe de cel puțin trei traductori, măsurînd pe direcții care fac între ele unghiuri cunoscute.

În cazul folosirii de rozete dreptunghiulare din trei traductori ce fac între ele unghiuri de 45° se notează cu ε_A

alungirea măsurată cu traductorul aplicat pe direcția de referință și cu ε_B și ε_C cele măsurate de traductori care fac unghiuri de 90° și 45° cu direcția de referință.

Cu ajutorul acestor valori se calculează eforturile unitare σ_1 și σ_2 precum și unghiul φ_1 pe care direcția principală o face cu direcția A sau B în funcție de anumite cazuri care se vor explica în continuare.

Relațiile de calcul sînt următoarele:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{2} \left(\frac{D}{1-\mu} \pm \frac{\sqrt{2}}{1+\mu} \sqrt{A^2+B^2} \right) \quad (12.6.7.)$$

$$\operatorname{tg} 2\varphi_1 = \frac{B-A}{C} \quad (12.6.8.)$$

unde: $A = \varepsilon_B - \varepsilon_C$; $B = \varepsilon_C - \varepsilon_A$; $C = \varepsilon_A - \varepsilon_B$; $D = \varepsilon_A + \varepsilon_B$

În fig. 12.6.5. s-a reprezentat transpunerea unghiului în funcție de semnele celor doi termeni din care se calculează $\operatorname{tg} 2$ și anume:

tg	Notare	Transpunere
- / +	- φ_1/A	- în sens trigonometric negativ față de A
+ / +	+ φ_1/A	- trigonometric pozitiv față de A
- / =	+ φ_1/B	- trigonometric pozitiv față de B
- / -	- φ_1/B	- trigonometric negativ față de B.

Știind că pentru oțel $E = 2,110^6 \text{ kgf/cm}^2$; $\mu = 0,3$ și că măsurătorile tensometrice pun la dispoziție deformații măsurate în $\mu\text{m/m}$ sau 10^{-5} cm/cm relația de calcul ia următoarea formă practică și la calculătorul DARGO 1840 din dotarea CBSITEL Timișoara:

$$\sigma_{1,2} = 1,5D \pm 1,4224 \sqrt{A^2+B^2} \quad (12.6.9.)$$

... Pentru altele tipuri de rozete relațiile de calcul se vor stabili corespunzător caracteristicilor funcționale și constructive ale acestora.

12.6.4. Analiza măsurătorilor tensometrice

Analiza măsurătorilor experimentale efectuate pe modele și realizări industriale au condus la următoarele concluzii:

Eforturi în nervură

Repartiția eforturilor pe nervură obținute pe baza măsurătorilor efectuate pe model și prezentate în fig. 12.6.6. și 12.6.7. (ramificații asimetrice) și fig. 12.6.8. (ramificații simetrice) unde $\sqrt{\tau}$ reprezintă efortul tangențial în virolele învecinate, au arătat că metoda de calcul aplicată în secțiunea de efort maxim este satisfăcătoare.

Valorile medii efective ale tensiunilor în aceste secțiuni se abat în limite admisibile de la cele de calcul (tabel 12.6.2.).

Se observă încă în privința repartiției eforturilor pe conturul nervurii, conturul adoptat constructiv, în prima etapă de dimensionare, mai ales în cazul ramificației R_1 (CHE Mărișelu), apar eforturi mai mari decât cele admise prin ipoteza de calcul.

Valoarea și distribuția eforturilor pe conturul nervurilor de consolidare, rezultate pe baza măsurătorilor efectuate pe model, au permis corectarea dimensiunilor și formei geometrice a acestora, având în vedere dimensionarea distribuitorului industrial.

Incercările tensometrice pe model au confirmat, de asemenea pentru formele de nervuri adoptate, ipoteza că acestea sînt cupruce sau lax tracțiune.

Rezultatele măsurătorilor tensometrice obținute la probele uzinale pe ramificațiile distribuitorilor industriale CHE Mărișelu; Gîlceag; Motru; Retezat sînt prezentate în continuare. Dimensionarea nervurilor de consolidare pentru aceste ramificații s-a efectuat conform ipotezelor și a metodelor de calcul prezentate în paragrafele 12.1 - 12.5 și a concluziilor măsurătorilor tensometrice efectuate pe modele.

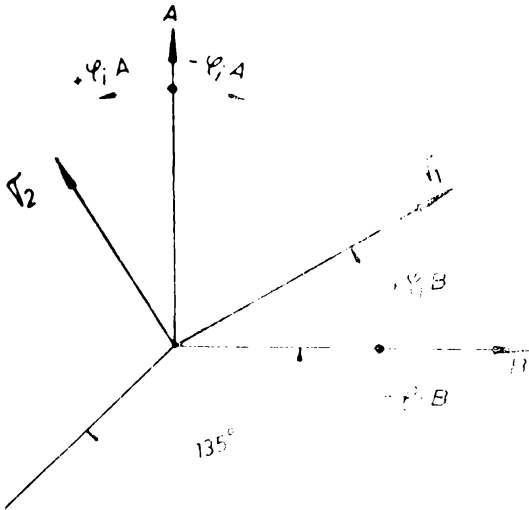
Dintre acestea ramificațiile R_1 ; R_2 CHE Mărișelu și Gîlceag sînt asimetrice, iar CHE Motru și Retezat, simetrice.

În fig. 12.6.9; 12.6.10; 12.6.11 și 12.6.12 sînt prezentate repartiția eforturilor pe cele 4 nervuri de consolidare interioare încercate.

Pe aceste diagrame s-a trecut și efortul de calcul, utilizat la dimensionarea nervurii, efort calculat cu relația (12.6.2.).

În secțiunea de simetrie repartiția eforturilor este relativ uniformă, exceptînd micile vîrfuri de tensiune ce apar pe interiorul nervurii, datorate efectului de încovoiere, care apare din cauză că lățimea efectivă b_{ef} a nervurii este mai mare decât lățimea de calcul b_0 , astfel încît punctul de aplicare al forței nu mai cade în mijlocul secțiunii nervurii. eforturile

La toate nervurile de calcul sînt mai mari decât cele



g.126 Transpunerea eforturilor principale V_1 si V_2 pentru razete $90^\circ/45^\circ$

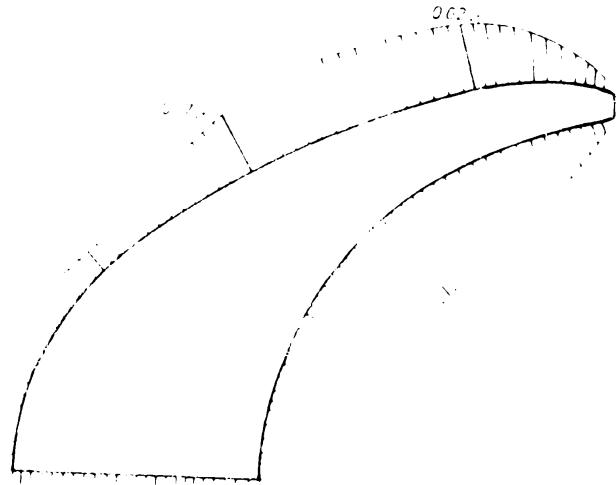


Fig. 12.66

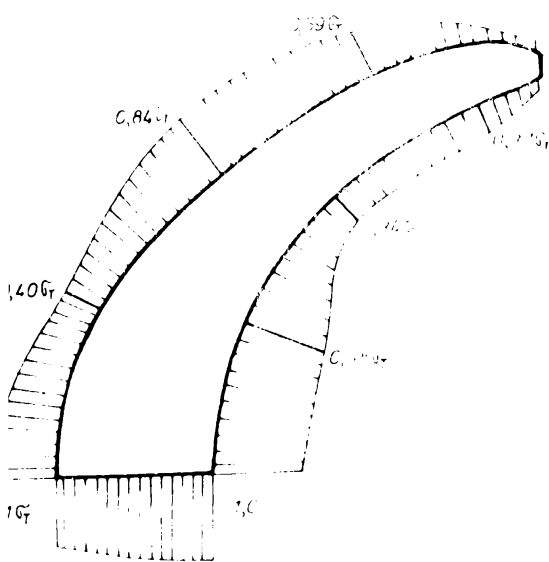


Fig. 12.67

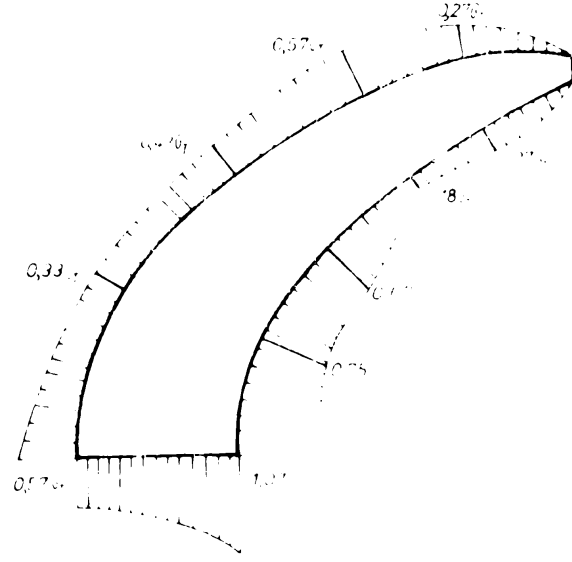


Fig. 12.68

Tabel nr. 126

Ramificatia mode.	V_{calc} ($\frac{daN}{cm^2}$)	V_e ($\frac{daN}{cm^2}$)	V_e / V_{calc}
1 Asimetrică	1658	1885	1.13
2 Asimetrică	1658	1550	0.93
3 Simetrică	1784	1495	0.84

