

# **IDENTIFICAREA DINAMICĂ A TURBINELOR CU DUBLU FLUX**

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la  
Universitatea "Politehnica" din Timișoara  
în domeniul INGINERIE MECANICĂ  
de către

**Ing. Daniel Cătălin STROIȚĂ**

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Mircea BĂRGLĂZAN  
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Nicolae VASILIU  
prof.univ.dr.ing. Viorel CÂMPEAN  
conf.univ.dr.ing. Teodor MILOȘ

Ziua susținerii tezei: 12-06-2009

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |                        |   |
|------------------------|---|
| 1. Automatică          | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie              | 8. Inginerie Industrială                    |
| 3. Energetică          | 9. Inginerie Mecanică                       |
| 4. Ingineria Chimică   | 10. Știința Calculatoarelor                 |
| 5. Inginerie Civilă    | 11. Știința și Ingineria Materialelor       |
| 6. Inginerie Electrică |   |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2006

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,  
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221  
e-mail: editura@edipol.upt.ro

## Cuvânt înainte

Această teză de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele ca doctorand cu frecvență în cadrul Facultății de Mecanică al Universității „Politehnica” din Timișoara, Departamentul M.M.U.T., Catedra de Mașini Hidraulice.

În cadrul sistemelor hidroenergetice, turbinele hidraulice prezintă uneori funcționare nestaționară, ceea ce poate duce la funcționare instabilă a întregului sistem, de aceea este necesară o bună cunoaștere a comportării în regim dinamic a acestora.

Prezenta lucrare tratează identificarea dinamică a turbinelor hidraulice cu dublu flux, prin îmbinarea studiilor teoretice cu cercetările experimentale.

Elaborarea acestei lucrări nu ar fi fost posibilă fără atenta îndrumare și sfătuire a conducătorului meu științific, domnul Prof. Dr. Ing. Mircea Bărglăzan, motiv pentru care îmi exprim întreaga mulțumire și considerație acestuia.

Deasemenea mulțumesc referenților științifici, domnilor Prof. Dr. Ing. Nicolae Vasiliu, Prof. Dr. Ing. Voirel Câmpean și Conf. Dr. Ing. Teodor Miloș pentru observațiile și sugestiile făcute.

Nu în ultimul rând vreau să mulțumesc doamnei S.L. Dr. Ing. Adriana Manea, domnului Prof. Dr. Ing. Victor Bălășoiu, domnului Prof. Dr. Ing. Ilare Bordeasu și familiei mele pentru sprijinul acordat pe tot parcursul stagiului meu de doctorat.

Timișoara, Iunie 2009

Daniel Cătălin STROIȚĂ

## Familiei și colegilor de catedră

STROIȚĂ, Daniel Cătălin

### **IDENTIFICAREA DINAMICĂ A TURBINELOR CU DUBLU FLUX**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 57, Editura Politehnica, 2009, 188 pagini, 232 figuri, 11 tabele.

ISSN:1842-4937

ISBN: 978-973-625-902-9;

Cuvinte cheie: turbina hidraulică cu dublu flux, stare de solicitare și deformație în rotor, identificare dinamică, semnale de probă periodice sinusoidale, transformata Fourier rapidă, funcții de frecvență, caracteristici BODE

#### Rezumat,

Lucrarea de doctorat a fost orientată asupra turbinelor hidraulice cu dublu flux, de tipul Michell-Banki- Ossberger.

În cadrul tezei au fost tratate probleme precum: procesul de lucru al turbinelor hidraulice cu dublu flux, analiza pierderilor ce apar în funcționarea acestora și ca o noutate în domeniu au fost analizate starea de tensiune și deformație din rotor, cauzate de acțiunea forței jetului de apă și a forței centrifuge când turbina se află la diferite regimuri de funcționare (blocare, nominal, ambalare) prin intermediul programului de simulare numerică cu element finit ANSYS.

Scopul principal al lucrării, a fost, după cum sugerează și titlul identificarea dinamică a acestor tipuri de turbine hidraulice. Au fost prezentate modelele de identificare dinamică a sistemelor hidraulice dintre care, pentru turbina cu dublu flux SDC 125, s-a ales metoda de identificare cu semnale de probă periodice sinusoidale. În vederea identificării dinamice au fost prezentate diferite modele teoretice în domeniul frecvențelor și al timpului, iar pentru identificarea experimentală s-a construit o stațiune de testare, constituită dintr-un circuit hidraulic, pompa de alimentare și turbina de încercat. În acest scop turbina hidraulică cu dublu flux SDC 125, a fost echipată cu un generator de semnale sinusoidale, cu senzori și traductori care au fost monitorizați, prin intermediul unui sistem de achiziție de date în timp real cuplat la un calculator electronic. Pentru obținerea amplitudinii dominante și a frecvenței caracteristice s-a aplicat transformata Fourier rapidă pe datele obținute din măsurătorile în regim dinamic. În urma procesului de identificare s-au obținut funcțiile de frecvență și caracteristicile BODE ale semnalelor, între poziția aparatului director, turație, cuplu și presiune pentru turbina hidraulică cu dublu flux SDC 125.

Astfel se poate determina cantitativ comportarea dinamică a unei turbomașini hidraulice ce funcționează deseori în regimuri nestaționare.



## CUPRINS

### 1. TURBINA HIDRAULICĂ CU DUBLU FLUX

1.1. Introducere.....	7
1.2. Domeniul de utilizare a turbinei cu dublu flux.....	10
1.3. Procesul de funcționare al turbinei cu dublu flux. Dependențe fundamentale.....	12
1.4. Analiza pierderilor în turbina cu dublu flux.....	21
1.4.1 contribuția pierderii și înălțimea rotorului.....	21
1.4.2. Pierdere hidraulică la ieșirea din ajutoraj .....	22
1.4.3. Pierdere hidraulică la intrarea în rotor și prin frecarea dintre palete.....	22
1.4.4. Pierderile hidraulice la curgerea liberă a curentului în interiorul rotorului.....	23
1.4.5. Pierderile hidraulice la a doua intrare și trecerea printre palete.....	23
1.4.6. Pierdere la ieșirea apei din rotor.....	26
1.4.7. Pierdere datorată umplerii incomplete a rotorului.....	26
1.4.8. Pierdere pe porțiunea dintre ajutoraj și rotor.....	28
1.4.9. Pierderi în lagăr și pierderile de ventilație.....	28
1.5. Calculul hidrodinamic al rotorului turbinei SDC 125 și estimarea pierderilor.....	30
1.6. Starea de solicitare în rotorul turbinei cu dublu flux SDC 125.....	33
1.6.1. Starea de tensiune și deformare, datorată acțiunii forței jetului de apă asupra paletelor rotorice.....	34
1.6.2. Starea de tensiune și deformare, datorată acțiunii forței centrifuge asupra rotorului.....	36

### 2. IDENTIFICAREA DINAMICĂ A TURBINELOR CU DUBLU FLUX

2.1. Introducere.....	38
2.2. Metode de identificare dinamică a sistemelor hidraulice.....	40
2.2.1. Principiul determinării funcției indiciale.....	40
2.2.2. Prelucrarea datelor obținute experimental.....	42
2.3. Aproximarea curbilor experimentale prin expresii de forma soluțiilor unor ecuații diferențiale liniare cu coeficienți constanți.....	47
2.4. Determinarea proprietăților dinamice cu semnale periodice.....	51
2.4.1. Semnale de probă sinusoidale.....	53
2.4.2. Determinarea caracteristicilor de frecvență.....	55
2.4.3. Deducerea funcției de transfer din caracteristicile de frecvență determinate experimental.....	56
2.4.3.1. Metoda bazată pe aproximarea caracteristicilor logaritmice de frecvență.....	56
2.4.3.2. Metoda de optimizare parametrică.....	57
2.5. Modelarea dinamicii turbinelor hidraulice.....	59
2.5.1. Generalități privind modelarea turbinelor hidraulice.....	59
2.5.1.1. Modelul de ordinul $i$ pentru o turbină hidraulică.....	59
2.5.1.2. Modele de ordin superior.....	62

2.5.1.3. Modelarea regulatorului de turație al turbinelor hidraulice.....	64
2.5.2. Calculul timpilor caracteristici pentru turbinele hidraulice....	66
2.5.3. Modelarea în frecvență a turbinelor hidraulice cu dublu flux.	70
<b>3. STAȚIUNEA EXPERIMENTALĂ DE ÎNCERCARE A TURBINEI HIDRAULICE CU DUBLU FLUX</b>	
3.1. Calculul hidraulic al stațiunii pentru încercarea turbinei cu dublu flux.....	80
3.1.1. Determinarea curbelor caracteristice pentru rețeaua pompei.....	81
3.1.2. Determinarea pierderilor locale și longitudinale pe traseul bazin aspirație pompă-pompă-rezervor alimentare turbină.....	83
3.1.3. Determinarea pierderilor locale și ale celor longitudinale pe traseul rezervorul de alimentare al turbinei - turbină (varianta i).....	87
3.1.4. Determinarea pierderilor locale și longitudinale pe traseul rezervor turbinei - turbină (varianta ii).....	94
3.2. Descrierea turbinei hidraulice.....	95
3.3. Traductori utilizați în stațiunea experimentală.....	100
3.3.1. Traductorul de presiune.....	100
3.3.2. Traductorul de debit.....	101
3.3.3. Traductorul de cuplu.....	103
3.3.4. Traductorul de turație.....	106
3.3.5. Traductorul de deplasare al clapetei de reglare a debitului.....	107
3.3.6. Fluctuatorul.....	107
3.4. Noțiuni despre sisteme de achiziție a datelor în timp real.....	110
3.5. Placa de achiziție și pachetul software utilizat.....	115
<b>4. INVESTIGAȚIILE EXPERIMENTALE. REZULTATE.</b>	
4.1. Caracteristicile staționare ale turbinei hidraulice cu dublu flux SDC 125.....	116
4.1.1. Echipamentele de măsură utilizate, etapele încercării și pachetul softwar folosit.....	117
4.1.2. Curbele caracteristice primare în regim staționar pentru turbina hidraulică cu dublu-flux SDC125.....	119
4.2. Măsurătorile în regim dinamic pe turbina hidraulică cu dublu flux sdc-125.....	123
4.2.1. Ehipamentele de măsură utilizate, etapele încercării și pachetul software folosit.....	123
4.2.2. Prelucrarea datelor experimentale în regim dinamic.....	128
4.2.3. Datele experimentale, determinarea locului frecvențelor, caracteristicile bode.....	130
4.3. Compararea funcțiilor de transfer obținute experimental cu modelarea în frecvență a turbinei cu dublu flux SDC 125.....	179
<b>5. CONCLUZII.....</b>	<b>181</b>
<b>6. CONTRIBUȚII PERSONALE.....</b>	<b>183</b>
<b>BIBLIOGRAFIE.....</b>	<b>184</b>

# 1. TURBINA HIDRAULICĂ CU DUBLU FLUX

## 1.1. Introducere

Țara noastră, alături de alte țări, dispune de posibilități hidroenergetice considerabile la puteri mici și mijlocii. Aceste resurse, se pot pune în valoare pe măsura concurenței la preț, cu alte surse convenționale și resurse naționale de energie.

Centralele hidroelectrice au cele mai reduse costuri de exploatare și cea mai mare durată de viață în comparație cu alte tipuri de centrale electrice. Datorită potențialului hidroenergetic considerabil al țării noastre cu râuri mici și medii, încă neexploatate din punct de vedere energetic se pretează amenajări cu microhidrocentrale, acestea aducând un surplus însemnat de energie sistemului național, la costuri de execuție relativ scăzute.

Marele avantaj al utilizării centralelor hidroelectrice îl reprezintă faptul că acestea sunt relativ nepoluante și utilizează ca sursă de energie apa, care este o sursă regenerabilă continuu. Pe lângă acestea un alt mare avantaj îl reprezintă punerea centralei în funcțiune, care este mult mai rapidă, chiar de ordinul minutelor, în comparație cu celelate tipuri de centrale electrice.

Implementarea microhidroturbinelor peste tot unde este posibil și avantajos este una din modalitățile de utilizare a surselor hidroenergetice, iar așezarea acestora pe cursul apei, induce un cost de revenire mai scăzut decât al celorla cu baraj și lac de acumulare. Într-o microhidrocentrală energia potențială disponibilă este convertită în energie electrică prin intermediul amenajării hidroenergetice, care are ca element principal centrala hidroelectrică, compusă la rândul ei din turbina hidrolică, ce asigură transformarea energiei hidrolice în energie mecanică și generatorul electric, care transformă energia mecanică în energie electrică, acestea fiind completate de o serie de dispozitive de automatizare.

Dintre aceste componente, tematica acestei teze de doctorat, o constituie turbina hidrolică, iar din multitudinea turbinelor hidrolice care se pretează în ansamblul microhidrocentralelor se va studia turbina cu dublu flux, denumită așa datorită dublei treceri a apei prin rotor, separând astfel energia primită în două componente, respectiv la prima trecere și la cea de-a doua.

Turbina cu dublu flux, face parte din clasa turbinelor cu acțiune și a fost inventată de Anthony Michell în anul 1903. Turbina a fost gândită cu acțiune și cu vână liberă a rotorului.

Profesorul Donat Banki a avut meritul de a transpune pentru prima oară în practică aceste idei. Meritul profesorului Banki este acela de a fi îmbunătățit funcționarea turbinei prin introducerea unui ajutor de aducțiune evolventic care a dus implicit la creșterea randamentului.

Un studiu amănunțit asupra acestui tip de turbină a fost făcut și de Ossberger, care a realizat pentru prima dată aparatul director divizat, potrivit în cazul debitelor variabile, patent care este folosit și astăzi în cadrul microhidrocentralelor echipate cu astfel de mașini hidrolice.

Turbinele cu dublu flux constau în principal dintr-un rotor cilindric compus din două discuri și o serie de palete curbate dispuse într-un inel cilindric, palete care



## 8 Turbina hidraulică cu dublu flux - 1

sunt atacate de curentul de apă cu un unghi mic din exterior și care sunt parțial sub direcția curentului.

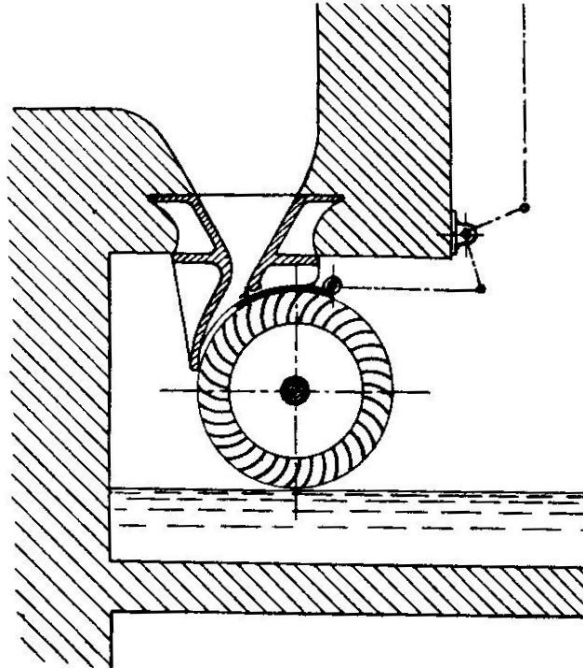


Fig. 1.1. Variantă constructivă de turbină cu dublu flux cu sistem liniar de reglare a debitului

Conducerea apei la rotor se face cu ajutorul aparatului director, cu doi pereți în formă de evolventă și doi pereți drepecți, cei evolventici având avantajul că liniile de curent ale apei atacă rotorul sub unghi constant, pe când la un jet liber, numai un fir de curent realizează cele de mai sus. Curentul de fluid lovește paletajul rotorului din exterior, la ieșirea din aducțiune, apoi parcurgând interiorul rotorului, lovește din nou paletajul rotorului dinspre interior, realizându-se în acest mod transformarea energiei cinetice în două trepte. Rotorii cu jet liber, prevăzuți cu curencți radiali și atacați din exterior de curentul de fluid au fost constrânși să lucreze la căderi mari, dar în acest caz apărea situația unei singure interacțiuni: curent-lichid-rotor și se produceau mari dificultăți la evacuarea apei din intrarea rotorului. Soluția constructivă adoptată a fost cu ax vertical, iar rotorii trebuiau deschiși la partea inferioară. Datorită dificultăților care au apărut aceste turbine nu au avut o viață prea lungă și constructorii de turbine au fost constrânși să realizeze și alte soluții constructive și anume realizarea rotorilor cu arbori orizontali [84].

În figura 1.2 putem observa o altă soluție constructivă a organului de reglare a debitului ce intră în rotorul turbinei. De asemenea este schematizată traiectoria jetului de fluid, dând astfel posibilitatea punerii în evidență a trecerii duble a apei prin canalele rotorice interpaletare.

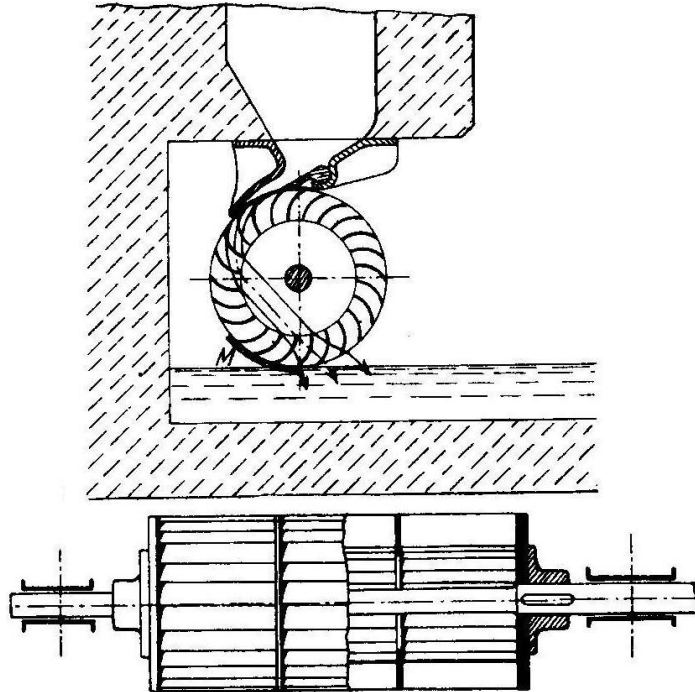


Fig. 1.2. Variantă constructivă cu clapetă de reglare a debitului

În contextul tehnico-economic actual firme de prestigiu din țară și din străinătate, precum UCMR, OSSBERGER sau CINK sunt tot mai preocupate de optimizarea acestui tip de turbine, prin reducerea costului de producție al acestora, precum și de îmbunătățirea continuă a randamentului lor. În continuare se vor prezenta două abordări moderne de execuție a turbinelor cu dublu flux [55].

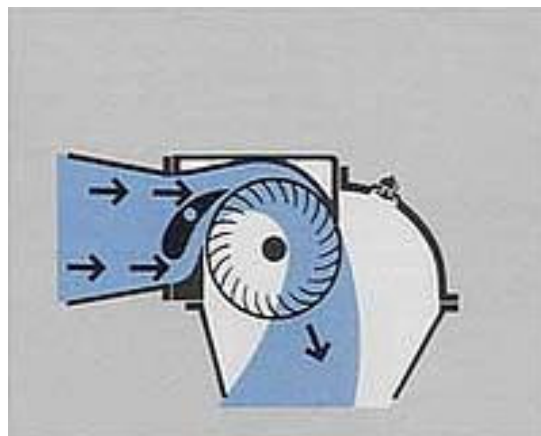


Fig. 1.3 Variantă constructivă OSSBERGER cu intrare orizontală



Fig. 1. 4. Variantă constructivă OSSBERGER cu intrare verticală

Figurile 1.3 și 1.4 prezintă cele două variante constructive abordate de firma OSSBERGER, o firmă de prestigiu în executarea turbinelor cu dublu flux. Această abordare de fapt reprezintă cele două soluții constructive adoptate de majoritatea firmelor constructoare. În aceste figuri se poate observa foarte bine intrarea și ieșirea apei în rotorul turbinei, evidențiindu-se foarte bine prima și cea de-a doua trecere.

## 1.2. Domeniul de utilizare a turbinei cu dublu flux

La ora actuală pentru hidrocentralele mici se fabrică turbine cu reacțiune, în esență de aceleași tipuri ca și pentru centralele hidroelectrice mari. Totuși, pentru intervalul căderilor medii și mari, în cazul puterii mici a agregatelor, utilizarea turbinelor cu reacțiune și cu cupe este dificilă. Acest lucru se explică prin faptul că limita inferioară de utilizare a turbinei radial-axiale după turația specifică este, după cum se cunoaște,  $n_s=70\dots100$ , iar limita superioară de utilizare a turbinei cu cupe (în execuție cu un injector) este  $n_s=25\dots30$ .

Cu micșorarea turației specifice a turbinelor radial-axiale sub valorile menționate, randamentul se micșorează într-atât, încât utilizarea unor asemenea rotoare devine nerecomandată.

Mărirea turației specifice a turbinelor cu cupe, de tip PELTON peste  $n_s=25\dots30$  rot/min este legată de trecerea la execuție cu mai multe injectoare, ceea ce, în centralele hidroelectrice mici, este nerecomandabil, din cauza creșterii prețului și a greutății turbinei, precum și din cauza complexității ei, atât constructive, cât și de exploatare. În felul acesta intervalul  $n_s$  de la 30 la 80-90 rot/min, nu este acoperit sub aspect calitativ de sistemele menționate de turbine.

În instalații mari acest neajuns poate fi eliminat datorită posibilității de combinare atât a puterii agregatelor separate (prin numărul acestora), cât și a turației, în condițiile conectării directe cu generatoarele. În instalații mici, însă, care în majoritatea cazurilor au unul sau două agregate, o asemenea posibilitate nu există și nu poate fi vorba, în principiu, decât despre aplicarea transmisiilor acceleratoare și reducătoare, care trebuie să aibă în plus rotoare de dimensiuni foarte mici.

Datorită acestui neajuns pe care îl au turbinele cu cupe (de tip Pelton) și radial-axiale (de tip Francis), în cadrul hidroagregatelor mici, apare necesitatea utilizării unui tip de turbină hidrolică, care să acopere această zonă, aceasta fiind turbina hidrolică cu dublu flux. Din punct de vedere al turației specifice acest tip de hidroagregat este situat în intervalul  $n_s=50\text{...}150$  rot/min, asigurând domeniul neacoperit de celălalte două tipuri de turbine. Turația rotorului își are limitele în intervalul  $100\text{...}1000$  rot/min.

În vederea stabilirii intervalului de aplicare a acestui sistem, se va examina câmpul puterilor mici și a căderilor mici și medii (câmpul H-Q) reprezentat în Fig. 1.5. Coordonatele acestui câmp sunt limitate după putere de la 7 la 1000 Kw și după cădere de la 3 la 200 m, pentru acest tip de turbină.

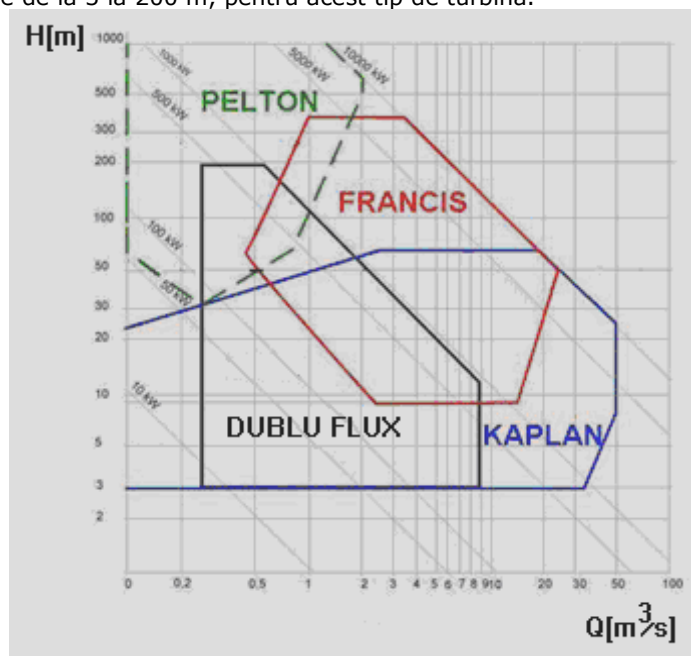


Fig. 1.5. Domeniul de utilizare a turbinelor cu dublu flux

Se observă pe bună dreptate că domeniul de utilizare al turbinei cu dublu flux acoperă în mare parte zona de utilizare a unor turbine consacrate precum Pelton, Francis sau Kaplan atât din punct de vedere al debitului cât și al căderii.

La turbinele cu dublu flux, având în vedere sistemul constructiv folosit, nu se ajunge la fenomenul de cavitație. De asemenea dispăre obligativitatea amplasării rotorului sub nivelul apei de după turbină astfel că dispar și cheltuielile aferente acestei amplasări.

Randamentul turbinelor cu dublu flux este, în cazul turbinelor mici, de 80% pe toată plaja de debit între  $1/6$  până la  $1/1$  debit, după cum rezultă din fig 1.6, în cazul aparatului director fracționat. În cazul turbinelor mijlocii și mai mari, la căderi mai mari, randamentul turbinei poate ajunge până la 86%.

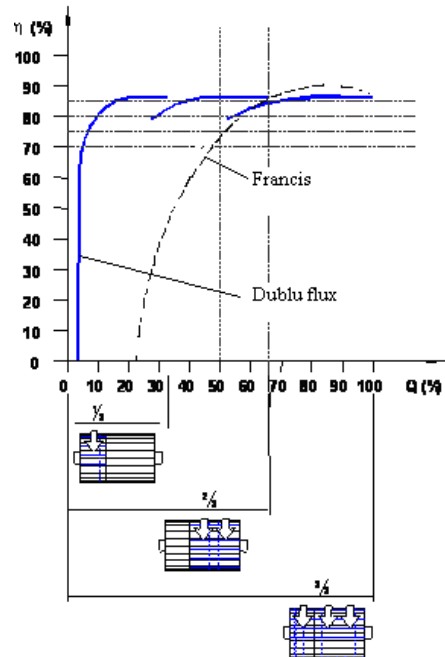


Fig.1.6 Randamentul turbinei cu dublu flux în funcție de repartitia debitului, comparat cu o turbină Francis

Figura 1.6 prezintă avantajele turbinei cu dublu flux în domeniul încărcării parțiale. Râurile au debite mici de apă în timpul verii sau în anii secetoși. Posibilitatea de folosire a acestor debite mici pentru producerea de energie depinde de curba de randament a turbinei în funcție de debit.

Turbinele cu randament mai mare la debit maxim de apă, dar cu dezavantajul unui randament slab la debite mai mici, conduc la producerea anuală a unei cantități totale de energie mai mică decât turbinele cu dublu flux care au curba de randament aplatizată.

### 1.3. Procesul de funcționare al turbinei cu dublu flux. Dependențe fundamentale

Funcționarea turbinei cu dublu flux se explică prin faptul că apa, care iese din ajutoraj, trece printre paletele rotorice deplasându-se dinspre periferie spre centru, apoi trece prin zona liberă din interiorul rotorului, și din nou printre palete, deplasându-se de această dată dinspre centru spre periferie cedând de fiecare dată o parte din energie și părăsește rotorul cu o anumită viteză. În acest fel energia curentului de apă este transferată rotorului în procesul de dublă trecere a apei printre palete.

### 1.3.- Procesul de funcționare al turbinei cu dublu flux. Dependențe fundamentale<sup>13</sup>

Energia apei se transformă încă din ajutoraj în energie cinetică, iar mișcarea apei în rotor este fără suprapresiune, această turbină apare activă (cu curgere liberă) și datorită faptului că interstițiile interpaletare se umplu cu apă la presiune atmosferică. În figura 1.7 este prezentată turbina cu dublu flux SDC 125.

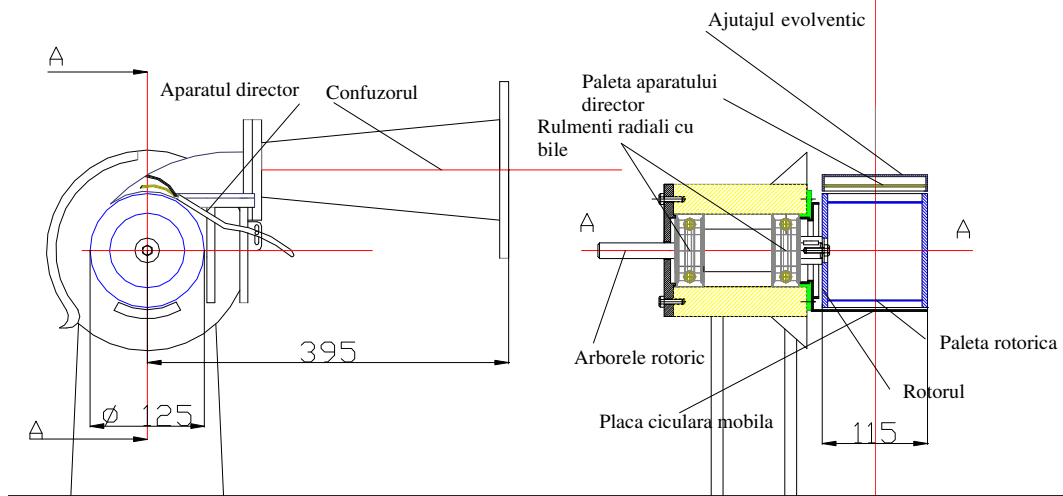


Fig. 1.7. Turbina cu dublu flux SDC 125

**Rotorul** Pentru început se analizează funcționarea turbinei fără influența pierderilor și a înălțimii rotorului la trecerea apei prin rotor [45], [84], [24]. Acest mod de tratare oferă posibilitatea utilizării unor relații simple, în cazul turbinelor a căror diametru este mic în comparație cu căderea, pierderile neinfluențând semnificativ relațiile obținute.

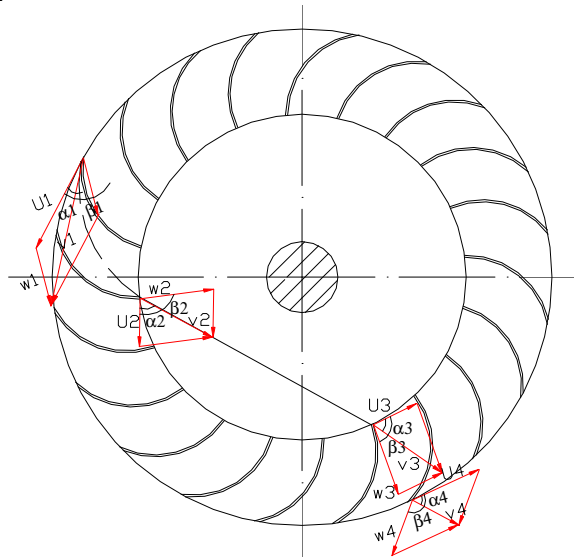


Fig. 1.8. Curgerea apei prin rotorul turbinei cu dublu flux

Ecuția fundamentală a turbinei hidraulice (ec. Euler):

$$\eta g H = u_1 v_1 \cos a_1 - u_4 v_4 \cos a_4 \quad (1.1)$$

cu formula puterii stereomecanice:

$$P = \rho g Q H \eta \quad (1.2)$$

dau următoarea ecuație:

$$P = \rho Q (u_1 v_1 \cos a_1 - u_4 v_4 \cos a_4) \eta \quad (1.3)$$

în care:

H – căderea (m)

$\eta$  – randamentul

$u_1, v_1, \alpha_1$  – elementele triunghiului de viteze la intrarea în rotor (fig. 1.8)

$u_4, v_4, \alpha_4$  – elementele triunghiului de viteze la ieșirea din rotor

Q - debitul de apă care trece prin turbină (m<sup>3</sup>/s)

$\rho$  - densitatea apei (kg/m<sup>3</sup>)

g - accelerația gravitațională (m/s<sup>2</sup>)

În legătură cu dubla trecere a apei printre paletelile rotorului ec. (1.3) poate fi scrisă sub forma:

$$P = \rho Q (u_1 v_1 \cos a_1 - u_2 v_2 \cos a_2) + \rho Q (u_3 v_3 \cos a_3 - u_4 v_4 \cos a_4) \quad (1.4)$$

Dacă triunghiurile de viteză prezentate în fig. 1.8 au:

$$u_3 = u_2 ; v_3 = v_2 ; a_3 = a_2 ; u_1 = u_4 ; \quad (1.5)$$

În acest caz ecuațiile (1.1) și (1.4) vor avea forma:

$$\eta g H = u_1 (v_1 \cos a_1 - v_4 \cos a_4) \quad (1.6)$$

$$P = \rho Q u_1 (v_1 \cos a_1 - v_4 \cos a_4) \quad (1.7)$$

Se vor exprima vitezele absolute din ec. (1.6) și (1.7) în funcție de vitezele relative și cele periferice, cu ajutorul triunghiurilor de viteze. Ieșirea din paletă pe periferia rotorului poate fi scrisă:

$$\beta_4 = 180^\circ - \beta_1 ; \beta_3 = 180^\circ - \beta_2 \quad (1.8)$$

iar din egalitatea triunghiurilor de viteze cu indicii 2 și 3 cu două laturi și unghiuri dintre ele, se obține:

$$w_3 = w_2 ; \beta_2 = \beta_3 \quad (1.9)$$

sau

$$\beta_3 = 180^\circ - \beta_2 = 90^\circ = \beta_2 ; w_1 = w_4 \quad (1.10)$$

Din triunghiurile de viteze se obține:

$$v_1 \cos a_1 = u_1 + w_1 \cos \beta_1 \quad (1.11)$$

$$v_4 \cos a_4 = u_1 - w_4 \cos (180^\circ - \beta_4) = u_1 - w_1 \cos \beta_1 \quad (1.12)$$

Se introduc mărimile obținute în ecuațiile (1.5) și (1.6)

$$\eta g H = 2 u_1 w_1 \cos \beta_1 \quad (1.13)$$

$$P = 2 \rho Q u_1 w_1 \cos \beta_1 \quad (1.14)$$

Se va determina valoarea maximă posibilă a randamentului turbinei, care este egal cu raportul dintre puterea stereomecanică și cea hidraulică, considerând și pierderile de putere.

$$\eta = \frac{2 \rho Q u_1 w_1 \cos \beta_1}{2 \rho Q u_1 w_1 \cos \beta + Q \frac{v_4^2}{2}} = \frac{2 u_1 w_1 \cos \beta_1}{2 u_1 w_1 \cos \beta_1 + \frac{v_4^2}{2}} \quad (1.15)$$

1.3.- Procesul de funcționare al turbinei cu dublu flux. Dependențe fundamentale 15

Deoarece  $v_4^2 = u_1^2 + w_1^2 - 2u_1w_1 \cos \beta_1$  din triunghiul de la ieșire, rezultă:

$$\eta = \frac{4u_1w_1 \cos \beta_1}{2u_1w_1 \cos \beta_1 + u_1^2 + w_1^2} \quad (1.16)$$

Egalând cu zero, din condiția de extrem,  $\frac{d\eta}{du_1}$ , obținem (1.17) și atunci

$$\eta_{max} = \frac{2 \cos \beta_1}{\cos \beta_1 + 1} \quad (1.17)$$

Egalitatea care reiese din triunghiurile de viteze, dă următoarele relații suplimentare:

$$v_1 = 2u_1 \cos \alpha_1 \quad (1.18)$$

$$u_1 = \frac{v_1}{2 \cos \alpha_1} \quad (1.19)$$

$$\alpha_1 = \frac{\beta_1}{2}$$

Din triunghiurile la ieșire, se obține:

$$\alpha_4 = \frac{\beta_4}{2} = \frac{180^\circ - \beta_1}{2} \quad (1.20)$$

Se observă că valoarea maximă a randamentului se obține pentru  $\beta_1=0$  ( $\eta=1$ ). De aceea unghiului  $\beta_1$  i se acordă atenția principală în relațiile constructive, deoarece cu cât  $\beta_1$  este mai mic, cu atât mai mică se obține dimensiunea secțiunii transversală a canalului rotoric.

În practică se recomandă ca valoarea bună  $\beta_1=30^\circ$ , ceea ce conform relației (1.17) dă  $\eta_{max}=0,928$  (se consideră doar pierderea de energie la ieșirea apei din rotor), conform ec.(1.19)  $\alpha_1=15^\circ$  și conform ec (1.18)  $u_1=0.518 v_1$ .

Analizând curgerea apei în canalul interpaletar ca fiind fără cădere, dar cu umplerea canalului, se poate determina analitic forma paletei, corespunzătoare procesului de lucru considerat.

Considerând ipotezele enunțate, vom scrie ecuația de continuitate și ecuația transferului de energie, pentru mișcarea relativă, raportate la secțiunile de intrare și ieșire ale canalului interpaletar. Grosimea paletei se consideră infinit mică, datorită numărului mare de palete [45].

$$w_1 S_1 B = w_2 S_2 B \quad (1.21)$$

în care:

$$S_{1,2} = \frac{\pi D_{1,2}}{z} \sin \beta_{1,2} \quad (1.22)$$

z- numărul de palete

B – lățimea canalului interpaletar al rotorului

De aici:

$$w_2 = w_1 \frac{D_2}{D_1} \sin \beta_1 = w_1 \frac{r_2}{r_1} \sin \beta_1; \quad (1.21a)$$

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} \quad (1.23)$$

sau

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + u_2^2 - u_1^2} \quad (1.24)$$



Se egalează ecuațiile (1.21a) și (1.24)

$$w_1 \frac{r_1}{r_2} \sin \beta_1 = \sqrt{w_1^2 + u_2^2 - u_1^2} \quad (1.25)$$

Dacă viteza  $w_1 = u_1$ , obținem:

$$u_2 = u_1 \frac{r_1}{r_2} \sin \beta_1 \quad (1.26)$$

și deoarece:  $\frac{u_2}{u_1} = \frac{r_2}{r_1}$ , obținem:

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{D_2}{D_1} = \sqrt{\sin \beta_1} \quad (1.27)$$

Considerând că ecuațiile (1.23) și (1.24) corespund procesului de-a lungul întregului parcurs al apei în canalul interpaletar, se poate determina ecuația profilului paletii cu grosime finită.

Grosimea  $\Delta$  a profilului poate fi aleasă atât constantă, din considerente de ușurință a realizării paletajului cât și variabilă, pentru o mai bună îmbunătățire a curgerii.

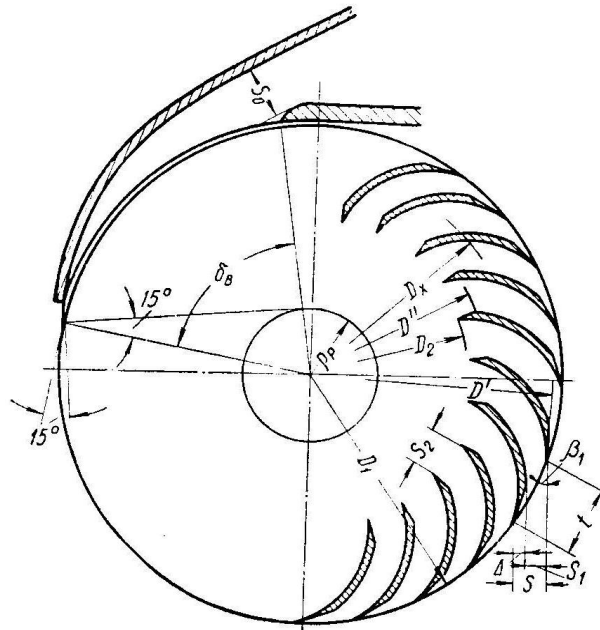


Fig. 1.9. Rotorul turbinei cu dublu flux

Ecuția de continuitate pentru o secțiune arbitrară a canalului, situată la diametrul  $D_x$ , cu grosimea  $\Delta_x$  va fi: (fig. 1.9)

$$w_1 \left( \frac{\pi D_1}{Z} \sin \beta_1 - \Delta_1 \right) B = w_x \left( \frac{\pi D_x}{Z} \sin \beta_x - \Delta_x \right) B \quad (1.28)$$

Astfel se obține:

1.3.- Procesul de funcționare al turbinei cu dublu flux. Dependențe fundamentale 17

$$u_1 = u_x \frac{D_1}{D_x} \quad (1.29)$$

de unde rezultă

$$\frac{D_1}{D_x} \left( \frac{nD_1}{z} \sin \beta_1 - \Delta_1 \right) B = \frac{nD_x}{z} \sin \beta_x - \Delta_x \quad (1.30)$$

Dacă  $\Delta = \text{const}$  (profilul are grosime constantă, fig. 1.9), ec. (1.30) se retranscrie:

$$\sin \beta_x = \left( \frac{D_1}{D_x} \right)^2 \sin \beta_1 - \frac{z\Delta_x}{nD_x} \left( \frac{D_1}{D_x} - 1 \right) \quad (1.30a)$$

Dacă se utilizează un profil cu grosime variabilă, trebuie să impunem legea după care variază grosimea profilului cu modificarea diametrului, având în vedere că la diametrul de intrare și la cel de ieșire  $\Delta = 0$ , iar la un diametru intermediar  $\Delta = \Delta_{\max}$ .