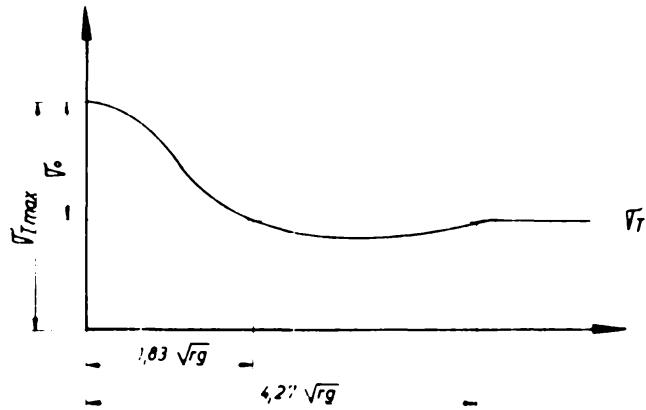
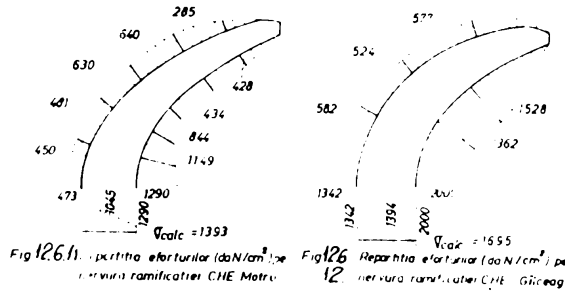
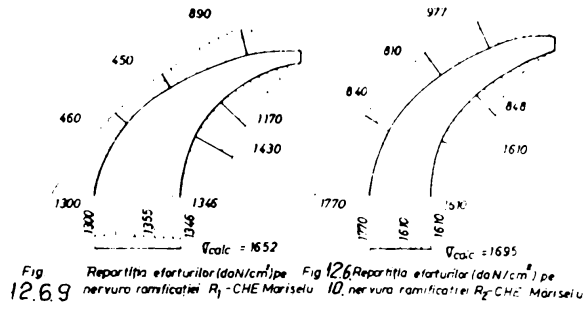


Fig. 12.6.13 Variatia eforturilor tangențiale maxime în dreptul frîngerei.

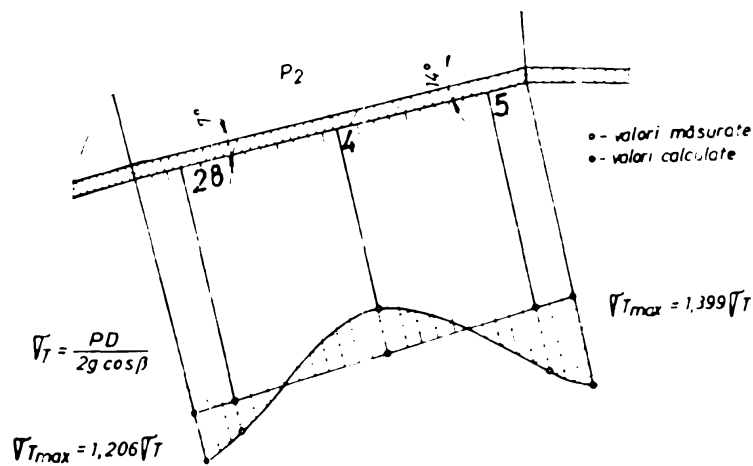


Fig. 12.6.14 Variatia eforturilor în lungul viralei P₂ și abaterea lor față de efortul teoretic σ_T , din formula cazanului (β = semiunghiul la vîrf al conului)

efective, aparând numai la R₂ Mărișelu și ramificația Gîlceag deplasări neesențiale în zona vîrfurilor de tensiune.

Stabilind din repartiția de eforturi un efort efectiv mediu (prin integrare), se constată că la toate nervurile acesta este substanțial mai mic decît cele de calcul, care la rîndul său este mult mai mic decît efortul admisibil al materialului nervurii (vezi tabl. 12.6.3.).

Pentru a verifica metoda de determinare a forței din secțiunea simetrie a nervurilor s-a calculat cu ajutorul datelor experimentale forța efectivă, cu relația:

$$P_{ef} = g_n \cdot b_{ef} \cdot \sqrt{ef_{med}} \quad (12.6.10.)$$

unde: g_n - grosimea nervurii
 b_{ef} - lățimea efectivă (constructivă) a nervurii
 $\sqrt{ef_{med}}$ - efortul efectiv mediu

Comparînd valoarea forței efective cu cea de calcul (determinată cu prezenta metodă) se observă că la cele trei ramificații asimetrice diferențele sînt în limite de $\pm 5\%$, ele putînd fi puse pe seama preciziei de măsură a tensometriei electrice și de citire a presiunilor de încercare. Prin urmare se poate considera că metoda de stabilire a forței în planul de simetrie se verifică la aceste trei ramificații asimetrice.

Tabel 12.6.3.

Ramificație	P_{calc} [mH ₂ O]	g_n [mm]	b_0 [mm]	b_{ef} [mm]	$\sqrt{ef_{calc}}$ [$\frac{dN}{cm^2}$]	$\sqrt{ef_{med}}$ [$\frac{dN}{cm^2}$]	$\frac{P_c}{P_c \cdot A}$ [KN]	P_{ef} [KN]	P_{ef}/P_c
R ₁ Mărișelu	640	100	929	1103	1652	1340	15760	14780	0,94
R ₂ Mărișelu	640	90	473	592	1695	1635	8900	8710	0,98
Motru	280	65	502	588	1393	960	4200	3660	0,85
Gîlceag	640	110	473	606	1695	1410	8900	9400	1,05

La ramificația simetrică (Motru) diferența este mai mică (-15 % 7 aparînd posibilitatea, ce trebuie încă confirmată de măsurători ulterioare, că la ramificații simetrice datorită configurației geometrice mai bune, metoda este prea acoperitoare.

În privința repartiției eforturilor pe conturul nervurii, aceasta este continuă atît pe interiorul cît și exteriorul nervurii. Pe conturul exterior (zona de îmbinare cu virolele învecinate)

repartiția este relativ uniformă cu valori ceva mai mari în secțiunea de simetrie și în vârful nervurii.

Valorile acestor eforturi sînt însă mult mai mici decît cele din secțiunea de simetrie.

Eforturi în virole

În privința eforturilor din virole la toate măsurătorile tensometrice efectuate pe modele și realizări industriale s-a verificat relația dintre efortul tangențial și cel axial (efect de fund):

$$\sqrt{\sigma_{ex}} = 0,5 \sqrt{\tau} \quad (12.6.11.)$$

Din punct de vedere al influenței formei geometrice asupra valorii repartiției eforturilor s-au constatat următoarele:

Datorită formei constructive, eforturile efective măsurate se abat de la cele teoretice de dimensionare (formula cazanului pentru membrane neperturbate), abateri care sînt cu atât mai mari cu cît punctul analizat se află într-o zonă mai perturbată.

Influența factorilor de perturbare s-a confirmat și prin faptul, că în puncte de măsură aflate pe conducte cilindrice drepte, se poate de orice element de perturbare s-au obținut experimental valori ale eforturilor identice cu cele de calcul. Astfel la distribuția Gîlceag într-un punct pe conducta de legătură aceste eforturi au fost:

$$\sqrt{\tau}_{calc} = 2663 \text{ daN/cm}^2; \sqrt{\tau}_{ef} = 2620 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sqrt{\sigma_{ex}}_{calc} = 1331 \text{ daN/cm}^2; \sqrt{\sigma_{ex}}_{ef} = 1309 \text{ daN/cm}^2$$

În ramificații abaterile față de eforturile teoretice se datorază în special frîngerilor la îmbinarea virolelor învecinate, unde se face simțit așa numitul efect de cot, care dă naștere la un efort tangențial local suplimentar care se suprapune peste efortul tangențial al membranei neperturbate. Variația acestui efort în lungul virolei este prezentat în fig. 12.6.13 pentru cazul unei singure frîngeri.

Dacă există mai multe frîngeri învecinate este evident că ele se influențează reciproc.

Conform literaturii efortul suplimentar în punctul de frîngere are expresia

$$\sqrt{\sigma_0} = 0,0056 \alpha^0 \sqrt{\frac{r}{9e}} \sqrt{\tau} \quad (12.6.12.)$$

unde:

- \sqrt{T} - efortul tangențial teoretic calculat cu relația (3.3.)
- α - unghiul de frîngere
- $r=0/2$ - raza interioară a virolei în dreptul frîngerii
- g_v - grosimea virolei

In cazul unei singure frîngeri acest efort se suprapune peste efortul tangențial al membranelor cilindrice rezultînd efortul tangențial maxim în punctul de frîngere:

$$\sqrt{T_{max}} = \sqrt{T} (1 + 0,0056 \alpha^\circ \sqrt{\frac{r}{g_v}}) \quad (12.6.13.)$$

La coturi efortul local (12.6.12.) se suprapune peste efortul tangențial al torului, expresia efortului maxim devenind:

$$\sqrt{T_{max}} = \sqrt{T} (1 + \frac{r}{R} + 0,0056 \alpha^\circ \sqrt{\frac{r}{g_v}}) \quad (12.6.14.)$$

unde:

R - raza de curbură a cotului

La virolele ramificațiilor eforturilor maxime se calculează de obicei cu relația (12.6.13.).