Din aceasta rezultă că ecuația de forma  $\Delta = f(D)$  trebuie să fie o curbă, ce are un maxim și intersectează de două ori axa absciselor, simetric în raport cu maximum. Această curbă poate fi arc de cerc, elipsă, parabolă, etc.

Ecuția parabolei în cazul considerat este:

$$\Delta_x = f(D_x) = aD_x^2 + bD_x + c = 0 \quad (1.31)$$

Coefficienții acestei ecuații se determină din condițiile la limită:

$$\Delta_1 = f(D_1) = 0 \quad (1.32)$$

$$\Delta_2 = f(D_2) = 0 \quad (1.33)$$

$$\Delta_{\max} = f(D_{\max}) = f\left(\frac{D_1 + D_2}{2}\right) \quad (1.34)$$

Cu  $\Delta_1 = 0$  și  $\Delta_x = f(D_x)$ , ecuația (1.30) devine:

$$\sin \beta_x = \left( \frac{D_1}{D_x} \right)^2 \sin \beta_1 + \frac{zf(D_x)}{nD_x} \quad (1.31)$$

Mărimea  $f(D_x)$  se obține pentru fiecare valoare a lui  $D_x$  din ecuația profilului.

Mărimea  $D_2$  pentru profilul considerat al paletei se obține din ecuația (1.30) considerând:

$$\Delta_1 = 0; \Delta_x = 0; D_x = D_2; \sin \beta_x = \sin \beta_2 = 1, 1 = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \sin \beta_1 \quad (1.32)$$

de unde:

$$D_2 = D_1 \sqrt{\sin \beta_1} \quad (1.33)$$

ceea ce coincide cu ec. (1.15)

Profilul cu grosime variabilă, fig 1.10, are avantajul unei modificări line a canalului interpaletar. În această figură sunt prezentați și parametrii profilului, săgeata  $f$ , grosimea  $d$ , lungimea corzii  $l$  și poziția săgeții  $x_f$  [65].

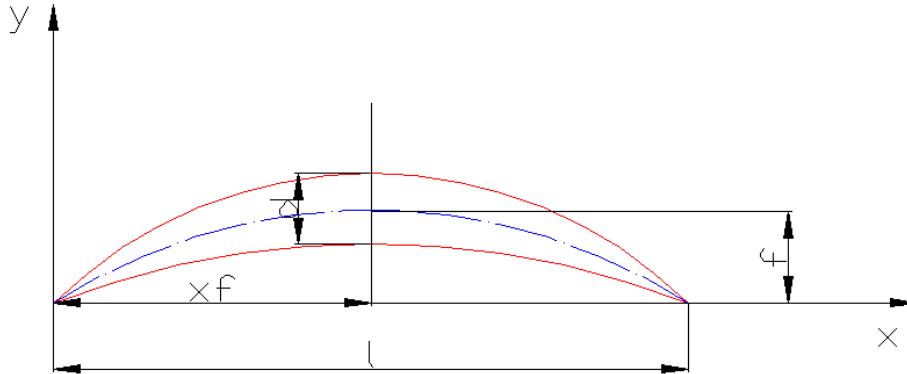


Fig. 1.10. Profil cu grosime variabilă

Muchia de intrare ascuțită trebuie să asigure distribuția curentului care iese din ajutoraj, pe câteva canale interpaletare, cu pierderi minime (similar cu acțiunea muchiei ascuțite de pe cupa turbinei Pelton).

Muchia ascuțită de la ieșire asigură curgerea unitară a curentului care iese dintre canalele interpaletare, într-un curent unic imediat după părăsirea paletelor.

Realizarea tehnologică a unui asemenea profil este dificilă în comparație cu un profil cu grosime constantă. De aceea, dacă se utilizează un profil de grosime constantă, este indicat ca să i se confere la intrare și la ieșire proprietățile profilului cu grosime variabilă.

Astfel, muchiile de intrare și de ieșire ale profilului cu grosime constantă se fac ascuțite, realizând astfel pe o anumită porțiune valori constante pentru mărimi variabile.

Trebuie specificat că cercetările experimentale au demonstrat că diferențele calitative între cele două tipuri de profile nu sunt mari, și este mai comod să utilizăm profile cu grosime constantă.

Dacă se impune la intrare  $\Delta_1=0$ , se impun valorile  $D'$  ale diametrului pornind de la care valorile  $\Delta$  sunt constante.

De obicei se consideră  $D' = (0,97-0,98)D_1$ .

Cu  $\Delta_1=0$ , ecuația (1.30) se scrie similar cu ec. (1.34)

$$\sin \beta_x = \left( \frac{D_1}{D_x} \right)^2 \sin \beta_1 + \frac{z\Delta_x}{nD_x} \quad (1.34)$$

La ieșire, la diametrul  $D_2$  avem  $\Delta_x=\Delta_2=0$  și  $\beta_x=\beta_2=90^\circ$ ; Cu  $D_x=D_2$  obținem din ec. (1.34)

$$D_2 = D_1 \sqrt{\sin \beta_1} \quad (1.35)$$

**Ajutorajul** reprezintă un element esențial al turbinei deoarece conduce apa spre paletetele rotorului. Secțiunea transversală este dreptunghiulară cu doi pereți plani paraleli și doi pereți după o generatoare evolventă.

După cum a fost prezentat anterior, forma evolventică asigură un unghi constant al curentului de apă care curge din ajutoraj.

Din fig. 1.8 se observă că pentru realizarea unghiului de intrare  $\alpha_1$  raza  $\rho_p$  trebuie să fie:

1.3.- Procesul de funcționare al turbinei cu dublu flux. Dependente fundamentale 19

$$\rho_p = r_1 \sin a_1 = \frac{D_1 \sin a_1}{2} \quad (1.36)$$

Lungimea de-a lungul rotorului (unghiul  $\delta_B$  în fig. 1.8) se determină din mărimea deschiderii  $S_0$  (secțiunea de trecere a ajutorului). După cum pentru unghiul de  $360^\circ$  mărimea deschiderii se obține  $S'_0 = 2\pi\rho_p$ , pentru obținerea mărimii impuse  $S_0$  pe care o exprimăm în raport cu  $D_1$ , adică:  $\frac{S_0}{S_1} = k$ , este necesar să limităm unghiul de

deschidere, adică:  $kD_1 = \frac{2\pi\rho_p}{360} \delta_B$ ; de unde:

$$\delta_B = \frac{kD_1 360}{2\pi\rho_p} = \frac{114.6k}{\sin a_1} \quad (1.37)$$

Corectitudinea acestui calcul se verifică cu ajutorul ecuației de continuitate, astfel că debitul de apă care iese din ajutoraj cu viteza  $v_1$  la deschiderea ajutorului, trebuie să iasă din canalul interpaletar al rotorului, cu viteza  $w_1$ . Numărul necesar de astfel de canale pentru a putea prelua debitul determină mărimea unghiului  $\delta_B$ .

$$BS_0 v_1 = B \frac{\pi D_1}{z} \sin \beta_1 z' w_1; \quad (1.38)$$

conform relației (1.19)  $\sin \beta_1 = 2 \sin a_1$  și conform ec. (1.18),  $w_1 = \frac{v_1}{2 \cos a_1}$ ,

atunci:

$$kD_1 v_1 = \frac{\pi D_1 z' 2 \sin a_1 \cos a_1 v_1}{z 2 \cos a_1}; \quad (1.39)$$

$$k = \frac{\pi z'}{z} \sin a_1; \quad (1.40)$$

dar

$$\frac{z}{z'} = \frac{\delta_B}{360} \quad (1.41)$$

atunci

$$k = \frac{\pi \delta_B \sin a_1}{360} \quad (1.42)$$

sau

$$\delta_B = \frac{k 360}{\pi \sin a_1} = \frac{114.6k}{\sin a_1} \quad (1.43)$$

adică s-a obținut confirmarea faptului că mărimea deschiderii și unghiul căutat, determinate pe lungimea cercului corespund capacității de trecere a canalelor interpaletare ale rotorului. Nu s-a luat în considerare coeficientul de contracție al

curentului  $\alpha = \frac{\mu}{\varphi}$ ; cu considerarea acestuia, se obține:

$$\delta_B = \frac{114.6ka}{\sin a_1} \quad (1.44)$$

Din calculul prezentat este evident că nu există limitări ale mărimilor  $\delta_B$  și  $k$ . Problema privind cea mai favorabilă dispunere a ajutorului în raport cu rotorul va fi analizat în continuare.

**Funcționarea la prima și a doua trecere.** Pentru aprecierea procesului de lucru o importanță deosebită o are cota parte din cădere, consumată în prima și a doua trecere printre paletelile rotorului.

Vom determina această cotă parte, neglijând pierderile la curgerea în interiorul rotorului. La prima trecere se consumă căderea  $H_1$ , iar la a doua,  $H_2$ :

$$H_1 = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}; H_2 = \frac{v_3^2 - v_4^2}{2g} \quad (1.45)$$

Rezultă că:

$$v_1^2 = 2gH; v_2^2 = u_1^2 + w_2^2 = 2u_2^2 = 2u_1^2 \sin^2 \beta_1; u_1^2 = \frac{v_1^2}{4 \cos^2 a_1}; \quad (1.46)$$

$$v_3^2 = v_2^2; v_4^2 = u_1^2 + w_1^2 - 2u_1 w_1 \cos \beta_1 = 2u_1^2 (1 - \cos \beta_1)$$

și impunând valorile numerice pentru  $a_1 = 15^\circ$  și  $\beta_1 = 30^\circ$  obținem valorile vitezelor exprimate în funcție de  $v_1$ :

$$u_1^2 = v_2^2 = v_3^2 = (0.518v_1)^2; v_4^2 = 0.071v_1^2 \quad (1.47)$$

Cu aceste valori ale vitezelor, mărimile  $H_1$  și  $H_2$  [45] vor fi:

$$H_1 = \frac{v_1^2}{2g} (1 - 0.518^2) = 0.732H \quad (1.48)$$

$$H_2 = \frac{v_1^2}{2g} (0.518^2 - 0.071) = 0.197H \quad (1.48a)$$

$$H_1 + H_2 = H_T = 0.929H \quad (1.49)$$

Din expresia (1.17) pentru valoarea  $\beta_1 = 30^\circ$  obținem  $\eta_{max} = 0.929$ , ceea ce corespunde cu rezultatul obținut anterior. Aici au fost luate în considerare doar pierderea de energie a apei la ieșire.

Dar, indiferent de valorile absolute ale valorilor  $H_1$  și  $H_2$  se poate observa rolul principal al primei treceri, a cărei cotă parte este aproximativ 80% din toată energia dată de rotor. Această particularitate trebuie luată în considerare la proiectarea turbinei.

## 1.4. Analiza pierderilor în turbina cu dublu flux

### 1.4.1. Contribuția pierderii și înălțimea rotorului.

Se va analiza procesul de lucru al turbinei reale [45], [84], adică se va estima influența pierderilor și a raporturilor geometrice din rotor asupra procesului de lucru analizat anterior pentru turbina ideală.

Dacă se exprimă, după cum se obișnuiește, pierderea în rotor  $\zeta \frac{w_4^2}{2g}$ , ecuația transferului de energie, pentru mișcarea relativă va fi:

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} = \frac{w_4^2 - u_4^2 + \zeta w_4^2}{2g}; \quad (1.50)$$

dar cum  $u_1 = u_4$ , vom avea:

$$w_1^2 = w_4^2(1 + \zeta) \quad (1.51)$$

$$w_4 = \frac{w_1}{\sqrt{1 + \zeta}} = \psi w_1 \quad (1.52)$$

Ecuția (1.14) va dobândi forma:

$$\eta gH = u_1(w_1 \cos \beta_1 + \psi w_1 \cos \beta_1) = u_1 w_1 \cos \beta_1 (1 + \psi) \quad (1.53)$$

Pentru  $\zeta = 0$  obținem  $\psi = 1$  se obține ecuația (1.14). Puterea, dată de turbină, se determină din ecuația:

$$P = \rho Q u_1 w_1 \cos \beta_1 (1 + \psi) \quad (1.54)$$

Puterea adusă spre turbină, se determină cu relația (1.54), în care exprimăm  $H$  din  $v_1 = \sqrt{2gH}$ , în care  $\varphi$  - este coeficientul de viteză, care determină pierderea în ajutoraj.

$$H = \frac{v_1^2}{2g}; \quad E = \rho Q \frac{v_1^2}{2} \quad (1.55)$$

$$\eta = \frac{P}{E} = \frac{u_1 w_1 \cos \beta_1 (1 + \psi)}{\frac{v_1^2}{2}} = 2(1 + \psi) \frac{\frac{u_1}{w_1} \cos \beta_1}{\frac{u_1^2}{w_1^2} + 1 + 2 \frac{u_1}{w_1} \cos \beta_1} \quad (1.56)$$

A fost făcută înlocuirea  $v_1^2 = u_1^2 + w_1^2 + 2u_1 w_1 \cos \beta_1$  (vezi fig. 1.8). Diferențiind și

considerând  $\frac{d\eta}{d \frac{u_1}{w_1}} = 0$ , obținem  $u_1 = w_1$ . Atunci:

$$\eta_{max} = \frac{\cos \beta_1 (1 + \psi)^2}{1 + \cos \beta_1} \quad (1.57)$$

În același mod, și în cazul existenței pierderilor, egalitatea  $u_1 = w_1$  rămâne valabilă pentru a obține randament maxim. Aici se apreciază pierderile sumar, prin intermediul coeficientului  $\psi$ , dar pentru o apreciere mai bună a influenței lor asupra

procesului de lucru, trebuie să se separe, adică să se stabilească bilanțul pierderilor și să se clarifice influența pierderilor separate. În afară de aceasta, trebuie să se stabilească și influența înălțimii dispunerii ajutorului în raport cu punctul cel mai de jos al rotorului (conform fig. 1.8), care nu a fost luată în calcul.

Pierderile din turbină se acumulează din următoarele:

*Pierderi hidraulice:*

1) pierderea în ajutoraj care este de forma:  $h_{aj} = \lambda_{aj} \frac{l_{aj} w_{aj}^2}{4R_h 2g}$

2) pierderea la ieșirea din ajutoraj;

3) pierderea la intrarea în rotor la prima trecere peste palete (șocul și frecarea);

4) pierderea la curgerea liberă a curentului în interiorul rotorului;

5) pierderea la a doua trecere și curgerea printre palete;

6) pierderea la ieșirea apei din rotor;

7) pierderea datorată umplerii incomplete a rotorului.

*Pierderi volumice:*

8) pierderea pe porțiunea dintre ajutoraj și rotor

*Pierderi mecanice:*

9) pierderile în lagăr;

10) pierderi de ventilație.

#### 1.4.2. Pierderea hidraulică la ieșirea din ajutoraj

Această pierdere este de forma  $1 - \varphi^2$ . Din date experimentale mărimea  $\varphi$  are valoarea 0.986 și corespunzător, pierderea la ieșirea din ajutoraj reprezintă 2.8%.

#### 1.4.3. Pierderea hidraulică la intrarea în rotor și prin frecarea dintre palete

Această pierdere se calculează după formula:

$$h_T = \lambda \frac{l w^2}{4R_h 2g} \quad (1.58)$$

în care:

$\lambda$ - este un coeficient, ce se calculează separat

$R_h$  - raza hidraulică a canalului interpaletar

$w$ - viteza medie de curgere apei prin canal

$l$ - lungimea canalului

Șocul la intrarea în canal se determină printr-un coeficient suplimentar  $\xi$  cu care se înmulțește formula (1.52). Mărimea  $\xi$  depinde de unghiul de atac și de forma muchiei de intrare.

Apa intră în rotor printr-un unghi constant  $\alpha_1$  pe toată lungimea rotorului.

Dar, cum unghiul corespunzător unui canal interpaletar este  $\frac{360^\circ}{z}$ , particulele de apă, care intră în canal foarte aproape de paletele învecinate, vor avea direcția vitezei relative corespunzător unghiului, vor fi deviate de la direcția paletei, căreia

aceste particule trebuie să cedeze întreaga energie. Unghiul  $\frac{360^\circ}{z}$  va fi unghiul de atac.

După datele din literatură [45], unghiul de atac până la  $10^\circ$  poate să nu fie luat în calcul, pentru unghiuri de atac între  $10^\circ$  și  $15^\circ$  coeficientul  $\xi$  variază de la 1 la 1.08. Dacă se consideră numărul optim de palete  $z = 24$ , mărimea  $\xi$  devine 1.013. Mărimea ne semnificativă  $h_T$  poate fi neglijată, dacă se face corecția cu 1.013.

Mărimea  $w$  se determină [45] ca media dintre valorile  $w_1$  și  $w_2$  și este  $w_m$ , care se determină pe diametrul mediu cu mărimea

$$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2} \quad (1.59)$$

și ecuația de continuitate  $S_m = \frac{\pi D_m}{z} \sin \beta_m - A_m$ , mărimea  $w_1 S_1 = w_m S_m$  se determină din ec. (1.21a) sau (1.21).

Mărimea  $\lambda$  se determină din formula [33]:

$$\lambda = 0.01 + 4 \sqrt{\frac{s}{4R_h}} + \sqrt{\frac{3}{Re}} \quad (1.60)$$

Mărimea  $s$  după Mises [37] are valoarea  $\frac{7}{10^7}$  [-]; mărimea numărului Reynolds

$$Re = \frac{wl}{u} = \frac{4wR_h}{u}, \text{ aici } u(20^\circ) = 1 \cdot 10^{-6} [\text{m}^2/\text{s}].$$

Raza hidraulică  $R_h = \frac{BS_m}{B + 2S_m}$ ; mărimea  $R_h$  în această formă se determină

pentru mișcarea fără sarcină în canalul interpaletar. Lungimea medie a canalului interpaletar rotoric  $l$  se ia din desenul paletei. Mărimea  $h_T$  pentru materialele utilizate reprezintă 0,6% din  $H$  [45].

#### 1.4.4. Pierderile hidraulice la curgerea liberă a curentului în interiorul rotorului

Mărimea acestei pierderi s-a considerat ca diferența dintre suma pierderilor rotorice și suma restului de pierderi determinabile. O vom considera ca fiind  $h_c = 0,02H$ . Această valoare trebuie considerată mai degrabă maximizată decât minimizată. Această pierdere apare datorită amestecului de curent care iese din câteva canale interpaletare, și schimbarea direcției de curgere a fiecăreia, către direcția generală a curentului. Această pierdere afectează prima ieșire.

#### 1.4.5. Pierderile hidraulice la a doua intrare și trecerea printre palete.

A doua oară curentul intră în rotor nu după o evolutivă ci ca un curent drept (fig. 1.11). Acest lucru înseamnă că la intrarea în canalele interpaletare acesta va intra sub unghiuri de atac diferite  $\alpha_3$ .



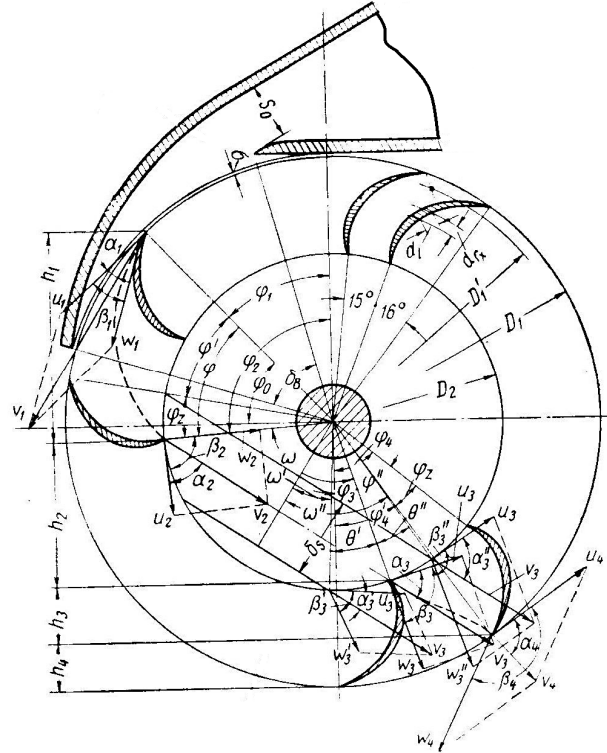


Fig. 1.11. Liniile de curent și unghiurile pe care le face vâna fluidă

Unghiul  $\alpha_3$ , considerat anterior va fi calculat pe axa curentului. Delimitarea inferioară a curentului, dă un unghi  $\alpha'_3 < \alpha_3$ , iar, delimitarea superioară dă un unghi  $\alpha''_3 > \alpha_3$ . Aceasta înseamnă că, pierderea la intrare care se determină prin intermediul coeficientului  $\xi$ , va fi diferită pentru aceste puncte de ieșire.

Unghiurile  $\alpha'_3, \alpha''_3, \alpha_3$  se determină în felul următor: unghiul  $\alpha_3 = \alpha_2$ ,  $\tan \alpha_2 = \frac{w_2}{u_2}$ ;

după cum se va vedea, pentru rotorul real  $w_2 \neq u_2$ .

Unghiul  $\alpha'_3 = \omega'$ ;  $\alpha''_3 = \omega''$ , unghiurile  $\omega'$  și  $\omega''$  se determină din relațiile:

$$\cos \omega' = \frac{\frac{D_2}{2} \cos \frac{\omega}{2} + \frac{\delta_s}{2}}{\frac{D_2}{2}} \quad (1.61)$$

$$\cos \omega'' = \frac{\frac{D_2}{2} \cos \frac{\omega}{2} - \frac{\delta_s}{2}}{\frac{D_2}{2}} \quad (1.62)$$

$$\frac{\omega}{2} + (\beta_2 - \alpha_2) = 90^\circ \quad (1.63)$$

sau pentru  $\beta_2 = 90^\circ$

$$\frac{\omega}{2} = \alpha_2 \quad (1.64)$$

Grosimea curentului [45] se calculează din ecuația de continuitate

$$\delta_s = \frac{Q\eta\sigma}{v_3 B} \quad (1.65)$$

în care  $v_3'$  - viteza absolută la a doua ieșire (vezi mai jos).

Se determină elementele triunghiurilor celei de a doua ieșiri:

$$w_3' = \sqrt{(v_3')^2 + u_3^2 - 2u_3v_3' \cos \alpha_3'} \quad (1.66)$$

$$\sin(180^\circ - \beta_3) = \sin \beta_3' = \sin \alpha_3' \frac{v_3'}{w_3'}; \quad \beta_3' < 90^\circ \quad (1.67)$$

$$w_3 = \sqrt{(v_3')^2 + u_3^2 - 2u_3v_3' \cos \alpha_3}; \quad (1.68)$$

$$\sin(180^\circ - \beta_3) = \sin \beta_3 = \sin \alpha_3 \frac{v_3'}{w_3}; \quad \beta_3 = 90^\circ \quad (1.69)$$

$$w_3'' = \sqrt{(v_3')^2 + u_3^2 - 2u_3v_3' \cos \alpha_3''} \quad (1.70)$$

$$\sin(180^\circ - \beta_3'') = \sin \beta_3 = \sin \alpha_3'' \frac{v_3'}{w_3''}; \quad \beta_3'' > 90^\circ \quad (1.71)$$

Unghiurile de atac ale paletelor se obțin (vezi fig. 1.11): pentru viteza  $w_3' \Rightarrow 90^\circ - \beta_3'$  - orizontal; pentru viteza  $w_3 \Rightarrow 90^\circ - 90^\circ = 0$ ; pentru viteza  $w_3'' \Rightarrow 90^\circ - \beta_3''$  - negativ (curentul atacă pe partea din spate).

Pentru aceste valori ale unghiurilor de atac se determină valorile lui  $\xi$ , după care se obțin valorile medii ale lui  $\xi$  de-a lungul celei de a doua treceri. Această lungime este  $\theta' + \theta''$  (lungimile  $\theta'$  și  $\theta''$  sunt dispuse de la axa curentului de-a lungul lui  $D_2$  și au valori diferite:  $\theta'' < \theta'$ ).

Din triunghiurile de viteză, figura 1.8 este evident că:

$$\theta' = \frac{w}{2} - w' \text{ și } \theta'' = w' - \frac{w}{2} \quad (1.72)$$

Cu mărimile lungimilor  $\theta'$  și  $\theta''$  se determină valoare medie pentru  $\xi$ ; modificarea coeficientului  $\xi$  între trei valori ale acestuia, se consideră liniară.

Pentru cazul considerat s-a obținut  $\xi = 1.38$ . La calculul  $h_T$ , mărimea  $w$  se alege ca media aritmetică:

$$w = w' = \frac{w_{3m} + w_4}{2} \quad (1.73)$$

unde:

$$w_{3m} = \frac{w_3 + w_3' + w_3''}{3} \quad (1.74)$$

$$w_4 = w_3 \frac{S_3}{S_4} \quad (1.75)$$

Aria secțiunii medii a canalului interpaletar  $S_m'$  necesară pentru calculul razei hidrolică, se determină din relația:

$$S_m' = w_{3m} \frac{S_3}{w'} \quad (1.76)$$

Pierderea hidrolică  $h_T$  este aproximată la 1%.

#### 1.4.6. Pierderea la ieșirea apei din rotor.

Această pierdere este  $\frac{v_4^2}{2gH}$ . Viteza  $v_4$  se calculează din triunghiul vitezelor la ieșire:

$$v_4 \cos \alpha_4 = u_4 - w_4 \cos(180^\circ - \beta_4) = u_4 - w_4 \cos \beta_1 \quad (1.77)$$

$$v_4 \sin \alpha_4 = w_4 \sin \beta_1 \quad (1.78)$$

rezultă:

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \frac{w_4 \sin \beta_1}{u_4 - w_4 \cos \beta_1} \quad (1.79)$$

Din  $\operatorname{tg} \alpha_4$  se determină  $\alpha_4$  și apoi se calculează:

$$v_4 = \frac{u_4 - w_4 \cos \beta_1}{\cos \alpha_4} \quad (1.80)$$

În unele studii făcute anterior, mărimea  $\frac{v_4^2}{2gH}$  obținută corespunde cu valoarea teoretică și reprezintă 7%. [45]

#### 1.4.7. Pierderea datorată umplerii incomplete a rotorului.

Mărimea acestei pierderi este legată de poziția ajutorului în raport cu rotorul.

Conform fig. 1.11 se vede că energia corespunzătoare lui  $h_1$  este utilizată în procesul dublu de trecere a apei peste palete, energia corespunzătoare lui  $h_2 + h_3$  este utilizată doar pentru cea de-a doua trecere, iar contribuția sarcinii  $h_4/2$  (poziția punctului de ieșire a axei curentului în partea inferioară a rotorului) se pierde în totalitate.

Astfel, pierderea se compune din  $h_4$  și o parte din  $h_2 + h_3$ . Deoarece randamentul la ambele treceri este același, (0.732), pierderea fiecărei treceri este aproximativ 0.27, deci toată această pierdere poate fi exprimată ca sumă:

$$h_4 + 0.27(h_2 + h_3) + 0.07h_1$$

Valorile absolute ale mărimii  $h$  se determină din traiectoria curentului în rotor. Conform fig. 1.11 se obține:

$$h_1 = 0.5D_1 \sin \varphi_0 + 0.5D_2 \sin(\varphi - \varphi_0) \quad (1.81)$$

$$h_2 + h_3 = 0.5D_1 \cos \varphi_0 - 0.5D_2 \sin(\varphi - \varphi_0) \quad (1.82)$$

$$h_4 = 0.5D_1 - 0.5D_1 \cos \varphi_0 \quad (1.83)$$

unde:  $\varphi_0$  – unghiul de poziție a punctului mediu al ajutorului

$\varphi' = \varphi''$  – unghiul cu care se rotește rotorul în timpul trecerii particulei de apă pe paletă de la intrare la ieșire

$\varphi_z$  – unghiul profilului paletei

$$\varphi_4' = \varphi' + \varphi_z + \omega + \varphi' - \varphi_z - \varphi_0 - 90^\circ = 2\varphi' + \omega - \varphi_0 - 90^\circ \quad (1.84)$$

Mărimea unghiului  $\varphi'$  se determină din parametrii concreți ai turbinei: dimensiunile rotorului și turația de lucru.

Din dimensiunile canalului interpaletar găsim lungimea profilului, adică lungimea traiectoriei relative a particulei în canal  $l_k$  – și mărimea vitezei relative medii  $w$  și de asemenea, unghiul  $\varphi_z$ .

Timpul de trecere al particulei prin canal va fi  $t = \frac{l_k}{w}$ .

Dacă turbina are turația  $n$  [rot/min], în timpul  $t$  rotorul se rotește cu unghiul  $\varphi'$ , atunci:

$$\varphi' = 360 \frac{nt}{60} \quad (1.85)$$

Egalitățile de mai jos pot fi scrise:

$$h_1 = 0.5D_1 \sin \varphi_0 + 0.5D_2 \sin(\varphi' + \varphi_z - \varphi_0) \quad (1.86)$$

$$h_2 + h_3 = 0.5D_1 \sin(2\varphi' + \omega - \varphi_0) - 0.5D_2 \sin(\varphi' + \varphi_z - \varphi_0) \quad (1.87)$$

$$h_4 = 0.5D_1 - 0.5D_1 \sin(2\varphi' + \omega - \varphi_0) \quad (1.88)$$

Suma pierderilor  $h_4 + 0.27(h_2 + h_3) + 0.07h_1$  poate fi acum exprimată sub forma:

$$h_b = 0.5D_1 - 0.5D_1 \sin[(2\varphi' + \omega) - \varphi_0] + 0.27\{0.5D_1 \sin[(2\varphi' + \omega) - \varphi_0] - 0.5D_2 \sin[(\varphi' + \varphi_z) - \varphi_0]\} + 0.07\{0.5D_1 \sin \varphi_0 + 0.05D_2 \sin[(\varphi' + \varphi_z) + \varphi_0]\} \quad (1.89)$$

Schimbând forma acestei relații și exprimând  $D_2$  în funcție de  $D_1$  obținem:

$$h_b = 0.5D_1 - D_1 \sin \varphi_0 [0.365(2\varphi' + \omega) + 0.07 \cos(\varphi' + \varphi_z) + 0.035] - D_1 \cos \varphi_0 [0.365 \sin(2\varphi' + \omega) + 0.07 \sin(\varphi' + \varphi_z)] \quad (1.90)$$

Aici mărimea necunoscută este  $\varphi_0$ . Pentru determinarea valorii optime pentru  $\varphi_0$

considerăm mărimea  $\frac{dh_b}{d\varphi_0}$  ca fiind egală cu zero. Pentru simplificarea scrierii vom

nota cu  $a$  termenii corespunzători lui  $\sin \varphi_0$  și cu  $b$  cei corespunzători lui  $\cos \varphi_0$

$$\frac{dh_b}{d\varphi_0} = 0 = a \cos \varphi_0 + b \sin \varphi_0$$

din care:

$$\operatorname{tg}\varphi_0 = -\frac{a}{b}$$

Determinând valorile unghiului  $\varphi_0$  (în cazul nostru acesta este de aprox.  $60^\circ$ ), obținem pierderea  $h_b$ , care se exprimă în funcție de  $D_1$  și este aproximativ  $0.105D_1$ .

Valorile relative ale acestei pierderi vor fi  $\frac{h_b}{H_0}$ . Aici căderea  $H_0$  trebuie considerată până la punctul cel mai de jos al rotorului, la fel cum în calculul hidraulic căderea se referă la punctul mediu de ieșire din ajutoraj.

#### 1.4.8. Pierderea pe porțiunea dintre ajutoraj și rotor.

În proiectările anterioare ale rotorului, aceste pierderi se considerau nule iar randamentul volumic trebuie să fie unu. În realitate însă nu este așa, particulele solide din apă dispându-se.

#### 1.4.9. Pierderi în lagăr și pierderile de ventilație.

În cazul turbinei considerate acestea sunt semnificative datorită dimensiunilor mici și a posibilității fixării lagărului cu frecare mică. Pierderile mecanice pot fi considerate 1% sau trebuie considerat randamentul mecanic 0.99. Vom scrie valorile obținute ale pierderilor și vom aprecia valoarea posibilă a randamentului hidraulic al turbinei, în funcție de valorile numerice approximate, pentru turbina considerată:

- 1) Pierderea în ajutoraj ( $1 - \varphi^2$ ) este aproximată la 2.8%
- 2) Pierderea la prima intrare în rotor și datorită frecărilor la prima trecere este aproximată la 0.6%
- 3) Pierderea la curgerea liberă în interiorul rotorului este aproximativ 2.0%
- 4) Pierderea la a doua intrare în rotor și datorită frecărilor la a doua trecere este 1.0%
- 5) Pierderea la ieșirea apei din rotor este aproximativ 7.0%
- 6) Pierderea datorată umplerii incomplete a rotorului este  $0.105D_1/H_0$

Însumând avem:  $13.4\% + 0.105D_1/H_0$ .

Valoarea relativă a pierderii  $0.105D_1/H_0$  pentru o turbină de diametru 0.2 m pentru căderile între 10 m și 60 m variază între 0.3 și 0.05%, adică pentru această turbină suma pierderilor o putem considera 13.5%. Randamentul hidraulic va fi  $1 - 0.135 = 0.865$ , iar randamentul total circa 85.5%. Această valoare este satisfăcătoare pentru o turbină mică. Am stabilit deja că existența pierderilor nu modifică relațiile fundamentale la intrare  $w_1 \cong u_1$ . La ieșire, după prima trecere avem următoarea ecuație a energiei:

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + h_1 = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + h_T \quad (1.90)$$

Dar  $w_1 = u_1$ , atunci,

$$\frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + h_T - h_1 = 0 \quad (1.91)$$

Exprimăm  $w_2$  și  $u_2$  în funcție de  $v_1 = \varphi\sqrt{2gH}$  corespunzător cu următoarele relații:

$$w_2 = w_1 \sin \beta_1 \frac{D_1}{D_2} \quad (1.92)$$

$$u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1} \quad (1.93)$$

$$u_1 = 0.518v_1 = 0.518\varphi\sqrt{2gH} \quad (1.94)$$

Astfel:

$$\frac{0.518^2 \varphi^2 2gH \left[ \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \sin^2 \beta_1 - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right]}{2g} + h_T - h_1 = 0 \quad (1.95)$$

Notând  $\frac{h_T - h_1}{H} = a$  și  $\frac{D_2}{D_1} = k_1$  cu  $c \sin \beta_1 = 0.5$  obținem:

$$k_1 = \sqrt{\frac{a + \sqrt{a^2 + 1}}{2}} \quad (1.96)$$

Mărima „a” pentru turbine cu căderi mari cu rotoare de diametru mic este suficient de mică, pentru a putea fi neglijată. De fapt  $\frac{h_T}{H} = 0.006$ ;  $\frac{h_1}{H} = (0.25 \dots 0.3) \frac{D_1}{H}$  pentru  $D_1 \leq 0.5$  și  $H > 20$ , diferența dintre ele este 0.2%.

La a doua trecere valoarea vitezei absolute  $v_2$  trebuie să difere de viteza  $v_3$ . Diferența apare datorită existenței pierderii  $h_c$  la curgerea liberă a curentului în interiorul rotorului (estimată 2%) și a înălțimii  $h_2$ .

Ecuția energiei între punctele primei ieșiri și celei de a doua intrări va fi:

$$\frac{v_2^2}{2g} + h_2 = \frac{(v_3')^2}{2g} + h_c \quad (1.97)$$

sau

$$\frac{(v_3')^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} + h_2 - h_c \quad (1.98)$$

Cu acestea:

$$u_2 = u_1 \text{ sau } v_2 = 0.518v_1 = 0.518\varphi\sqrt{2gH}; h_c = 0.02H \quad (1.99)$$

$$h_2 = 0.5D_2 \cos(\varphi_4 + \varphi_z - \varphi'') - 0.5D_2 \sin(\varphi' + \varphi_z - \varphi_0) \approx 0.4D_1 \quad (1.100)$$

Astfel:

$$\frac{(v_3')^2}{2g} = 0.259H + 0.4D_1 \quad (1.101)$$

Dacă considerăm ca anterior  $D_1 \leq 0,5$  și  $H > 20$ ,  $0.4D_1 \leq 0.01H$  atunci:

$$\frac{(v_3')^2}{2g} = 0.260H \quad (1.102)$$

$$v_3' = 0.510\sqrt{2gH} \quad (1.103)$$

$$v_2 = 0.511\sqrt{2gH} \quad (1.104)$$

Este evident că diferența este nesemnificativă, deci poate să nu fie luată în considerare.

Diferențe semnificative nu trebuie să apară nici la a doua trecere. Referința la ele nu are sens în afară de cazul în care în rezultatul calculului cu ajutorul lor apare necesitatea modificării unor raporturi în rotor, cum ar fi modificarea procesului de lucru după prima trecere.

Diferența de înălțimi în interiorul rotorului poate compensa pierderile și dacă randamentul îl considerăm în raport cu punctul de ieșire din ajutoraj, randamentul poate să crească puțin. Dar aceasta ar fi incorect. De aceea, dacă notăm cu  $H_0$  căderea, măsurată până la punctul inferior al rotorului, randamentul turbinei trebuie calculat în raport cu această cădere. Calculul hidraulic al turbinei trebuie efectuat pentru căderea  $H_0 - (h_1 + h_2 + h_3 + h_4) = H$ , deoarece relațiile de bază între viteze sunt legate de triunghiurile de viteze ale primei intrări, în care intervine viteza de la ieșirea din ajutoraj. Ieșirea din ajutoraj apare sub sarcină, măsurată până la punctul mediu al ieșirii din ajutoraj.

### 1.5. Calculul hidrodinamic al rotorului turbinei SDC 125 și estimarea pierderilor

În urma acestui calcul se vor determina parametrii unghiulari și cinematici ai rotorului turbinei cu dublu flux.

Parametrii geometrici ai rotorului sunt:

- diametrul exterior al rotorului  $D_1 = 125mm$
- diametrul interior al rotorului  $D_2 = 82mm$
- lățimea rotorului  $b = 115mm$
- unghiul de intrare al curentului lichid  $\alpha_1 = 15^\circ$

Parametrii nominali ai turbinei :

- căderea  $H=2.5 m$
- debitul volumic, ce trece prin turbină  $Q=0.0079 m^3/s$
- turația turbinei hidraulice  $n_T = 460rot / min$

Cu acestea se calculează randamentul estimat al turbinei cu dublu flux SDC 125, ca o medie a randamentelor date de cele două teorii de proiectare a turbinei (Banki și Sonnek):

$$\eta_e = \frac{\eta_S + \eta_B}{2} = 0.801 \quad (1.105)$$

Cu cele menționate se va trece la calculul hidrodinamic al rotorului.

Astfel în urma calculelor realizate în MathCad după formulele prezentate în capitolul 1.3. se obțin pentru prima trecere a apei prin rotorul turbinei, următorii parametri prezentați în tabelul 1.1.

1.5. - Calculul hidrodinamic al rotorului turbinei SDC 125 și estimarea pierderilor 31

Tabelul 1.1.

$\alpha_1$ [°]	$\alpha_2$ [°]	$\beta_1$ [°]	$\beta_2$ [°]	$v_1$ [m/s]	$v_2$ [m/s]	$u_1$ [m/s]	$u_2$ [m/s]	$w_1$ [m/s]	$w_2$ [m/s]
15	53.89	150	90	6.862	3.351	3.011	1.975	3.76	2.707

$\alpha_1$  - reprezintă unghiul dintre vitezele  $v_1$  și  $u_1$

$\alpha_2$  - reprezintă unghiul dintre vitezele  $v_2$  și  $u_2$

$\beta_1$  - reprezintă unghiul dintre vitezele  $w_1$  și  $u_1$

$\beta_2$  - reprezintă unghiul dintre vitezele  $w_2$  și  $u_2$

$v_1$  - viteza absolută la intrarea jetului în prima trecere

$v_2$  - viteza absolută la ieșirea jetului din prima trecere

$u_1$  - viteza de transport la intrarea jetului lichid în prima trecere

$u_2$  - viteza de transport la ieșirea jetului din prima trecere

$w_1$  - viteza relativă la intrarea jetului în prima trecere

$w_2$  - viteza relativă la ieșirea jetului în prima trecere

În tabelul 1.2. sunt prezentați aceiași parametri unghiulari și cinematici corespunzători celei de-a doua trecere.

Tabelul 1.2.

$\alpha_3$ [°]	$\alpha_4$ [°]	$\beta_3$ [°]	$\beta_4$ [°]	$v_3$ [m/s]	$v_4$ [m/s]	$u_3$ [m/s]	$u_4$ [m/s]	$w_3$ [m/s]	$w_4$ [m/s]
53.89	53.89	90	28.187	3.351	3.637	1.975	3.011	2.707	3.76

$\alpha_3$  - reprezintă unghiul dintre vitezele  $v_3$  și  $u_3$

$\alpha_4$  - reprezintă unghiul dintre vitezele  $v_4$  și  $u_4$

$\beta_3$  - reprezintă unghiul dintre vitezele  $w_3$  și  $u_3$

$\beta_4$  - reprezintă unghiul dintre vitezele  $w_4$  și  $u_4$

$v_3$  - viteza absolută la intrarea jetului în a doua trecere

$v_4$  - viteza absolută la ieșirea jetului din a doua trecere

$u_3$  - viteza de transport la intrarea jetului lichid în a doua trecere

$u_4$  - viteza de transport la ieșirea jetului din a doua trecere

$w_3$  - viteza relativă la intrarea jetului în a doua trecere

$w_4$  - viteza relativă la ieșirea jetului din a doua trecere



Ajutajul turbinei hidraulice cu dublu flux a fost trasat după o spirală logaritmică de forma:

$$r = C \cdot e^{\theta \cdot \tan(a)}, \text{ unde } C=0.0695. \quad (1.106)$$

Astfel valorile pentru  $r[m]$  în funcție de unghiul  $\theta^\circ$  sunt date în tabelul 1.3.

Tabelul 1.3.

$\theta^\circ$	0	5	10	15	20	25	30
$r[m]$	0.0695	0.071	0.073	0.075	0.076	0.078	0.08

$\theta^\circ$	35	40	45	55	65	75	90
$r[m]$	0.082	0.084	0.086	0.09	0.094	0.099	0.106

Forma ajutorului aparatului director trasat după spirala logaritmică este prezentat în figura 1.12:

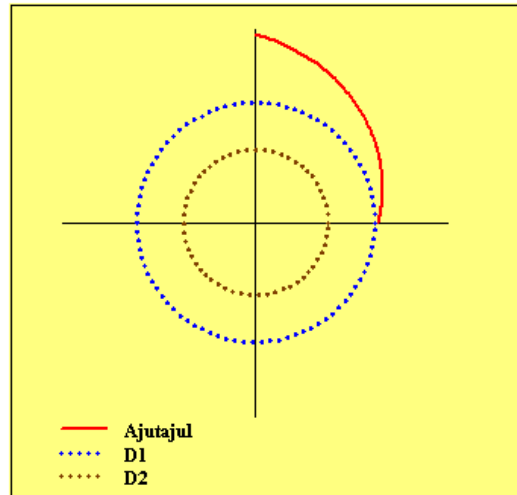


Fig. 1. 12 Ajutajul aparatului director al turbinei cu dublu flux

Pe baza celor prezentate în capitolul 1.4. pierderile analizate pentru turbina cu dublu flux SDC 125 sunt următoarele:

- pierderea datorată intrării în ajutoraj
- pierderea cauzată de ajutoraj
- pierderea datorită intrării în rotor
- pierderea datorată curgerii libere a curentului în rotor
- pierderea cauzată de cea de-a doua trecere printre palete
- pierderea cauzată de ieșirea apei din rotor
- pierderea datorită umplerii incomplete a rotorului

## 1.5. - Calculul hidrodinamic al rotorului turbinei SDC 125 și estimarea pierderilor 33

- pierderile mecanice

Aceste pierderi au fost detaliate pe larg în cadrul subcapitolului 1.4. Pentru turbina studiată acestea vor fi prezentate tabelar ca valoare procentuală din căderea turbinei hidraulice. Ele au fost calculate în MathCad prin intermediul unui mini program și prezentate în tabelul 1.4.

Tabelul 1.4.

PIERDEREA	VALOARE
Pierdere datorată intrării în ajutoraj	1.584% din H
Pierdere cauzată de ajutoraj	8.223% din H
Pierdere datorită intrării în rotor	0.344% din H
Pierdere datorată curgerii libere a curentului în rotor	2% din H
Pierdere cauzată de cea de-a doua trecere printre palete	0.318% din H
Pierdere cauzată de ieșirea apei din rotor	10.788% din H
Pierdere datorită umplerii incomplete a rotorului	0.5% din H
Pierderile mecanice	2% din H
Total	25.767% din H

În urma acestui studiu turbina hidraulică cu dublu flux SDC 125, va funcționa datorită pierderilor la doar 74.233% din căderea H.

## **1.6. Starea de solicitare în rotorul turbinei cu dublu flux SDC 125**

În acest subcapitol s-a analizat starea de solicitare în rotorul turbinei cu dublu flux SDC 125. Rotorul turbinei este prezentat în figura 1.13. Acesta a fost realizat în softul de desenare 3D Solid Works. Analiza stării de solicitare în rotor s-a făcut cu programul de simulare numerică cu element finit ANSYS 11.0. Astfel au fost studiate două cazuri, într-unul au fost analizate tensiunile și deformările, ce apar datorită forței jetului de apă ce lovește rotorul, iar în cel de-al doilea s-a analizat solicitarea și deformarea dată de forța centrifugă, în cazul în care turbina hidraulică se află la ambalare.

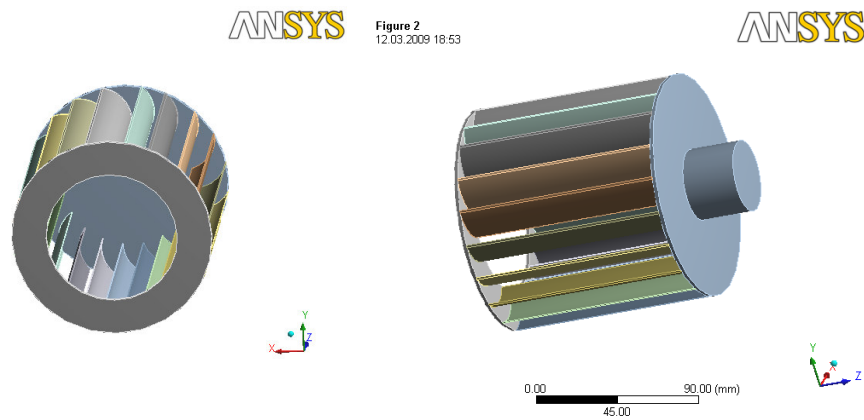


Fig. 1.13. Rotorul turbinei cu dublu flux SDC 125

### 1.6.1. Starea de tensiune și deformare, datorată acțiunii forței jetului de apă asupra paletelor rotorice

În acest caz s-a utilizat teorema impulsului, astfel forța cu care jetul de apă acționează asupra paletelor rotorice ale turbinei cu dublu flux este:

$$F = \rho \cdot Q \cdot \Delta w \quad (1.107)$$

unde:  $\rho$  - este densitatea apei,  $Q$  - debitul volumic și  $\Delta w$  - variația vitezei relative în cazul primei treceri a apei printre paletel rotorului.

Din teoria turbinelor cu dublu flux [85] se determină unghiul cu care curentul fluid atacă rotorul turbinei. În cazul rotorului turbinei SDC 125, acesta va ataca 3 canale rotorice, deci forța jetului de apă va fi distribuită pe 3 palete. Astfel forța pe fiecare paletă va fi:

$$F = \frac{\rho \cdot Q \cdot \Delta w}{3} = 4.029 \quad (1.108)$$

Discretizarea rotorului turbinei este prezentată în figura 1.14.

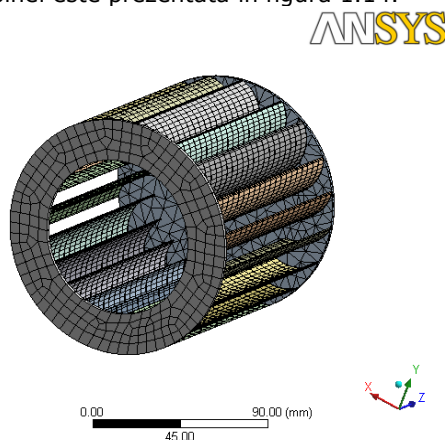


Fig.1.14. Discretizarea rotorului turbinei cu dublu flux SDC 125

Pentru a simula starea de solicitare, rotorul se consideră încastrat la capăt și se aplică pe cele 3 palete considerate, forța calculată cu relația (1.108), după cum se vede în figura 1.15.

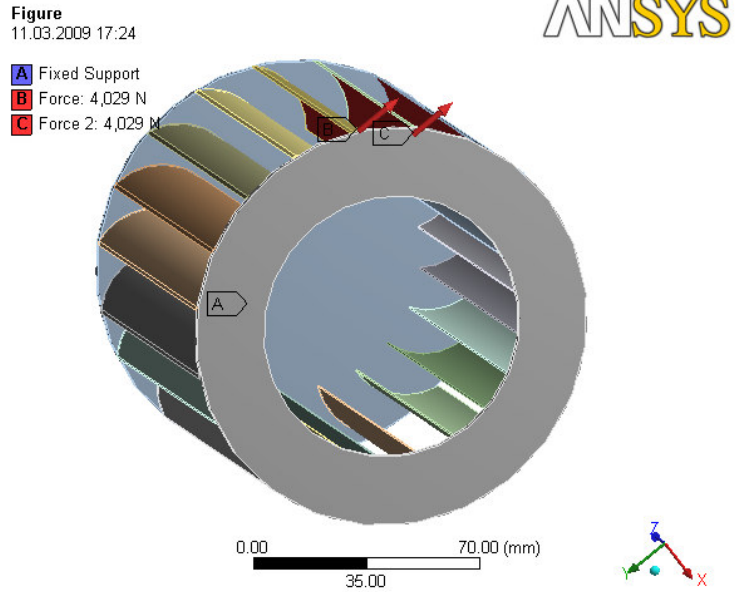


Fig.1.15. Forțele aplicate pe paletele rotorice

Programul de simulare numerică cu element finit, calculează starea de solicitare cu relația lui Von Mises (teoria 6 de rezistență). Tensiunile ce apar în rotorul turbinei cu dublu flux SDC 125 sunt prezentate în figura 1.16.

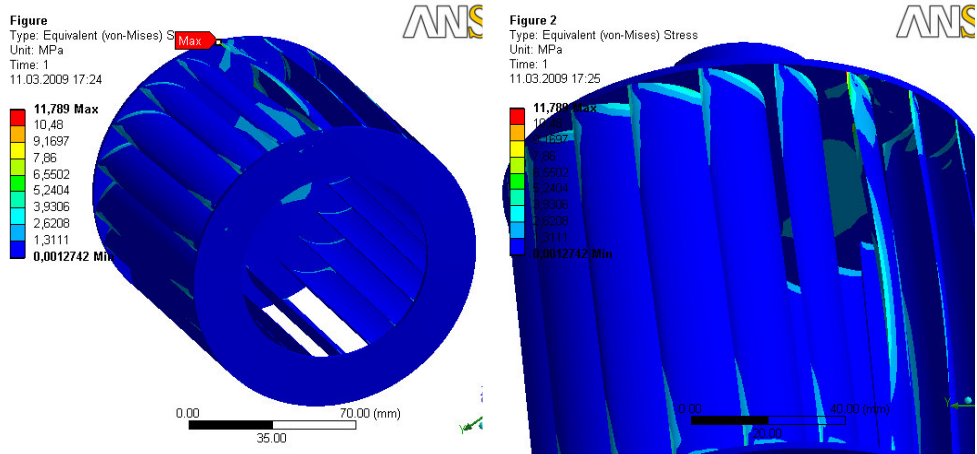


Fig. 1.16. Tensiunile în rotorul turbinei SDC 125 datorate forței jetului de apă

Din figura 1.16. se observă că solicitarea maximă apare pe paletă la îmbinarea acesteia cu discul rotoric.

Pe lângă starea de tensiune din rotorul turbinei, în urma simulării numerice s-a obținut și starea de deformare cauzată de forța jetului de apă, fig. 1.17.

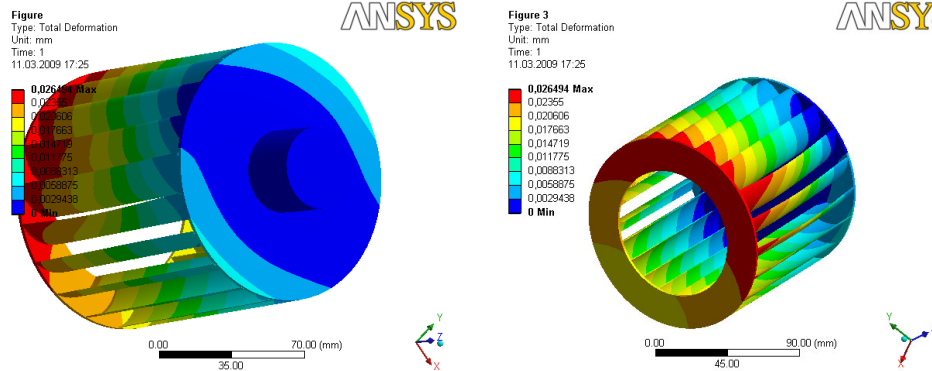


Fig. 1.17. Deformarea rotorului turbinei SDC 125 datorată forței jetului de apă

Din fig. 1.17. se observă că deformarea maximă apare pe discul exterior al rotorului și aceasta este de 0.026 mm.

În urma analizei cu element finit rezultă că, atât starea de solicitare cât și de deformare a rotorului, cauzată de forța jetului de apă care lovește paletetele, la funcționarea turbinei cu deschiderea maximă a aparatului director, au valori neglijabile.

### 1.6.2. Starea de tensiune și deformare, datorată acțiunii forței centrifuge asupra rotorului

Tensiunile și deformațiile ce apar în rotor, în cazul în care turbina hidraulică se află la ambalare au fost de asemenea analizate cu programul ANSYS. Din teoria turbinelor [24] se știe că turația de ambalare pentru turbinele hidraulice cu acțiune este:  $n_a = 1.8 \cdot n_{nom}$

Astfel se impune rotorului viteza unghiulară  $\omega = 13.8$  [rad/s] după cum se vede în figura 1.18.

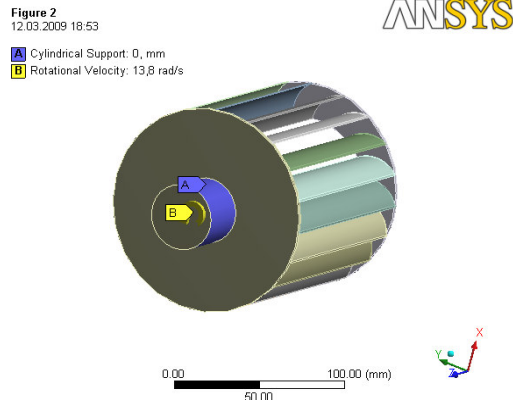


Fig. 1.18. Condițiile pentru determinarea tensiunilor și a deformării cauzate de forța centrifugă

În urma simulării, ca și în subcapitolul 1.6.1. se obține stare de tensiune fig. 1.19. și deformarea acestuia fig. 1.20.

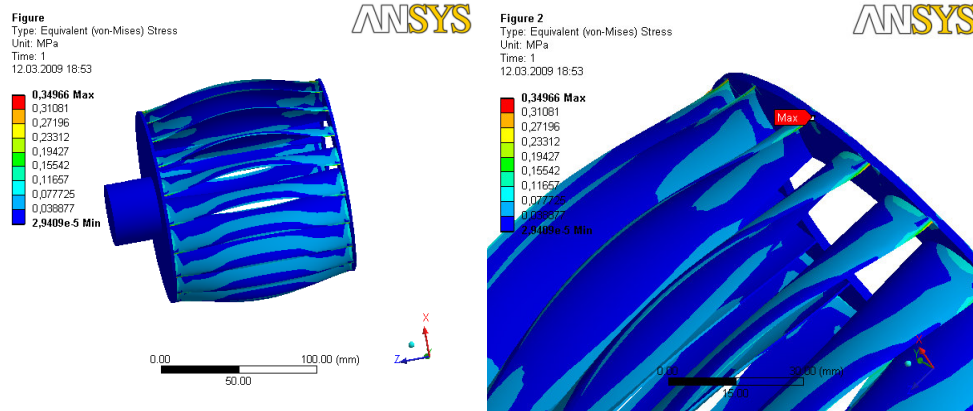


Fig. 1.19. Starea de tensiune la scară mărită, cauzată de forța centrifugă în cazul turației de ambalare

Din figura 1.19 se observă că tensiunea maximă apare tot pe paleta rotorică, în zona de contact a acesteia cu discul rotoric. Tensiunile produse de acțiunea forței centrifuge asupra rotorului sunt mult mai mici decât cele produse de forța jetului de apă.

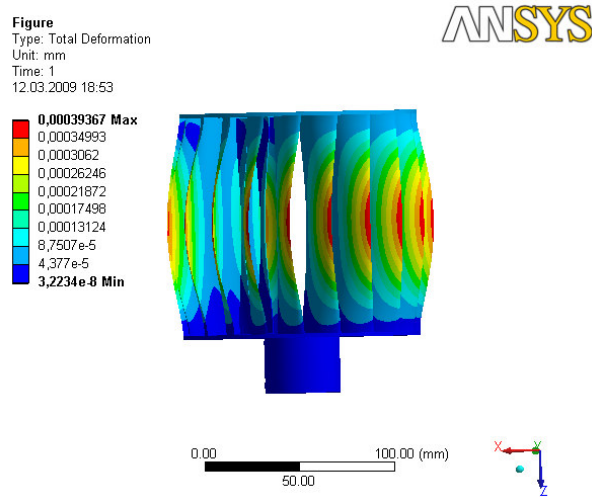


Fig. 1.20. Deformarea la scară mărită a rotorului, cauzată de forța centrifugă în cazul turației de ambalare

Din analiza rezultatelor obtinute, figura 1.20. se observă că și starea de deformare este mai mică decât cea cauzată de forța jetului de apă.

Analiza cu element finit a permis studiul stării de tensiune și deformarea rotorului; se constată că solicitarea cauzată de forța jetului de apă este predominantă.

## 2. IDENTIFICAREA DINAMICĂ A TURBINELOR CU DUBLU FLUX

### 2.1. Introducere în identificarea sistemelor

În trecut proiectarea și corelarea sistemelor de reglare automată se făcea pe baza unor analogii sau a intuiției proiectantului, realizându-se astfel instalații de reglare automată care nu funcționau corect sau care aveau o eficiență mică.

Utilizarea metodelor teoriei generale a identificării sistemelor pentru rezolvarea numeroaselor probleme întâlnite la proiectarea acestora precum și pentru analiza proceselor tranzitorii în cazul semnalelor întâlnite în exploatare este în general greoaie și extrem de complexă.

Aceste dificultăți impun crearea unor metode ingineresti de rezolvare aproximativă a celor mai întâlnite probleme de proiectare și punere la punct a instalațiilor de reglare automată [63].

Mărimile de reglare pot fi mărimi fizice, măsurate direct sau indici complecși, care sunt calculați continuu și în mod automat după rezultatele câtorva măsurători. Variindu-se mărimile de intrare ale obiectului reglat se compensează perturbațiile regimului tehnologic și se mențin valorile necesare ale mărimilor de ieșire.

La proiectarea schemelor de principiu se pornește de la dependențele logice cunoscute, bine verificate în practica exploatării, deci determinarea caracteristicilor statice și dinamice ale obiectului supus reglării pe cale experimentală. Aceste caracteristici reprezintă soluțiile ecuațiilor algebrice și diferențiale pentru stările permanente și procesele tranzitorii ale obiectului supus reglării, ele fiind echivalente cu transpunerea matematică a procesului.

Calitatea reglării este determinată de desfășurarea procesului tranzitoriu în timpul reglării. Pentru obținerea unui proces tranzitoriu corespunzător cerințelor regimului tehnologic al procesului automatizat, este necesar să se asigure anumite proprietăți dinamice ale sistemului de reglare în care intră obiectul de producție supus reglării și regulatorul.

În automatizare, proprietățile dinamice reprezintă caracteristica fundamentală a obiectului supus reglării.

Cele mai valabile caracteristici dinamice ale sistemelor industriale în funcțiune se obțin pe cale experimentală. În general aceste sisteme au diverse rezistențe, întâzieri și funcții neliniare, de aceea determinarea analitică a proprietăților lor dinamice după datele fizice și constructive este foarte complicată.

În cadrul determinării experimentale a proprietăților dinamice ale obiectului supus reglării se analizează caracterul regimului tranzitoriu, sau a celui permanent care apare ca urmare a aplicării la intrarea în sistem a unor semnale deterministe sau stohastice (întâmplătoare).

Semnale deterministe utilizate la determinarea experimentală a caracteristicilor dinamice ale sistemului sunt:

- semnalul **treaptă**, care are ca mărime de ieșire **funcția indicială**;
- semnalul **impuls**, căruia îi corespunde o mărime de ieșire denumită **caracteristică de impuls**;

-semnale **periodice** (sinusoidale, triunghiulare, dreptunghiulare sau trapezoidale) de frecvență determinată. În acest caz după curbele de variație ale mărimii de intrare și de ieșire se determină **caracteristicile de frecvență** ale sistemului analizat.

În cadrul teoriei proceselor stohastice, caracteristicile dinamice se determină pe calea analizei statistice a curbelor de variație în timp din funcționarea normală, fără introducerea unor semnale speciale. Această metodă necesită o prelucrare laborioasă a materialului experimental, cu aparate speciale și nu poate fi generalizată.

Metoda de identificare experimentală se alege în funcție de problema ridicată, din condițiile experimentului, din caracterul semnalelor din exploatare, precum și din abaterile admisibile ale mărimii de ieșire a sistemului.

Funcțiile indiciale se pot determina mai rapid și ușor decât caracteristicile de frecvență, însă abaterea mărimii de ieșire de la valoarea prescrisă este de obicei însemnată, iar pentru cercetarea stabilității sistemului caracteristicile de frecvență sunt necesare.

În teoria reglării automate s-au realizat metode de aproximare bună pentru determinarea celor două caracteristici, una din cealaltă.

La cercetarea unui obiect complex, supus identificării dinamice în al cărui proces intervin diferite mărimi fizice, caracteristicile dinamice ale acestuia se vor determina pentru fiecare din aceste elemente. Astfel sistemul se va trata ca un tot, compus dintr-un număr corespunzător de obiecte simple în care procesele tranzitorii se produc independent unul de altul.

Majoritatea sistemelor industriale reale nu sunt riguros liniare, fapt de care trebuie ținut cont în cadrul identificării dinamice. Proprietățile dinamice și statice ale obiectelor supuse identificării sunt caracterizate de anumiți parametri: coeficienți de amplificare, constante de timp, etc. Se numesc **neliniare** sistemele supuse identificării ai căror parametri variază cu variația stării statice a sistemului și care ilustrează legătura dintre mărimile de intrare și ieșire în regimuri staționare și care nu sunt linii drepte. Ecuațiile diferențiale neliniare, ai căror coeficienți depind de valorile variabilelor.

La măsurarea mărimilor fizice nestaționare este necesar ca pe lângă erorile statice obișnuite ale acestora să se țină cont și de domeniul de frecvență al aparaturii folosite.

Turbina hidraulică se modelează din punct de vedere al identificării dinamice ca un cvadripol informațional având ca mărimi de intrare debitul și sarcina piezometrică și ca elemente de ieșire turația și momentul mecanic.

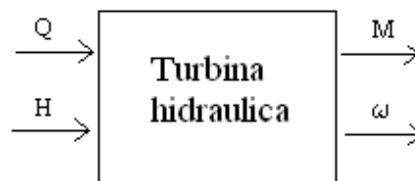


Fig. 2.1. Turbina privită ca un cvadripol informațional

Acești parametri se vor monitoriza în cadrul identificării dinamice a turbinei.



## 2.2. Metode de identificare dinamică a sistemelor hidraulice

### 2.2.1. Principiul determinării funcției indiciale

În cadrul determinării experimentale a caracteristicilor dinamice **aparatele de măsură** prezintă un rol foarte important. Înregistrarea variațiilor mărimilor de intrare ale sistemului nu prezintă dificultăți, acestea se pot înregistra prin observare directă, prin înscrierea momentului de introducere a semnalului de intrare și a mărimii acestuia după poziția elementului de execuție, fie după aparate ce măsoară debitul corespunzător al mediului de reglare. Pentru determinarea caracteristicilor dinamice ale proceselor ce se desfășoară rapid, pentru măsurarea unor mărimi ca: presiunea, debitul pe conducte, vacuumul se recomandă utilizarea unor senzori și traductoare electrice cu răspuns dinamic rapid. Majoritatea aparatelor de măsură cu elemente sensibile amplificatoare și dispozitive de înregistrare sunt elemente dinamice complexe, a căror precizie este determinată și de caracteristicile lor dinamice

Se numește **funcție indicială** a unei instalații elementare sau a obiectului în întregime, curba de variație în timp a mărimii de ieșire în procesul tranzitoriu ce apare datorită unui semnal treaptă unitate la intrare, adică la o variație în treaptă unitară a mărimii de intrare. Se presupune că semnalul este instantaneu [63].

În fig. 2.2. sunt prezentate funcțiile indiciale ale unui sistem static (cu auto echilibrare) și a unui sistem astatic sau fără echilibrare.

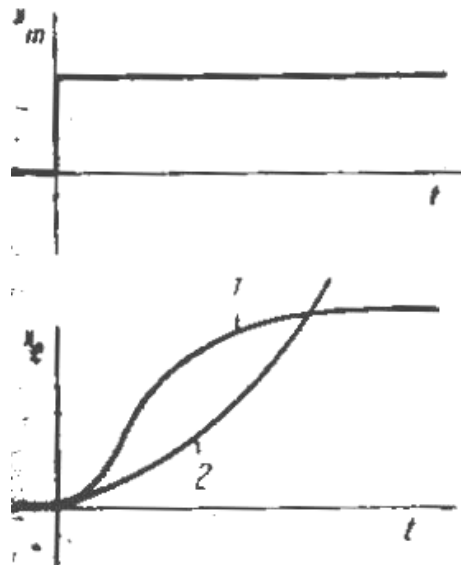


Fig. 2.2. Funcții indiciale: 1-obiect static, 2-obiect astatic

Pentru determinarea funcției indiciale se recomandă utilizarea schemei bloc din fig. 2.2.a.

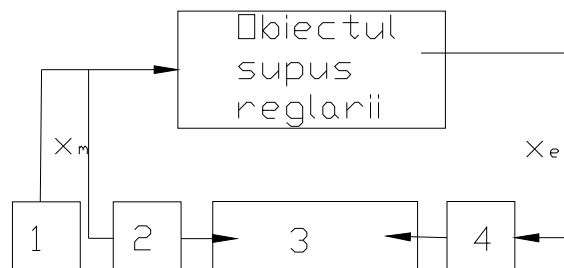


Fig. 2.2.a. Schema bloc pentru determinarea funcției indiciale, 1-panou de comandă a elementului de execuție, 2, 4- traductoare electronice de măsurare ale elementelor de intrare și ieșire, 3- placă de achiziție de date în timp real

Înainte de a introduce semnalul treaptă trebuie să se mențină constantă sau practic aproape constantă valoarea mărimii de ieșire pentru o mărime de intrare dată sistemului, mărimea de intrare trebuind să fie stabilizată. Înainte de introducerea semnalului, regimul permanent trebuie menținut constant cel puțin 2..2,5 minute în cazul măsurării parametrilor proceselor cu desfășurare lentă sau 0,3..0,5 minute în cazul proceselor cu desfășurare mai rapidă (debit, presiune).

La intrarea obiectului semnalul se realizează cu ajutorul unui element de execuție, comandat manual sau de la distanță. Pentru valoarea acestuia se ține cont de condițiile de funcționare ale sistemului, nivelul total al semnalelor stohastice, domeniul admisibil al mărimilor de intrare și ieșire, coeficientul de amplificare aproximativ al sistemului.

În cazul funcțiilor indiciale ale obiectelor, procesul tranzitoriu se termină la atingerea valorii de regim permanent a vitezei de variație a mărimii de ieșire a procesului, iar în cazul sistemelor statice terminarea regimului este marcată de atingerea noii valori de regim permanent al aceleiași mărimi de ieșire.

Pentru a se obține date complete asupra sistemului, funcțiile indiciale trebuie determinate pentru semnale în ambele sensuri, experimentarea făcându-se de cel puțin trei ori. În fig. 2.3 este prezentată funcția indicială pentru un semnal treaptă și un semnal trapezoidal.

În cazul în care domeniul de variație admisibil al mărimii de ieșire este limitat de cerințele tehnologice, nu se poate atinge noua valoare de regim permanent, funcția indicială obținându-se în acest caz printr-o extrapolare simplă a porțiunii inițiale a procesului tranzitoriu. După variația în treaptă a mărimii de intrare, atunci când mărimea de ieșire se apropie de valoarea de stabilizare, trebuie să se varieze din nou mărimea de intrare în sens invers revenind la mărimea inițială. Procesul tranzitoriu se încheie când se stabilește din nou valoarea inițială a mărimii de ieșire.

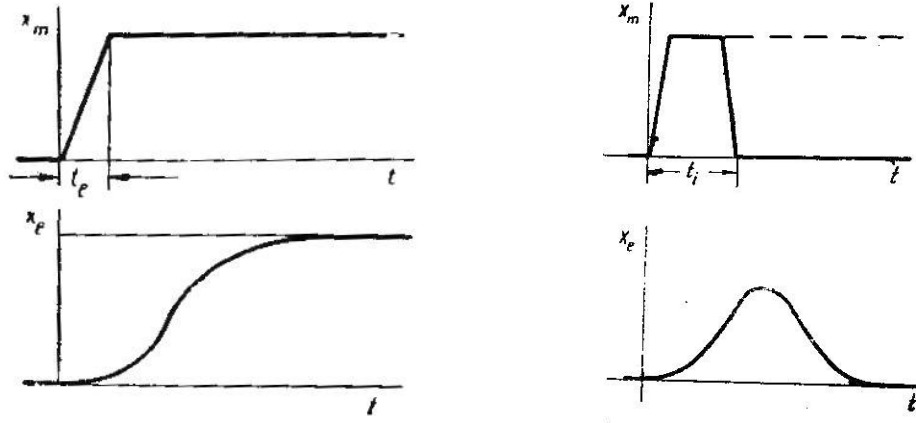


Fig.2.3. Semnal treaptă, trapezoidal și funcțiile indiciale

### 2.2.2. Prelucrarea datelor obținute experimental

Din funcția indicială se determină [63] următorii parametri ce caracterizează proprietățile dinamice ale sistemului (fig. 2.4):

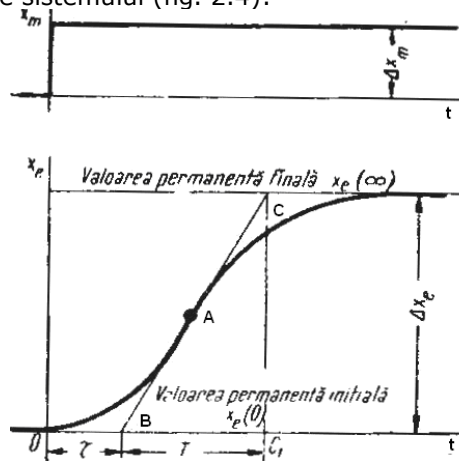


Fig. 2.4. Determinarea parametrilor dinamici după funcția indicială a unui obiect static

a) **Întârzierea** - dacă se duce o tangentă la curbă, în punctul A, în care viteza de variație a mărimii de ieșire este maximă și se prelungeste până la întâlnirea cu dreapta corespunzătoare regimului permanent inițial al mărimii de ieșire (B) segmentul OB pe axa timpului determină întârzierea totală a sistemului,  $\tau$ .

b) **Constanta de timp** T- segmentul BC pe axa timpului, C1 reprezintă proiecția punctului C pe axa timpului

Pentru sisteme de gradul I a căror funcție indicială este exponențială, constanta de timp se determină ca subtangenta în orice punct al curbei. Pentru sisteme de ordin superior, constanta de timp se determină cum este arătat în fig. 2.4.

Sistemele industriale cu autoechilibrare sunt prezentate în cazul general de curbe în S, procesul tranzitoriu în astfel de cazuri (pentru sisteme liniare sau liniarizate) este descris de ecuații diferențiale de ordinul II sau mai mare.

Proprietățile dinamice ale acestor sisteme se apreciază numai cu ajutorul constantelor de timp  $\tau$  și  $T$ , acesta putându-se aproxima cu două elemente simple înseriate, un element cu întârziere pură  $\tau$  și un element de ordinul I cu constanta de timp  $T$  (fig. 2.5).

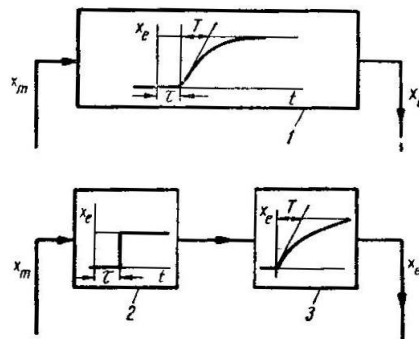


Fig. 2.5. Reducerea prin aproximare a a unui element complex la elemente simple.  
1- element static real, 2- element de întârziere pură, 3- element de gradul I

Ecuția diferențială a unui element cu întârziere pură se poate scrie:

$$x_e'(t) = x_m(t - \tau)$$

(2.1)

Ecuția diferențială a elementului de ordinul I este:

$$Tx_e'' + x_e = k_{ob}x_m$$

(2.2)

Pentru obiectele reale procesele tranzitorii se descriu cu precizie bună prin ecuații diferențiale de ordinul II:

$$T_2^2 x_e'' + T_1 x_e' + x_e = k_{ob} x_m$$

(2.3)

unde  $T_2$  și  $T_1$  reprezintă constantele de timp. Pentru un număr mare de sisteme industriale factorul de amortizare  $\zeta$  este de obicei  $T_1/T_2 > 2$ , astfel procesul tranzitoriu nu are caracter oscilant, funcția indicială putând fi aproximată printr-o întârziere pură și o exponențială cum se vede în fig. 2.6.

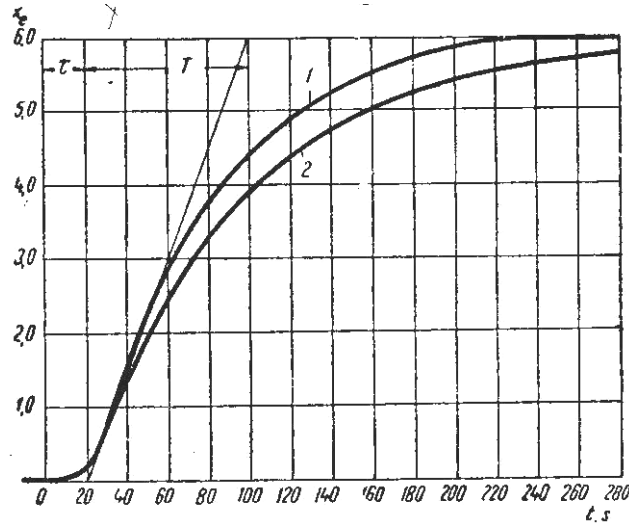


Fig. 2.6. Funcția indicială aproximată, 1- curba experimentală, 2- curba aproximată.

c) **Coeficientul de amplificare**  $k_{ob}$  reprezintă pentru un sistem static, variația mărimii de ieșire a sistemului la trecerea din starea permanentă inițială în starea permanentă finală, raportată la semnalul unitate de la intrare, care reprezintă 1% din cursa elementului de execuție.

$$k_{ob} = \frac{x_e(\infty) - x_e(0)}{\Delta x_m} \text{ unități de măsură a mărimii de ieșire \% din cursa elementului de execuție} \quad (2.4)$$

unde:  $x_e(0)$  reprezintă valoarea mărimii de ieșire în regimul permanent inițial,  $x_e(\infty)$  este valoarea mărimii de ieșire în regimul permanent final și  $\Delta x_m$  este valoarea semnalului introdus la intrare, în % din cursa elementului de execuție.

Proprietatea de autoechilibrare a obiectelor statice este definită prin coeficientul de autoechilibrare  $\rho$ .

$$\rho = \frac{\Delta x_m \cdot \Delta x_{e \max}}{[x_e(\infty) - x_e(0)] \cdot 100} = \frac{x_{e \max}}{k_{ob}} \cdot 10^{-2} \quad (2.5)$$

unde  $x_{e \max}$  este valoarea maximă a mărimii de ieșire.

Funcțiile indiciale ale elementelor de ordinul I și II sunt prezentate în figura 2.7.

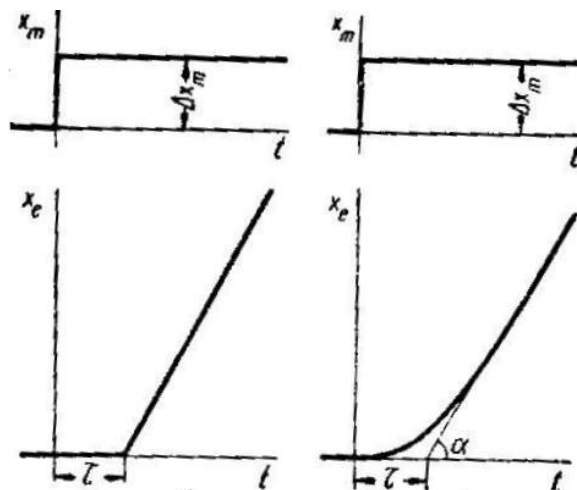


Fig. 2.7. Funcțiile indiciale ale elementelor astatice, 1-element de gradul I, 2-element de gradul II

Intersecția tangentei la curbă în punctul de variație maximă a mărimii de ieșire cu dreapta de regim permanent inițial, determină întârzierea  $\tau$  a sistemului. Pentru sistemele astatice, coeficientul de amplificare este valoarea stabilizată a vitezei de variație a mărimii de ieșire pentru semnalul unitate.