La ramificația Gîlceag s-au făcut măsurători în vederea verificării acestor eforturi suplimentare și deci a valabilității relației (12.6.13.).

In tabelul 12.6.4. se prezintă pentru cele două puncte analizate, valoarea efortului tangențial teoretic, valoarea efortului tangențial maxim calculat pentru punctele de frîngere precum și efortul tangențial efectiv măsurat.

Tabelul 12.6.4.

Loc	\sqrt{T} daN/cm ²	relativ	$\sqrt{T_{max}}$	Valoarea daN/cm ²	\sqrt{T} măsurat daN/cm ²
5	2455	1,399		3434	2920
28	2622	1,206		3162	3120

Aceste valori sînt prezentate și în fig. 12.6.14.

Menționăm că eforturile $\sqrt{T_{max}}$ sînt calculate pentru punctul de frîngere, pe cînd timbrele tensometrice au fost amplasate la distanța de 100 m față de acest punct, deci la o valoare mai mică a lui \sqrt{T} conform curbei din fig. 12.6.13. Din fig. 12.6.14 se constată că valorile măsurate se încadrează în curba valorilor calculate, verificîndu-se prin această apariția eforturilor suplimentare în cazul

de frângere, precum și valabilitatea formulei (12.6.13.).

... După cum am arătat în vederea stabilirii coeficienților reali de siguranță care se definesc ca raportul presiunilor de spargere la presiunea de calcul, modelele au fost supuse presiunii de spargere. Pe baza probelor efectuate pe patru modele de ramificații au rezultat valori ale coeficienților reali de siguranță între $3,25 \div 3,43$ valori care se încadrează cu încercări similare prezentate în literatură (2) (5) (6) (7) (27).

Aspecte ale ramificațiilor după proba de spargere sunt prezentate în fig.(12.6.15.).



Din analiza volumului mare de măsurători experimentale efectuate pe modele și realizări industriale de distribuitoare cu nervuri interioară de tip simetric și asimetric se poate trage concluzia că metoda stabilită de calcul și dimensionare a ramificațiilor și în special a nervurilor de consolidare interioară este corectă. Aceasta fiind confirmată și de măsurătorile sistematice efectuate în perioada 1975 ÷ 1985 pe 20 de distribuitoare industriale cu obazia probelor uzinale și la montaj pe șantier.

În privința nervurii de consolidare interioară măsurătorile au confirmat că solicitările care apar sînt numai de tracțiune, repartiția lor pe conturul nervurilor fiind aproape continuă și uniformă.

În zona de îmbinare a nervurii cu vîrolele învecinate (contur exterior) zonă care reprezintă chiar locul de prelucrare a fuzelor de către nervură, repartiția eforturilor este în toate cazurile mai uniformă decît pe conturul interior. S-a confirmat de asemenea ipoteza admisă de dimensionare în sensul că nu rezultă solicitări perpendiculare pe planul nervurii.

Tot în baza măsurătorilor tensometrice s-a confirmat ipoteza admisă în calculul de dimensionare, că eforturile maxime apar în secțiunea de simetrie a nervurii (calcul).

Se constată că efortul efectiv mediu pe întreaga secțiune de simetrie este mai mic decît cel de calcul. Această diferență poate fi pusă pe seama faptului că din motive constructive lățimea efectivă a nervurii în secțiunea de simetrie este mai mare decît cea teoretică.



Fig 12.6.15 a

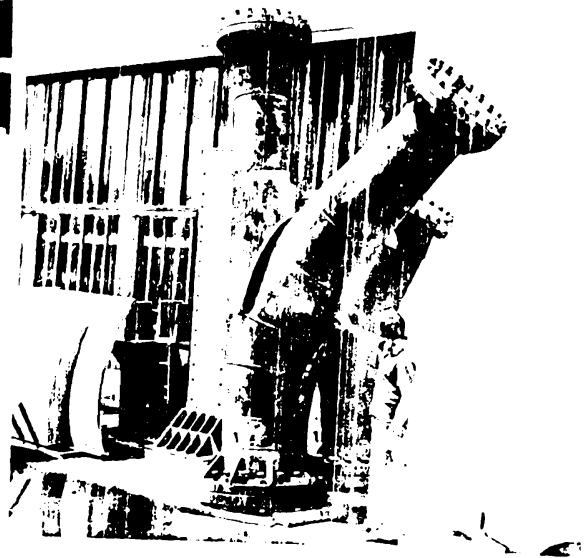


Fig. 12.6.15 b

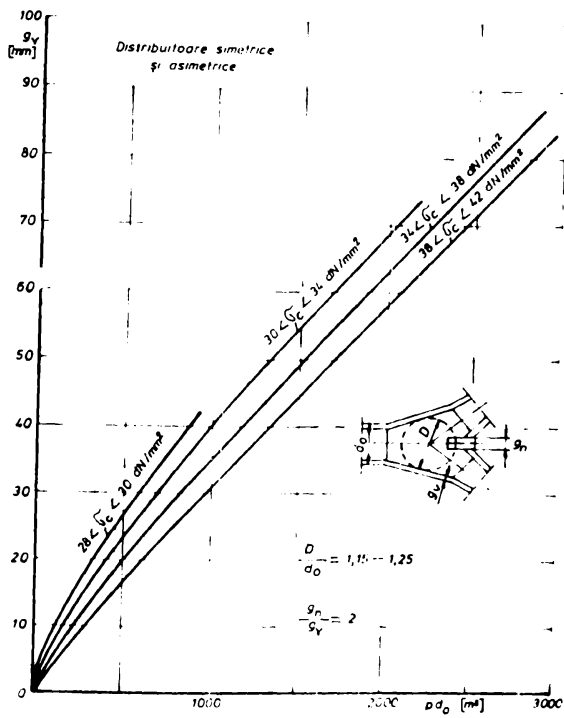


Fig. 12.6.16

Pentru valorile ale geometriei ramificațiilor rezultate ca optime din punct de vedere hidraulic $D/d_0 = 1,15 - 1,25$ raportul dintre grosimea nervurii de consolidare și grosimea virolelor învecinate are valoarea $g_n/g_v \approx 2$

Dependent de calitatea materialului caracterizată prin \sqrt{c} la valori ale parametrilor geometrici ai ramificației $D/d_0 = 1,15 \div 1,25$ și $g_n/g_v = 2$, între grosimea virolelor g_v și parametrul $\rho \cdot d_0$ ce caracterizează ansamblul distribuitorului rezultă relația din figura 12.6.16.

Măsurătorile tensometrice complexe conduc la concluzia că metoda stabilită de calcul a ramificațiilor cu nervura interioară poate fi aplicată fără rezervă, conducând la soluții economice atât din punct de vedere al consumului de metal cât și al tehnologiilor de realizare, conferind acestui gen de echipament un grad ridicat de siguranță în exploatare, siguranță impusă în primul rând de importanța pe care o au distribuitoarele în cadrul centralelor hidroelectrice.

12.7. Metoda analitică de calcul a desfășurătorilor ramificațiilor cu nervură interioară

Una din problemele importante în realizarea unei ramificații o constituie stabilirea corectă și la precizia cerută de procesul de fabricație a desfășurătorilor elementelor componente.

La dimensiunile și grosimile de tablă la care se realizează ramificațiile (grosimi de tablă până la 80 mm), această problemă devine și mai importantă, datorită faptului că o eroare de stabilire a formei desfășurătorilor poate conduce la pierderi materiale și rebuturi considerabile, avînd în vedere și caracterul de unicat al acestor echipamente.

Din această cauză s-a urmărit stabilirea unei metode analitice de calcul, care să elimine erorile și volumul de muncă exagerat de mare și anevoios ale metodelor grafice utilizate în mod curent.

Forma geometrică a unei ramificații cu nervură de consolidare interioară este prezentată în fig. 12.7.1. Se observă că aceasta este formată din intersecția sub diferite unghiuri a unor conuri circulare drepte, respectiv intersecția de conuri cu cilindrii, toate avînd axele de rotație cuprinse în același plan.

Definirea geometriei se poate face prin diametrele sferelor de tangență, distanțele dintre centrele sferelor și unghiurile pe care axele de simetrie ale conurilor le formează între ele.

În afară de aceste elemente pentru calculul desfășurătorilor se mai dau grosimile tablelor virolelor și a nervurii de consolidare.

Stabilirea metodei de calcul, s-a făcut în baza formulelor analitice, de calcul al desfășurătorii unui con circular drept

intersectat cu un plan înclinat, care conform notațiilor din fig.