Tangenta trigonometrică a unghiului care îl fac tangenta geometrică la curbă cu axa absciselor,  $tg(\alpha)$ , determină viteza de variație a mărimii de ieșire  $x_e$ , pentru o variație dată  $\Delta x_m$  a mărimii de intrare. Astfel  $k_{ob}$  devine:

$$k_{ob} = \frac{x_e}{\Delta x_m} = \frac{tga}{\Delta x_m} \text{ unități de măsură a mărimii de ieșire /secunde \% din cursa}$$

elementului de execuție (2.6)

Dacă în cazul unui obiect static, din condițiile de efectuare a experimentării, nu se atinge regimul permanent final și se înregistrează numai porțiunea inițială a funcției indiciale, se poate face extrapolarea pe curba: pe curba experimentală se aleg două puncte și se determină pentru intervale de timp egale  $\Delta t$  segmentele corespunzătoare  $\Delta x_{e1}$  și  $\Delta x_{e2}$ , în stânga dreptei verticale  $EE'$ , iar prin punctele C și C' se duce dreapta AB până la intersecția cu verticala  $EE'$ . Aceasta se poate vedea în fig. 2.8.

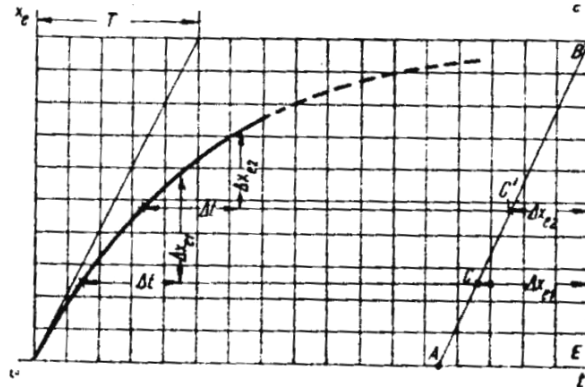


Fig. 2.8. Extrapolarea funcției indiciale

Segmentul BE reprezintă valoarea în regimul permanent final a mărimii de ieșire, ceea ce permite determinarea constantei de timp și a coeficientului de amplificare a sistemului. În cazul în care întârzierea sistemului este comparabilă cu timpul de creștere al semnalului  $t_e$ , pentru determinarea lui  $\tau$  trebuie să se înlocuiască semnalul real cu un semnal tip treaptă cum se vede în fig. 2.9.

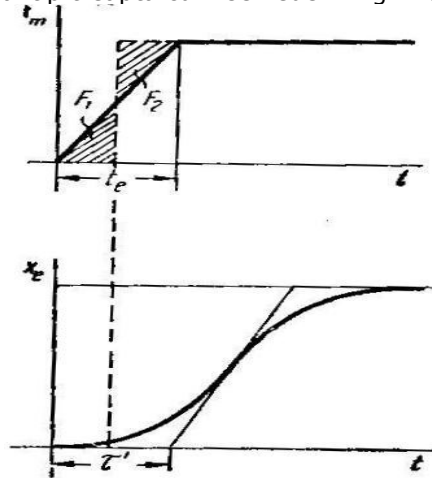


Fig. 2.9. Determinarea întârzierii, ținându-se seama de timpul de introducerea al semnalului

Momentul aplicării semnalului treaptă se alege convențional în așa fel încât suprafețele  $F_1$  și  $F_2$  să fie egale. Pentru cazul cel mai răspândit, de creștere uniformă a semnalului întârzierea este:

$$\tau = \tau' - \frac{t_e}{2} \quad (2.6)$$

### 2.3. Aproximarea curbelor experimentale prin expresii de forma soluțiilor unor ecuații diferențiale liniare cu coeficienți constanți

Dacă se cunoaște reprezentarea funcției indiciale  $h(t)$ , din inspectarea acesteia rezultă că nu prezintă componente oscilatorii, atunci aproximarea acesteia se poate face printr-o expresie de forma [77]:

$$\tilde{h}(t) = C_0 - \sum_{i=1}^n C_i e^{-\alpha_i t} \quad (2.7)$$

unde  $C_0 = h(\infty) \approx h(t_s)$  este valoarea de stabilizare a funcției indiciale;  $C_i$  sunt coeficienții reali;  $\alpha_i$  sunt exponenții reali, ceea ce presupune că funcția de transfer are numai poli simplii reali, negativi.

Pentru ca această relație să fie complet determinată trebuie cunoscute valorile coeficienților  $C_i$ , ale exponenților  $\alpha_i$  și numărul  $n$  de termeni ai sumei, respectiv ordinul ecuației diferențiale.

Procedeeul utilizat în acest caz este cel al logaritmirii succesive, care constă în aproximarea curbei  $h(t)$  mai întâi prin soluția unei ecuații de ordinul I și dacă această aproximare nu este satisfăcătoare prin soluția unei ecuații de ordinul II și tot așa până se obține o aproximare satisfăcătoare.

Din ecuația (2.7) rezultă că rădăcinile ecuației caracteristice sunt reale și distincte, ceea ce conduce la atenuări diferite în timp a termenilor  $C_i e^{-\alpha_i t}$ . Viteza de atenuare depinde de valorile  $\alpha_i$  și dacă prin ordonare  $\alpha_i$  are valoarea absolută cea mai mică, atunci termenul  $C_i e^{-\alpha_i t}$  va descrește cu o viteză mai redusă decât ceilalți, fiind termenul preponderent. Astfel se poate scrie

$$\tilde{h}(t) = C_0 - C_1 e^{-\alpha_1 t} \quad (2.8)$$

sau

$$C_0 - \tilde{h}(t) = \tilde{h}_1(t) = C_1 e^{-\alpha_1 t} \quad (2.9)$$

și logaritmand rezultă:

$$\ln[\tilde{h}_1(t)] = \ln C_1 - \alpha_1 t \quad (2.10)$$

care este expresia unei drepte în coordonate semilogaritmice, definită prin ordonata la origine  $C_1$  și coeficientul unghiular  $-\alpha_1$ . Construcția acestei drepte se poate efectua calculând valorile funcției  $\tilde{h}_1(t) = C_0 - h(t)$ , din curba experimentală, pentru diverse valori ale timpului  $t$  și trasând graficul  $\ln|\tilde{h}_1(t)|$  în funcție de timp. Semnul lui  $C_1$  este dat de semnul funcției  $\tilde{h}_1(t)$ .

În cazul în care  $h(t)$  se aproximează ca soluție a unei ecuații diferențiale de ordinul I, atunci diferența:



$$h_2(t) = h_1(t) - C_1 e^{-a_1 t} \quad (2.11)$$

va fi nulă în general, nu numai la valorile mai mari ale timpului  $t$ . Dacă nu se îndeplinește această condiție, cazul cel mai întâlnit se trece la o nouă aproximare:

$$\tilde{h}_2(t) = h_1(t) - C_1 e^{-a_1 t} = C_2 e^{-a_2 t} \quad (2.12)$$

Logaritmând devine:

$$\ln|\tilde{h}_2(t)| = \ln C_2 - a_2 t \quad (2.13)$$

Din această relație se pot determina  $C_2$  și  $a_2$ .

Dacă nici aceasta nu se anulează se trece la o nouă aproximare:

$$h_3(t) = h_2(t) - C_2 e^{-a_2 t} \quad (2.14)$$

și se calculează un nou termen al sumei  $C_3 e^{-a_3 t}$ .

În fig. 2.10 este prezentată aproximarea unei funcții indiciale obținute experimental prin metoda logaritmului succesive.

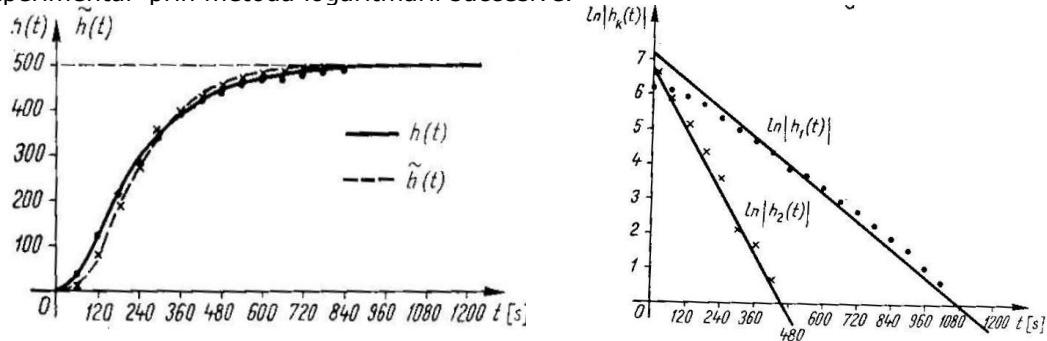


Fig. 2.10. Construcția grafică pentru determinarea constantelor  $C_1$  și  $C_2$  și a exponenților  $a_1$  și  $a_2$  prin metoda logaritmului succesive

O verificare a corectitudinii determinării acestor constante se poate face cu ajutorul ecuațiilor relative la condițiile inițiale:

$$C_0 - \sum_{i=1}^n C_i = 0; \sum_{i=1}^n a_i C_i = \sum_{i=1}^n a^2 C_i = \dots = \sum_{i=1}^n a^{n-1} C_i = 0 \quad (2.15)$$

Dacă setul de ecuații (2.15) este verificat, atunci funcția de transfer a procesului poate fi scrisă:

$$Y(s) = \frac{C_0 \prod_{i=1}^n a_i}{\prod_{i=1}^n (s + a_i)} \quad (2.16)$$

considerând că s-a plecat de la funcția indicială ca răspuns al procesului la treaptă unitară.

Dacă condiția (2.16) nu este satisfăcută integral, începând de la termenul cu rangul  $q$ ,

$$\sum_{i=1}^n a_i^q C_i \neq 0 \quad (2.17)$$

atunci înseamnă că, în mod corespunzător coeficienții din partea dreaptă a ecuației diferențiale, începând de la rangul  $(n-q)$ , vor diferi de zero și funcția de transfer va avea forma:

$$Y(s) = \frac{C_0 \prod_{i=1}^n a_i \prod_{i=1}^{n-q} (s + \beta_i)}{\prod_{i=1}^{n-q} \beta_i \prod_{i=1}^n (s + a_i)} \quad (2.18)$$

Determinarea valorilor acestor termeni se face prin identificarea transformatei Laplace a funcției indiciale, relația (2.7), cu produsul funcției de transfer (2.18) înmulțită cu

mărimea de intrare  $X_i(s) = \frac{1}{s}$ :

$$\frac{C_0}{s} - \frac{C_1}{s+a_1} - \frac{C_2}{s+a_2} - \dots - \frac{C_n}{s+a_n} = \frac{C_0 \prod_{i=1}^n a_i \prod_{i=1}^{n-q} (s + \beta_i)}{\prod_{i=1}^{n-q} \beta_i \prod_{i=1}^n (s + a_i)} \cdot \frac{1}{s} \quad (2.19)$$

în care necunoscutele sunt zerourile  $\beta_i$ , celelalte mărimi fiind cunoscute.

Dacă în cazul determinării funcției indiciale se constată prezența timpului mort,  $T_m$  funcțiile de transfer (2.16) și (2.19) trebuiesc completate cu expresia  $e^{-sT_m}$ .

Metoda logaritmării succesive dă rezultate bune dacă polii funcției de transfer sunt suficient distanțați astfel încât  $\frac{a_i}{a_{i+1}} < 0,5 - 0,7$ , pentru  $i = 1, 2, \dots, n-1$ .

În cazul în care funcția indicială prezintă componente oscilatorii, figura 2.11, această metodă conduce la o aproximare de forma:

$$\tilde{h}(t) = C_0 - \sum_{i=1}^{n/2} C_i e^{-a_i t} \sin(\omega_i t + \varphi_i) \quad (2.20)$$

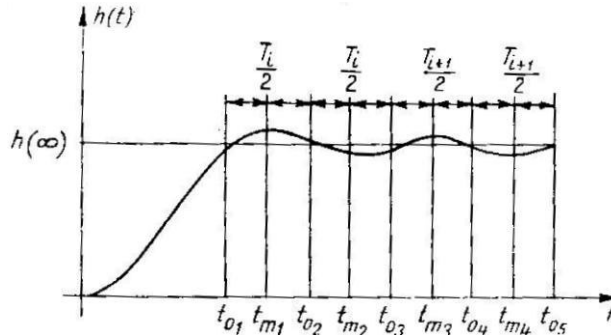


Fig. 2.11. Curba funcției indiciale conținând elemente oscilatorii

Aceasta presupune că funcția de transfer are poli complex-conjugați,  $\alpha_i$  fiind părțile reale și  $\omega_i$  părțile imaginare ale acestora,  $p_i = -\alpha_i + j\omega_i, i = 1, 2, \dots, n/2$ .

Presupunând că aproximarea se poate face printr-un singur termen al sumei  $n/2=1$ , se scrie relația:

$$\tilde{h}_1(t) = C_0 - \tilde{h}(t) = C_1 e^{-\alpha_1 t} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) \quad (2.21)$$

în care trebuie determinată valoarea coeficienților  $C_1$ . Pulsația  $\omega_1$  se poate determina direct din fig.2.11, determinând valoarea medie a perioadei  $T_1$ , delimitată de punctele  $t_{0_k}, k = 0, 1, 2, \dots$ , în care funcția  $h_1(t) = C_0 - h(t)$  se anulează și deci

$$\sin(\omega_1 t_{0_k} + \varphi_1) = 0, k = 0, 1, 2, \dots \quad (2.23)$$

Se găsește astfel :  $\omega_1 = \frac{2\pi}{T_1}$  și  $\varphi_1 = k\pi - \omega_1 t_{0_k}$ , iar în punctele  $t_{m_k}, k=0, 1, 2, \dots$ ,

funcția  $h_1(t)$ , ia valori extreme și se poate scrie:

$$\sin(\omega_1 t_{m_k} + \varphi_1) = (-1)^k; k = 0, 1, 2, \dots \quad (2.24)$$

Pentru  $t_{m_k}$  este satisfăcută relația:

$$\left| \tilde{h}_1(t_{m_k}) \right| = C_1 e^{-\alpha_1 t_{m_k}} \approx C_0 - h(t_{m_k}) \quad (2.25)$$

care logaritmând devine:

$$\ln \left| \tilde{h}_1(t_{m_k}) \right| = \ln C_1 - \alpha_1 t_{m_k}, \quad (2.26)$$

care reprezintă o dreaptă în coordonate semilogaritmice căreia i se pot determina  $C_1$  și  $\alpha_1$ . În continuare se calculează funcția  $h_2(t)$ :

$$h_2(t) = h_1(t) - C_1 e^{-\alpha_1 t} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) \quad (2.27)$$

Dacă această funcție nu ia valori ce tind la zero pentru orice valoare a timpului  $t$ , arată că mai există o componentă oscilatorie, adică  $n/2=2$ , putându-se scrie:

$$\tilde{h}_2(t) = C_2 e^{-\alpha_2 t} \sin(\omega_2 t + \varphi_2) \quad (2.28)$$

Calculule se repetă până când se obține funcția  $h_i(t)$  având valori neglijabile, de ordinul erorilor determinărilor grafice.

Determinarea coeficienților și exponenților și a mărimilor oscilatorii se face cu relațiile:

$$C_0 - \sum_{i=1}^n C_i \sin(\varphi_i) = 0$$

$$\sum_{i=1}^n C_i (-a_i \sin \varphi_i + \omega_i \cos \varphi_i) = 0 \quad (2.29)$$

$$\sum_{i=1}^n C_i [(a_i^2 - \omega_i^2) \sin \varphi_i - 2a_i \omega_i \cos \varphi_i] = 0$$

Dacă aceste ecuații sunt satisfăcute se poate exprima funcția de transfer:

$$Y(s) = C_0 - s \sum_{i=1}^n C_i \frac{\cos \varphi_i + (s + a_i) \sin \varphi_i}{(s + a_i)^2 + \omega_i^2} \quad (2.30)$$

Se observă că aplicarea cu succes a metodei se bazează pe aprecierea corectă a perioadelor diverselor componente oscilatorii.

Procese reale se încadrează în mare parte în cele două variante prezentate.

## 2.4. Determinarea proprietăților dinamice cu semnale periodice

Utilizarea acestor tipuri de semnale de probă, pentru determinare caracteristicilor dinamice ale sistemelor prezintă numeroase avantaje, instalația cercetată fiind adusă în regim de oscilații forțate se poate discrimina mai ușor influența zgomotelor ce apar în proces și a diferitelor perturbații asupra semnalului util de la ieșire. Un alt avantaj îl reprezintă faptul că, folosind semnale de probă periodice cu valoare medie nulă, permite utilizarea unor semnale de amplitudini mai mari, comparativ cu cele ale semnalelor neperiodice. Această metodă [77] mai prezintă avantajul că asigură o precizie uniformă pentru întreaga bandă de frecvențe, proprie procesului cercetat. Însă cel mai mare avantaj al utilizării acestei metode îl reprezintă faptul că aceasta permite determinarea directă a răspunsului la frecvență al procesului cercetat, care poate fi utilizat direct în calculule de proiectare a sistemului automat. De asemenea, această metodă mai permite și determinarea caracteristicilor dinamice pentru elemente neliniare, chiar obținerea funcțiilor de descriere a acestora.

Folosirea semnalelor de proba periodice prezintă o serie de avantaje, dar și o serie de dezavantaje legate de necesitatea unei aparaturi adecvate și de durata mare a experimentului. În cazul sistemelor liniare ridicarea caracteristicilor de frecvență se face punct cu punct prin compararea directă a oscilațiilor de la intrarea și ieșirea procesului, rezultând direct atenuarea și faza. Procedul poate fi aplicat și pentru deducerea funcției de descriere a unui proces neliniar. Faza pregătitoare experimentului constă în studiul procesului în vederea stabilirii pulsației de tăiere.

Pentru ridicarea experimentală a caracteristicilor de frecvență cel mai simplu ar fi să se aplice la intrare un semnal de amplitudine constantă și de pulsație variabilă în trepte. Acest procedeu îngreunează prelucrarea datelor în special în domeniul frecvențelor medii și mari unde, de regulă, atenuarea este mai mare. Se impune deci mărirea amplitudinii semnalului de intrare pe măsura creșterii frecvenței, însoțită de un control al amplitudinii oscilațiilor de la ieșire pentru a nu depăși regimul normal de funcționare. Prelucrarea datelor experimentale implică un volum mare de calcule în vederea extragerii informațiilor utile, mai ales în prezența perturbațiilor. Cum, de regulă, perturbația este necorelată cu intrarea, efortul de eliminare a influenței acesteia poate fi diminuat aplicând o tehnică de corelație. După cum rezultă din figura 2.14,  $y(t)=x(t)+v(t)$ , iar:

$$r_{uy}(t) = r_{ux}(t) + r_{uv}(t) = r_{ux}(t) \quad (2.31)$$

deoarece  $r_{uv}(t) = 0, \forall(t)$ . Dacă  $u(t) = A_i \sin \omega_k t$ , atunci, în regim staționar :

$$x(t) = A_e \sin(\omega_k t - \varphi) = A_i |W(j\omega_k)| \sin(\omega_k t - \varphi) \quad (2.32)$$

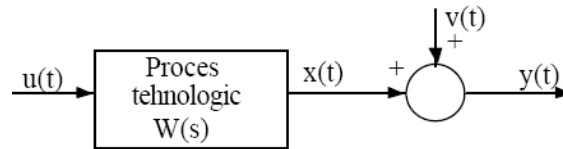


Fig. 2.12. Perturbația în procesul studiat

Calculând funcția de intercorelație intrare-ieșire pentru o perioadă T suficient de mare rezultă :

$$r_{uy}(\tau) = \frac{A_i^2}{2} |W(j\omega_k)| \cos(\omega_k \tau - \varphi) \quad (2.33)$$

care este o funcție periodică de perioadă  $T_k = \frac{2\pi}{\omega_k}$ ,  $\omega_k$  fiind pulsația semnalului aplicat la intrare. Aceeași relație se poate obține dacă intervalul de observare este un număr întreg de perioade  $T_k$ , ceea ce simplifică evaluarea numerică a funcției de intercorelație. Se observă că:

$$\begin{aligned} r_{uy}(\tau) &= \frac{A_i^2}{2} |W(j\omega_k)| \cos(\varphi) = \frac{A_i^2}{2} \operatorname{Re}[W(j\omega_k)] \\ r_{uy}(T_k / 4) &= \frac{A_i^2}{2} |W(j\omega_k)| \sin(\varphi) = \frac{A_i^2}{2} \operatorname{Im}[W(j\omega_k)] \end{aligned} \quad (2.34)$$

Din aceste relații se poate calcula atenuarea și faza corespunzătoare pulsației  $\omega_k$ .

$$\begin{cases} A(\omega_k) = |W(j\omega_k)| = \frac{2}{A_i^2} \sqrt{r_{uy}^2(0) + r_{uy}^2(T_k / 4)} \\ (\omega_k) = \arctg \frac{r_{uy}(T_k / 4)}{r_{uy}(0)} \end{cases} \quad (2.35)$$

Aceste relații stau la baza principiului de funcționare al transferometrelor polare, aparate care permit evaluarea rapidă a atenuării și fazei.

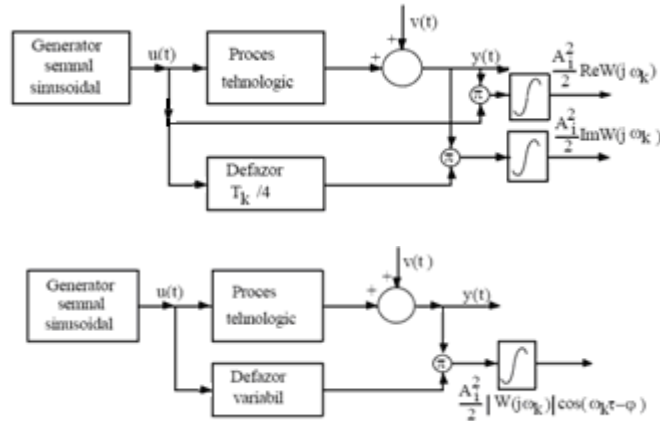


Fig. 2.13 Scheme de principiu pentru transferometre polare

### 2.4.1. Semnale de probă sinusoidale

Semnalul de probă sinusoidal reprezintă cea mai comodă formă a semnalului de probă,  $x_i(t) = A_i \sin \omega t$ . În schema bloc prezentată în fig. 2.14, se arată principiul identificării sistemelor cu semnale de probă sinusoidale [77].

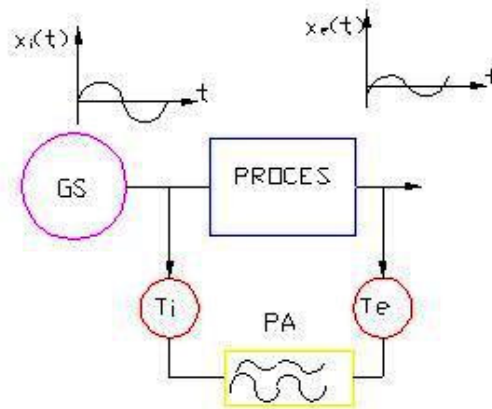


Fig. 2.14. Schema conectării aparaturii la proces pentru determinarea caracteristicilor de frecvență

În schema de mai sus detaliat avem GS este generatorul sinusoidal,  $T_i$ , reprezintă traductorii de la intrarea în proces, iar  $T_e$ , traductorii de la ieșirea din proces, PA reprezintă placa de achiziție de date în timp real, iar  $x_i(t)$  și  $x_e(t)$  semnalele la

intrarea și la ieșirea din proces. În cazul unui sistem liniar oscilațiile de la ieșire  $x_e(t) = A_i \sin(\omega t + \varphi)$  diferă de cele de la intrare prin amplitudine și fază. Pentru determinarea caracteristicilor de frecvență, este suficientă doar compararea celor două semnale, pentru diferite pulsații  $\omega$ , putându-se astfel obține  $\varphi(\omega)$  și  $Y(\omega)$  sau alte caracteristici  $\text{Re}Y(j\omega)$  sau  $\text{Im}Y(j\omega)$  cum se vede în figura 2.15.

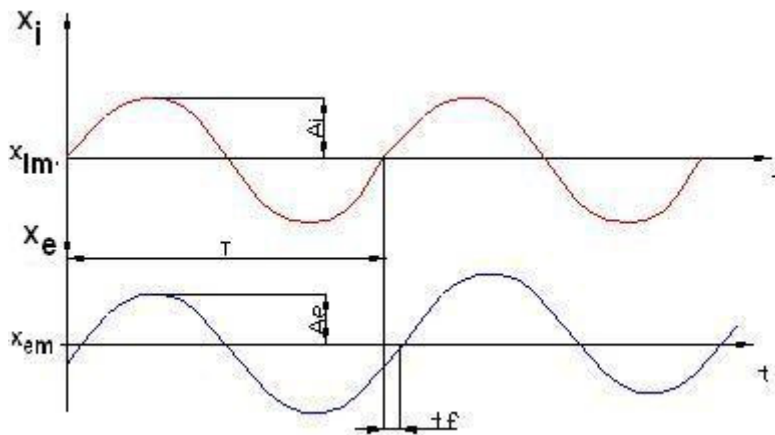


Fig. 2.15. Semnalele de intrare și ieșire înregistrate

Semnalele  $x_i(t)$  și  $x_e(t)$  pentru diferite pulsații, sunt înregistrate pe același grafic și pe baza acestora, se pot evidenția caracteristicile amplitudine-pulsație și fază-pulsație, denumite în literatură diagramele BODE. Pentru aceasta se aleg câteva oscilații staționare și se trasează valorile medii  $x_{im}$  și  $x_{em}$ . Pulsația pentru aceste oscilații este:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (2.36)$$

Pentru fiecare pulsație  $\omega_k$  se măsoară dublul amplitudinilor oscilațiilor  $2A_i$  și  $2A_e$ , iar pe baza lor se calculează caracteristica amplitudine-pulsație pentru pulsația respectivă:

$$Y(\omega_k) = \frac{2A_e}{2A_i} \quad (2.37)$$

Această măsurare și calculul respectiv se repetă (la aceeași pulsație) pentru 2-4 oscilații și se calculează valoarea medie:

$$Y(\omega_k) = \frac{Y_1(\omega_k) + Y_2(\omega_k) + Y_3(\omega_k) + Y_4(\omega_k)}{4} \quad (2.38)$$

Determinarea defazajului pentru pulsația dată  $\omega_k$  se face pe baza decalajului de timp  $t_f$  a celor două semnale:

$$\varphi(\omega_k) = -\frac{t_f}{T} 360^\circ \quad (2.39)$$

Defazajul este negativ în relația de calcul pentru cazul întârzierii și pozitiv în cazul anticipării. Trecerea la o nouă măsurătoare se face numai după ce s-au obținut un număr de suficient 7-10 oscilații sinusoidale staționare ale mărimii de ieșire.

### 2.4.2. Determinarea caracteristicilor de frecvență

Pentru determinarea caracteristicilor de frecvență trebuie să se examineze procesele ce apar la aplicarea unor semnale armonice ale mărimii de intrare  $x_i$  a sistemului introduse cu diverse pulsații  $\omega_k$  [rad/s]. Dacă la intrarea sistemului se introduce un semnal de forma  $x_i = A_i \sin \omega_k t$ , unde  $A_i$  reprezintă amplitudinea oscilației, atunci la ieșire vom avea un semnal sinusoidal cu aceeași pulsație  $\omega_k$ , dar cu amplitudinea  $B$  și cu un decalaj de fază oarecare  $\varphi$ , deci  $x_e = A_e \sin(\omega_k t + \varphi)$ . Amplitudinea oscilațiilor de la ieșire  $A_e$ , pentru o valoare a amplitudinii la intrare  $A_i$  și decalajul de fază dintre acestea sunt determinate de proprietățile fizice ale sistemului, deci de dinamica sa și depind numai de pulsația  $\omega_k$  [63], [77].

Curba de variație a raportului amplitudinilor cu pulsația (frecvența)  $Y(\omega_k)$  reprezintă caracteristica amplitudine-pulsație a sistemului, iar variația  $\varphi(\omega_k)$ , reprezintă caracteristica fază pulsație.

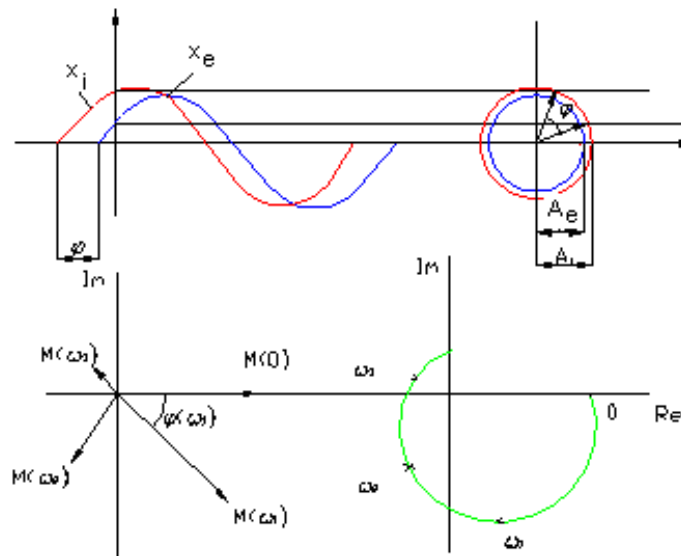


Fig. 2.16. Construirea hodografului funcției de transfer



Totalitatea vectorilor de mărime egală cu  $Y(\omega_k)$  și de orientare  $\varphi(\omega_k)$ , pentru valori ale pulsației cuprinse între zero și infinit formează funcția de transfer a sistemului și poate fi reprezentată sub forma hodografului, ce unește capetele acestor vectori, unde sunt marcate pulsațiile corespunzătoare ale oscilațiilor  $\omega_k$ .

Proiecțiile vectorilor pe axele de coordonate Re și Im în funcție de frecvențele de oscilație  $Re(\omega_k)$  și  $Im(\omega_k)$  se numesc caracteristicile de frecvență reale și imaginare ale sistemului.

### 2.4.3. Deducerea funcției de transfer din caracteristicile de frecvență determinate experimental

Metodele folosite sunt grafoanalitice sau de optimizare parametrică și necesită prelucrarea prealabilă a caracteristicilor de frecvență în vederea extragerii părții care îndeplinește condiția de fază minimă, după care aceasta se aproximează cu cea corespunzătoare unei funcții de transfer cu structura cunoscută, dar cu parametri necunoscuți. Elementele care nu îndeplinesc condiția de fază minimă sunt, practic, cele care prezintă timp mort sau care au parametrii distribuiți, în care caz funcția de transfer conține factorul  $e^{-sT_m}$ . Neunivocitatea între caracteristicile  $A(\omega)$  și  $\varphi(\omega)$  mai apare și atunci când funcția de transfer prezintă poli de ordinul  $k$  în origine. În astfel de cazuri se recurge în primul rând la extragerea elementelor care introduc neunivocități. Se consideră astfel:

$$W(s) = W_u(s)e^{-sT_m} \cdot \frac{1}{s^r} = k \frac{\prod_{i=1}^m (1 + sT_i)}{\prod_{j=1}^n (1 + sT_j)} e^{-sT_m} \cdot \frac{1}{s^r} \quad (2.40)$$

Timpul mort se poate aprecia din răspunsul indicial, ca și existența polilor în origine de altfel. Rămân astfel de determinat caracteristicile  $T_i$ ,  $T_j$  și  $k$  care caracterizează partea univocă  $W_u(s)$  a funcției de transfer.

#### 2.4.3.1. Metoda bazată pe aproximarea caracteristicilor logaritmice de frecvență

Aceasta permite și evidențierea polilor în origine și a timpului mort, precum și structura funcției de transfer. Se știe că pentru o funcție de transfer, caracteristica logaritmice de frecvență este:

$$\begin{cases} A_{dB}(\omega) = 20 \lg k + 20 \sum_{i=1}^m \lg(1 + \omega^2 T_i^2)^{1/2} - 20 \sum_{j=1}^n \lg(1 + \omega^2 T_j^2)^{1/2} \\ \varphi(\omega) = \sum_{i=1}^m \arctg \omega T_i - \sum_{j=1}^n \arctg \omega T_j - r \frac{\pi}{2} - \omega T_m \end{cases} \quad (2.41)$$

Putem aproxima caracteristica  $A_{db}^*(\omega)$  dedusă experimental prin drepte de pantă standard 0 dB/dec, 20 dB/dec, 40 dB/dec ș.a.m.d. Trasarea dreptelor se face astfel încât în punctele de intersecție caracteristica aproximativă să nu difere de cea experimentală cu mai mult de 3 dB.

Pulsațiile corespunzătoare punctelor de frângere sunt inversele constantelor de timp. Un exemplu este prezentat în fig.2.17. Funcția de transfer corespunzătoare caracteristicii aproximative  $A_{db}^*(\omega)$  este:

$$W(s) = k \frac{1}{1+sT_1} \cdot \frac{1}{1+sT_2} (1+sT_3) \quad (2.42)$$

unde:  $T_1 = \frac{1}{\omega_1}$ ,  $T_2 = \frac{1}{\omega_2}$ ,  $T_3 = \frac{1}{\omega_3}$  corespund pulsațiilor de frângere, iar  $20\lg k=80$  corespunde aproximării de pantă 0 dB/dec.

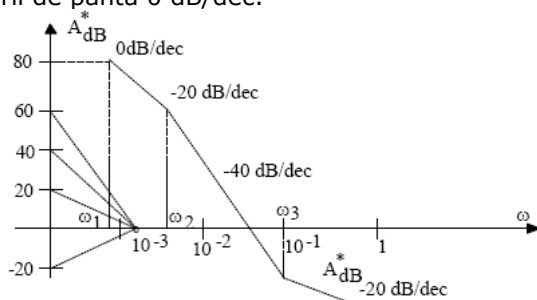


Fig. 2.17. Determinarea funcției de transfer din caracteristica de frecvență

Caracteristica fază-frecvență  $\varphi(\omega_k)$  corespunzătoare acestei funcții de transfer este folosită pentru verificarea corectitudinii deducerii funcției de transfer prin compararea cu  $A_{db}(\omega)$  dedusă pe cale experimentală. Dacă în prealabil nu a fost extras elementul cu timp mort  $T_m$ , atunci caracteristica experimentală va diferi de cea calculată cu  $T_m$ . Dacă diferența nu crește proporțional cu pulsația înseamnă că aproximarea caracteristicii nu a fost corect efectuată (erori mai mari de 3 dB în punctele de frângere). Având în vedere că  $A_{db}^*(\omega)$  și  $\varphi^*(\omega_k)$  nu pot fi determinate cu suficientă precizie în întreaga bandă de frecvență, au fost elaborate metode de calcul al funcției de transfer numai pe baza caracteristicilor de frecvență, din zona frecvențelor joase sau numai din zona frecvențelor mari.

### 2.4.3.2. Metoda de optimizare parametrică

Această metodă, presupune cunoașterea caracteristicilor de frecvență experimentale din care se pot determina:  $A^*(\omega_k)$  și  $\varphi^*(\omega_k)$ ,  $k=0,1,2,\dots,p$  din care se pot determina:

$$H_{re}^*(\omega_k) = A^*(\omega_k) \cos(\omega_k) \text{ și } H_{im}^*(\omega_k) = A^*(\omega_k) \sin(\omega_k) \quad (2.43)$$

deci factorul de amplificare experimental:

$$H^*(j\omega_k) = H_{re}^*(\omega_k) + jH_{im}^*(\omega_k), \quad k=0,1,2,\dots,p. \quad (2.44)$$

Se consideră un model cu structura:

$$H(s) = \frac{A(s)}{B(s)} = \frac{\sum_{i=0}^m a_i s^i}{1 + \sum_{j=1}^n b_j s^j} \quad (2.45)$$

căruia îi corespunde factorul de amplificare complex:

$$H(j\omega_k) = \frac{A(j\omega_k)}{B(j\omega_k)}; \quad k=0,1,2,\dots,p \quad (2.46)$$

Vectorul parametrilor este:  $\theta = [a_0, a_1, \dots, a_m, b_1, b_2, \dots, b_n]$

O alegere naturală a funcției criteriu de forma:

$$V(\theta) = \sum_{k=0}^p |H^*(j\omega_k) - H(j\omega_k)|^2 = \sum_{k=0}^p \frac{1}{|B(j\omega_k)|^2} |B(j\omega_k)H^*(j\omega_k) - A(j\omega_k)|^2 \quad (2.47)$$

care este puternic neliniară în parametri, conduce la necesitatea utilizării unui algoritm de programare neliniară. Dacă:

$$V(\theta) = \sum_{k=0}^p |B(j\omega_k)|^2 |H^*(j\omega_k) - H(j\omega_k)|^2 \quad (2.48)$$

criteriul devine pătratic în parametri și problema de optimizare:

$$\hat{\theta} = \arg \min_{\theta} V(\theta) \quad (2.49)$$

poate fi rezolvată analitic. Criteriul poate fi interpretat ca un criteriu al celor mai mici pătrate ponderate cu funcția de ponderare  $|B(j\omega_k)|^2$ . Această ponderare nu este corespunzătoare în tot domeniul frecvențelor (la frecvențe mici funcția de ponderare are valori mici și deci precizia de estimare este mică fiind afectat în special factorul de amplificare). Dificultatea este depășită dacă se recurge la un algoritm iterativ, cu funcția criteriu la pasul  $i$  de forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} V^i(\theta^i) = \sum_{k=0}^p \frac{|B_i(j\omega_k)|^2}{|B_{i-1}(j\omega_k)|^2} |H^*(j\omega_k) - H^i(j\omega_k)|^2 \\ |B_0(j\omega_k)| = 1 \end{array} \right. \quad (2.50)$$

Deoarece  $|B_i(j\omega_k) / B_{i-1}(j\omega_k)|^2 \rightarrow 1$ , cu creșterea lui  $i$  ponderea se păstrează corespunzătoare în tot domeniul frecvențelor. Metoda este convergentă. La fiecare iterație vectorul  $\theta^i = \arg \min V^i(\theta^i)$  este determinat rezolvând un sistem de ecuații liniare.

Datorită inițializării  $|B_0(j\omega_k)| = 1$ , parametrii obținuți la prima iterație sunt cei determinați prin minimizarea criteriului celor mai mici pătrate ponderate.

Ca și la deducerea funcției de transfer din răspunsul indicial, procedura se aplică pentru un set de structuri ale modelului (gradele polinoamelor A și B) din ce în ce mai complicate reținând acea structură pentru care se obține o descreștere nesemnificativă a minimumului funcției criteriu.

În cadrul subcapitolelor 2.1-2.4 au fost prezentate metode de identificare dinamică, precum și modalități de obținere a caracteristicilor dinamice din datele obținute prin măsurători în regimuri tranzitorii. O metodă directă de obținere a caracteristicilor dinamice, din cele enumerate în 2.1...2.4 o reprezintă metoda identificării cu semnale de probă periodice, sinusoidale, care va fi utilizată în cadrul identificării dinamice a turbinei cu dublu flux SDC 125.

## 2.5. Modelarea dinamicii turbinelor hidraulice

### 2.5.1. Generalități privind modelarea turbinelor hidraulice

Turbinele hidraulice sunt mașini de forță, motoare în care are loc transformarea energiei cinetice a apei în energie stereomecanică de rotație la arborele mașinii [24].

Variabilele caracteristice ale turbinelor hidraulice sunt de două feluri:

- a) geometrice și
- b) funcționale.

a) Variabilele caracteristice geometrice:

- Diametrul rotorului  $D$  [m].
- Dimensiunile de gabarit ale turbinei.

b) Variabilele caracteristice funcționale:

- Căderea brută a turbinei  $H$  [m]
- Energia specifică a turbinei  $E = gH$  [J/kg]
- Puterea stereomecanică la arborele turbinei  $P$  [W]
- Momentul mecanic sau cuplul dezvoltat la arborele turbinei  $M$  [Nm]
- Turația rotorului  $n$  [rot/min] sau viteza ungiulară  $\omega$  [rad/s]
- Proprietățile fizice ale lichidului de lucru, densitatea  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>], vâscozitatea cinematică  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] și modulul de elasticitate  $E$  [N/m<sup>2</sup>]

În subcapitolele următoare se vor trata modele prezentate în literatura de specialitate detaliindu-se și analizându-se câteva dintre ele.

#### 2.5.1.1. Modelul de ordinul I pentru o turbină hidraulică

În cazul studiilor de stabilitate a sistemelor, cu turbina cuplată la un generator electric, ce este cuplat la rețea se utilizează un model simplificat pentru turbina hidraulică [29]. Figura 2.18 prezintă componența unui sistem hidrogenerator format din amenajarea hidrotehnică, turbină hidraulică și generatorul de curent.

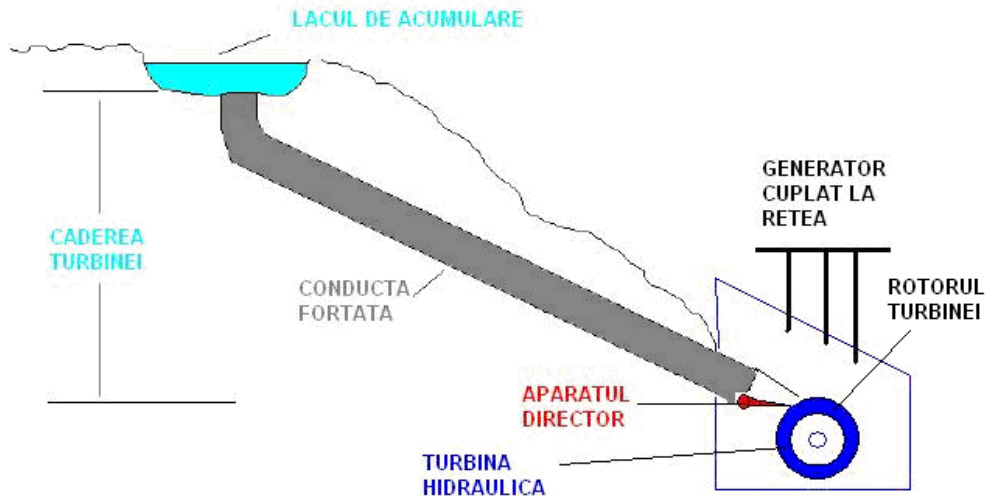


Fig. 2.18. Centrală hidroelectrică

Acest model presupune că apa este incompresibilă, conducta forțată este neelastică, puterea turbinei este proporțională cu produsul dintre cădere și debitul volumic și că viteza medie a apei variază cu deschiderea aparatului director și cu căderea după următoarea relație:

$$U = kA\sqrt{2gH} \quad (2.51)$$

unde:

U-viteza apei în conducta forțată

A- deschiderea aparatului director

H-căderea netă a turbinei în dreptul aparatului director

k-constantă de proporționalitate

Liniarizând această ecuație și normalizând-o la parametrii nominali,

$U_0 = kA_0\sqrt{2gH_0}$ , se obține:

$$\frac{\Delta U}{U_0} = \frac{\Delta H}{2H_0} + \frac{\Delta A}{A_0} \quad \text{sau normalizat} \quad \Delta \bar{U} = \frac{1}{2} \Delta \bar{H} + \Delta \bar{A} \quad (2.52)$$

Puterea mecanică a turbinei este definită ca:

$$P_m = k_p H U \quad (2.53)$$

După normalizare și liniarizare obținem:

$$\frac{\Delta P_m}{P_0} = \frac{\Delta H}{H_0} + \frac{\Delta U}{U_0} \quad \text{sau} \quad \Delta \bar{P}_m = \Delta \bar{H} + \Delta \bar{U} \quad (2.54)$$

Înlocuind  $\Delta H/H_0$  sau  $\Delta U/U_0$  din ecuația 2.52 în ecuația 2.54 se obține:

$$\frac{\Delta P_m}{P_0} = 1.5 \frac{\Delta H}{H_0} + \frac{\Delta A}{A_0} \quad \text{sau} \quad \Delta \bar{P}_m = 1.5 \cdot \Delta \bar{H} + \Delta \bar{A} \quad (2.55)$$

și în final:

$$\frac{\Delta P_m}{P_0} = 3 \frac{\Delta U}{U_0} - 2 \frac{\Delta A}{A_0} \quad \text{sau} \quad \Delta \bar{P}_m = 3 \cdot \Delta \bar{U} - 2 \cdot \Delta \bar{A} \quad (2.56)$$

Ecuția de mișcare a coloanei de apă ce este accelerată datorită modificării căderii este:

$$\rho \cdot L \cdot S \cdot \frac{d\Delta U}{dt} = -S \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta H \quad (2.57)$$

unde:

$\rho$ -densitatea

$L$ -lungimea conductei forțate

$S$ -aria conductei forțate

$g$ -acelerația gravitațională

$t$ -timp

Normalizând ecuația 2.57 aceasta devine:

$$T_w \frac{d}{dt} \frac{\Delta U}{U_0} = - \frac{\Delta H}{H_0} \quad (2.58)$$

unde:

$$T_w = \frac{LU_0}{gH_0} \quad (2.59)$$

este timpul de pornire. Acesta depinde de încărcare și are valori între 0.5 s și 5 s pentru încărcare maximă.

Înlocuind cu operatorul lui Laplace  $d/dt$  în ecuația (2.58) și din ecuația (2.54) obținem următoarele funcții de transfer:

$$\frac{\frac{\Delta U}{U_0}}{\frac{\Delta A}{A_0}} = \frac{1}{1 + \frac{T_w}{2}s} \quad (2.61)$$

$$\frac{\frac{\Delta P_m}{P_0}}{\frac{\Delta A}{A_0}} = \frac{1 - T_w s}{1 + \frac{T_w}{2}s} \quad (2.62)$$

Schema bloc corespunzătoare acestor două funcții de transfer este prezentată în fig. 2.19.

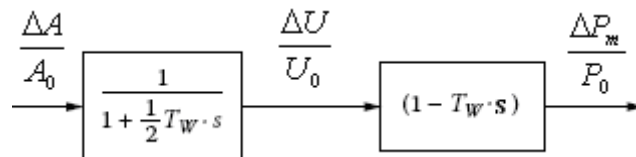


Fig. 2.19. Modelul liniar ideal pentru turbine hidraulice

Practica a arătat că acest model este valabil doar când frecvența perturbațiilor este mai mare de 0.5 Hz.

### 2.5.1.2. Modele de ordin superior

În acest caz turbina hidraulică se modelează astfel [32], [29]:

$$\begin{aligned}\Delta q &= a_{11}\Delta h + a_{12}\Delta n + a_{13}\Delta a \\ \Delta m_t &= a_{21}\Delta h + a_{22}\Delta n + a_{23}\Delta a\end{aligned}\quad (2.63)$$

unde:

$\Delta q$  -debitul volumic[p.u.]

$\Delta h$  -căderea netă [p.u.]

$\Delta n$  -turația turbinei[p.u.]

$\Delta a$  -deschiderea aparatului director[p.u.]

$\Delta m_t$  -cuplul la arborele turbinei[p.u.]

Coeficienții „a” sunt derivatele parțiale ale debitului și cuplului în raport cu căderea, turația și deschiderea aparatului director ale turbinei. Aceștia rămân constanți pentru variații în jurul punctului de funcționare și pot fi determinați experimental. Modificările în puterea turbinei sunt determinate de doi parametri principali: variația turației și modificarea poziției aparatului director. Astfel parametrul  $a_{23} = \partial m_t / \partial a$  reprezintă un parametru critic pentru o aproximare cât mai bună a dinamicii turbinei. Dacă se consideră conducta forțată elastică și apa compresibilă, ecuația undei în conductă poate fi modelată ca o linie de transmisie electrică care este în circuit deschis la turbină și scurcircuitată la nivelul castelului de echilibru.

Astfel funcția de transfer pentru turbina hidraulică este:

$$\frac{h(s)}{q(s)} = -\frac{T_w}{T_r} \tanh(T_r s + T_{fr}) \quad (2.64)$$

$T_{fr}$  -factorul ce caracterizează pierderile prin frecare

$$T_{fr} = \frac{d^2}{32\nu} \text{ în regim laminar } \nu \text{ -vâscozitatea cinematică}$$

$$T_{fr} = \frac{d}{\lambda U_0} \text{ în regim turbulent, unde } \lambda = \text{coeficientul de pierderi longitudinale distribuite}$$

și  $d$  este diamterul conductei

$T_r$  -timpul de reflexie al undelor

$$T_r = \frac{L}{c} \quad (2.65)$$

Constanta  $c$  reprezintă celeritatea și aceasta are valorile uzuale pentru conducte de oțel  $c=1200$  m/s, iar  $c=1400$  m/s pentru tunele în stâncă.

În acest caz se obține următoarea formă pentru funcția de transfer:

$$F(s) = \frac{\Delta P_m(s)}{\Delta a(s)} = \frac{a_{23} + (a_{11}a_{23} - a_{21}a_{13}) \frac{T_W}{T_r} \tanh(T_r s + T_{fr})}{1 + a_{11} \frac{T_W}{2T_r} \tanh(T_r s + T_{fr})} \quad (2.66)$$

În cazul în care aproximăm  $\tanh(T_r s) \cong T_r s$  și  $T_{fr} = 0$  atunci obținem exact modelul de ordinul I:

$$F_1(s) = \frac{1 - T_W s}{1 + \frac{T_W}{2} s} \quad (2.67)$$

Pentru  $T_{fr} = 0$  și aproximând funcția hiperbolică cu serii Taylor trunchiate:

$$\tanh(T_r s) = \frac{T_r s}{1 + \left(\frac{T_r s}{2}\right)^2} \quad (2.68)$$

$$F_2(s) = \frac{(T_r s)^2 - 2T_W s + 2}{(T_r s)^2 + T_W s + 2} \quad (2.69)$$

Ecuția 2.69 reprezintă modelul de ordinul doi pentru o turbină hidraulică.

În urma unei simulări[29], acesta propune utilizarea acestui model până la pulsații  $\omega = 6.28$  rad/s. Pentru pulsații superioare trebuie utilizat un model de ordin superior.

Fig. 2.20 reprezintă schema bloc pentru funcția de transfer de ordinul II dintre puterea mecanică și deschiderea aparatului director a turbinei hidraulice.

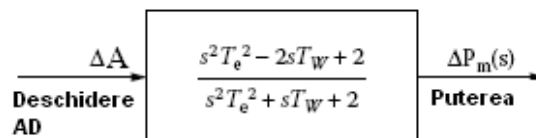


Fig. 2.20. Modelul de ordinul II pentru turbina hidraulică

În cazul frecărilor neglijabile ecuația 2.66 mai poate fi scrisă astfel:

$$F(s) = \frac{\Delta P_m(s)}{\Delta a(s)} = \frac{1 - Z_0 \tanh(T_r s)}{1 + 0.5 Z_0 \tanh(T_r s)} \quad (2.70)$$

unde  $Z_0$  reprezintă impedența conductei forțate.

$$Z_0 = \frac{T_W}{T_r}, \quad T_W = \frac{Lu}{Hn \cdot g} \text{ - timpul conductei} \quad (2.71)$$

Ecuția 2.66. poate fi modificată pentru parametri concentrați, extinzând funcția de transfer la un model general de ordinul n:



$$\tanh(T_r s) = \frac{s T_r \prod_{n=1}^{\infty} \left[ 1 + \left( \frac{s T_r}{n} \right)^2 \right]}{\prod_{n=1}^{\infty} \left[ 1 + \left( \frac{2s T_r}{(2n-1)} \right)^2 \right]} \quad (2.72)$$

Păstrând primul termen al produsului putem scrie astfel:

$$F(s) = \frac{\Delta P_m(s)}{\Delta a(s)} = \frac{1 - T_w s + \frac{4}{n^2} T_r^2 s^2 - \frac{T_w T_r^2}{n^2} s^3}{1 + 0.5 T_w s + \frac{4}{n^2} T_r^2 s^2 + 0.5 \frac{T_w T_r^2}{n^2} s^3} \quad (2.73)$$

Această ecuație permite reprezentarea sistemului hidraulic cu o acuratețe sporită. Schema structurală pentru un hidroagregat este prezentată în figura 2.21.

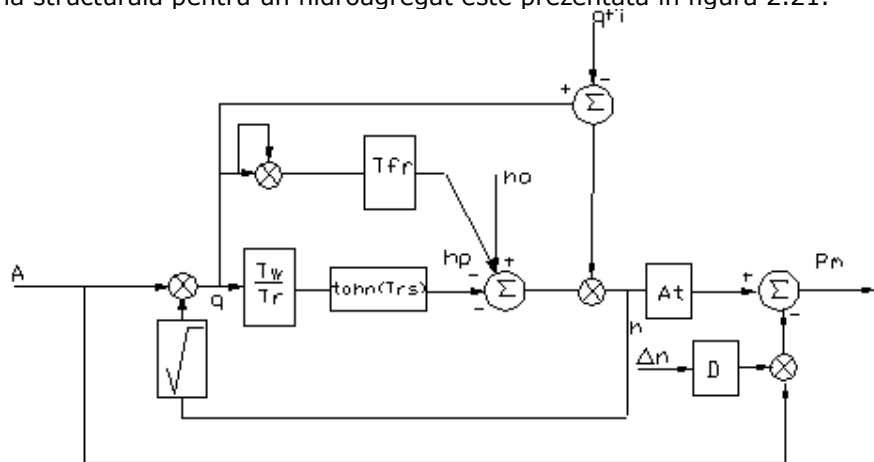


Fig. 2.21. Modelul turbinei cu considerarea elasticității coloanei de apă

### 2.5.1.3. Modelarea regulatorului de turație al turbinelor hidraulice

Regulatele turbinelor hidraulice pot fi mecano-hidraulice sau electro-hidraulice. În general pentru nivele mari de putere acestea au două etaje: un servomotor cu supapă pilot și un servomotor pentru deschiderea aparatului director, de mare putere. Un astfel de sistem [23], [29] este prezentat în figura 2.22.

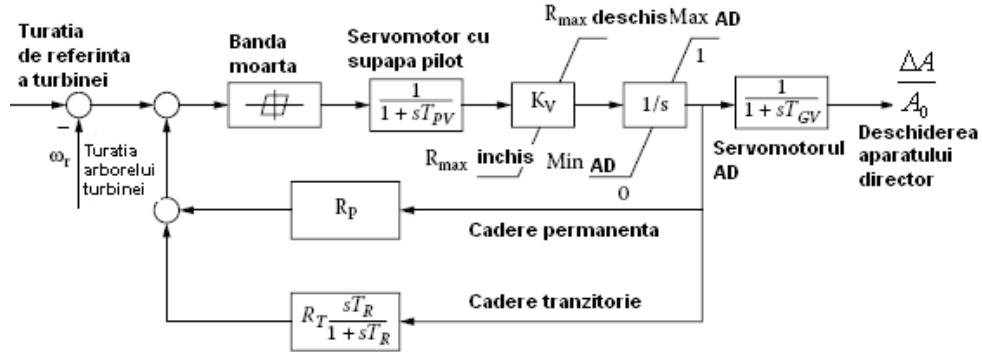


Fig. 2.22. Regulator tipic pentru turbina hidraulică

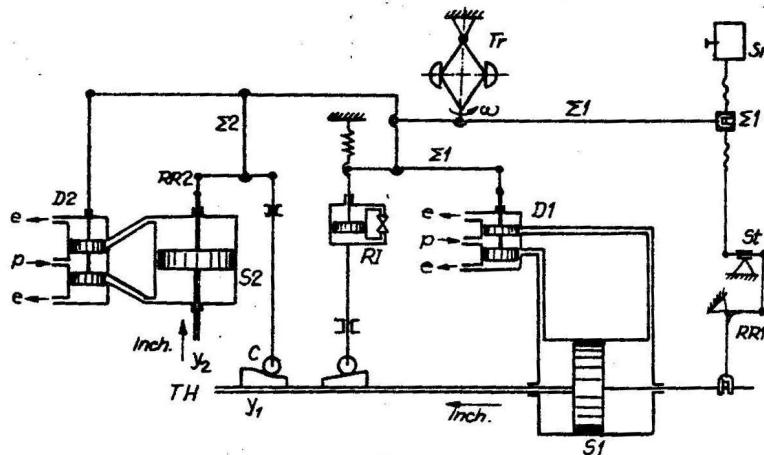


Fig. 2.23. Schemă principală pentru un regulator automat de turație cu reglare dublă paralelă

Se pot face câteva considerații asupra modelului din figura 2.22:

- Supapa pilot a servomotorului poate fi mecanică sau electrică, cele electrice asigurând răspunsuri rapide și controlabile;
- Efectele bandei moarte sunt considerate, dar identificarea lor este destul de greoaie;
- Funcționare stabilă în cazul izolării sistemului și răspuns satisfăcător în regimuri de încărcare parțială;
- Prezența compensării tranzitorii este necesară pentru funcționarea stabilă;
- Pentru funcționarea insulară alegerea căderii temporare și timpului de resetare este esențială și depinde direct de timpul de pornire al apei și de constanta de timp datorită inerției;
- La turbinele hidraulice unde se utilizează paletel pentru aparatul director regulatorul trebuie să controleze și mișcarea acestora.

### 2.5.2. Calculul timpilor caracteristici pentru turbinele hidraulice

Ecuția dinamică a turbinei hidraulice bazată pe momentul impulsului este:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_a - M_r \quad (2.74)$$

Se introduce ipoteza că momentul rezistent  $M_r$ , creat de generator, este constant și egal cu cel inițial  $M_{r0}$ .

Momentul activ  $M_a$ , dat de turbina hidraulică, în regimul staționar inițial este

$$M_{a0} = M_{r0} \quad (2.75)$$

și are expresia: 
$$M_{a0} = \frac{\rho_0 g H_0 Q_{T0} \eta_{T0}}{\omega_0} \quad (2.76)$$

Aceeași expresie în regim dinamic, dezvoltată în serii Taylor, în ipoteza liniară, reținând doar primii termeni are forma:

$$M_a = M_{a0} + \left. \frac{\partial M_a}{\partial \rho} \right|_0 \cdot \Delta \rho + \left. \frac{\partial M_a}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T + \left. \frac{\partial M_a}{\partial Q} \right|_0 \cdot \Delta Q + \left. \frac{\partial M_a}{\partial \eta_T} \right|_0 \cdot \Delta \eta_T + \left. \frac{\partial M_a}{\partial \omega} \right|_0 \cdot \Delta \omega \quad (2.77)$$

Teoretic și experimental la turbinele hidraulice, debitul  $Q$  și randamentul  $\eta_T$  sunt funcții de deschiderea aparatului director  $a$ , de viteza unghiulară a rotorului  $\omega$ , căderea turbinei,  $H_T$  și chiar de densitatea curentului lichid  $\rho$ .

Pentru debitul și randamentul turbinei hidraulice prin dezvoltări liniarizate se obține:

$$\Delta Q = \left. \frac{\partial Q}{\partial a} \right|_0 \cdot \Delta a + \left. \frac{\partial Q}{\partial \varphi} \right|_0 \cdot \Delta \varphi + \left. \frac{\partial Q}{\partial \omega} \right|_0 \cdot \Delta \omega + \left. \frac{\partial Q}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T \quad (2.78)$$

$$\Delta \eta_T = \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial a} \right|_0 \cdot \Delta a + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \varphi} \right|_0 \cdot \Delta \varphi + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \omega} \right|_0 \cdot \Delta \omega + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \rho} \right|_0 \cdot \Delta \rho \quad (2.79)$$

Considerând relațiile prezentate anterior și grupând corespunzător termenii se obține:

$$\begin{aligned} M_a = M_{a0} + \left. \frac{\partial M_a}{\partial \rho} \right|_0 \cdot \Delta \rho + \left. \frac{\partial M_a}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T + \left. \frac{\partial M_a}{\partial Q} \right|_0 \cdot \left( \left. \frac{\partial Q}{\partial a} \right|_0 \cdot \Delta a + \left. \frac{\partial Q}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T \right) + \\ \left. \frac{\partial M_a}{\partial \eta_T} \right|_0 \cdot \left( \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial a} \right|_0 \cdot \Delta a + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \varphi} \right|_0 \cdot \Delta \varphi + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \omega} \right|_0 \cdot \Delta \omega + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \rho} \right|_0 \cdot \Delta \rho \right) + \\ + \left. \frac{\partial M_a}{\partial \omega} \right|_0 \cdot \Delta \omega \end{aligned} \quad (2.80)$$

$$\begin{aligned} J \frac{d\omega}{dt} = & \frac{\rho_0 g H_{T0} Q_0 \eta_{T0}}{\omega_0} \left[ \frac{\Delta a}{a_0} \left( \frac{\partial Q}{\partial a} \right)_0 + \frac{a_0}{\eta_{T0}} \left( \frac{\partial \eta_T}{\partial a} \right)_0 \right] + \frac{\Delta \omega}{\omega_0} \left( \frac{\omega_0}{\eta_{T0}} \frac{\partial \eta_T}{\partial \omega} \right)_0 - 1 + \\ & \left[ \frac{\Delta H_T}{H_{T0}} \left( \frac{H_{T0}}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial H_T} \right)_0 + \frac{H_{T0}}{\eta_{T0}} \frac{\partial \eta_T}{\partial H_T} \right)_0 + 1 \right] + \frac{\Delta \rho}{\rho_0} \left( \frac{\rho_0}{\eta_{T0}} \frac{\partial \eta_T}{\partial \rho} \right)_0 + 1 \end{aligned} \quad (2.81)$$

Introducând timpzii caracteristici ai turbinei hidraulice sub forma:

$$T_a = \frac{J \cdot \omega_0}{M_{a0}} \cdot \frac{1}{\frac{a_0}{Q_0} \cdot \left( \frac{\partial Q}{\partial a} \right)_0 + \frac{a_0}{\eta_0} \cdot \left( \frac{\partial \eta}{\partial a} \right)_0} \quad (2.82)$$

$$T_\omega = \frac{J \cdot \omega_0}{M_{a0}} \cdot \frac{1}{\frac{\omega_0}{Q_0} \cdot \left( \frac{\partial Q}{\partial \omega} \right)_0 + \frac{\omega_0}{\eta_0} \cdot \left( \frac{\partial \eta}{\partial \omega} \right)_0 - 1} \quad (2.83)$$

$$T_\rho = \frac{J \cdot \omega_0}{M_{a0}} \cdot \frac{1}{\frac{\rho_0}{\eta_0} \cdot \left( \frac{\partial \eta}{\partial \rho} \right)_0 + 1} \quad (2.84)$$

$$T_H = \frac{J \cdot \omega_0}{M_{a0}} \cdot \frac{1}{\frac{H_0}{Q_0} \cdot \left( \frac{\partial Q}{\partial H} \right)_0 + \frac{H_0}{\eta_0} \cdot \left( \frac{\partial \eta}{\partial H} \right)_0 + 1} \quad (2.85)$$

și variabilele caracteristice:

$$a = \frac{\Delta a}{a_0} \quad (2.86)$$

$$x = \frac{\Delta \omega}{\omega_0} \quad (2.87)$$

$$h = \frac{\Delta H_T}{H_{T0}} \quad (2.88)$$

$$\rho' = \frac{\Delta \rho}{\rho_0} \quad (2.89)$$

Se obține ecuația dinamică pentru o turbină hidraulică cu un singur organ de reglare al debitului sub forma:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\Delta a}{a_0} \cdot \frac{1}{T_a} + \frac{\Delta \omega}{\omega_0} \cdot \frac{1}{T_\omega} + \frac{\Delta H}{H_0} \cdot \frac{1}{T_H} + \frac{\Delta \rho}{\rho_0} \cdot \frac{1}{T_\rho} = \frac{\alpha}{T_a} + \frac{x}{T_\omega} + \frac{h}{T_H} + \frac{\phi'}{T_\rho} \quad (2.90)$$

Ecuația dinamică a turbinelor hidraulice permite determinarea evoluției în regimuri tranzitorii și comportarea mașinii în cadrul unor sisteme automate de reglare. Derivatele

parțiale din relațiile de mai sus se determină prin metoda tangentei, cum se vede în figura 2.24, astfel  $\frac{\partial \eta}{\partial a} = \frac{\Delta \eta}{\Delta a}$ .

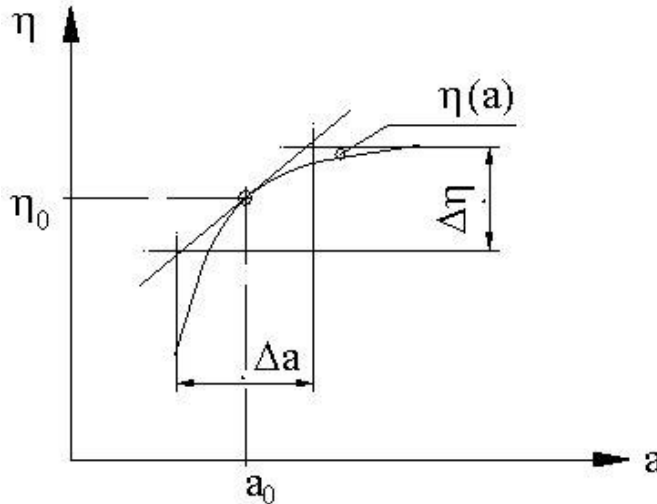


Fig. 2. 24. Determinarea derivatelor parțiale din curbele caracteristice

În continuare pe baza celor prezentate se vor calcula timpii caracteristici  $T_a$  și  $T_\omega$ , pentru turbina cu dublu flux SDC 125.

În relațiile de mai sus s-a notat:

- J momentul de inerție al ansamblului rotitor
- mărimile notate cu indicele 0 sunt mărimile în momentul inițial (în punctul de funcționare) din care se va declanșa procesul tranzitoriu
- derivatele parțiale se obțin cum se observă în fig 2.24

- momentul activ  $M_{a0} = \frac{\rho g H_{T0} Q_{T0} \eta_{T0}}{\omega_0}$

Pentru determinarea timpilor caracteristici se utilizează diagrama universală a turbinei cu dublu flux SDC 125 din care se extrag dependențele:

- variația debitului funcție de deschiderea aparatului director  $Q=f(a)$
- variația randamentului funcție de deschiderea aparatului director  $\eta=f(a)$
- variația randamentului funcție de viteza unghiulară

Astfel s-a ales pentru turbina cu dublu flux SDC 125 ca punct nominal de funcționare  $Q=6.6$  l/s,  $H=2.5$  m,  $n=460$  rot/min,  $\eta=50\%$ . S-au extras din diagrama universală variațiile prezentate anterior cum se observă în figurile 2.25, 2.26 și 2.27.

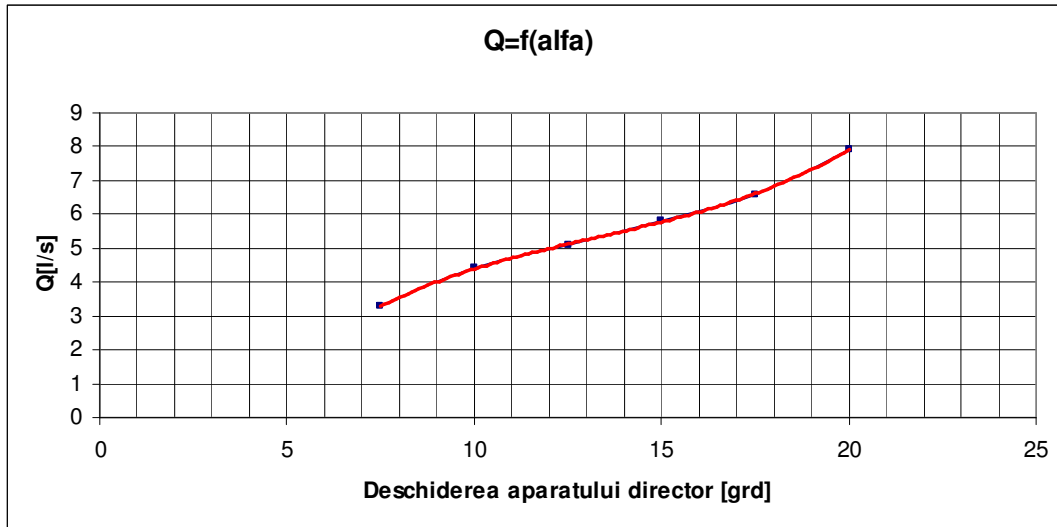


Fig. 2.25 Variația debitului turbinei cu dublu flux SDC 125 cu deschiderea aparatului director

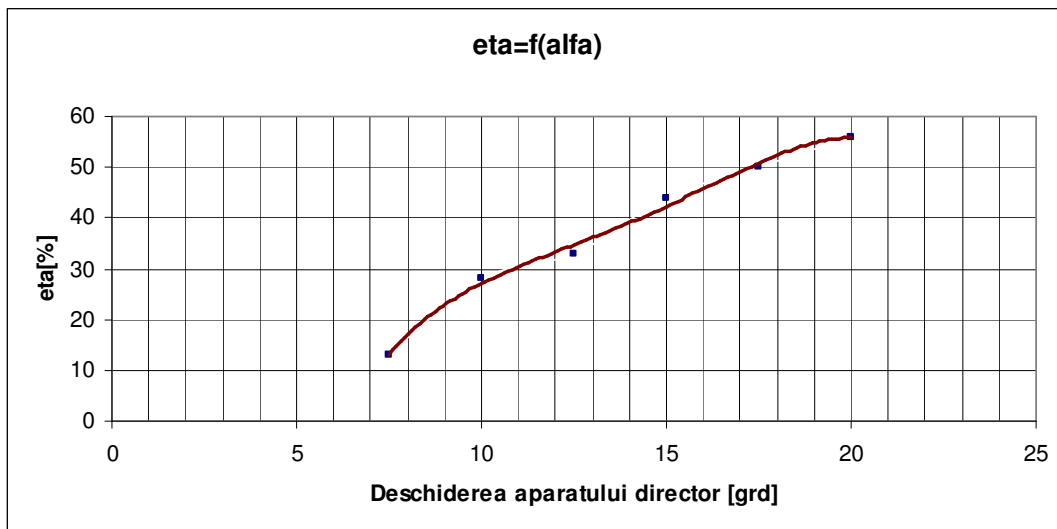


Fig. 2.26. Variația randamentului turbinei cu dublu flux SDC 125 cu deschiderea aparatului director

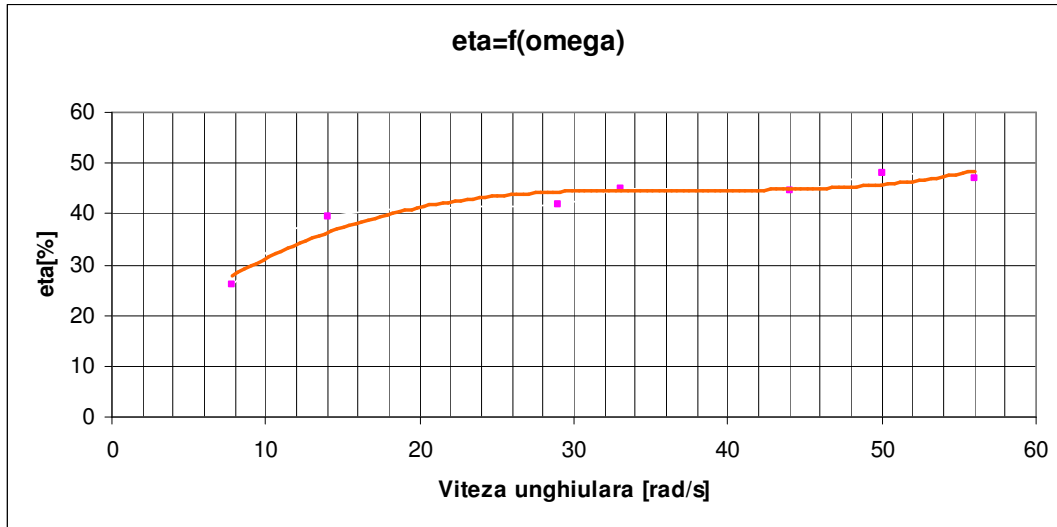


Fig. 2.27. Variația randamentului turbinei cu dublu flux SDC 125 cu viteza unghiulară

Cu acestea se calculează timpii caracteristici pentru momentul de inerție al agregatului SDC 125,  $J=0.007688 \text{ kgm}^2$ , rezultând momentul activ  $M_{a0}=1.655$ . Rezultatele sunt prezentate în tabelul 2.1. În calculul timpului  $T_w$ , datorită variației relativ constante a debitului cu turația, fiind o turbină cu acțiune, derivatele parțiale  $\partial Q / \partial \omega$  sunt nule.

Tabelul 2.1.

Deschiderea aparatului director $\alpha$ [°]	$T_a$ [s]	$T_w$ [s]
10	0.0124791	-0.0294828
12.5	0.0161587	-0.0266426
17.5	0.0115361	-0.0294828
20	0.0221924	-0.0431838

### 2.5.3. Modelarea în frecvență a turbinelor hidraulice cu dublu flux

Ecuția de mișcare a hidroagregatului izolat, dedusă din principiul conservării impulsului în mișcarea de rotație a unui solid rigid în jurul unei axe fixe în spațiu, are expresia [88]:

$$T_a \frac{d\varphi}{dt} = C_t \Delta \mu - \theta_a + C_f \zeta \quad (2.91)$$

$T_a$  – timpul de accelerare al agregatului la pornire

$C_t$  – constantă care depinde de tipul de turbină

$$C_t = \frac{1}{1 - \mu_r}$$

$\mu_r$  – deschiderea relativă a aparatului director al turbinei în regimul permanent

$\theta_a$  – coeficientul global de autoreglare al turbinei și al generatorului

$C_f$  - constanta ce caracterizează regimul de funcționare al agregatului

$$C_f = \frac{\mu_c - \mu_r}{1 - \mu_r} + 0.5\beta_m \quad (2.92)$$

$\mu_c$  – deschiderea relativă a aparatului director în regimul nou stabilit

$\beta_m$  – coeficientul de autoreglare al turbinei

$\varphi$  - variația relativă a vitezei unghiulare de rotație a agregatului

$\zeta$  - modificarea relativă a căderii turbinei

În continuare toate variațiile se consideră creșteri ale mărimilor corespunzătoare, determinând componența sistemului de reglare automată în regimul nou stabilit.

De aceea, variația relativă a tijeii servomotorului se notează cu  $\Delta\mu$ , diferit de  $\mu$ , pentru a nu se confunda cu poziția complet închis a aparatului director. Notația nu modifică tipul ecuației agregatului.

Deviația relativă se exclude din ecuația agregatului dacă se utilizează ecuații pentru căderea turbinei și pentru debitul prin turbină.

Presupunând rigiditatea maximă a apei și a peretelui conductei, pentru determinarea lui  $\zeta$  avem următoarea ecuație:

$$\zeta = -T_w \left( \frac{d\Delta\mu}{dt} + 0.5\mu_c \frac{d\zeta}{dt} \right) \quad (2.93)$$

În care:

$T_l$  – timpul de accelerare a masei de apă în conducta forțată;

$$(0.5\mu_c T_w s + 1)\zeta = -T_l s \Delta\mu \quad (2.94)$$

Considerând elasticitatea apei și a pereților conductei forțate, modificarea căderii turbinei se determină prin soluționarea sistemului de ecuații cu derivate parțiale [23]:

$$\begin{cases} \frac{\partial v}{\partial t} = g \frac{\partial H}{\partial L} \\ \frac{\partial H}{\partial t} = \frac{c^2}{g} \cdot \frac{\partial v}{\partial L} \end{cases} \quad (2.95)$$

$L$  – distanța de la turbină până la o secțiune de referință a conductei forțate

$H$  – sarcina piezometrică, în secțiunea considerată a conductei forțate, măsurată de la nivelul biefului inferior

$v$  – viteza apei

$c$  – celeritatea

Ca rezultat în urma integrării ecuațiilor (2.95) avem:

$$H - H_0 = F\left(t - \frac{L}{c}\right) + f\left(t + \frac{L}{c}\right); \quad (2.96)$$



$$v - v_0 = -\frac{g}{c} \left[ F \left( t - \frac{L}{c} \right) - f \left( t + \frac{L}{c} \right) \right] \quad (2.97)$$

O condiție la limită necesară pentru determinarea loviturii de berbec, în ecuațiile considerate o reprezintă menținerea constantă a căderii în conducta forțată, adică:

$$L=L_B, H=H_0$$

Atunci,

$$f \left( t + \frac{L_B}{c} \right) = -F \left( t - \frac{L_B}{c} \right) \quad (2.98)$$

sau dacă modificăm momentul inițial de măsurare a timpului, atunci:

$$f(t) = -F \left( t - \frac{2L_B}{c} \right) \quad (2.99)$$

După schimbarea momentului inițial de măsurare a timpului și trecând la variații relative, avem:

$$\zeta = \Phi(t) - \Phi(t - T_r) \quad (2.100)$$

$$\Delta q = -\frac{T_r}{2T_w} [\Phi(t) + \Phi(t - T_r)] \quad (2.101)$$

Aici:  $\zeta = \Phi(t) - \Phi(t - \zeta)$  - reprezintă modificarea relativă a sarcinii

$$\Delta q = \frac{v - v_0}{v_{max}} - \text{modificarea relativă a debitului prin turbină}$$

$$T_r = \frac{2L_B}{c} - \text{timpul de reflexie al undelor}$$

$$T_w = \frac{L_B v_{max}}{gH_0} - \text{timpul de accelerare a masei de apă în conducta forțată}$$

$v_{max}$  - viteza apei pe lungimea  $L_B$  la debitul maxim al turbinei

Luând în considerare:

$$\varphi(t \pm T_r) = e^{\pm T_r \cdot s} \Phi(t) \quad (2.102)$$

Obținem:

$$\zeta = (1 - e^{T_r \cdot s}) \Phi(t) \quad (2.103)$$

$$\Delta q = -\frac{T_r}{2T_w} (1 + e^{-T_r \cdot s}) \Phi(t) \quad (2.104)$$

Eliminând funcția  $\Phi(t)$  reducem aceste două ecuații la una:

$$\Delta q = -\frac{T_r (1 + e^{-T_r \cdot s})}{2T_w (1 - e^{-T_r \cdot s})} \zeta \quad (2.105)$$

În cazul general, debitul relativ  $q$  care trece prin turbină poate fi exprimat ca produsul a două funcții:  $q(a)$  și  $q(h)$ , depinzând, corespunzător, de deschiderea aparatului director al turbinei și de sarcină, adică:

$$q = q(a)q(h) \quad (2.106)$$

$$q = (\mu_c + \Delta\mu)(1 + 0.5\zeta) \quad (2.107)$$

De unde

$$\Delta q = q - \mu_c = \Delta\mu + 0.5\mu_c\zeta \quad (2.108)$$

Întroducând  $\Delta q$  obținut în ec. (2.105) și efectuând operații algebrice simple, obținem ecuația loviturii de berbec ținând cont de elasticitate ca bază a sistemului de reglare automată:

$$\left(b_1 + b_2 e^{-T_r \cdot s}\right)\zeta = -(1 - e^{-T_r \cdot s})\Delta\mu \quad (2.109)$$

Unde:

$$b_1 = 0.5\left(\frac{T_r}{T_w} + \mu_c\right) \quad (2.111)$$

$$b_2 = 0.5\left(\frac{T_r}{T_w} - \mu_c\right) \quad (2.112)$$

$$s = \frac{d}{dt} \quad (2.113)$$

Dacă eliminăm din ecuația (2.91) parametrul  $\zeta$  prin intermediul ecuațiilor (2.94) și (2.109) obținem ca rezultat următoarele două ecuații de mișcare ale agregatului:

$$(0.5\mu_c T_w s + 1)(T_a s + \theta_a) = [(0.5C_t \mu_c - C_f)T_w s + C_t]\Delta\mu \quad (2.114)$$

$$\left(b_1 + b_2 e^{-T_r s}\right)(T_a s + \theta_a) = [C_t b_1 - C_f + (C_t b_2 + C_f)e^{-T_r s}]\Delta\mu \quad (2.115)$$

Prima reprezintă ecuația diferențială liniară de ordinul doi și determină dinamica agregatului pentru care, datorită lungimii mici a conductelor forțate o considerăm lovitură de berbec, fără influența elasticității apei.