12.7.2. are expresia:

$$\rho_K = \frac{\operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \delta + 1}{\operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \delta + \cos \theta_K} \cdot \rho_0 \quad (12.7.1.)$$

$$\varphi_K = \theta_K \cdot \cos \delta \quad (12.7.2.)$$

unde:

$\rho_K; \varphi_K$ - generatoarele (razele polare) respectiv unghiul la vîrf al desfășuratei

θ_K - unghiul de împărțire pe cercul de bază

ρ_0 - generatoarea minimă

γ - unghiul ascuțit format de planul de intersecție cu axa conului

δ - unghiul la bază al conului

Se știe că intersecția a două conuri simetrice, tangente la o sferă comună, respectiv a unui con cu un cilindru, este cuprinsă într-un plan perpendicular pe planul care conține axele de rotație (simetrie). În acest sens în fig. 12.7.3. este reprezentată intersecția a două conuri definite, conform celor de mai sus prin razele sferelor de tangență R_0, R_d, R_s , distanțele d_d, d_s dintre centrele sferelor și unghiul φ dintre axele conurilor, ambele conuri fiind tangente la sfera de diametru D_0 . S-a notat cu indicele "d" elementele conului din dreapta și cu "s" cele ale conului din stînga.

Pentru simplificarea calculelor, încadrarea în sistemul de coordonate xOy s-a făcut astfel încît axa conului din stînga să se suprapună peste axa absciselor.

Planul de intersecție al conurilor este definit de punctele $A(x'; y')$ și $B(x''; y'')$ rezultate din intersecția generatoarelor SA cu DA și respectiv SB cu DB.

Unghiurile la vîrf ale celor două conuri vor avea valoarea calculată cu expresiile:

$$\sin \alpha_d = \frac{R_0 - R_d}{d_d} \quad (12.7.3.)$$

$$\sin \alpha_s = \frac{R_0 - R_s}{d_s} \quad (12.7.4.)$$

Cu $\alpha_d; \alpha_s$ și unghiul φ cunoscute se calculează coeficienții unghiulari ale dreptelor DA, DB, SA și SB după cum urmează:

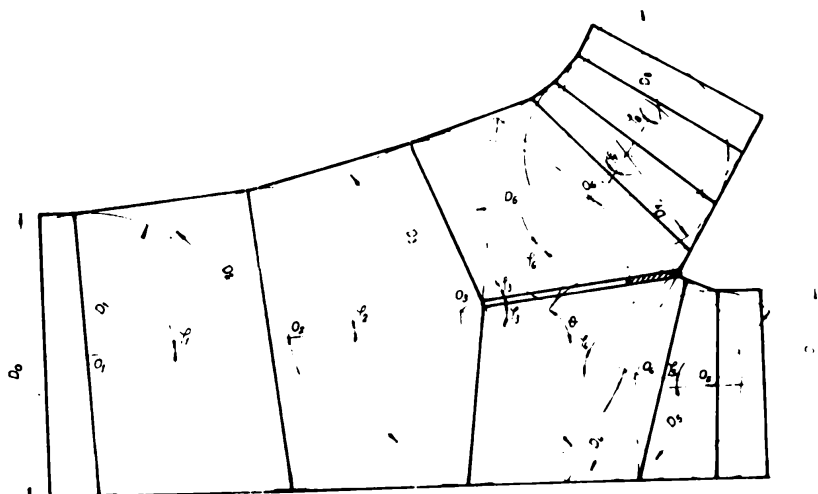


Fig. 12.7.1

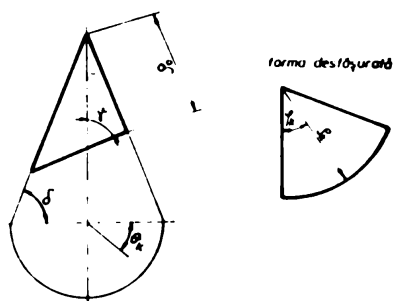


Fig. 12.7.2

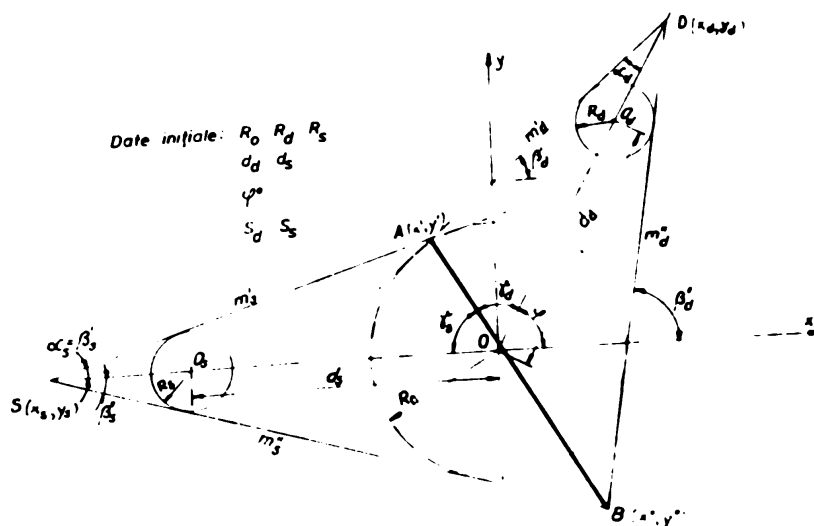


Fig. 12.7.3

Dreapta DA: $m'_d = \operatorname{tg} \beta'_d = \operatorname{tg} (\varphi - \alpha_d)$

Dreapta DB: $m''_d = \operatorname{tg} \beta''_d = \operatorname{tg} (\varphi + \alpha_d)$

Dreapta SA: $m'_s = \operatorname{tg} \beta'_s = \operatorname{tg} \alpha_s$

Dreapta SB: $m''_s = \operatorname{tg} \beta''_s = \operatorname{tg} (-\alpha_s)$

Scrind ecuațiile dreptelor DA și SA tangente la ceroul de Rază R_0 , rezultă coordonatele punctului A:

$$x' = R_0 \frac{\sqrt{1+m'_s{}^2} - \sqrt{1+m'_d{}^2}}{m'_d - m'_s} \quad (12.7.5.)$$

$$y' = R_0 \frac{m'_d \sqrt{1+m'_s{}^2} - m'_s \sqrt{1+m'_d{}^2}}{m'_d - m'_s} \quad (12.7.6.)$$

Similar coordonatele punctului B:

$$x'' = -R_0 \frac{\sqrt{1+m''_s{}^2} - \sqrt{1+m''_d{}^2}}{m''_d - m''_s} \quad (12.7.7.)$$

$$y'' = -R_0 \frac{m''_d \sqrt{1+m''_s{}^2} - m''_s \sqrt{1+m''_d{}^2}}{m''_d - m''_s} \quad (12.7.8.)$$

Coordonatele vîrfurilor celor două conuri (S și D) vor avea expresiile:

$$x_s = R_s \frac{\sqrt{1+m'_s{}^2}}{m'_s}$$

$$y_s = 0$$

și

$$x_d = -R_0 \frac{\sqrt{1+m'_d{}^2} + \sqrt{1+m''_d{}^2}}{m'_d - m''_d}$$

$$y_d = -R_0 \frac{m''_d \sqrt{1+m'_d{}^2} + m'_d \sqrt{1+m''_d{}^2}}{m'_d - m''_d}$$

Avînd coordonatele punctelor D, A, și S se determină lungimea celor patru generatoare cu relațiile:

$$\overline{DA} = \sqrt{(x_d - x')^2 + (y_d - y')^2} \quad (12.7.9.)$$

$$\bar{DB} = \sqrt{(x_d - x'')^2 + (y_d - y'')^2} \quad (12.7.10.)$$

$$\bar{SA} = \sqrt{(x_s - x')^2 + y'^2} \quad (12.7.11.)$$

$$\bar{SB} = \sqrt{(x_s - x'')^2 + y''^2} \quad (12.7.12.)$$

Aceste generatoare reprezintă de fapt generatoarea maximă și minimă, ale celor două conuri, rezultate din intersecția cu planul AB. Deoarece în formula de desfășurare (12.7.1.) intervine generatoarea minimă, din perechile DA și DB respectiv SA și SB se reține valoarea cea mai mică, generatoare care se notează în continuare cu P_{dmin} și P_{smin} . Aceste generatoare fiind calculate pentru conturul interior ele vor trebui corectate cu un coeficient de corecție pentru fibre medii astfel încât generatoarele minime necesare calculului desfășuratelor vor avea expresiile:

$$P_{o,d} = P_{dmin} + \Delta P_d \quad (12.7.13.)$$

$$P_{o,s} = P_{smin} + \Delta P_s \quad (12.7.14.)$$

Cele două corecții de lungime se calculează cu relațiile:

$$\Delta P_d = 0,5 S_d [\operatorname{ctg} \alpha_d - \operatorname{tg} (90^\circ - \alpha_d - \gamma_d)] \quad (12.7.15.)$$

$$\Delta P_s = 0,5 S_s [\operatorname{ctg} \alpha_s - \operatorname{tg} (90^\circ - \alpha_s - \gamma_s)] \quad (12.7.16.)$$

unde S_d și S_s sînt grosimile de tablă ale celor două conuri iar γ_d și γ_s unghiurile formate de planul de intersecție cu axele celor două conuri. Tangentele și implicit valoarea acestor unghiuri se determină astfel:

$$\operatorname{tg} \gamma_s = m_{AB} = \frac{y' - y''}{x' - x''} \quad (12.7.17.)$$

$$\operatorname{tg} \gamma_d = \frac{m_{AB} - \operatorname{tg} \varphi}{1 + m_{AB} \operatorname{tg} \varphi} \quad (12.7.18.)$$

Cu mărimile calculate din relațiile (12.7.13.); (12.7.14) (12.7.17.) și 12.7.18. se cunosc toate elementele necesare trecerii la calculul, cu ajutorul relațiilor (12.7.1.) și (12.7.2.) a desfășurate- lor celor două conuri. Pentru aceasta cercurile de bază ale conurilor se împart în părți egale astfel încât:

$$\alpha_K = K \frac{360^\circ}{n} \quad K = 0 \dots n \quad (12.7.19.)$$

Înlocuind valorile în relațiile (12.7.1.) și (12.7.2.) se obține în coordonate polare desfășuratele pentru cele două conuri, determinate de intersecția dintre ele.

Datorită dimensiunilor mari și a unghiurilor la vîrf foarte mici, trasarea în uzină în coordonate polare este extrem de dificilă; din care cauză desfășuratele obținute nu trec în coordo- nate carteziane cu relațiile:

$$x_K = \rho_K \sin \alpha_K \quad (12.7.20.)$$

$$y_K = \rho_0 - \rho_K \cos \alpha_K \quad (12.7.21.)$$

La ramificații metoda de calcul se aplică succesiv în sensul că fiecare con va trece conform notațiilor folosite, pe rînd în stînga și pe umră în "dreapta" obținîndu-se astfel desfășuratele virolelor componente, obținute prin intersecția conurilor cu două sau trei plane de intersecție.

Cele prezentate mai sus constituie cazul general, la care conurile nu au nici o generatoare comună (în prelungire). La formule geometrice uzuale (fig. 12.7.1.) apare însă foarte frecvent situația în care conurile au una din generatoare comună. Dacă încadrarea în sistemul de coordonate xOy se face astfel încît generatoarea comună să cadă înspre valorile negative ale coordonatelor, metoda de calcul este valabilă și pentru acest caz particular, cu excepția relațiilor de calcul ale coordonatelor punctului B, care datorită nedeterminării ce ar apare se calculează cu expresiile:

$$y'' = R_0 \frac{\sqrt{1+m_s'^2}}{1+m_s'^2} \quad (12.7.22.)$$

$$x'' = -m_s' \cdot y \quad (12.7.23.)$$

Metoda se poate aplica și la intersecția unui con cu un cilindru, în care caz relațiile prezentate trebuiesc doar adoptate faptului că cilindrul este un con cu unghiul la vîrf zero.

La stabilirea metodei de calcul s-a avut în vedere posibilitatea programării pe calculator, lucru ce a fost realizat pe calculatorul Olivetti și DAMO din dotarea CCSITEM Timișoara, reducându-se în acest fel timpul afectat calculelor.

Modul de punere al problemei permite aplicarea calculelor și la alte echipamente sau piese ale căror generatoare rezultă din intersecția unor corpuri de revoluție.

Metoda de calcul al desfășuratelor prezentată a fost verificată pe o serie de execuții industriale și modele, procesul de usinare confirmînd exactitatea formelor desfășurate obținute. În lucrarea (121) este prezentată în detaliu metoda pentru calculul desfășuratelor virolelor distribuitoarelor cu nervură interioară de tip simetric și asimetric. Ea se aplică în mod curent la elaborarea proiectelor pentru distribuitoare în cadrul CCSITEM Timișoara.

Cap.13. CONTRIBUȚII LA ASIMILAREA CONCEPȚIEI ȘI FABRICAȚIEI DISTRIBUITOARELOR

Rezultatelor cercetărilor teoretice și experimentale de natură hidraulică și al calculului de rezistență prezentate în capitolele acestei teze au permis asimilarea în țara noastră prin COSITEM Timișoara a concepției în domeniul distribuitorilor.

Pe baza acestor rezultate s-au elaborat metodologii de calcul și soluții constructive care au permis elaborarea până în prezent în cadrul COSITEM Timișoara a 24 proiecte de execuție pentru distribuitoare industriale de tip simetric și asimetric destinate centralelor hidroelectrice din țară și străinătate.

Amenajările și principalii parametri ai acestor echipamente, unele de mare performanță, aflate în exploatare, montaj sau fabricație sînt prezentate în tabelul 13.1.

Distribuitorii pentru aceste amenajări au fost realizați în uzinele din țară: I. Independența Sibiu și IAS București, care asigură în continuare fabricația curentii a acestor echipamente pentru orice tip de distribuitor și performanță.

Prin asimilarea concepției și fabricației în țară a acestor echipamente a fost posibilă realizarea până în prezent a unui volan de cca. 2500 tone, ceea ce a condus la o reducere a efortului în lucru de cca. 16,8 milioane \$.

Menționăm că distribuitorul conceput și proiectat în țară de către COSITEM Timișoara pentru CHE Măntuleu, a fost realizat de către firma Vöest - Austria în anul 1976. Cercetările efectuate de autor, unele cuprinse în această teză, au stat la baza proiectării acestui distribuitor de mare performanță.

Datorită calității concepției și a execuției acestor echipamente industria noastră a dovedit exportarea și în acest domeniu, primul distribuitor livrat la export a fost în anul 1969 pentru instalația Vafreghan - Iran, iar în prezent se oferă la export acest echipament cu ocazia licitațiilor internaționale la care participăm în acest curent și țara noastră.

În fig. 13.1 se prezintă ramificația distribuitorului de mare performanță pentru CHE Rîul Mare-Netezat, în fază de montaj pe șantier, iar în fig. 13.2, distribuitorul pentru instalația Vafreghan - Iran, în fază de probe la uzina Independența Sibiu.

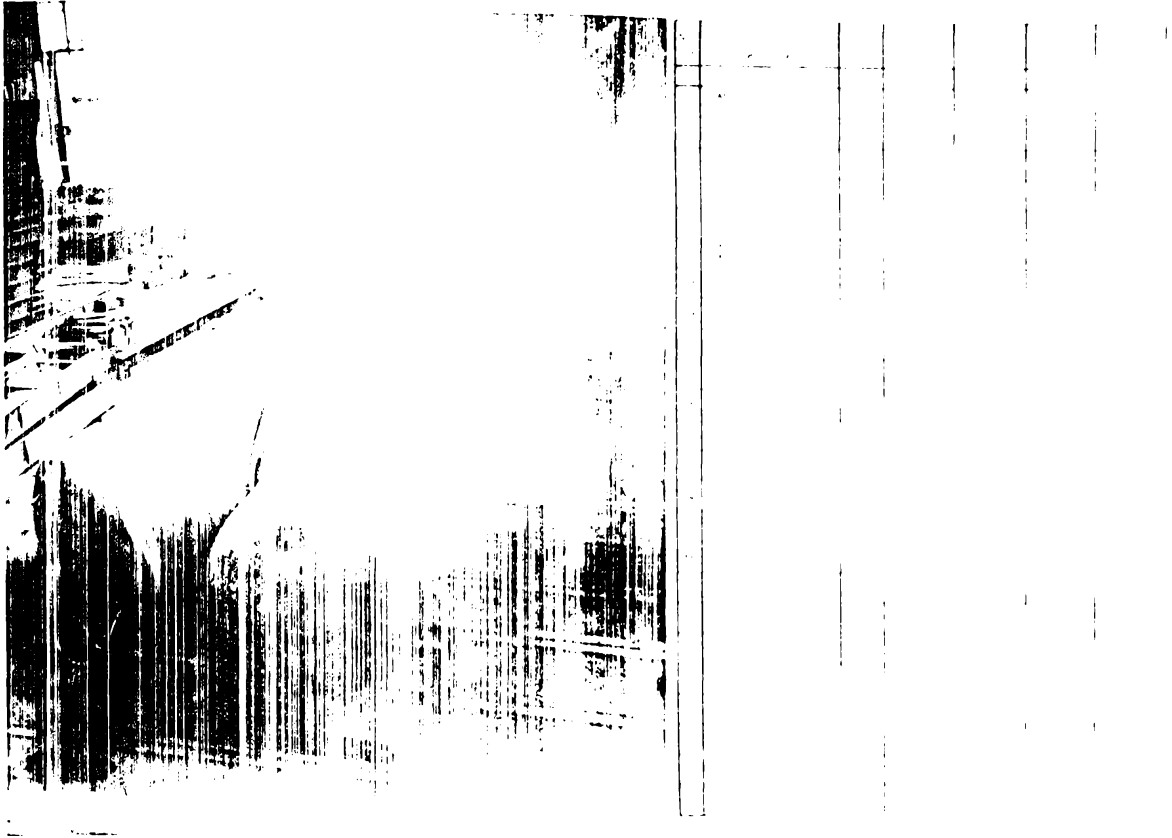


Fig. 131 a

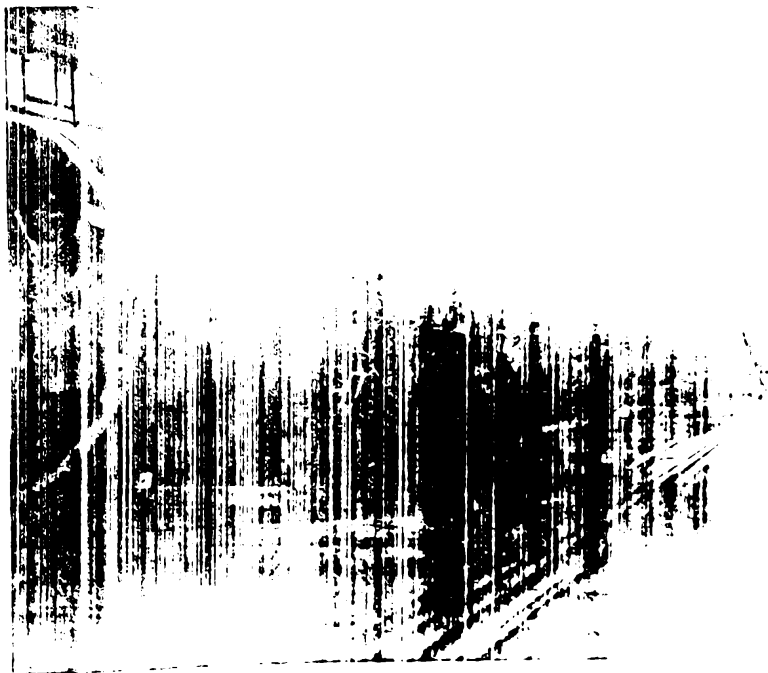


Fig. 131 b



Fig. 13.2. a.