Dacă în ecuațiile (2.114) și (2.115) se ia raportul mărimii de ieșire  $\phi$  la cea de intrare  $\Delta\mu$ , obținem corespunzător două tipuri de funcții de transfer pentru hidroagregat:

$$W_{a1}(s) = \frac{C_t - C_f \frac{T_w s}{0.5\mu_c T_w s + 1}}{T_a s + \theta_a} \quad (2.116)$$

$$W_{a2}(s) = \frac{C_t - C_f \frac{1 - e^{-T_r \cdot s}}{b_1 + b_2 e^{-T_r \cdot s}}}{T_a s + \theta_a} \quad (2.117)$$

Analiza expresiilor (2.116) și (2.117) arată că funcția de transfer a hidroagregatului poate fi reprezentată și sub forma următoare:

$$W_a(s) = W'_a(s) \left[1 + \frac{C_f}{C_t} W_{lb}(s)\right] \quad (2.118)$$

Primul termen din partea dreaptă a ecuației (2.117) reprezintă funcția de transfer a agregatului fără lovitură de berbec. Pentru  $\zeta=0$  din ecuația (2.101) rezultă:

$$W'_a(s) = \frac{C_t}{T_a s + \theta_a} \quad (2.119)$$

În termenul al doilea intră funcția de transfer a loviturii de berbec, considerată ca parte separată, inclusă în sistemul de reglare.

Expresia funcției de transfer  $W_{lb}(s)$  se modifică, dacă apare sau nu influența elasticității apei și a pereților conductei forțate.

Fără luarea în considerare a elasticității apei și conductei forțate, la baza ecuației (2.94) avem:

$$W_{lb}(s) = W'_{lb}(s) = -\frac{T_w s}{0.5 \mu_c T_w s + 1} \quad (2.120)$$

Cu considerarea elasticității apei și a pereților conductei forțate, în conformitate cu ec. (2.115) avem:

$$W_{lb}(s) = W''_{lb}(s) = -\frac{1 - e^{-T_r \cdot s}}{b_1 + b_2 e^{-T_r \cdot s}} \quad (2.121)$$

Caracteristica amplitudine-fază a hidroagregatului se determină prin multiplicarea caracteristicii amplitudine-fază a agregatului, calculată fără lovitură de berbec, în transformata caracteristică amplitudine-fază a loviturii de berbec.

Transformarea ultimei caracteristici se obține prin înmulțirea cu coeficientul suplimentar de putere  $C_f / C_t$  și defazajul pe suprafața de coordonate pe axa absciselor la unitate.

Expresiile pentru determinarea punctelor de coordonate ale caracteristicilor amplitudine-fază ale hidroagregatului pot fi ușor obținute pe baza funcțiilor de transfer determinate mai sus pentru  $s = i\omega$  dacă se utilizează regulile de înmulțire și compunere a numerelor complexe. Reprezentăm  $W_a(i\omega)$  sub formă de număr complex:

$$W_a(i\omega) = x_a - iy_a \quad (2.122)$$

Atunci:

$$\begin{aligned} x_a &= \left[ x'_a \left( \frac{C_t}{C_f} - x_{lb} \right) - y'_a y_{lb} \right] \frac{C_f}{C_t} \\ y_a &= \left[ y'_a \left( \frac{C_t}{C_f} - x_{lb} \right) - x'_a y_{lb} \right] \frac{C_f}{C_t} \end{aligned} \quad (2.123)$$

În care:

$x'_a, x_{lb}$  – corespunzător părții reale amplitudine-fază a caracteristicii agregatului fără lovitură de berbec și cu „lovitura de berbec”

$y'_a, y_{lb}$  – părțile imaginare ale caracteristicii amplitudine-fază.

După înlocuirea în ec. (2.119), (2.120) și (2.121)  $s = i\omega$  și prin separarea părților reală și imaginară, obținem toate expresiile necesare pentru determinarea caracteristicii amplitudine-fază a hidroagregatului.

După efectuarea operațiilor specificate, expresia (2.119) devine:

$$x'_a = \frac{C_m \theta_a}{\theta_a^2 + T_a^2 \omega^2}$$

$$y'_a = \frac{C_m T_a \omega}{\theta_a^2 + T_a^2 \omega^2}$$
(2.124)

Expresiile pentru determinarea  $x_{lb}$  și  $y_{lb}$  depind de tipul loviturii de berbec luată în calcul.

$$x_{lb} = x'_{lb} = \frac{0.5 \mu_c T_w^2 \omega^2}{1 + 0.25 \mu_c^2 T_w^2 \omega^2}$$

$$y_{lb} = y'_{lb} = \frac{T_w \omega}{1 + 0.25 \mu_c^2 T_w^2 \omega^2}$$
(2.125)

Dacă intervin elasticitatea apei și a pereților conductei forțate, în toate rezultatele se introduc expresiile (2.109) și obținem:

$$x_{lb} = x''_{lb} = \frac{(b_1 - b_2)(1 - \cos(\omega T_r))}{(b_1 + b_2)^2 - 2b_1 b_2(1 - \cos(\omega T_r))}$$

$$y_{lb} = y''_{lb} = \frac{(b_1 + b_2) \sin(\omega T_r)}{(b_1 + b_2)^2 - 2b_1 b_2(1 - \cos(\omega T_r))}$$
(2.126)

Ca exemplificare, reprezentăm caracteristica amplitudine-fază pentru turbina cu dublu flux SDC 125. Calculele au fost efectuate pentru următoarele date nominale ale turbinei:

- 1) Puterea agregatului  $P = 100$  W
- 2) Turația nominală  $n_0 = 460$  rot/min
- 3) Căderea turbinei  $H_0 = 2.5$  m (turbina cu Dublu Flux)
- 4) Lungimea conductei forțate  $L_B = 3.9$  m
- 5) Viteza medie prin conductă la încărcarea (sarcină) maximă  $v_{max} = 1$  m/sec
- 6) Coeficientul de autoreglare al turbinei  $\beta_m = 1,0$
- 7) Coeficientul de autoreglare la cuplarea cu generatorul  $\gamma = 0$
- 8) Momentul de inerție al părților rotitoare  $J = 7.688 \cdot 10^{-4}$  kgm<sup>2</sup>

Cu aceste date se calculează toți parametrii agregatului:

- 1) Timpul de accelerare al agregatului la pornire:

$$T_a = \frac{J \omega^2}{P_0} = 0.018 \text{ s}$$

- 2) Timpul conductei:

$$T_w = \frac{L v_{max}}{g H_0} = 0.191 \text{ s}$$

- 3) Timpul de reflexie al undelor:

$$T_r = \frac{2L}{c} = 0.0065 \text{ s}$$

4) Constantele turbinei la funcționarea agregatului la sarcină maximă

$$C_t = 1.253$$

$$C_f = 1.375$$

Figura 2.29 prezintă funcția de frecvență  $F(\varphi/\Delta\mu)$  cu și fără elasticitatea coloanei de apă și a pereților conductei forțate, pentru pulsații  $\omega=0\dots25$  [rad/s] la variația relativă a deschiderii aparatului director cuprinsă între 0.2 și 0.9, pentru turbina cu dublu flux SDC 125, cu parametrii funcționali prezentați mai sus.

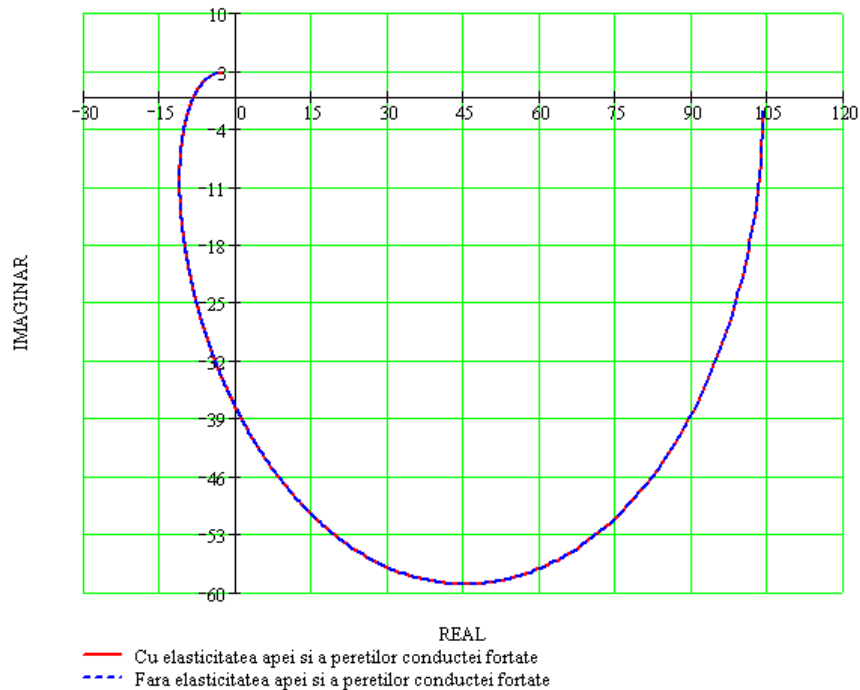


Fig. 2.28. Funcția de frecvență  $F(\varphi/\Delta\mu)$  obținută pentru turbina cu dublu-flux SDC 125, în cazul funcționării în stațiunea experimentală, în laborator

Figura 2.28 arată că în cazul conductelor scurte modelarea se poate face fără luarea în considerare a tuturor fenomenelor ce apar în acestea, cele două curbe rezultate fiind relativ identice.

Dacă același hidroagregat ar funcționa la o cădere  $H=50\text{m}$  și ar avea o conductă forțată cu lungimea  $L=1000\text{ m}$  în urma modelării ei, rezultă funcția de frecvență prezentată în fig. 2.29.

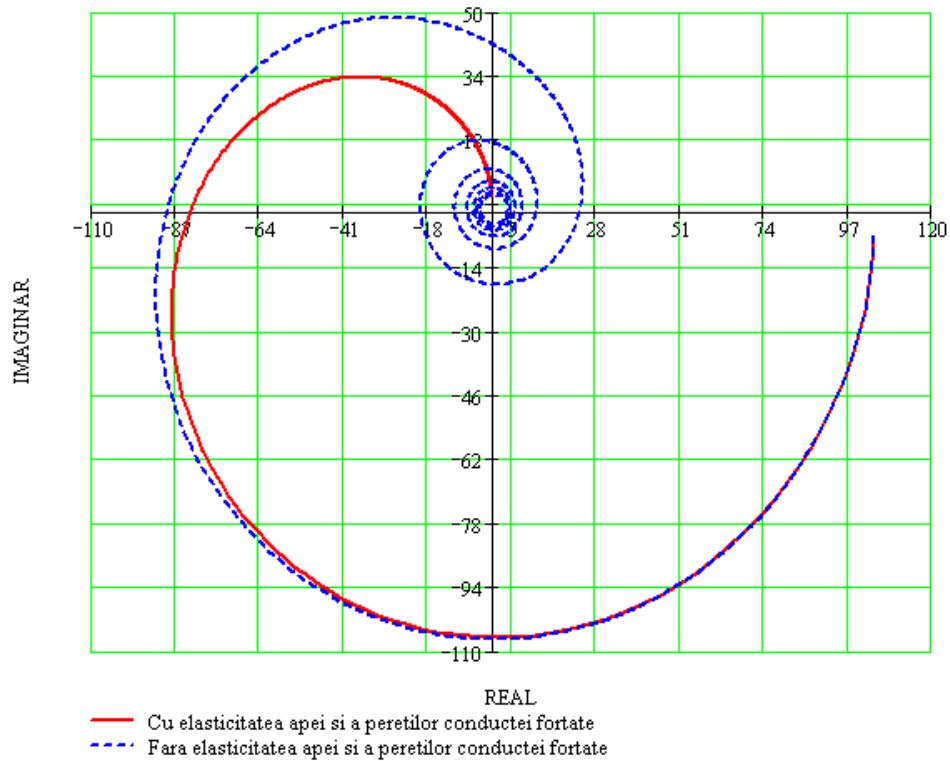


Fig. 2.29. Funcția de frecvență  $F(\varphi/\Delta\mu)$  obținută pentru turbina cu dublu-flux SDC 125 în cazul în care ea funcționează la o cădere  $H=30$  m și are o conductă forțată de lungime  $L=1000$  m

În acest caz se observă influența importantă a considerării fenomenelor hidrodinamice ce apar în cazul conductelor forțate relativ lungi. Deci, în cadrul modelării în frecvență a hidroagregatelor este foarte important să ținem cont de toate procesele ce intervin în acestea, cele mai importante fiind lovitura de berbec și elasticitatea apei și a pereților conductei forțate.

În condițiile prezentate pentru funcționarea turbinei SDC 125 în stațiunea experimentală se modelează dinamica acestora pentru diferite modificări relative ale poziției aparatului director. Aceste modelări sunt prezentate în figurile 2.30...2.33.

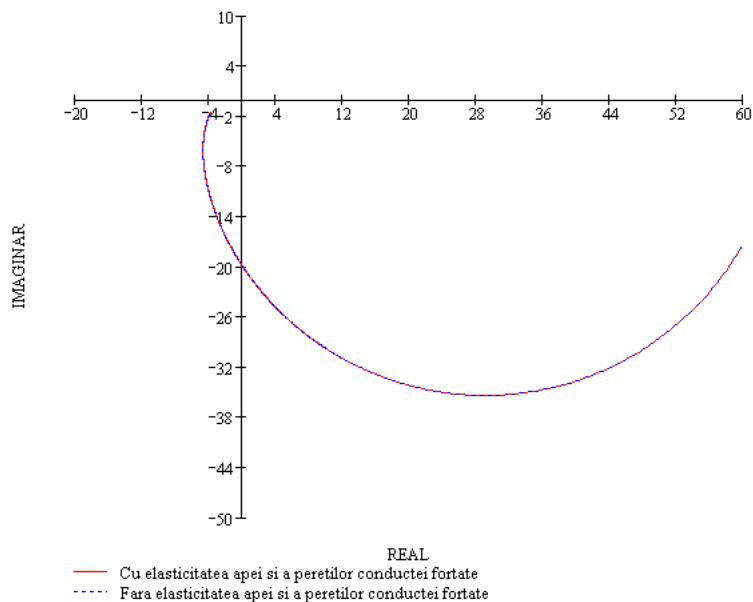


Fig. 2.30. Funcția de transfer în cazul modelării în frecvență a turbinei SDC 125 obținută pentru deschiderea relativă a aparatului director cuprinsă între 0.38 și 0.46

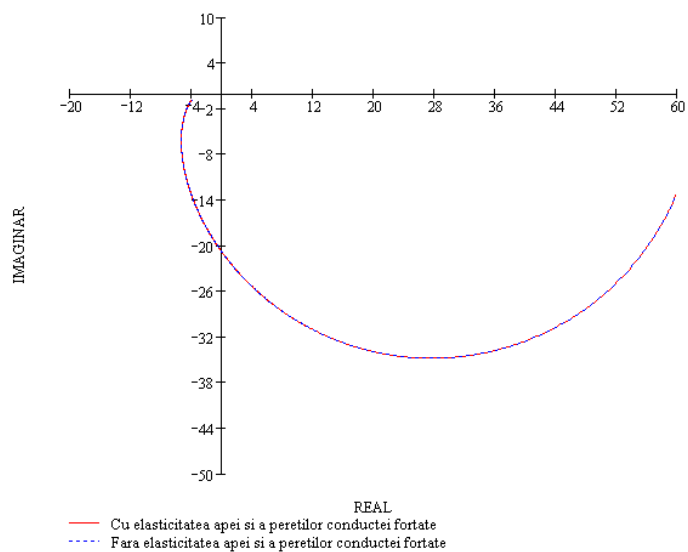


Fig. 2.31. Funcția de transfer în cazul modelării în frecvență a turbinei SDC 125 obținută pentru deschiderea relativă a aparatului director cuprinsă între 0.36 și 0.5

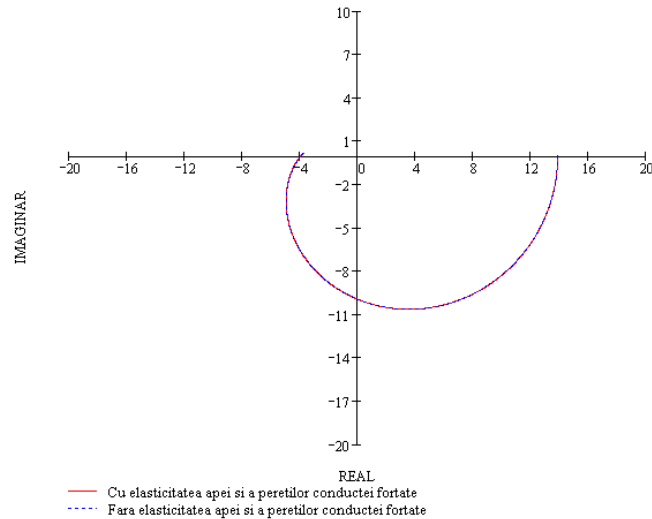


Fig. 2.32. Funcția de transfer în cazul modelării în frecvență a turbinei SDC 125 obținută pentru deschiderea relativă a aparatului director cuprinsă între 0.4 și 0.89

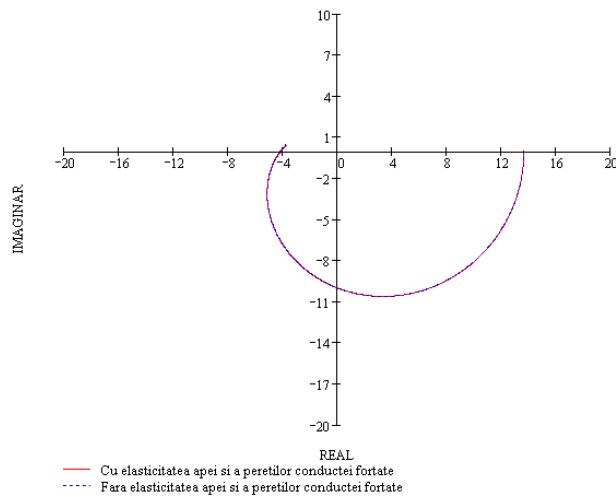


Fig. 2.33. Funcția de transfer în cazul modelării în frecvență a turbinei SDC 125 obținută pentru deschiderea relativă a aparatului director cuprinsă între 0.39 și 0.92

Modelele prezentate în cadrul acestui capitol nu fac decât o apropiere mai mult sau mai puțin bună de funcționarea reală a hidroagregatului, în funcție de fenomenul studiat, însă proprietățile dinamice ale acestuia nu pot fi în întregime determinate decât prin identificare dinamică experimentală.



### **3. STAȚIUNEA EXPERIMENTALĂ DE ÎNCERCARE A TURBINEI HIDRAULICE CU DUBLU FLUX**

Metodele teoretice de proiectare și evaluare teoretică a funcționării și performanțelor turbomașinilor hidraulice au atins un nivel ridicat datorită evoluției calculatoarelor electronice. Totuși atât problemele construcției cât și cele ale exploatării acestor mașini nu sunt posibile fără cercetarea experimentală, dacă se dorește o precizie ridicată a rezultatelor. Investigațiile experimentale ale mașinilor hidraulice stabilesc cu exactitate valorile optime ale diferiților parametri și se pot aprecia performanțele și calitățile statice și dinamice ale acestora. Cercetarea experimentală se face în instalații speciale, numite stațiuni de încercare, care pot fi în circuit hidraulic închis sau deschis. Datorită dimensiunilor și puterilor mari ale turbinelor hidraulice industriale, încercarea acestora se face pe modele la scară geometrică redusă, putându-se astfel cerceta experimental mai multe variante, alegându-se varianta constructivă optimă pentru turbina industrială.

La proiectarea unei stațiuni [24] o problemă importantă este alegerea căderii la care turbina va funcționa, dorindu-se astfel realizarea unui optim între dimensiunea modelului, căderea și precizia măsurărilor.

Turbinele hidraulice pot fi încercate în regim static sau dinamic. În cadrul sistemelor electroenergetice, turbina hidraulică prezintă uneori funcționare nestaționară [24], ceea ce poate duce la funcționarea nestabilă a întregului sistem electroenergetic. În cazul turbinelor hidraulice apare o conlucrare concomitentă a regimurilor nestaționare și nepermanente în orice situație tranzitorie sau definitivă de funcționare modificabilă în timp.

De aceea pe lângă încercările clasice în regim staționar, este necesară o cercetare a funcționării turbinei hidraulice în regimuri tranzitorii pentru a observa caracteristicile dinamice ale acesteia. În continuare se prezintă stațiunea de încercare a turbinei cu dublu flux și se face o analiză a acesteia.

#### **3.1. Calculul hidraulic al stațiunii pentru încercarea turbinei cu dublu flux**

Turbina cu dublu flux face parte din clasa turbinelor cu acțiune. Pentru a se apropia cât mai mult de funcționarea reală a acestui tip de turbină se va studia amplasamentul ei într-o stațiune de încercare în circuit deschis. Inițial turbina va fi încercată staționar și apoi în regim nestaționară, în vederea identificării dinamice a acesteia. Trebuie amintit faptul că se studiază amplasarea acestei turbine la un rezervor existent, cu o configurație prestabilită. Prin acest calcul se urmărește posibilitatea de funcționare a turbinei la cădere constantă prin alimentarea bazinului de la pompa de umplere a acestuia.

Schema din figura 3.1, prezintă stațiunea experimentală:

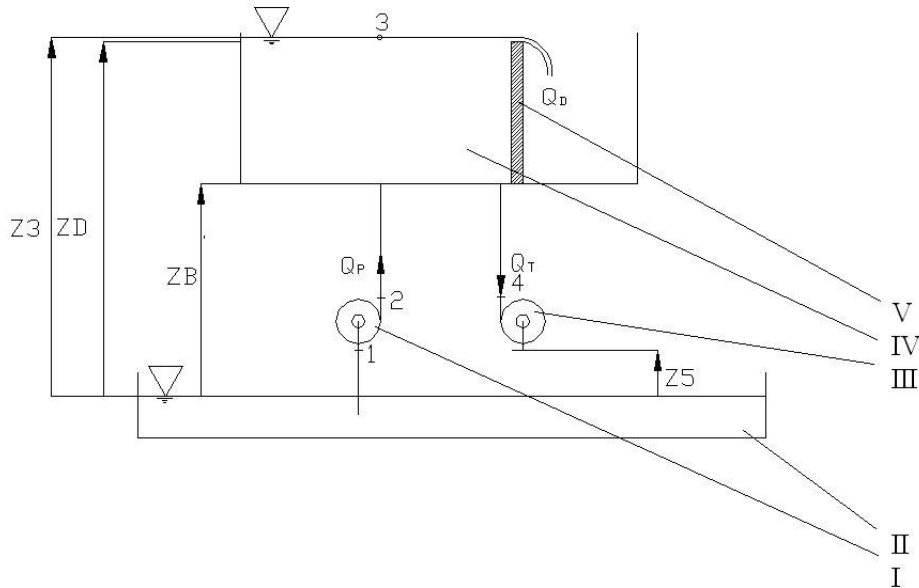


Fig. 3.1. Schema stațiunii experimentale

Notațiile din schema prezentată în figura 3.1 sunt: I- pompă centrifugă, II- bazinul de alimentare al pompei (aici se va goli și apa turbinată), III- turbina, IV- rezervor, V- deversor. Pompa I va alimenta rezervorul turbinei IV, cu debitul  $Q_P$ , turbina hidraulică cu dublu flux III, va turbina debitul  $Q_T$ , iar debitul care nu se va turbina va fi  $Q_D$ , care reprezintă debitul deversat prin deversorul dreptunghiular V. Semnificația cotelor din figura 3.1:  $Z_B$ - reprezintă cota de la bazinul pompei până la rezervorul turbinei,  $Z_D$  - reprezintă cota deversorului,  $Z_3$  - este cota maximă a apei în rezervor, ce corespunde debitului zero la turbină, iar  $Z_5$  - este cota dintre turbină și bazin. Notația 1- este intrarea în pompă, 2 - ieșirea din pompă, 3 - nivelul maxim al apei în rezervor, 4 - intrarea în turbină și 5 - ieșirea din aceasta. Cotele de mai sus vor fi date cu valoarea efectivă în desenul stațiunii, acestea reprezentând și parametrii principali, alături de formulele de specialitate, cu care se vor efectua în continuare calculele pentru stațiune.

În continuare se prezintă caracteristicile instalației și calculul teoretic al stațiunii, și se face detalierea elementelor componente și a caracteristicilor lor.

### 3.1.1. Determinarea curbelor caracteristice pentru rețeaua pompei

Pompa utilizată pentru alimentarea rezervorului este de tipul PCT 50-200. Ea va asigura debitul volumic necesar pentru funcționarea turbinei hidraulice SDC 125. Caracteristicile tehnice ale pompei sunt:

$$\begin{aligned} n &= 2900 \text{ rot/min} \\ Q_{\max} &= 73 \text{ m}^3/\text{h} \\ P_{\text{absmax}} &= 11 \text{ kW} \\ H_{\max} &= 47.5 \text{ m} \end{aligned}$$

cu parametrii nominali:

$$Q_o = 50 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_o = 42 \text{ m}$$

$$P_o = 10 \text{ kW}$$

Din catalog s-a extras curba caracteristică a pompei curba  $H=f(Q)$ . Deoarece această curbă este dată în catalog doar de la înălțimea de pompare de 47.5 m până la 20 m, s-a trecut la determinarea ecuației curbei pentru a cunoaște variația  $H=f(Q)$  pentru înălțimi de pompare de la 0 la 47 de metri, înălțimea maximă de pompare dată în catalog.

Ecuația curbei a fost determinată printr-o aproximare polinomială de ordinul 4, dată de relația:

$$Q = -0.002H^4 + 0.0028H^3 - 0.0728H^2 + 0.476H + 47.437 \quad (3.1)$$

unde  $H$ -reprezintă înălțimea de pompare variată de la zero până la valoarea maximă, iar  $Q$  este debitul volumic.

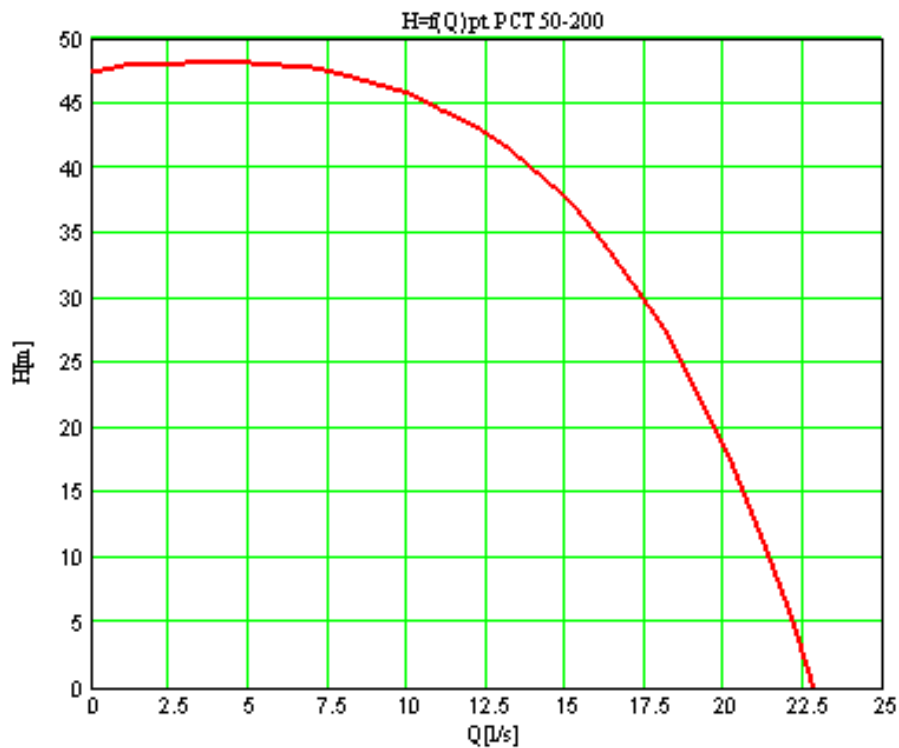


Fig. 3.2. Curba caracteristică a pompei

În programul MathCad s-a reprezentat grafic această caracteristică, obținându-se curba din fig. 3.2.

### 3.1.2. Determinarea pierderilor locale și longitudinale pe traseul bazin aspirație pompă-pompă-rezervor alimentare turbină

În continuare se calculează pierderile pe traseul bazin aspirație - rezervor în vederea determinării caracteristicii rețelei.

Figura 3.3. prezintă traseul studiat, putând fi observate zonele în care apar pierderi hidraulice locale. Formula generală de calcul a pierderilor locale este:

$$h_p = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (3.2)$$

unde  $\zeta$  este coeficientul de pierdere hidraulică locală care se determină pentru fiecare caz în parte.

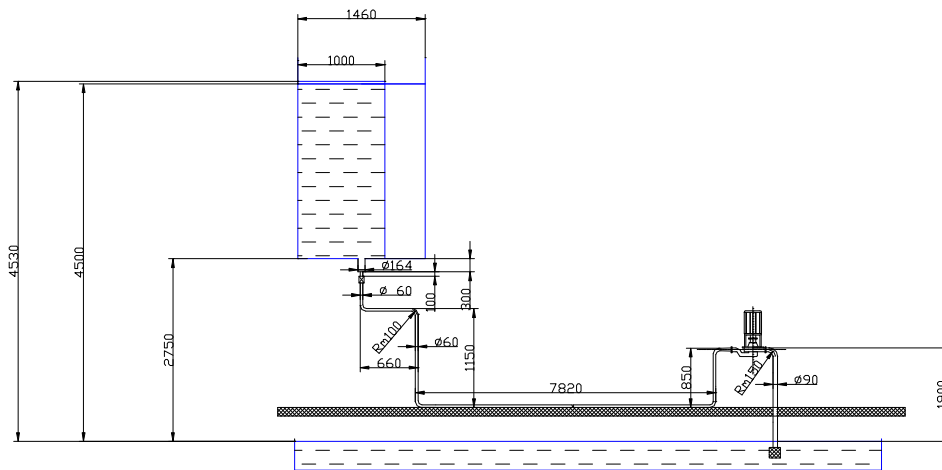


Fig. 3.3. Alimentarea stațiunii

Identificarea pierderilor locale se face din [27]. Traseul hidraulic este analizat de la aspirație către refulare, prima pierdere locală fiind pierderea în sorb. Sorbul, este o piesă, care se montează la capătul conductei de aspirație al pompei pentru a împiedica intrarea corpurilor străine în instalație. Astfel, pentru sorbul fără clapeta de blocare, cazul nostru, coeficientul de pierdere locală în sorb este:

$$\zeta_{sorb} = 2.25 \left( \frac{A}{A_0} \right)^2 \quad (3.3)$$

unde  $A$  reprezintă aria secțiunii conductei de aspirație și  $A_0$  reprezintă aria secțiunii tuturor orificiilor din sorb. Pentru cazul de față raportul  $A/A_0$  este 0.7, deci pierderea locală în sorb în final va fi:  $\zeta_{sorb} = 2.25 \cdot (0.7)^2 = 1.1025$ .

Următoarea pierdere locală, este pierderea în confuzor. Pentru confuzor valorile sunt date în literatură în funcție de unghiul confuzorului; pentru cazul

nostru, fiind un confuzor cu  $D_1 = 90\text{mm}$  și  $D_2 = 60\text{mm}$ , se alege  $\zeta_{conf} = 0.1$ .

În continuare se vor calcula pierderile în coturi. Pentru coturi cu unghiul la centru  $\alpha$  coeficientul  $\zeta$  se poate determina cu ajutorul formulei lui Weissbach:

$$\zeta_c = \left[ 0.131 + 0.163 \left( \frac{d}{R_m} \right)^{3.5} \right] \frac{a}{90} \quad (3.4)$$

Pentru  $\alpha = 90^\circ$  valorile pentru  $\zeta_c$  sunt date tabelar în tabelul 3.1 :

Tabelul 3.1.

$\frac{d}{R_m}$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
$\zeta_c$	0.13 1	0.13 8	0.15 8	0.20 6	0.29 4	0.44 0	0.66 1	0.97 1	1.40 8	1.97 8

Pentru cazul nostru coturile fiind la  $90^\circ$  și raportul  $d/R_m=0.6$ , (la primul cot  $R_m=150\text{mm}$  și  $d=90\text{mm}$ , iar pentru următoarele coturi de pe traseul CD -  $R_m=100\text{mm}$  și diametru  $d=60\text{mm}$ ) se alege pentru coeficientul de pierdere locale în cot:  $\zeta_c = 0.158$ .

Următoarea pierdere locală o reprezintă vana. În cazul vanelor plane coeficientul de pierdere locală  $\zeta_v$  este dat în funcție de deschiderea acesteia, adică în funcție de raportul  $h/d$ . Astfel, tabelar [27] (tabelul 3.2) pentru vane plane în funcție de deschiderea vanei avem:

Tabelul 3.2.

h/d	13/72	7/36	5/24	1/4	1/3	3/8	5/12	11/24	2/3
$d < 500\text{mm}$ $\zeta$	43	35	28	17	7.9	5.5	4.0	2.9	0.87
$d > 500\text{mm}$ $\zeta$	41	35	31	23	12	8.6	6.3	2.6	0.77

Pentru cazul de față, în cadrul măsurărilor vana va fi deschisă complet, conducta fiind cu diametrul sub 500 mm, deci se va alege  $\zeta_v = 0.5$ .

Următoarea pierdere locală este pierderea ce apare la destinderea bruscă a secțiunii conductei. În acest caz pentru calculul pierderii locale se va folosi formula Borda-Carnot dată mai jos:

$$\zeta_{db} = \left( \frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \quad (3.5)$$

unde,  $D_2 = 164\text{mm}$ ,  $A_1 = 60\text{mm}$ , reprezintă secțiunile de trecere. Astfel pentru cazul nostru, relația se simplifică la raportul razelor conductelor și se obține  $\zeta_{db} = 0.402$ .

Ultima pierdere locală este pierderea datorată racordării conductei la rezervor, în unghi drept și cu muchile ascuțite, deci se alege  $\zeta_e = 1$ .

Pentru tronsoanele stațiunii regimul de curgere fiind turbulent, iar conducta semirugoasă din punct de vedere hidraulic coeficientul de pierdere hidraulică

3.1.- Calculul hidraulic al stațiunii pentru încercarea turbinei cu dublu flux 85

longitudinală s-a calculat pentru numărul Reynolds considerat la debit maxim, utilizând relația Colebrook-White:

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \lg \left( \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3.71d} \right) \quad (3.6)$$

unde: Re este numărul Reynolds  $Re = \frac{vd}{\nu}$ , care se calculează pentru  $Q=15$  l/s,  $v$ -

viteza medie pe conductă,  $d$ -diametrul conductei,  $\nu = 1.235 \cdot 10^{-6}$  – vâscozitatea cinematică a fluidului vehiculat la  $\theta = 12.4^\circ$ ,  $k = 1mm$  - rugozitatea peretelui conductei.

Pentru cele trei tronsoane s-au obținut în urma calculului iterativ printr-un program realizat în MathCad valorile:

$$\lambda_1 = 0.03954574, \lambda_2 = 0.04551504, \lambda_3 = 0.04079327 .$$

Pierderile pe traseul hidraulic considerat sunt sintetizate în tabelul 3.3.  
Tabelul 3.3.

Traseul hidraulic	Diametru l conductei [mm]	Pierdere hidraulică locală	Pierdere hidraulică longitudinală
AB	$D_1 = 90$	$\zeta_{sorb} = 1.102$ $\zeta_{cot 1} = 0.158$	$\lambda_1 = 0.03954574$
BC	$D_2 = 60$	$\zeta_{conf} = 0.01$	
CD	$D_2 = 60$	$5 \times \zeta_{cot 2} = 0.79$	$\lambda_2 = 0.04551504$
DE	$D_3 = 164$	$\zeta_v = 0.5$ $\zeta_{db} = 0.402$	$\lambda_3 = 0.04079327$

Relația de calcul a pierderilor pentru traseul bazin aspirație pompă-pompă-rezervor alimentare turbină este:

$$h_{pp} = \frac{Q^2}{2g} \left[ \frac{1}{(\pi r_1^2)^2} \left( \zeta_{sorb} + \zeta_c + \lambda_1 \frac{l_1}{2r_1} \right) + \frac{1}{(\pi r_2^2)^2} \left( \zeta_{conf} + 5\zeta_c + \zeta_{db} + \zeta_v + \lambda_2 \frac{l_2}{2r_2} \right) + \frac{1}{(\pi r_3^2)^2} \left( \zeta_e + \lambda_3 \frac{l_3}{2r_3} \right) \right]$$

(3.7)

Această formulă permite calculul variației pierderilor în funcție de debit pe traseul hidraulic studiat, fiind prezentate grafic în figura 3.4. Sunt prezentate caracteristica pompei și caracteristica rețelei. Curba maro reprezintă caracteristica rețelei, curba

de culoare roșie reprezintă curba de catalog a pompei, iar cea albastră reprezintă energia disponibilă în rezervor.

Termenii  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $r_3$  din ecuația 3.7. reprezintă razele conductelor cu diametrele date în tabelul 3.3.

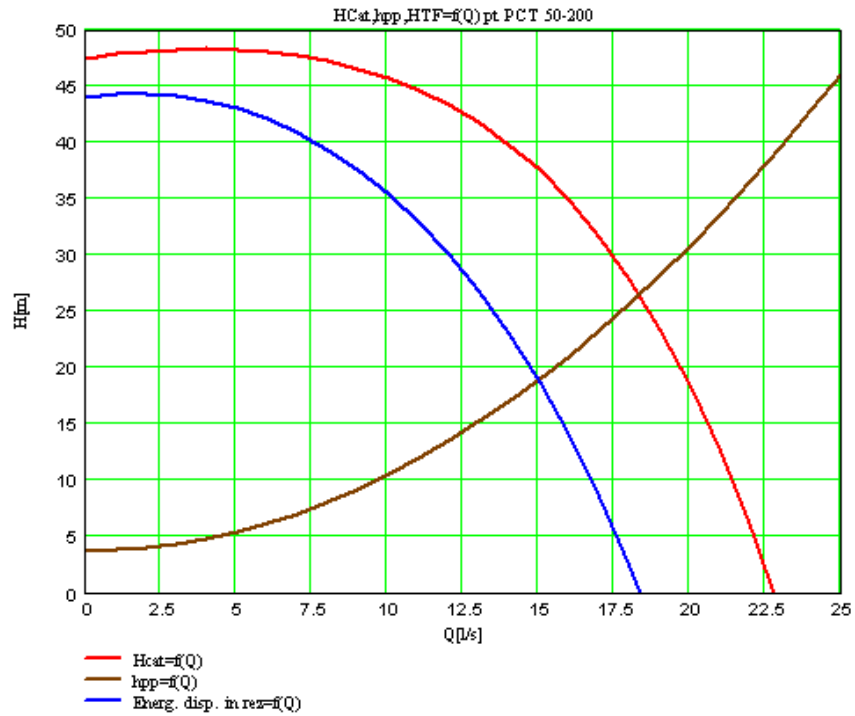


Fig. 3.4. Curbele caracteristice

În tabelul 3.4. sunt prezentate valorile numerice pentru curbele din figura 3.4.

Tabelul 3.4.

Q [l/s]	Pierderile pe traseu (curba rețelei) $H_p$ [m]	Înălțimea de pompare din catalog $H_{cat}$ [m]	Energia disponibilă în rezervor $H_{teorfunctP}$ [m]
0	3.7	47.43	47.43
2	3.96	48.11	47.85
4	4.74	48.30	47.26
6	6.89	47.68	45.66
8	7.87	47.20	43.02
10	10.22	45.71	39.19
13	14.73	41.76	30.73

16	20.40	34.72	18.09
19	27.26	23.34	-0.221
22	35.29	5.63	-25.95
25	44.49	-20.3	-61.33

### 3.1.3. Determinarea pierderilor locale și ale celor longitudinale pe traseul rezervorului de alimentare al turbinei - turbină (varianta I)

Pentru a analiza funcționarea turbinei cu dublu flux în stațiunea experimentală, se propun două variante de cuplare a acesteia la rețeaua hidraulică anterior analizată. În funcție de analiza pierderilor și de posibilitatea fizică de montare a acesteia se va alege o variantă optimă de racordare a turbinei. Din teoria turbinelor cu dublu flux se știe ca acestea funcționează în general la căderi și debite mici.

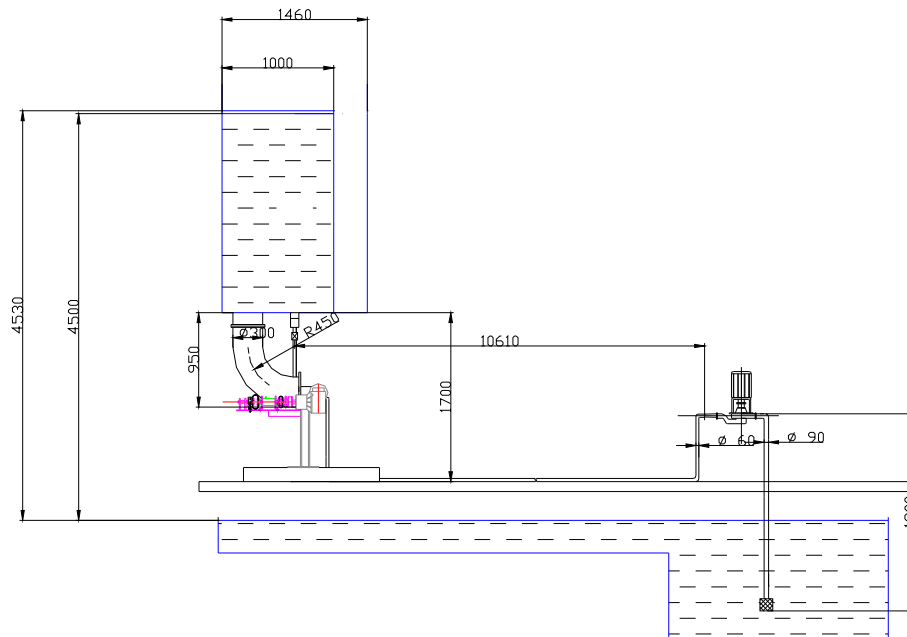


Fig. 3.5. Stațiunea experimentală (varianta I) vedere față

În figura 3.5. se prezintă prima variantă de stațiune analizată teoretic în vederea studierii funcționării turbinei, pe baza relațiilor de proiectare existente în literatura de specialitate. În vederea calcului pierderilor se analizează, ca și în cazul precedent, influența fiecărui element ce introduce pierderi locale în circuitul hidraulic. În Fig. 3.5 și 3.6 se prezintă stațiunea și se evidențiază traseul hidraulic rezervorului de alimentare al turbinei - turbină.



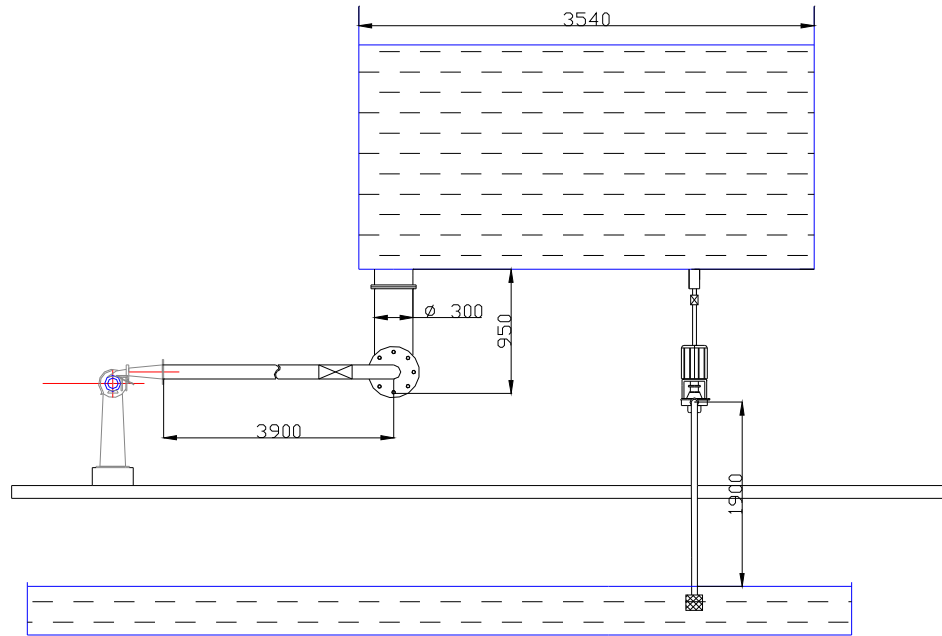


Fig. 3.6. Stațiunea experimentală (varianta I) vedere laterală

În vederea calculului hidraulic, traseul se analizează pornind de la rezervorul de alimentare al turbinei către turbină fig. 3.6.a.

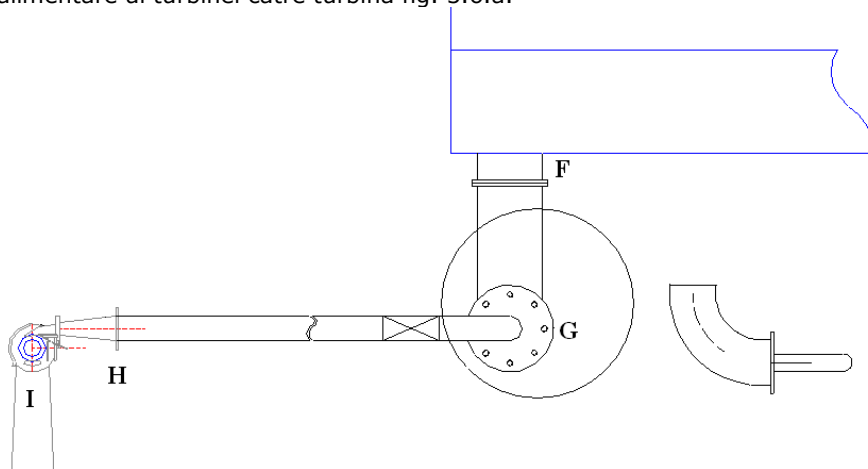


Fig. 3.6.a. Detalierea pierderilor hidraulice

Pierderile hidraulice corespunzătoare traseelor hidraulice din figura 3.6.a sunt prezentate în tabelul 3.5.

Tabelul 3.5

3.1.- Calculul hidraulic al stațiunii pentru încercarea turbinei cu dublu flux 89

Traseul hidraulic	Diametrul conductei [mm]	Pierdere hidraulică locală	Pierdere hidraulică longitudinală
FG	$D_1 = 300$	$\zeta_i = 0.5$ $\zeta_{c1} = 0.158$	$\lambda_{1r} = 0.02903097$
GH	$D_2 = 114$	$\zeta_{c2} = 0.131$ $\zeta_v = 0.5$	$\lambda_{2r} = 0.03661078$
HI	Confuzor de trecere de la $D_2 = 60$ la secțiune dreptunghiulară 90x60	$\zeta_{conf} = 0.1$ $\zeta_{ajt} = 0.1$ $\zeta_{iesireT} = 0.07 \cdot H$	

Pentru ridicarea curbei teoretice de funcționare (fig. 3.7)  $H_t=f(Q_t)$  căderea turbinei în funcție de debitul primit de aceasta, s-a folosit relația din proiectarea turbinelor cu dublu flux [84]:

$$Q_t = k_1 k_{v1} \sqrt{2gH_t} \cdot D_1 \cdot b,$$

(3.8)

unde  $H_t$  reprezintă căderea netă a turbinei,  $k_1, k_{v1}$  coeficienți de calcul iar  $D_1=125\text{mm}$  și  $b=115\text{mm}$ , dimensiunile geometrice ale rotorului, diametrul respectiv lățimea acestuia.

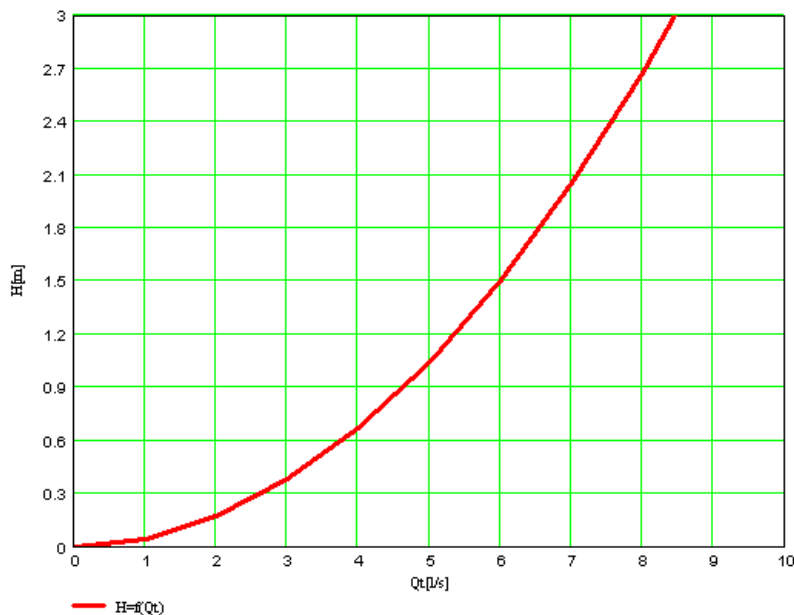


Fig.3.7 Curba teoretică a turbinei variația  $H_t=f(Q_t)$

Pierderile pe circuitul hidraulic FI sunt calculate cu relația:

$$h_{pt1} = \frac{Q_T^2}{2g} \left[ \frac{1}{(nr_{1t}^2)^2} \left( \zeta_i + \lambda_1 \frac{l_1}{2r_{1t}} \right) + \frac{1}{(nr_{2t}^2)^2} \left( \zeta_{c1} + \zeta_{cb} + \zeta_v + \zeta_{c2} + \lambda_{2t} \frac{l_{2t}}{2r_{2t}} \right) + \frac{1}{(l_{conf} \cdot h_{conf})^2} (\zeta_{conf} + \zeta_{ajt}) \right] \quad (3.9)$$

și reprezentate în fig. 3.8 :

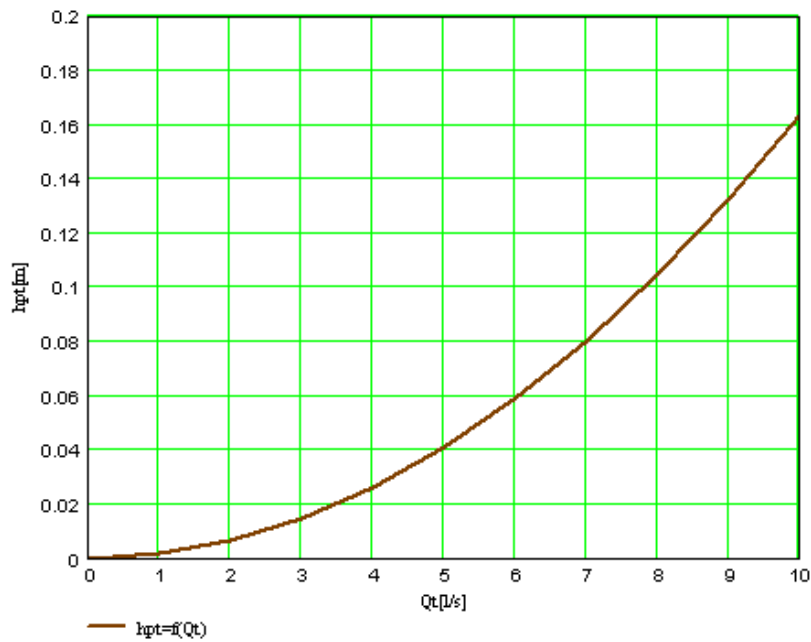


Fig. 3.8. Variația pierderilor din rețeaua hidraulică în funcție de debit

Valorile calculate pentru graficul din fig. 3.8 sunt prezentate în tabelul 3.6.

Tabelul 3.6.

Qt[l/s]	0	0.7	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2	2.1	2.2	2.3
hpt1[m]	0	0.08	0.16	0.25	0.33	0.42	0.50	0.67	0.71	0.76	0.84
		5	9	4	8	3	7	7	9	1	6

Rezervorul de alimentare al turbinei fiind prevăzut cu deversor dreptunghiular, înălțimea lamei deversante este un factor de influență, care trebuie luat în considerare la calculul căderii nete a turbinei.

Pentru un deversor dreptunghiular :

$$hd = \left( \frac{Q}{\mu \cdot b \cdot \sqrt{2g}} \right)^{2/3} \quad (3.10)$$

unde:  $Q$  reprezintă debitul, în cazul nostru fiind debitul dat de pompă,  $\mu$  este un coeficient de debit al deversorului, pentru acest caz  $\mu = 0.3$  [27],  $b$  este lățimea deversorului  $b=3\text{m}$ , iar  $hd$ , înălțimea lamei deversante.

În figura 3.9 este prezentată grafic variația înălțimii lamei deversante în funcție de debit.

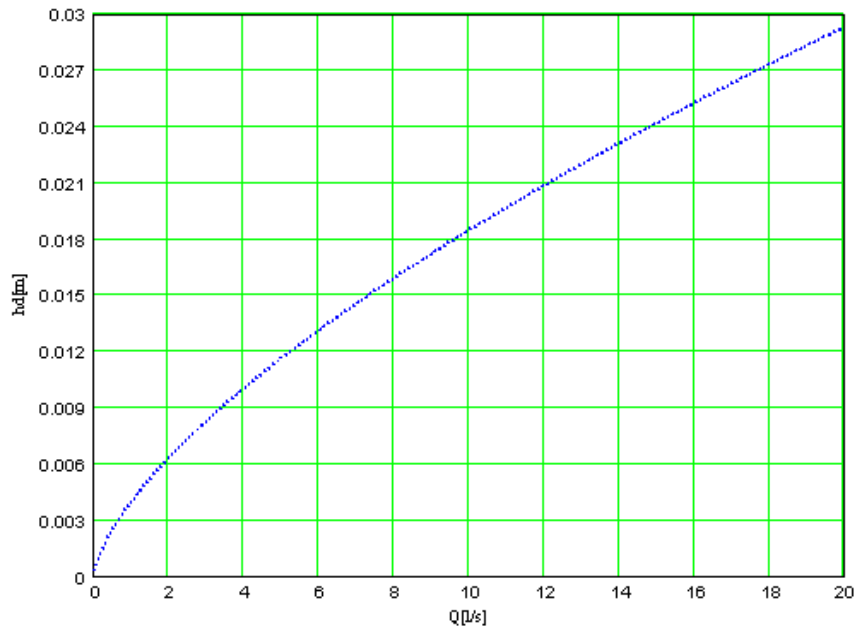


Fig. 3.9. Variația înălțimii lamei deversante în funcție de debit

În continuare se prezintă caracteristicile rețelei pompă-turbină, cu pierderile aferente și curbele lor de funcționare.

- $h_d=f(Q_p)$  reprezintă variația înălțimii lamei deversante în funcție de debitul pompei; aceasta corespunde cazului când debitul la turbină  $Q_t$  este egal cu zero ( $Q_t=0$ )
- $h_{dr}=f(Q_p)$  reprezintă înălțimea lamei deversante în cazul în care debitul la turbină este maxim ( $Q_t=Q_{tmax}$ ).
- $H_{pnet}=f(Q_p)$  reprezintă curba teoretică după care va funcționa pompa în rețea.
- $h_{pt}=f(Q_t)$  reprezintă variația pierderilor pe traseul turbinei în funcție de debitul acesteia.
- $H_{pcat}=f(Q_p)$  reprezintă curba de catalog a pompei.

Din graficul din figura 3.10 se poate determina punctul teoretic de funcționare al turbinei situat la intersecția curbelor  $h_{dr}=f(Q_p)$  cu caracteristica teoretică de funcționare a turbinei cu dublu flux.

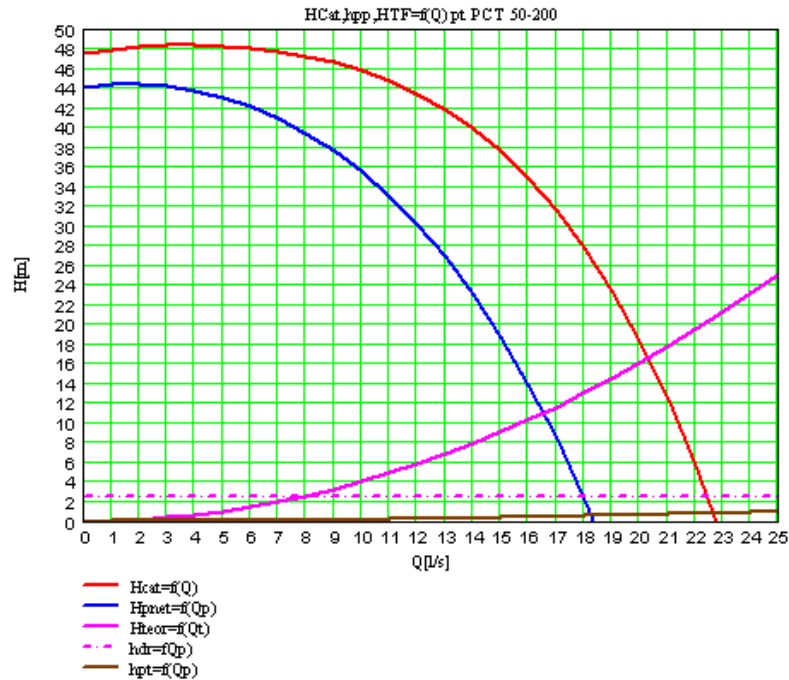


Fig. 3.10. Caracteristicile rețelei de pompare-turbină

Pentru a determina valorile corespunzătoare debitului maxim și minim (zero) deversat s-a ales metoda grafică.

Astfel s-a reprezentat la o scară mărită variația  $h_d=f(Q_p)$ ,  $h_{dr}=f(Q_p)$ , precum și  $H_{pnet}=f(Q_p)$ , urmărindu-se determinarea valorilor corespunzătoare debitului maxim și minim deversat: HA, QA și HB, QB.

Astfel din figura 3.11 se obține:

$$QA=18.5017 \text{ [l/s]}$$

$$HA=2.6674 \text{ [m]}$$

$$QB=18.5044 \text{ [l/s]}$$

$$HB=2.6614 \text{ [m]}$$

Astfel, analizând înălțimea lamei deversante se observă, că aceasta nu influențează foarte mult calculul hidraulic al stațiunii, având doar 6 mm diferența de nivel, între debitul minim și maxim ce trece prin turbină.

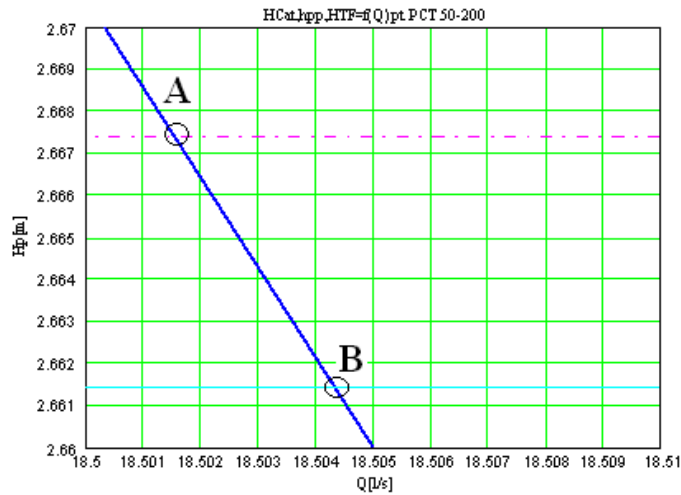


Fig. 3.11 Determinarea grafică a valorilor HA, QA și HB, QB

Se reprezintă curba teoretică netă a turbinei hidraulice cu dublu flux prin următoarea formulă:

$$H_{tnet} = \frac{H_g + h_d - h_{pt}}{1 + 7 \cdot 10^{-2}} \quad (3.11)$$

unde:  $H_g$  reprezintă căderea geometrică efectivă,  $H_g=2.65$  m,  $h_d$ -înălțimea lamei deversante și  $h_{pt}$ -pierderile pe traseul turbinei, iar termenul de la numitor ține cont de pierderea la ieșirea din rotor. Figura 3.12 prezintă dependența  $H_{tnet}=f(Q_t)$ .

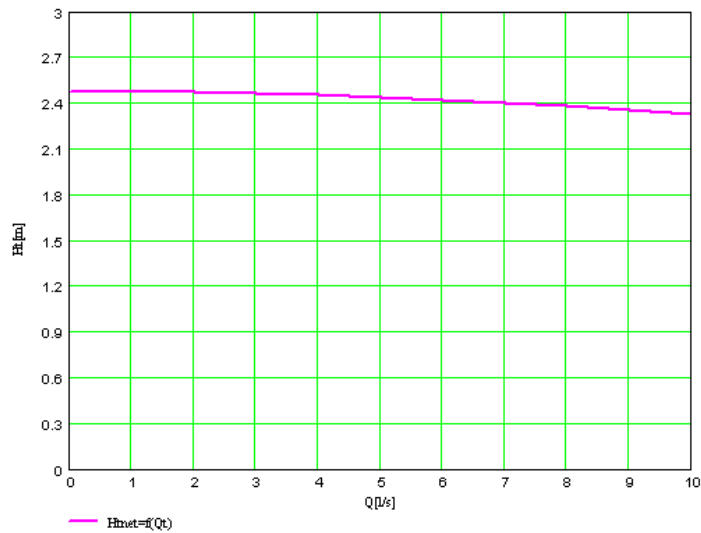


Fig. 3.12. Variația căderii nete a turbinei în funcție de debitul acesteia

Acest grafic reprezintă de fapt curba de funcționare teoretică a turbinei.

### 3.1.4. Determinarea pierderilor locale și longitudinale pe traseul rezervorului turbinei - turbină (varianta II)

În fig. 3.13. se prezintă varianta a II-a de stațiune analizată în vederea montării cât mai eficiente a turbinei cu dublu flux.

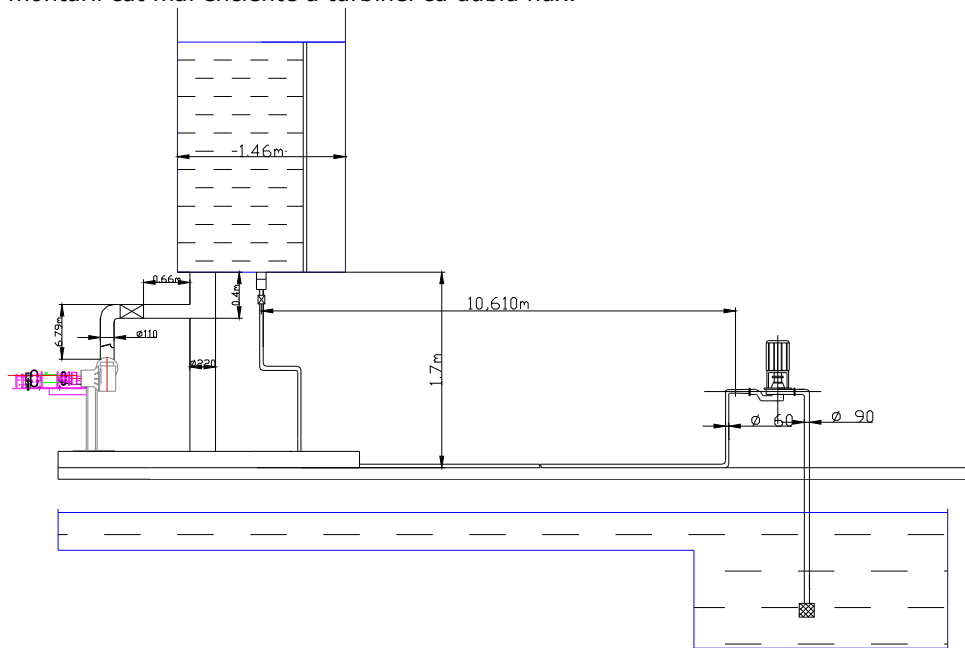


Fig. 3.13. Schema variantei II de stațiune

Calculul pierderilor hidraulice se realizează cu relația:

$$h_{pt2} = \frac{Q_T^2}{2g} \left[ \frac{1}{(nr_{21t})^2} \left( \zeta_{2i} + \lambda_{21t} \frac{l_{1t}}{2r_{21t}} \right) + \frac{1}{(nr_{22t})^2} \left( \zeta_{2i} + \zeta_{2v} + \zeta_{c2} + \lambda_{22t} \frac{l_{22t}}{2r_{22t}} \right) + \frac{1}{(l_{conf} \cdot h_{conf})^2} (\zeta_{conf} + \zeta_{ajt}) \right] \quad (3.12)$$

Pe baza rezultatelor obținute se compară pierderile hidraulice pentru cele două variante ale traseului hidraulic studiat. În figura 3.14 sunt prezentate variațiile pierderilor în funcție de debitul volumic vehiculat la turbină pentru cele două variante de stațiuni analizate.

Analizând curbele din fig. 3.14, se observă o diferență foarte mică până la debite de aproximativ 4 l/s, însă la debite mai mari, prin configurația sa, varianta I este mai avantajoasă, aceasta introducând pierderi mai mici. În plus varianta I este mai avantajoasă și din punct economic, lungimea tronsoanelor de conductă necesare fiind mai mică cu aproximativ 50%.

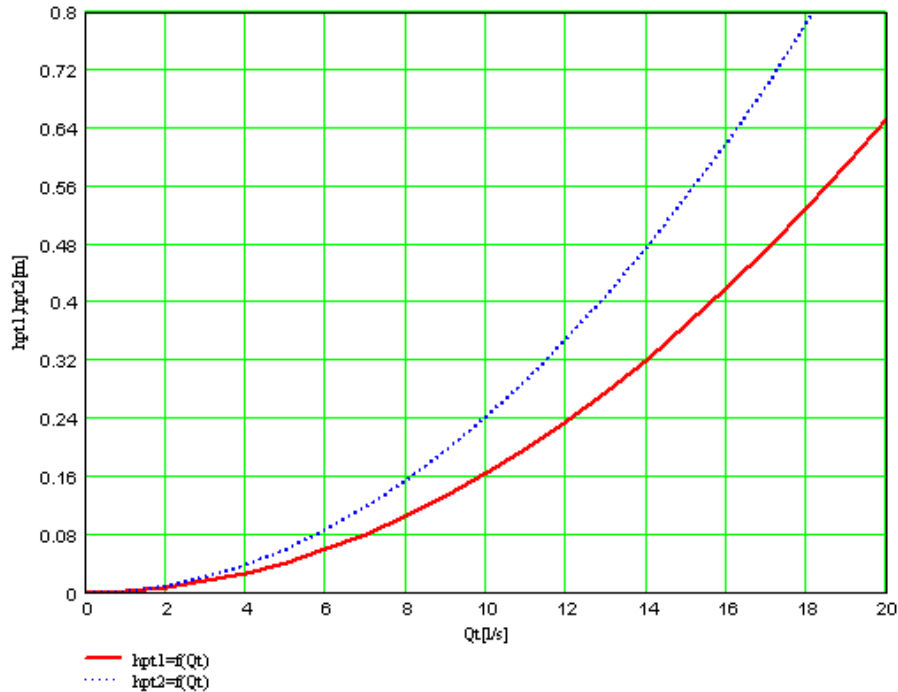


Fig. 3.14. Pierderile hidraulice pentru cele două variante de stațiune

### 3.2. Descrierea turbinei hidraulice

Din prezentarea făcută în capitolul 3.1 stațiunea de încercare a turbinei cu dublu flux este o stațiune în circuit deschis, având în componența sa un rezervor alimentat printr-o pompă centrifugă și o turbină hidraulică.

Turbina hidraulică este o turbină cu dublu-flux cu diametrul rotorului de 125 mm și lățimea de 115 mm. Această turbină urmează a fi echipată cu instrumente de măsurare a parametrilor hidraulici și mecanici de interes pentru determinarea curbelor staționare și pentru încercarea acesteia în regim dinamic.

În figura 3.15 este prezentată schița turbinei hidraulice cu cotele de gabarit și o parte din elementele componente, necesare pentru măsurători.

Discul cu fante este utilizat împreună cu un traductor opto-electronic în vederea măsurării turației turbinei, iar traductorul de cuplu este intercalat între arborele turbinei și frâna cu bandă prin intermediul unor cuplaje elastice cu bandă cauciucată cu inserție textilă. Cu acestea se vor monitoriza turația și cuplul ce apar la arborele turbinei.



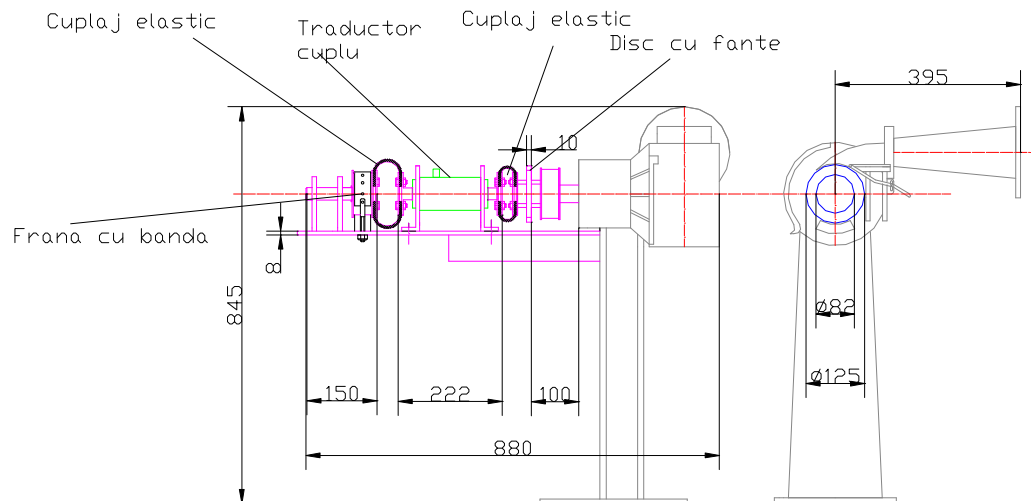


Fig.3.15. Schema turbinei hidraulice cu dublu flux echipată pentru măsurători

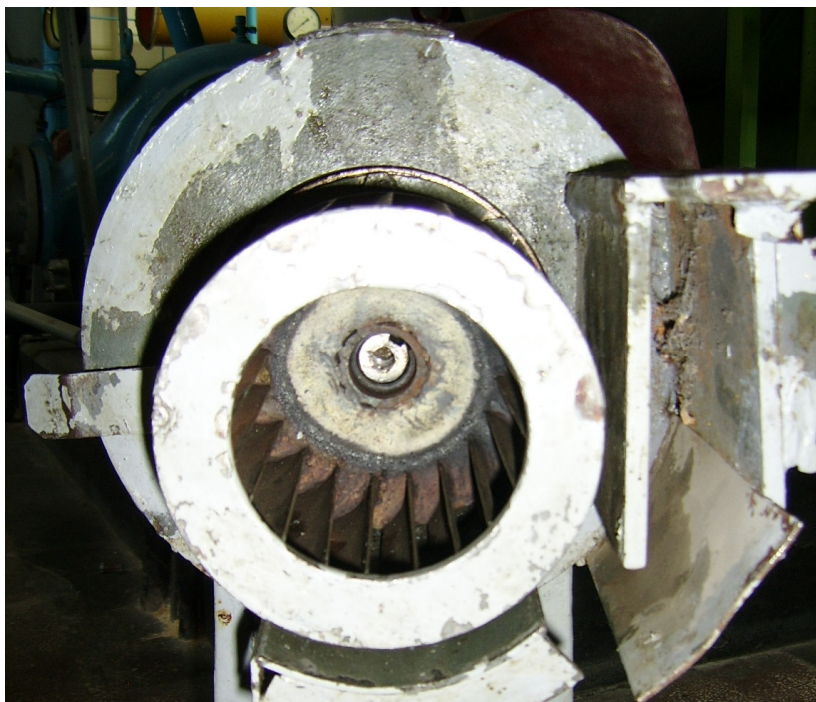


Fig. 3.16. Rotorul turbinei - vedere din față



Fig. 3.17. Cofuzorul și ajutorul evolventic cu clapeta de reglarea a debitului

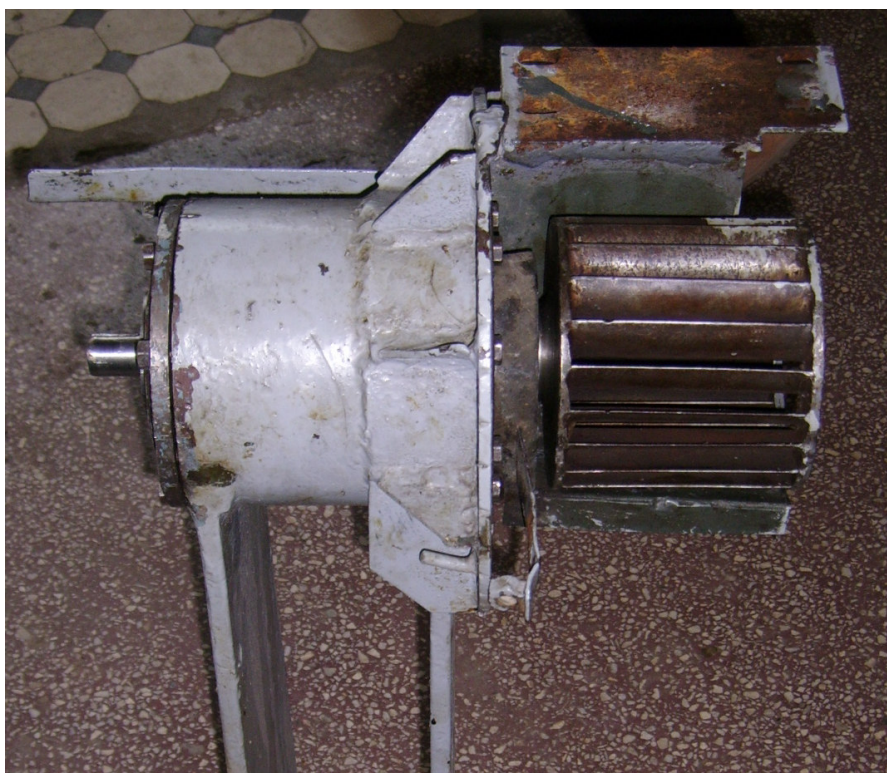


Fig 3.18. Rotorul turbinei - vedere laterală

Figurile 3.16...3.18 prezintă imagini, ale turbinei hidraulice cu dublu flux. Se evedentiază rotorul turbinei hidraulice, carcasa lagărelor și ajutorul evolventic cu clapeta de reglare a debitului.

Turbina a fost montată în Laboratorul de Mașini Hidraulice Aurel Bărglăzan

98 Stațiunea experimentală de încercare a turbinei cu dublu flux - 3  
din Timișoara LMHT, figurile 3.19, 3.20.



Fig.3.19. Stațiunea experimentală pentru testarea turbinei cu dublu flux



Fig. 3.20 Aparatura electronică utilizată pentru măsurarea parametrilor hidraulici și mecanici

### 3.3. Traductori utilizați în stațiunea experimentală

Indiferent de tipul de turbină studiat, în cadrul încercărilor avem patru parametri ce caracterizează turbina: căderea netă  $H$ , debitul  $Q$ , turația  $n$  și cuplul la arborele turbinei  $M$  [14]. Pentru a monitoriza acești parametri s-au ales traductori, care au fost montați în stațiunea experimentală de încercare a turbinei cu dublu flux, căderea netă a fost monitorizată printr-un traductor de presiune la intrarea în turbină, debitul printr-un traductor de debit cu ultrasunete, turația printr-un traductor optoelectronic cu disc cu fante, iar cuplul mecanic la arborele turbinei printr-un traductor inductiv de cuplu.

#### 3.3.1 Traductorul de presiune

Traductorul de presiune utilizat este un traductor piezorezistiv de tip FEPA[52].



Fig. 3.20. Traductor de presiune piezorezistiv de tipul TPRM

Caracteristici funcționale ale acestui tip de traductor sunt următoarele:

- Eroarea măsurată:  $\pm 0,5\%$
- Conformitate (liniaritate):  $\pm 0,5\%$
- Histerezis: max  $0,15\%$
- Repetabilitate:  $0,25\%$
- Efectul poziției de montare: max  $0,3\%$  pentru o rotire de  $90^\circ$

Acesta este alimentat de la o sursă de tensiune de curent continuu și monitorizat prin aceasta, având ieșirea în  $4-20$  mA. În baza legii lui Ohm  $I=U/R$  s-a utilizat o rezistență electrică care transformă semnalul în curent în semnal de tensiune

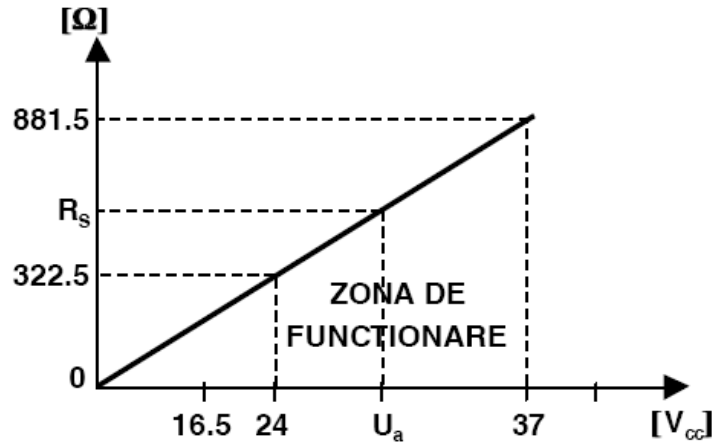


Fig. 3.21. Diagrama dependenței rezistență de sarcină - tensiune de alimentare

Curba de etalonare a acestui traductor este prezentată în figura 3.22.

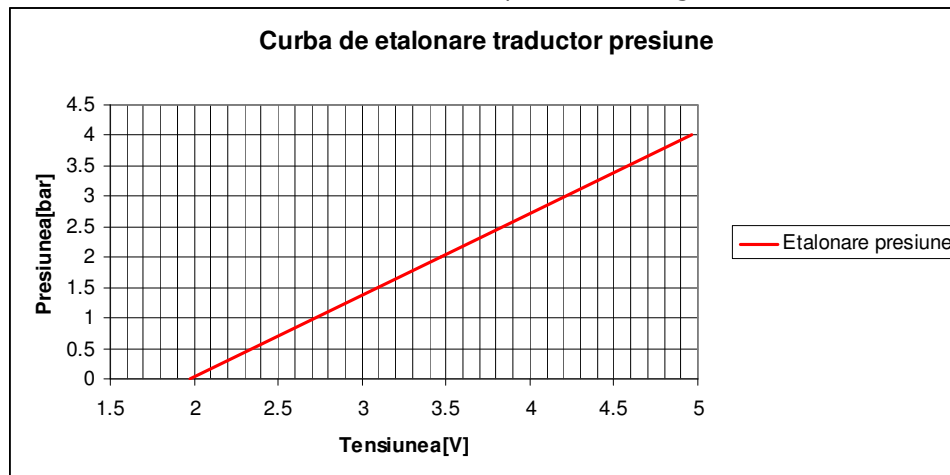


Fig. 3.22. Curba de etalonare a traductorului de presiune

Semnalul în tensiune dat de traductorul de presiune este achiziționat pe un canal de tip Voltage din placa de achiziție și apoi transformat în mărime de presiune prin soft.