Fig. 13.2. c.

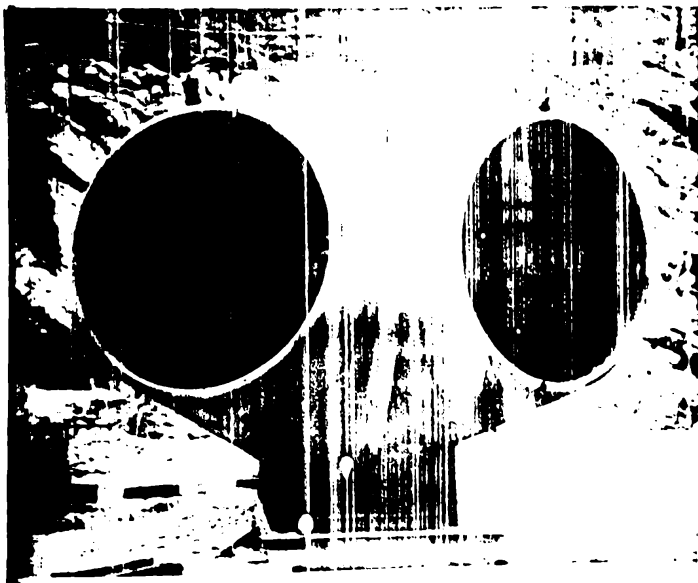


Fig. 13.2. b.



Fig. 13.2. d.

Cap. 14. Principalele concluzii și contribuții

Obiectivul principal a lucrării a constat în analiza stadiului la care s-a ajuns pe plan național și internațional în privința cercetării fenomenelor de natură hidraulică și hidrodinamică rezultate din scurgerea prin distribuitoare, vizînd în primul rînd pierderile de energie și distribuția debitelor, de asemenea aprofundarea calculului de rezistență a nervurilor de consolidare din nodurile de ramificare.

În baza cercetărilor teoretice și experimentale efectuate conduse pînă la valorificarea acestora prin aplicarea lor la realizarea concepției și fabricației distribuitorilor destinate amenajărilor hidroenergetice din planurile cincinale și anuale ale țării noastre, am obținut următoarele rezultate:

1. Rezultate teoretice

1. Au fost analizate sub aspect teoretic distribuitorii de tip simetric și asimetric realizate în soluția cu ramificații consolidate exterior și interior.

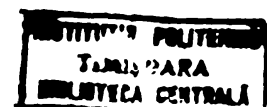
Datorită avantajelor tehnico - economice pe care le prezintă ramificațiile consolidate interior această soluție s-a impus din ce în ce mai mult în construcția de distribuitoare.

2. Caracteristic pentru geometria ramificațiilor consolidate interior este diametrul mic în zona de ramificare $D/d_0 > 1$, secțiuni conice la ieșire, valori mai mici ale pierderilor de energie, rezultat al mișcării vitezelor în zona de ramificare și scurgerii la ieșire cu un pronunțat efect de confuzor.

3. Pentru distribuitorii de tip asimetric cu două sau mai multe noduri de ramificare, realizate în această soluție, am stabilit relații de calcul a pierderilor de energie funcție de principalii parametri funcționali și geometrii ai distribuitorului: regimul de scurgere caracterizat prin cifra Reynolds, distribuția debitelor în nodurile de ramificare, geometria ramificațiilor, distanța dintre ramificații.

Verificînd unele rezultate din literatură privind valoarea pierderilor de energie, care sînt relativ puține, se constată o corespunțare peste cele obținute în baza relațiilor stabilite teoretic.

4. Adoptînd ipotezele rezultate din funcționarea distribuitorilor, am stabilit relații pentru calculul forțelor ce acționează pe nervura de consolidare, punctul de aplicare al rezultantei forțelor de asemenea metoda de calcul a grosimii și conturului integral al nervurii.



Valorile eforturilor rezultate pe baza relațiilor teoretice stabilite și distribuția acestora pe conturul nervurii se suprapun peste rezultatele prezentate în literatură sau cu cele obținute de autor pe baza măsurărilor experimentale.

B. Rezultatele experimentale

1. Incercările experimentale hidraulice și de rezistență au fost efectuate pe modele în laborator și în natură pe distribuitoare industriale.

Pentru efectuarea măsurărilor experimentale, care au urmărit determinarea parametrilor hidraulici ai distribuitorilor și verificarea relațiilor teoretice, am conceput și realizat două stațiuni de încercare care funcționează atât pe principiul aspirației cât și al refulării și care permit obținerea parametrilor experimentali ai modelelor în condiții de auto-modelare $Re > 10^5$ respectiv viteze de scurgere (mediu fluid aer) care conduc în unele de modelare la valori $Mach < 0,3$.

2. Dependent de principalii parametri funcționali și geometrici ai ramificațiilor (cifra Reynolds la intrare Re_0 ; distribuția debitelor Q_x/Q_0 ; raportul diametrelor d_x/d_0 , D/d_0 ; forma și dimensiunile nervurii interioare de consolidare), pentru ramificații simetrice cât și asimetrice ce funcționează izolat sau în ansamblul distribuitorului, am stabilit valorile coeficienților pierderilor de energie (pierderi de ramificare și trecere).

3. Măsurătorile experimentale au pus în evidență pentru prima dată influența funcționării ramificațiilor în ansamblul distribuitorului asupra valorii coeficienților de pierdere.

La valori ale cifrei Reynolds mai mari de 10^5 , valori uzuale în exploatare, rezultă pentru ramificațiile ce funcționează în ansamblul distribuitorului coeficienții de pierdere mai mari ca în cazul ramificațiilor ce funcționează izolat, concluzie deosebit de importantă pentru stabilirea performanțelor energetice ale distribuitorilor industriale.

4. Coeficienții de pierdere obținuți experimental pe modele de ramificații izolate, oferți în majoritatea cazurilor de literatura de specialitate, pot sta la baza stabilirii geometriei unui noș de ramificare dar nu pot fi utilizați pentru transpunerea lor la realizări industriale.

5. Curbele de variație a coeficienților de pierdere cu cifra Reynolds au pus în evidență influența puternică pe care o au regimurile *asimetrice* de exploatare asupra valorii coeficienților de pierdere.

Pentru deschideri egale ale tronsoanelor ramificate, deci regimuri simetrice de exploatare și $Re_0 > 10^5$, valorile coeficienților de pierdere nu depind în mod practic de cifra Reynolds.

6. Dependența coeficienților de pierdere de distribuția debitelor în nodurile de ramificare Q_x/Q_0 , rezultă de formă parabolică, prezentând un minim care nu se plasează la regimuri de exploatare hidraulic simetric ($0,3 < Q_x/Q_0 < 0,7$ pentru ramificații asimetrice și $Q_x/Q_0 \approx 0,5 + 0,7$ pentru ramificații simetrice).

7. Urmărind influența parametrilor geometrici asupra valorii coeficienților de pierdere, cercetările experimentale au arătat valori limită ale raportelor diametrelor ($d_x/d_0 = 0,7$; $D/d_0 = 1,25$), peste aceste valori reducerea pierderilor de energie în ramificații este neglijabilă.

8. Rezultatul sondării cîmpului de viteze la intrare și ieșire din ramificații a arătat următoarele:

- Distribuția vitezelor la intrare în ramificații pune în evidență plasarea curentului cu viteză mare pe direcția conductei de trecere, fapt ce explică creșterea energiei cinetice în conducta de trecere și valori negative ale coeficienților de pierdere în cazul regimurilor de exploatare simetrice.

- Distribuția și valorile vitezelor la ieșire din ramificații au arătat un pronunțat efect de cot asupra scurgerii și abateri pînă la 38% față de valoarea vitezei medii.

- Asimetria curentului definită prin parametrul "n" depinde de raportul vitezelor de la intrare și ieșire V_x/V_0 , deci implicit de regimul de încărcare al distribuitorului. Parametrul de asimetrie "n" pune în evidență și în cazul ramificațiilor importanța accelerării curentului la ieșire ($V_x/V_0 > 1,5 + 2$) respectiv influența efectului de confuzor asupra simetriei curentului.

- La valori $V_x/V_0 > 1,5 + 2,0$ efectul distribuției vitezelor la ieșire este neglijabil față de efectul creșterii pierderilor în conductele de legătură dintre distribuitor și turbinele din centrală, mai ales în cazul conductelor lungi.

9. Cercetările experimentale efectuate pe distribuitoare industriale au pus în evidență și în acest caz, similar celor obținute pe modelele de ramificații, influență puternică a regimului de exploatare a turbinelor din centrală asupra valorii coeficienților de pierdere și a distribuției debitelor pe ansamblul distribuitorului.

10. Utilizând metoda tensometriei electrice, cercetările experimentale în domeniul rezistenței, efectuate pe distribuitoare industriale au confirmat pe baza analizei valorilor și a distribuției curenților, metoda generală adoptată de calcul a distribuitorilor și alegerea coeficienților de siguranță. În privința nărvurii de consolidare, s-a confirmat ipoteza de bază admisă pentru dimensionare în sensul că solicitările care apar în nărvură sunt numai de tracțiune.

C. Transpunerea rezultatelor de la model la distribuitorii industriale și aplicații în proiectare.

1. Cercetările de laborator au confirmat modelele teoretice stabilite, și la valori ale cifrei Reynolds care corespund regiunilor de automodelare rezultatele experimentale obținute pot fi transpuse direct la distribuitorii industriale.

2. Valorile coeficienților de pierdere obținuți experimental atât pentru ramificații simetrice cât și asimetrice permit stabilirea valorilor reale ale pierderilor pentru distribuitorii industriale de asemenea optimizarea exploatarei hidroagregatelor din centrală cu luarea în considerare și a distribuitorului.

3. Pentru ramificații de tip simetric și asimetric consolidate interior geometriile recomandate ca optime din punct de vedere energetic sînt: $dx/d_0 = 0,6 + 0,7$; $D/d_0 = 1,2 + 1,25$; $L/d_0 > 1,6$ (d_0 - diametrul la intrare; dx - diametrul la ieșire; D - diametrul sferei din zona de ramificare; L - distanța dintre secțiunea de intrare și axa ramificației).

4. Rezultatele obținute privind geometriile nodurilor de ramificare, calculul nărvurilor de consolidare, valoarea coeficienților de pierdere și distribuția debitelor, au permis asimilarea și în țara noastră - prin CCSTEH Timișoara a concepției în domeniul distribuitorilor.

Aceste rezultate au fost aplicate în proiectare și la execuția de distribuitorii pentru obiective hidroenergetice din România și străinătate: Mărișelu, Sugag, Gîlceag, Motru, Rîul Măre, Retezat, Remeți, Vafreghan - Iran și altele.

x

x

x

Rezultatele obținute în cadrul tezei apreciez că oferă jaloane importante pentru aprofundarea în continuare a studiilor legate de regimul de scurgere în distribuitorii. Urmărind pe baza sondării câmpului de viteze după trei direcții, deci studiul spațial

al scurgerii, stabilirea zonelor de desprindere ale curentului și efectul geometriei asupra acestor zone, de asemenea influența stratului limită și a gradului de turbulență asupra pierderilor de energie.

B I B L I O G R A F I E

- Anton I. - Turbine hidraulice Ed.Facla 1979-Timisoara
- Müller W.E. - Druckrohrleitungen neuzeitlicher
Wasserkraftwerke - Springer - Berlin
Heidelberg - New York - 1968.
- Wieser H. - Berechnung des auf Ausendruck beanspruchter
mehrfach am Umfang verankerten Panzerrohres-
Der Bauingenieur 1980.
- Müller W.E. - Die Verwendung hochfester Stahle in
Druckleitungen-Technische Rundschau Sulzer
1966 H3.
- Meystre N. - 100 Jahre Schweizer Druckleitungen für
Wasserkraftwerke-Escher Wyss Mitteilungen n
2/1979.
- Süß A., Hassen D. - Verminderung von Materialaufwand und
Energieverlusten bei Verteilleitungen von
Wasserkraftanlagen - Escher Wyss Mitteilun-
gen 1959 H3 și H1.
- Dolder G. - Escher Wyss Verteilleitungen mit biegefesten
Innenversärkung für hydraulische Anlagen-
Escher-Wyss - Mitteilungen 1965 H2.
- 3. Müller W.,
Stratmann H. - Druckverluste im Abzweigrohr und
Verteilleitungen T.R.-Sulzer 3/1963.
- 3. Müller W.,
Stratmann H. - Rohrreibungsverluste in Druckleitungen
von Wasserkraftwerken - Technische Rund-
schau Sulzer 1964 H3.
- o. x x x - Electricite de France Service de la
Production hydraulique Connaissance de
l'état des conduites forcées en metal.
Raport interne Nr.27 April 1969.
- 1. Cogălniceanu Al.,
Iorgulescu Fl. - Orientări actuale în hidroenergetică
Ed.Tehnică București 1967.
- 2. - - - - - - La situation de l'énergie électrique en
Europe en 1958/59 et des perspectives
d'avenir-Nations Unies Genève-1960.

13. Wieser H. - Näherungsmethode zur Entwurfsberechnung eines Hosenrohres - Österreichische Ingenieur Zeitschrift 1966 H12.
14. Wieser H. - Spannungspitzen in Segmentkrümmern - Österreichische Ingenieur Zeitschrift Heft I-1968.
15. Delder G. - Verteilleitungen mit biegefreier Innenverstärkung - Escher Wyss Mitteilungen 1966/2.
16. Dr. Christ A. - Strömungsforschung am Escher Wyss Abzweigern - Escher Wyss Mitteilungen 1966/2.
17. Mühlemann E., Delder G. - Druckleitungen und Druckschächte für hydroelektrische Anlagen Insbesondere in der Schweiz - Escher-Wyss Mitteilungen 1971/2.
18. Müller W, Stratmann H. - Druckverluste in Abzweigrohren und Verteilleitungen - Technische Rundschau Sulzer 1971/4.
19. Neystre N.
Stäuffer H. - Bruchverhalten von Rehrteilen für Druckung Verteilleitungen, die in gewissen gebieten frühzeitig plastisch verformt werden - Escher-Wyss Mitteilungen 1971/1.
20. Hunter Rouse - Engineering Hydraulics - John Wiley-New York - London-Sydney.
21. Charles Jaeger - Engineering Fluid Mechanics - Blackie London-Glasgow.
22. Hugo Richter - Rohrhydraulik - Springer-Verlag-Berlin-Heidelberg New York.
23. Springer H. - Experimentall untersuchungen an geraden und gekrümmten Diffuzoren - Verlag Lemann A.G. Zürich 1955.
24. Balloretti U. - Ghiacciai Soldabili ad alto limite elastico utilizzabile nelle costruzioni idroelettiche - Costruzioni Metalliche 1966, H6.
25. Pirchl H. - Verteilleitung Costaic (USA) - Escher-Wyss Mitteilungen H2.

26. Mang F. - Berechnung und Konstruktion ringversteifter Druckrohrleitungen Springer 1966.
27. Surber A. - Experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung der geeigneten Druckochacht-Planierung eines Groskraftwerkes-Escher Wyss Mitteilungen - 1959 Hl.
28. Surber A., Schweizer F. - Festigkeitsuntersuchungen an Bauteilen hydraulischer Anlagen-Escher-Wyss Mitteilungen 1960.
29. Bellometti Ugo - Moderne tendenze nella progettazione e costruzione di condotte forzate idroelettriche nel quadro della tecnica europea Industriemecanica 1962.
30. Crist A., Allegen W. - Strömungstechnische Erkenntnisse über Abwärtliche von Verteilleitungen der Escher-Wyss-Mitteilungen 1960 Heft 1/2.
31. Dolden G. - Escher Wyss distribution pipes with internal reinforcement free from bending stresses - Escher Wyss Prop.
32. Grein H. - Die hydraulischen Versuchseinrichtungen der Escher Wyss-Gruppe.
33. Mc. Caig J.W., Folberth P.S. - The buckling resistance of steel liners for circular pressure tunnels - Water Power 1962 nr.7.
34. Rans E. - Head losses in Wyes in monifolds - Proceedings ASCE J. of Hydr. Div. 1970 Vol. 96.
35. Schwaigerer S. - Festigkeitsberechnung von Abzweigstücken unter Innendruck Technische Überwachung 1968 Bd 9 Nr.1.
36. Povh I.L. - Modelirovanie gidrovliushih turbin invodugnih potocoh - Moskva 1955.
37. - - - - - V.D.I. Durchflussregeln DII 1962.
38. Feder G. - Bigesteife Kraftlinienförmige Bauelemente des Stohlwasserbenes Die Wasserwirtschaft 1971/2.
39. Toda G. - Progressot the Okuyahagi project - Water Power and Dam Construction 1979 nr.10.
40. Ure I. - Besonderheten beim Bau der Verteilrohrleitung des Pumpspeichewerkes Bruhausen - Technische Mitteilungen Koupp werksberichte 1968 Nr.3-4.

41. Williamson I.V.
Robne T.J. - Dividing flow in branches and wyss
Proceeding of ASCE J. Of Hydr. Div.
1976 N.Y.5.
42. Hîncu S. - Modelarea hidraulică în curenți de
aer sub presiune Ed. Acad. RSR București
1967.
43. Leonard Alovell,
John Lowe,
Wilson V. Binge - Tarbela dam construction reaches way
mark-Water Power oct. 1972.
44. Feder G. - Über die brochliegende Verforungsre-
serve in Schalentrogwerken aus
Sfohlund dultilen Eisen-Der Baninge-
nieur 46-1971/49.
45. Rao S.L., Rao B.C. - Pressure losses at pipe trifurcations-
Water Power 1968/8.
46. Feder G. - Erschließung neuer Bauwasser für Vertei-
lrohrleitungen beim Ausbau der
Kroftanlage Roshog-Energie en Getsche-
rwasser-Austria.
47. Toroslav Molinek - Strömungsforschung am kugelförmigen
abzweiger einer Speicherwasserkraftan-
lage-V.U.T. Brîno-1971.
48. Hecher G.,
Hystrom I., Aureshi H. - Effect of branch Spacing an losses for
dividing flow. J. Hydrauliq Div. Proc.
Amer. Soc. Civ. Eng. 1977/103.
49. Levin S.R. - Soudarenie potocov nozjimnomoi jidcosti
tuboprovodok Trudi L.P.I. im Kirova-Nr.
8/1958.
50. Clarson I.I.
Johnston I.P. - Effects of Woll shappe un flow egimes
and performance in Straight two dimen-
sional diffusers. Report P.D.-11-1965
Stanford-Univ-California.
51. Fox R.W., Kline S.T. - Flow regimes in curved subsonic
diffusers-Jurnal of Basic Engi-Sep.
1962 ASME-Seria D Vol. 83.
52. Sagi C.I., Johnston I.P. - The design and performance of two
dimensional curved diffusers ASME
Iunij 1967 Rep: 67 FE-6.
53. Polotchi N.D. - Rezultati Isledovania potoca plaschih
crivoosnih difuzorch-Trudi VIGM Moscova
1962 Vîpusk XXX.

54. Polotchi N.D. - O formirovanie progranichinovo sloia na crivoosnih difuzorah-Trudi VIG. Moscova 1962 Vipusk LXX.
55. Kline S.I., Abbot D.E., Fox R.W. - Optimum desing of straight walled diffusors - ASME Seria D Sep. 1959 Vol. 81.
56. Waitman BA, Reneau L.R., Kline S.I. - Effect of inlet Conditions of performance of two Dimensional Subsonic Diffusers - ASME - Seria D Sep. 1961 - Vol. 83.
57. Reneau L.R., Johnston I.P., Kline S.I. - Performance and desing of straight, two dimensional diffusors - Report PD-8 Sep. 1964 Stanford Univ. California.
58. Sagi C.I., Johnston I.P., Kline S.I. - The desing and performance of two dimensional curved subsonic Diffusers Report PD-9 mai 1965 Stanford Univ. California.
59. Marchetti M., Naseda G. - Perdite di corico nelle biturcozioni simmetriche a Diametro costante delle condotte forzate - Energia elettrica 1960 V37 Nr. 4.
60. Tsao S., Rdgons W. - Numerical solutions of transients in pneumatic networks - port 3 Network problems with branching Trans ASME 1969 VE 36/3.
61. Levin S.R. - Novie metod teoreticescovo apredelenia gidrovlicheskih soprotivlenia pri nastenii potocov truboprovodch-izugi LTI-iz Kirova 1955/6.
62. Taliev V.N. - Aerodinamica ventilatiif-dostroindet 1968.
63. Gardel A. - Les pertes des charge dans les branchement ts en T des Conduites de section circulaire - Bulletin technique de la Suisse Romnade 1970/25.
64. Acobdjanian A.S. - Rozvitia teorii i metodev rasceta dicretnih raspredelitelei gazov i capelnih jidcosti - Energhetica Nr. 3 1980.
65. Idelcioc I.E. - Spravocinic poghidrovlicheschia soprotivleniam - Masinostroenia 1975.
66. Hdroce V.K., Chester O.W., James G.W. - Hydraulics John Wiley - New York - London - Sydney.

67. Atrops A. - Stafilerne Druckrohrvarzweigungen - Springer Verlag Berlin/Gottingen/Heidelberg 1963.
68. Amstutz E. - Das Einbeulen von Schacht und stollenpanzerungen Schweizerische Bauzeitung 1950 Nr.9.
69. Amstutz E. - Das Einbeulen von vorgespannten Bejacht und Stollenpanzerungen - Schweizerische Bauzeitung 1953 Nr.16.
70. Amstutz E. - Das Einbeulen von Schacht und Stollenpanzerungen Schweizerische Bauzeitung 1968 Nr.28.
71. Mateescu Dan - Constructii metalice speciale Ed. Tehnica Bucuresti 1962.
72. Laskowski I. - Praktische Blechwicklungen - VEB Verlag Technik Berlin.
73. Bucsa I., Cristofor M. - Indrumatorul tehnicianului proiectant de mașini și Utilaje Ed. Tehnica Bucuresti.
74. - - - - - - Giovonola Freres SA - Montey Suisse, Liste des references.
75. Yukio Yamaguchi - Calculations of Transient Phenomena in Turbines and Pumps-Hitachi Reveew 1965-Tokyo - Japan.
76. Ure J. - New design for penstock branches- Water Power Febr.1970.
77. Jaroslav M., Vaclov P., Jaroslav S. - The design of series of bifurcations of a Power penstock Sbornik-Visokena uceni Technickeno-Brne 1967 CISLA 1-2.
78. Jiri Kolis - Hydraulikztraty v obvonicich rozdelovaciach potrubu vodnich Electron Vodohospodarsky - Casapis-Bratislava 1971
79. - - - - - - Experimental Juvestigations of straight and curved diffusers-Mitt Inst.Aerodyn. Zurich 1962.
80. Yu Tek Li - Head losses in T-junctions and manifold Water Power July 1973.

81. Meckel Hermann - Zur Verbesserung der Anströmung von Speicherpumpen nach Rohrkraftwerken und Abzweigen-Wasserwirtschaft 1976 Nr.12.
82. - - - - - - B.V.S. Se conduite forcee de rosaland.
83. Barp B., Anna H., Felten J., Schneebeli G. - Abwicklungsberechnung und numerisch gestenertes Brennschneiden - Zscher. Wyss Mitteilungen 1/1977.
84. Dr. Gsell - Les conduites de la centrale d'accumulation d'energie par pompage de Hornbergstufe - ACier-Stahl-Steel 4/1977.
85. Feder G. - Erschliessung neuer Bauweisen für verteilrohrleitungen beim Ausbau der kraftanlage Roshag-Sonderdruck aus Energie aus Gletscherwasser 1976.
86. Yu Tek Li - Orifice head loss in the T-section of a throttled surgetank-water-tower Sept. 1972.
87. Warnock J.E. - Hydraulic Similitude- Hydraulic Laboratory U.S. Bureau of Reclamation Denver.
88. Freigist A.R., Moharin A.H., Klinghert N.V. - Stolmie truvoprovod Chidroelectro-stançii-Energoizdat Moscovia 1973.
89. Vasiliev I.U. Şi alţii - Metodica tehnico-economiceschih rascetov turbinih truboprovodov priplotinnih G.S.-Energetica 1978.
90. Novotny V. - Spherical branch off pipes for pipe and storage plants-International Water-Power and Dam Construction 1970, 82. Nr.9.
91. Sorensen K.E. - Reinforcing steel for penstock wye branches-Proc. ASCE J Power Division 1969 Nr.2.
92. Arthur H., Wolker J.J. - New design criteria for U.S. penstocks- Proceedings ASCE J of Power Div. 1970.
93. Eberhardt A. - Penstock Codes-U.S. and Foreign Pract. Proceeding ASCE J of Power Div. 1966.
94. Esslinger L. - Calcul d'un type a record a deux branches - Concreta Metallique 1950 Nr.5.

- Conferinței de mașini hidraulice și hidrodinamică Timișoara 1985 Vol.4.
111. Anton I., Anghel A. - Studiul câmpurilor de presiuni și viteze în tuburile de aspirație ale turbinelor hidraulice Bul. Științific și Tehnic Institutul Politehnic Timișoara Tom 14 Iasc 1-1969.
112. Anghel A., Fernengel D. - Ipoteze de calcul ale ramificațiilor verificate prin măsurători tensometrice pe execuții industriale. Sesiunea de comunicări CCSITTEH Timișoara. 10-11 nov. 1978.
113. Anghel A., și colab. - Studii și cercetări teoretice și experimentale efectuate pe modele și realizări industriale de distribuitoare Uz. intern CCSITTEH Timișoara 1973-1982.
114. Anghel A. - Contribuții la studiul pierderilor de energie în distribuitorii conductelor forțate ale centralelor hidroelectrice - Sesiune de comunicări Științifice IPT Timișoara 1979.
115. Anghel A. Fernengel D. - Studii și cercetări experimentale privind distribuția pierderilor de energie și debitelor pe distribuitoare - Sesiunea de Comunicări Științifice ICPEI Regița 1978.
116. Anghel A. - Regimul hidraulic de scurgere în ramificațiile conductelor forțate de CNE Sesiunea de comunicări Tehnico-Științifice CCSITTEH Timișoara nov. 1978.
117. Anghel A. - Importanța energetică a distribuitorilor în ansamblul unei amenajări - Sesiune de Comunicări Tehnico-Științifice ICPEI Regița 1981.
118. Anghel A. - Studiul scurgerii în difuzoare drepte și curbe Referat intern IPT Timișoara 1967.
119. Anghel A. - Cercetări hidraulice la CCSITTEH Timișoara în domeniul echipamentelor hidromecanice - Sesiune de comunicări Tehnico-Științifice CCSITTEH Timișoara 1980.

- 120. - - - -
- 121. - - - -
- B.V.S. conduites forcés
- Normă de calcul pentru ramificații
CCSTMM Timișoara 1980.