### 3.3.2 Traductorul de debit

Traductorul de debit este un traductor cu ultrasunete de tipul PORTAFLOW 300 [53]. Acesta este un traductor de debit neinvaziv cu senzori „clamp-on”, putând fi folosit pentru a măsura debite pe o gamă largă de conducte. Se pot măsura debite cu acest tip de traductor pe conducte cu diametre de la 13 până la 5000 mm.



Fig. 3. 23. Ansamblul traductor debit - senzori ultrasunete

În figura 3.24. este prezentat principiul măsurării cu ultrasunete.

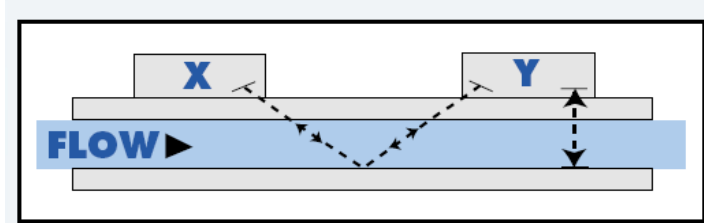


Fig. 3.24. Principiul măsurării cu ultrasunete

Când ultrasunetul este transmis între traductorii X și Y, viteza la care sunetul circulă prin lichid este modificată, crește ușor viteza lichidului prin conductă. Când ultrasunetul este transmis în cealaltă direcție, viteza lichidului descrește sunetul transmis. Diferența de timp este direct proporțională cu viteza de curgere și, cunoscând parametrii conductei, se poate determina debitul de lichid prin conductă.

Software-ul traductorului este unul de tipul „user-friendly”, astfel pentru datele inițiale: diametrul exterior al conductei, grosimea conductei, materialul conductei precum și lichidul vehiculat, softul își calculează distanța de separare dintre senzori, modul de montare al acestora, precum și tipul de senzor ce trebuie utilizat.

La măsurarea debitului cu ultrasunete este necesară utilizarea unei vaseline speciale pentru ultrasunete; aceasta trebuie aplicată pe suprafața de contact dintre senzor și conductă.

În diagrama 3.25. este dată alegerea tipului de senzor în funcție de diametrul exterior al conductei.

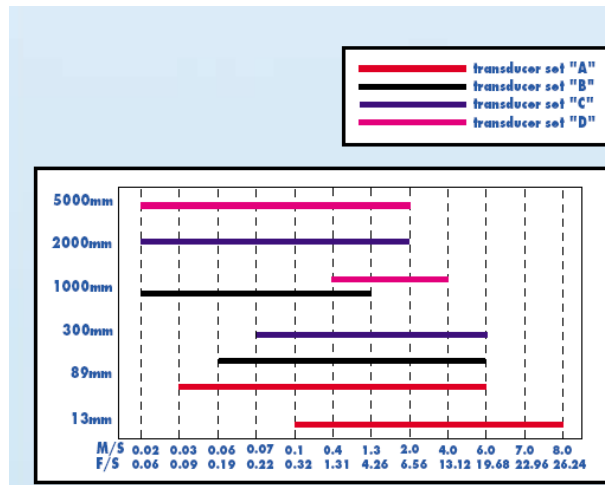


Fig. 3.25. Alegerea tipului de senzori cu ultrasunete

Acest tip de traductor are ieșire analogică în curent cu scară variabilă 0-20 mA, 4-20 mA și 0-16 mA. Și în acest caz s-a făcut trecerea de la curent la tensiune prin intermediul unei rezistențe de 600 ohm, curba de etalonare a traductorului fiind prezentată în figura 3.26.

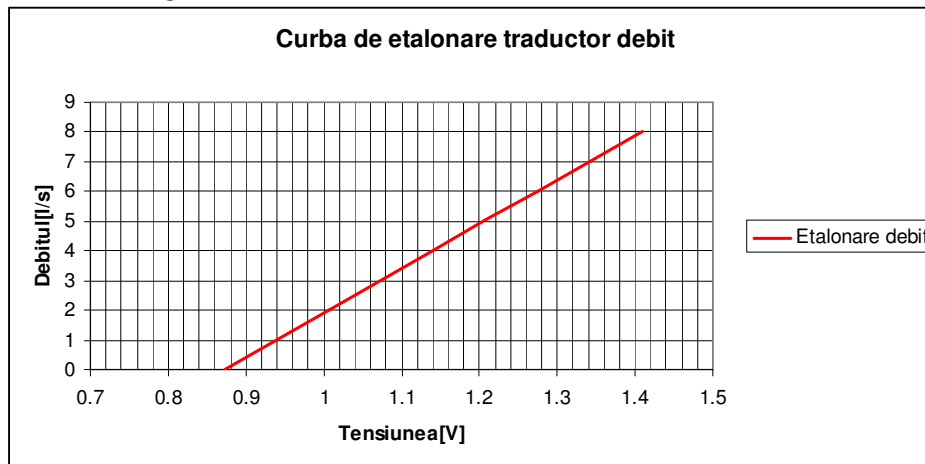


Fig. 3.26. Curba de etalonare a traductorului de debit

### 3.3.3 Traductorul de cuplu

Traductorul de cuplu utilizat este de tipul VIBROMETER TG-1, alimentat la tensiunea de 10V cu frecvența de 8kHz.

Funcționarea aparatului se poate urmări în schema 3.27 [28].



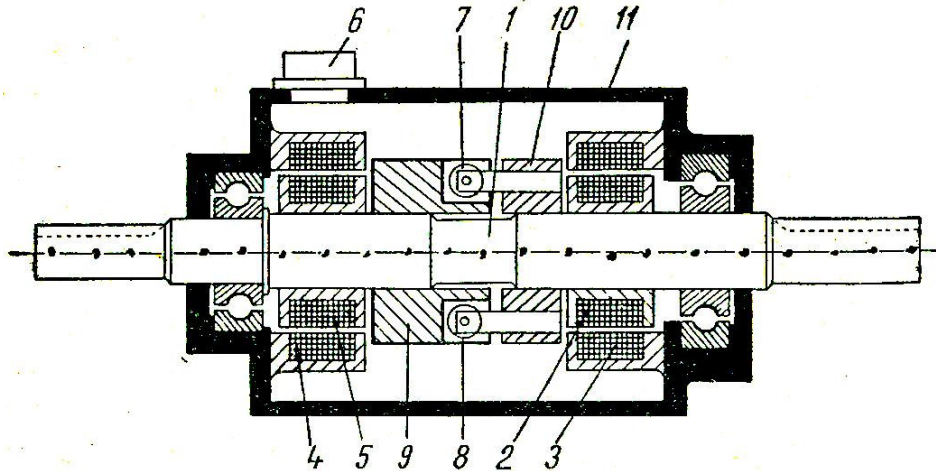


Fig.3.27 Traductorul inductiv Vibrometer TG-1

Inductanțele 7 și 8, compuse din două părți au în lipsa cuplului valori egale. Prezența cuplului determină deplasarea miezurilor magnetice, deoarece acestea, ca și bobinele, sunt fixate cu ajutorul a două piese speciale 9 și 10. Înfășurările sunt conectate în paralel, astfel încât efectul dezechilibrului să fie maxim.

Cele două jumătăți ale bobinelor formează împreună cu rezistențele  $R_1$  și  $R_2$  o punte de impedanțe, figura 3.28

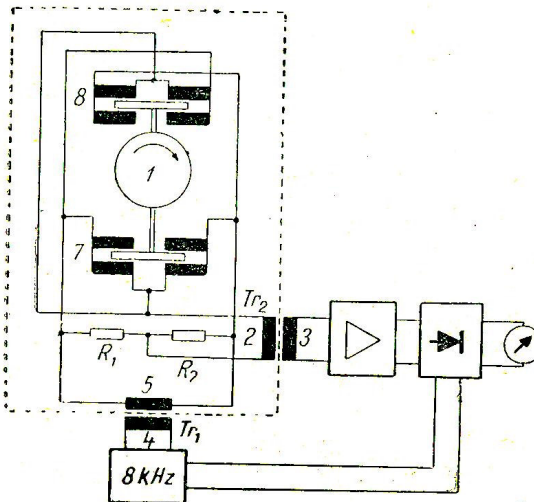


Fig.3.28. Schema electrică simplificată a torsiometrului

Alimentarea punții se face prin transformatorul  $Tr_1$ , iar semnalul din diagonală de măsurare a punții este cules prin transformatorul  $Tr_2$ .

După cum se observă, atât pentru introducerea semnalului cât și pentru extragerea semnalului din punte, nu sunt necesare contacte între arbore și carcasa

fixă 11. Acest mod de cuplare asigură aparatului o foarte bună stabilitate în funcționare.

Din secundarul transformatorului Tr2, semnalul este detectat. Acest tip de traductoare au domeniul de funcționare între 0.01 și 20 Nm, cu o eroare mai bună de 0.5%.

În figura 3.28 este prezentat traductorul de cuplu intercalat între frână și turbină prin cuplaje elastice.

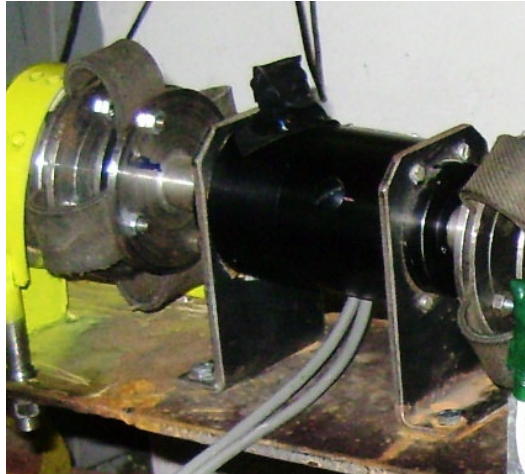


Fig. 3.28. Traductorul de cuplu

Sursa de alimentare TESLA, are plaja de frecvență de ordinul Hz, KHz, MHz și o tensiunea reglabilă. Pentru alimentarea traductorului, aceasta a fost verificată cu un osciloscop, fiind reglată la 10 V și frecvența de 8kHz. Această sursă este prezentată în figura 3.29.



Fig.3.29. Sursa de alimentare a traductorului de cuplu

Semnalul obținut de la traductor, de ordinul milivolților, este achiziționat de placă și transformat în valoare Nm de către software.

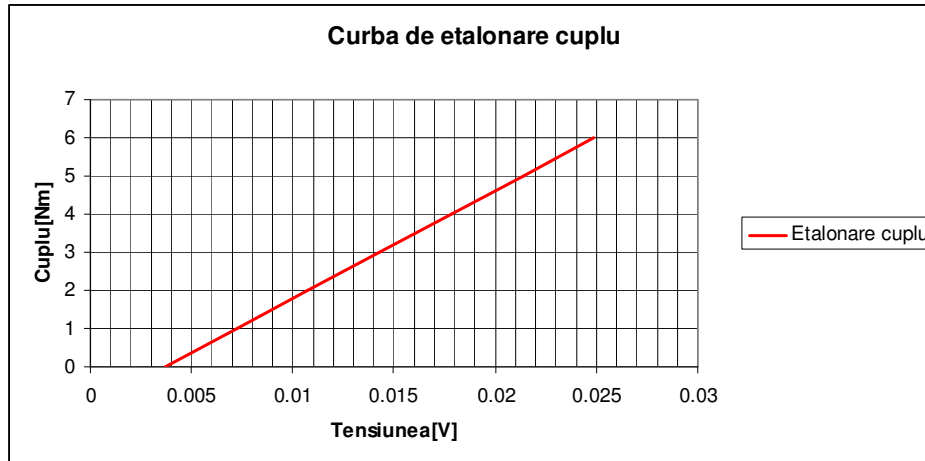


Fig. 3.30. Curba de etalonare a traductorului de cuplu

Pentru măsurarea cuplului s-a elaborat un program special în mediul de programare LabView prin care se măsoară amplitudinea vârf la vârf ce apare în cazul apariției cuplului în secundarul traductorului. Acesta a putut fi realizat prin deosebita sensibilitate a plăcii de achiziție având în vedere faptul că semnalul obținut este de ordinul milivolților.

### 3.3.4. Traductorul de turație

Traductorul de turație este optoelectronic utilizând un disc cu fante cu 40 de dinți. Se utilizează un senzor VISHAI tip TCSS 1100 și este achiziționat pe un canal ce măsoară frecvență cu un counter. Utilizând principiul cunoscut de transformare, acest semnal în frecvență este transformat prin software în rot/min. Traductorul împreună cu discul cu fante este prezentat în figura 3.30.

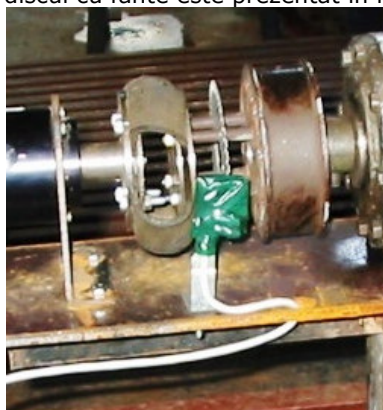


Fig.3.30. Traductorul de turație cu disc cu fante

### 3.3.5. Traductorul de deplasare al clapetei de reglare a debitului

S-a utilizat un traductor de deplasare liniară inductiv de tipul IRNE Ploiesti cu domeniul de măsurare  $\pm 25$  mm. Acest tip de traductori sunt cu contact direct și au două bobine și un miez feromagnetic care modifică cele două inductanțe [46]. Traductorul a fost alimentat printr-o punte tensiometrică de tipul N2301, iar răspunsul dat de traductor ca ieșire electrică, condiționat de puntea tensiometrică, a fost preluat ca o tensiune continuă proporțională cu deplasarea miezului feromagnetic al traductorului. Semnalul a fost introdus în placa de achiziție pe un canal de tip RSE, corespunzător acestui tip de semnal și înregistrat în cadrul măsurărilor. Puntea tensiometrică și traductorul utilizat sunt prezentate în figura 3.31

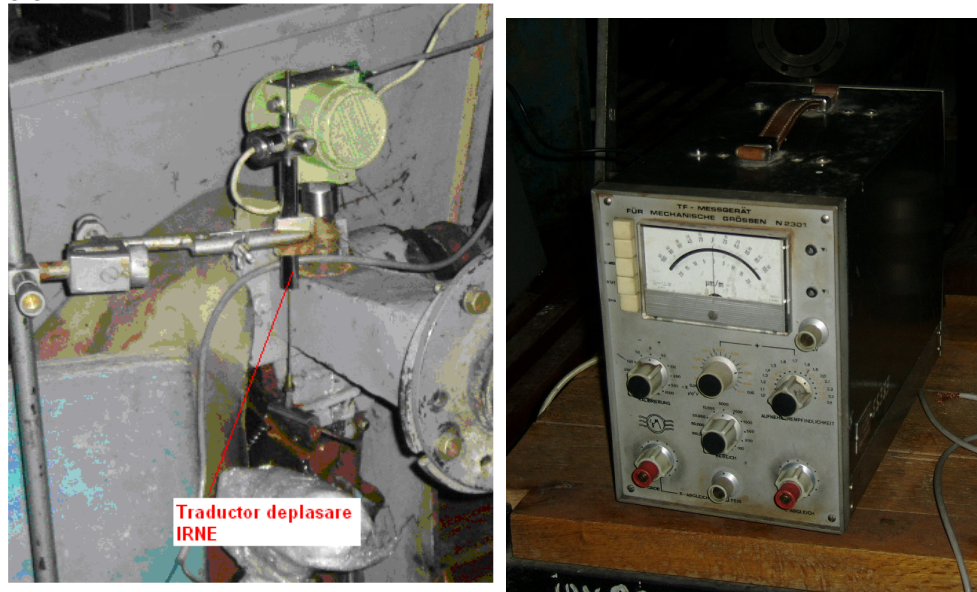


Fig. 3.31. Traductorul de deplasare și sursa de alimentare și de condiționare a semnalului

### 3.3.6. Generatorul de semnale

Pentru a introduce variații sinusoidale în sistemul studiat, turbina hidraulică cu dublu-flux, pe baza unor studii efectuate în literatura de specialitate, s-a ales ca generator un sistem format dintr-un motor electric de curent continuu, pe principiul dependenței dintre tensiunea de alimentare și frecvență, și un set de came cilindrice de diferite excentricități [32].

Este cunoscut din teoria generală a mecanismelor că o camă cilindrică are legea de mișcare o sinusoidă pură, ceea ce se și dorește în cazul nostru. Excentricitatea camelor reprezintă chiar amplitudinea semnalului de intrare în sistem. Acest modul format din motorul electric de curent continuu și camă este pus în contact cu clapeta de modificare a debitului turbinei care, cinematic, va fi un tchet plan, în contact cu cama cilindrică.

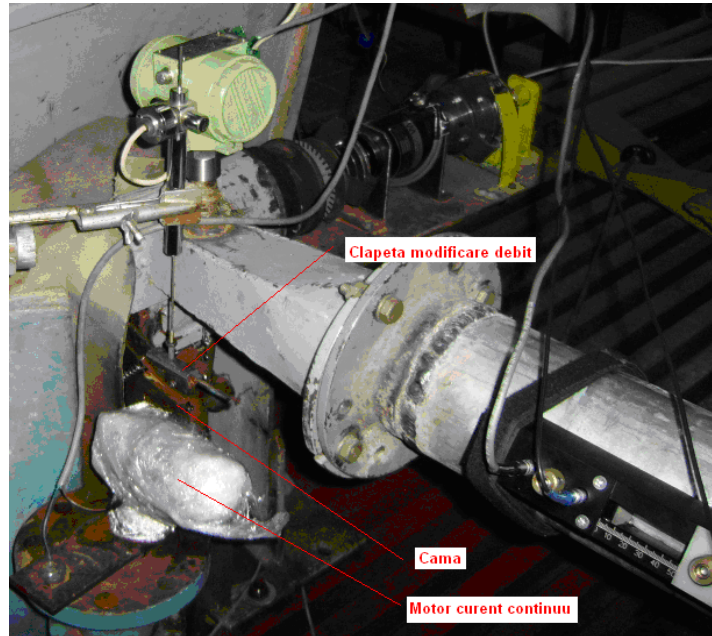


Fig. 3.32.a. Generatorul de semnale utilizat pentru încercările dinamice încadrat în stand

Acest sistem este prezentat în figura 3.32



Fig. 3.32.b. Generatorul de semnale utilizat pentru încercările dinamice încadrat în stand

Schema cinematică a ansamblului generator de semnale - tija clapeta este prezentat în figura 3.33. S-a dorit determinarea numerică a legii de mișcare a clapetei. Pentru determinarea punctului de tangență s-a considerat următorul sistem

de ecuații dat de cercul ce trece prin punctul T și ecuația dreptei tangente în punctul T:

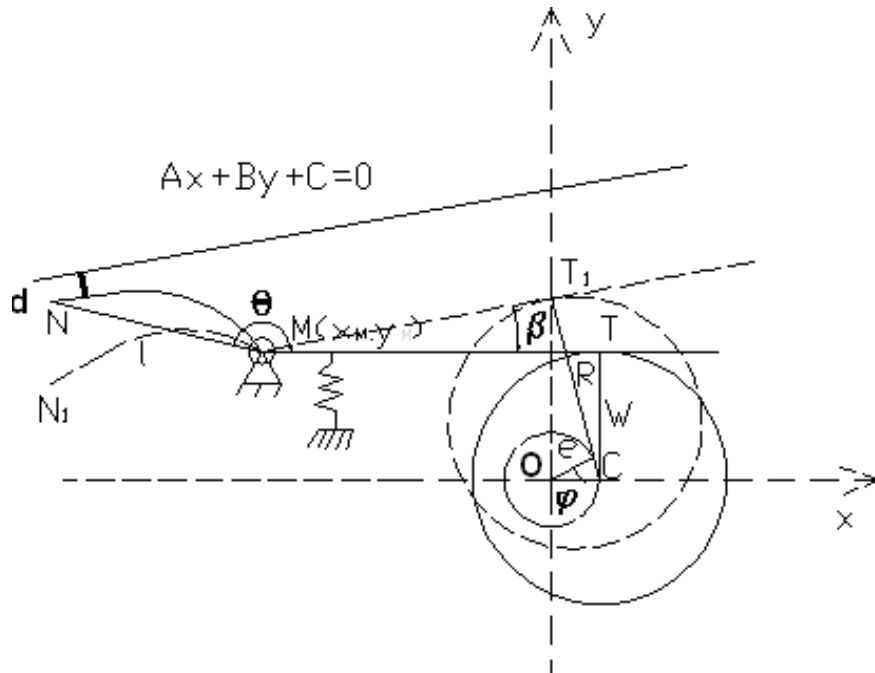


Fig. 3.33. Schema cinematică a ansamblului generator de semnale - tijă aparat director

$$\begin{cases} (x_T - x_C)^2 + (y_T - y_C)^2 = R^2 \\ (x_T - x_C)(x_M - x_C) + (y_T - y_C)(y_M - y_C) = R^2 \end{cases} \quad (3.13)$$

Astfel pentru  $\varphi = 0 \rightarrow x_{T0}, y_{T0}$ , pentru  $\varphi$  avem  $x_T, y_T$ . Deci ecuația de mișcare a punctului N va fi:

$$\begin{cases} x_N = x_M - l \cos(n - \theta - \beta) \\ y_N = y_M + l \sin(n - \theta - \beta) \end{cases} \quad (3.14)$$

iar distanța d va fi:

$$d = \frac{Ax_N + By_N + C}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad (3.15)$$

Prin rezolvarea numerică cu datele geometrice măsurate din stațiunea experimentală, s-a obținut legea de mișcare a clapetei de modificare a debitului turbinei figura 3.34:

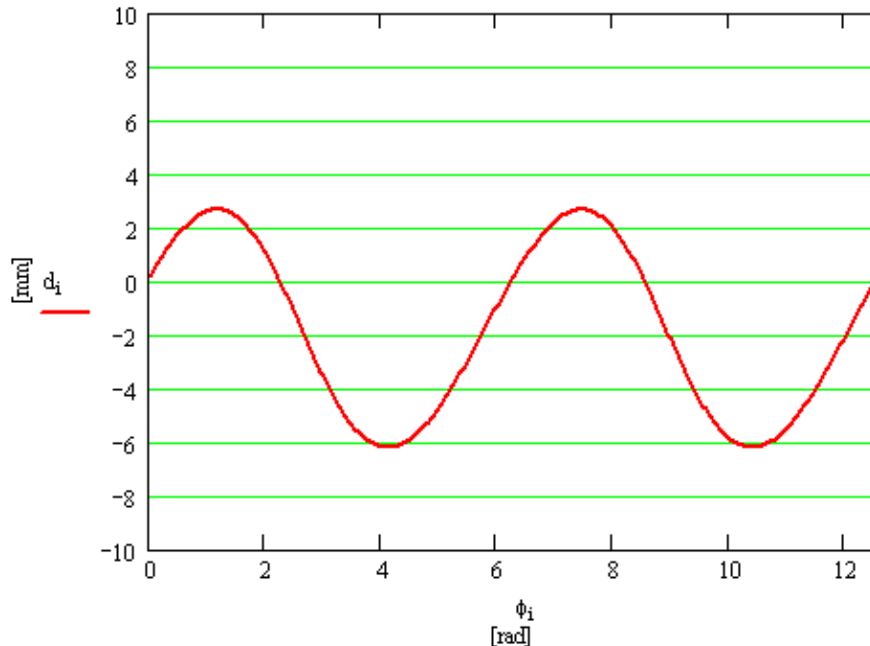


Fig. 3. 34. Legea de mișcare a aparatului director al turbinei cu dublu-flux, utilizând cama circulară

Din analiza dependenței, se observă că aceasta reprezintă o cvasisinusoidă, ceea ce denotă că utilizarea acestui tip de generator de semnale în cadrul identificării dinamice a turbinei hidraulice cu dublu-flux SDC 125 este bine aleasă.

În concluzie, modificarea debitului turbinei se va face după o sinusoidă, deci vom folosi în cadrul identificării dinamice, teoria de identificare cu semnale de probă periodice, de formă sinusoidală.

Această mișcare a clapetei de modificare a debitului va fi înregistrată cu traductorul prezentat în subcapitolul 3.3.5.

### 3.4. Noțiuni despre sisteme de achiziție a datelor în timp real

Aplicația în timp real realizează un sistem informatic, al cărui comportament este condiționat de evoluția dinamică a stării procesului la care este conectat. Sistemul informațional este menit să urmărească sau să conducă procesul, respectând condițiile de timp stabilite.

Deci, timpul real este o noțiune care marchează de fapt conceptul de timp de reacție relativ la dinamica procesului pe care sistemul informatic îl conduce (supraveghează).

Supravegherea în timp real a unui proces este o etapă necesară pentru trecerea la pasul următor - conducerea procesului.

Sistemul în timp real este un sistem de automatizare complexă, cuplat cu calculatorul, a unor probleme de decizie, mai ales cu caracter operativ, în care timpul de răspuns este suficient de redus pentru a putea influența în mod semnificativ și pozitiv evoluția obiectivului condus.

### 3.4. - Noțiuni despre sisteme de achiziție a datelor în timp real 111

Un sistem de achiziție și prelucrare a datelor în timp real, destinat pentru supravegherea proceselor dintr-o rețea electrică, realizează [33]:

- culegerea de date;
- actualizarea bazei de date;
- calcule conform unor strategii de conducere;
- supravegherea și corectarea on-line a regimului.

Sistemele de achiziție de date asociate cu microsistemele de calcul în timp real, au ca principale avantaje:

- flexibilitatea și adaptabilitatea la o mare varietate de situații;
- creșterea gradului de automatizare a unor operații;
- mărirea preciziei măsurărilor;
- fiabilitate bună (număr redus de componente, posibilitatea de autotestare datorită programelor încorporate);

- miniaturizarea echipamentelor;

- posibilitatea prelucrării complexe a datelor din proces;

- simplificarea proiectării electrice și tehnologice datorită existenței familiilor de componente cu interconectări standard.

Etapele principale ale procesului de prelucrare a informațiilor primare sunt:

- achiziția semnalelor din proces;
- adaptarea nivelului semnalului la valorile de intrare ale echipamentului de calcul;

- conversia analog-digitală a semnalelor (precum și eșantionarea/memorarea semnalului);

- procesarea eșantioanelor;
- înregistrarea și afișarea (opțional) a semnalelor achiziționate.

Pentru obținerea unor informații corecte privind procesul supravegheat, mijloacele de măsurare trebuie să asigure determinarea frecvenței tensiunii semnalului achiziționat, cu o precizie ridicată, și ajustarea corespunzătoare a intervalelor de eșantionare a curbilor de tensiune și de curent electric. Deseori, achiziția datelor din proces se face prin intermediul transformatoarelor de măsurare de tensiune și a transformatoarelor de măsurare de curent. Utilizarea acestor transformatoare de măsurare drept convertitoare de intrare (traductoare de semnal), prezintă un dezavantaj esențial, acela al determinării unui transfer deformat al datelor, de la nivelul de tensiune înaltă spre bornele de intrare ale echipamentului de măsurare.

Blocurile care asigură achiziția și adaptarea semnalului trebuie să fie caracterizate de:

- o bună rezoluție;
- liniaritate a semnalului de ieșire;
- timp de răspuns redus.

Eșantionarea semnalului trebuie făcută având în vedere teorema lui Shannon (teorema eșantionării), iar semnalul eșantionat trebuie memorat și menținut constant pe durata conversiei, pentru a asigura un număr suficient de eșantioane pe o perioadă, a curbilor de tensiune sau de curent electric.

Conform teoremei lui Shannon, un semnal de variație continuă poate fi reprezentat de eșantioanele sale dacă:

$$f_e > 2f_{\max}$$

unde:  $f_e$  este frecvența de eșantionare;

$f_{\max}$  - frecvența maximă a armonicilor semnalului în studiu.

Pentru o reprezentare cât mai corectă a semnalului, se recomandă ca,



pentru reconstituirea semnalului, frecvența de eșantionare să fie de 8...10 ori mai mare decât frecvența maximă a armonicilor semnalului ( $f_{max}$ ). În literatura de specialitate se recomandă ca numărul optim de eșantioane pe o perioadă a unei curbe de tensiune sau de curent electric să fie de 128 eșantioane/perioadă, iar fereastra de eșantionare să fie de minimum 2T (două perioade).

Alegerea convertorului analog-digital (CAD) trebuie făcută astfel încât să aibă o viteză de lucru ridicată, pentru a permite reducerea erorilor de achiziție și să asigure conversia mărimilor analogice cu o rezoluție de cel puțin 12 biti.

O atenție deosebită trebuie acordată echipamentelor care folosesc un singur CAD, unde eroarea datorată multiplexării nu trebuie să afecteze eroarea totală a aparatului.

Achiziția mărimilor de proces trebuie făcută permanent pe toate canalele, iar procesarea și încadrarea în tipul de evenimente se face pe baza deciziei sistemului expert din blocul de intrare. Cu alte cuvinte, sistemele de achiziție și analiză (prelucrare) a semnalelor necesită respectarea următoarelor condiții principale:

- utilizarea circuitelor de măsurare și adaptare a semnalului, având caracteristica liniară;
- izolarea galvanică a sistemului față de proces;
- utilizarea, pe durata conversiei analog-digitale, a circuitelor de memorare a semnalelor eșantionate;
- memorarea rezultatelor conversiei într-o formă optimă;
- validarea datelor obținute din conversia analog-digitală și eventual estimări în cazul datelor nevalidate.

Ca rezultat al răspândirii largi, în ultimul timp, a calculatoarelor personale și a perfecționării lor continue, marile firme producătoare de sisteme de măsurare au căutat să realizeze produse care să utilizeze calculatorul personal pentru:

- achiziția de date din sistemele industriale;
- reglajul și supravegherea unor parametri sau instalații (proces);
- realizarea unor mijloace de măsurare cu performanțe ridicate.

În prezent, resursele calculatorului personal sunt utilizate pentru a efectua sarcini cum ar fi: comanda, gestiunea, prelucrarea și afișajul datelor, care altfel ar fi preluate de un microprocesor, plasat în interiorul instrumentului.

Instrumentul de măsurare comunica cu PC-ul prin intermediul unei interfețe care are în mod obligatoriu un convertor analog-digital.

Instrumentul de măsurare poate fi redus la o simplă cartelă de achiziții de date pentru măsurători.

În momentul de față, prin tastatura calculatorului se poate comanda instrumentul de măsurare, iar pe ecran pot fi vizualizate rezultatele măsurătorilor, sub formă numerică sau sub formă grafică. Aceste rezultate apar ca urmare a prelucrării datelor brute obținute de la instrumentul de măsurare de către calculator, la cererea utilizatorului.

Un sistem de achiziție de date poate avea, în funcție de destinație și performanțele cerute, diferite arhitecturi:

- multicanal cu multiplexare temporală;
- multicanal cu achiziție sincronă de date;
- multicanal cu achiziție rapidă de date.

Pentru aceasta se consideră un sistem "clasic" (sistem de achiziție de date cu multiplexare temporară), a cărui schema bloc este prezentată în continuare (figura 3.35.).

Oricare ar fi arhitectura folosită, există câteva elemente hardware care nu pot lipsi și care vor fi evidențiate în cele ce urmează.

Elementul esențial al oricărui sistem de achiziție de date (SAD) este convertorul analog-digital (CAD), în jurul căruia sunt grupate, în conformitate cu arhitectura pentru care s-a optat, circuite de prelucrare analogică a semnalului, totul fiind separat de o logică de comandă.

Aceasta din urmă poate să fie un microprocesor (care să prelucreze informațiile achiziționate sau să le transmită unui sistem master) sau o logică cablată, transferul informațiilor făcându-se de către sistemul digital de prelucrare.

În SAD prezentat în figura 3.35, diferitele surse de semnal logic sunt multiplexate la intrarea circuitului de eșantionare și memorare, care reține de fiecare dată valoarea unui eșantion în vederea conversiei.

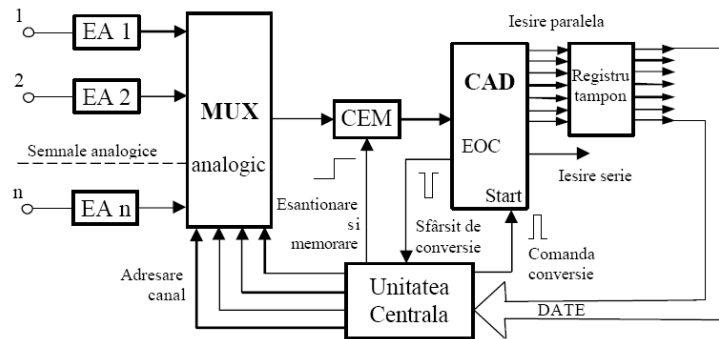


Fig. 3.35. Schema bloc a sistemului de achiziție de date cu multiplexare temporară

Pentru o utilizare mai eficientă a timpului de achiziție, comutarea la următorul canal are loc pe durata cât circuitul de eșantionare și memorare al canalului precedent se găsește în starea de memorare și tensiunea sa de intrare este supusă conversiei. Această soluție este cea mai ieftină, dar și cea mai lentă.

În aplicațiile în care datele trebuie achiziționate simultan din toate punctele de măsurare și într-un timp relativ scurt se utilizează arhitectura prezentată în figura 3.36. (sistem de achiziție de date multicanal cu achiziție sincronă de date).

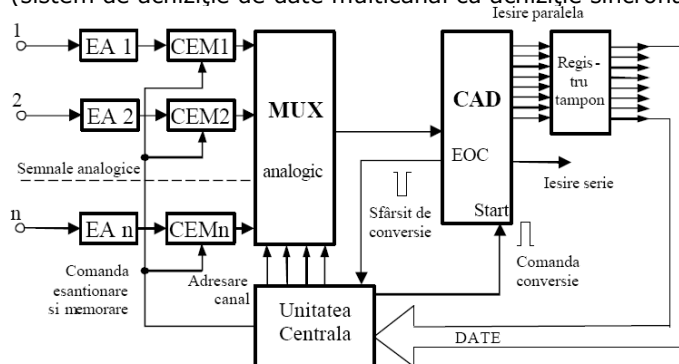


Fig. 3.36. Sistem de achiziție de date cu achiziție sincronă de date.

Sursele de semnal analogic sunt conectate la câte un circuit de eșantionare-memorare (CEM). Comanda pentru trecerea în starea de memorare este dată simultan pentru toate circuitele de eșantionare și memorare, după care ieșirile

acestora sunt multiplexate la intrarea convertorului analog-digital. Multiplexarea se poate face secvențial sau cu adrese aleatoare. Deoarece timpul de așteptare în vederea conectării la intrarea CAD poate fi de lungă durată, circuitele de eșantionare-memorare trebuie să prezinte o rată redusă de alterare a tensiunii memorate. În unele sisteme se utilizează mai multe convertoare analog digitale (A/D), la intrarea fiecăruia fiind multiplexate ieșirile unui anumit număr de circuite de eșantionare-memorare. Această variantă va prezenta o viteză de achiziție mărită. Cea mai performantă arhitectură de sistem de achiziție de date multicanal este cea prezentată în figura 3.37., care utilizează câte un convertor analog-digital pentru fiecare sursă de semnal, precedat de elemente de adaptare a semnalului (EA) și circuite de eșantionare și memorare (CEM).

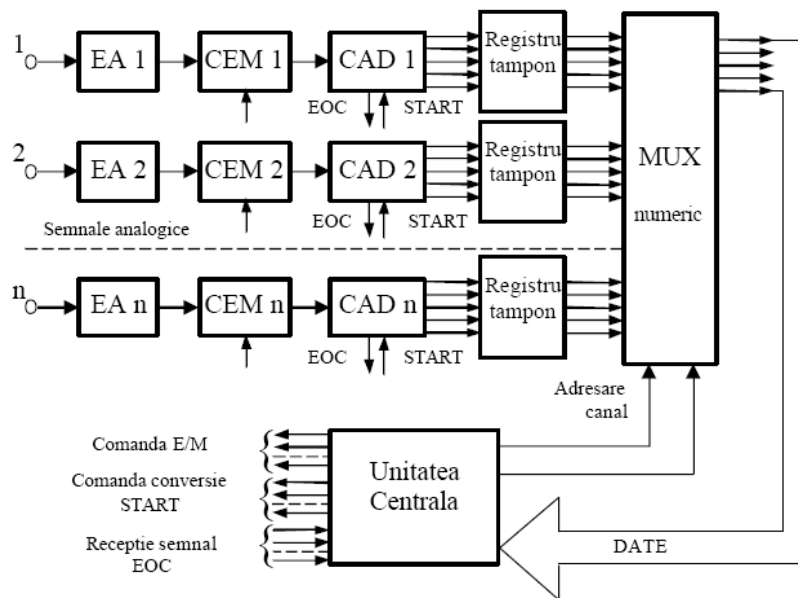


Fig. 3.37. Sistema bloc a unui SAD rapid de achiziție de date.

Registrele tampon (bufferul) înmagazinează temporar informația ce urmează a fi transmisă multiplexorului numeric, care selectează datele primite și le transmite secvențial pe magistrala sistemului de calcul.

Avantajele acestei structuri de sistem de achiziție de date sunt, în principal, următoarele:

- pot fi utilizate convertoarele analog-digitale mai lente și deci mai ieftine, chiar dacă se dorește o viteză mare de achiziție;
- structura avantajoasă în cazul aplicațiilor industriale, în care traductoarele sunt răspândite pe suprafață mare;
- prin conversia locală sub formă numerică se asigură o bună imunitate la perturbații;
- posibilitatea unei separări galvanice a sursei de semnal împreună cu convertorul A/D aferent, față de restul sistemului;
- prezența procesorului local permite operarea primară asupra datelor, evitând sufocarea procesorului central.

### 3.5. Placa de achiziție și pachetul software utilizat

Placa de achiziție utilizată este National Instruments, PCI 6221 cu 37 de pini [70]. Această placă este integrată în PC și comunică cu senzorii și traductorii prin modulul pentru conectori.

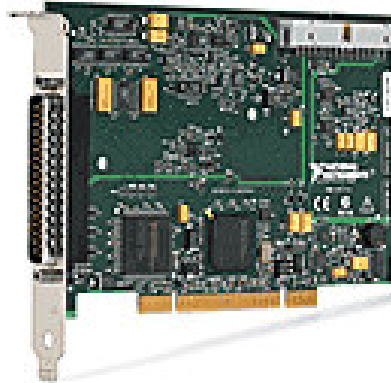


Fig. 3.38 Placa de achiziție

Placa de achiziție are 16 intrări analogice la o rezoluție de 16 bit, două ieșiri digitale, la aceeași rezoluție și are gama de tensiune de  $\pm 10V$ . Aceasta este compatibilă cu o serie de software expert din domeniul achiziției de date precum LabVIEW 7.x, Measurement Studio 7.x, VisualStudio Net, C, C++ și Visual Basic 6.

Din largă plajă de software care poate fi folosit s-a ales LabView 8.0 software achiziționat împreună cu placa.

LabVIEW[54] este un mediu de programare grafic bazat pe nucleul de limbaj G (limbaj grafic), destinat în special construirii de aplicații pentru controlul și achiziția de date, analiza acestora și prezentarea rezultatelor.

Se prezintă câteva dintre cele mai importante caracteristici ale acestui mediu:

- rezolvă automat majoritatea problemelor legate de gestionarea resurselor hardware și comunicația cu sistemul de operare, iar în acest fel utilizatorul se poate concentra asupra problemei concrete pe care o are de rezolvat și nu asupra funcționării calculatorului
- limbajul grafic este mult mai compact, diagrama inclusă într-o fereastră conține mai multă informație decât un text și este mai ușor de citit și de înțeles, iar desenarea unei diagrame este mai rapidă decât scrierea unui text echivalent;
- în limbajul grafic paralelismul este natural, astfel încât scrierea de programe care efectuează procesarea paralelă a datelor este la fel de simplă ca și pentru procesarea secvențială;
- permite lucrul în rețea, pe mai multe calculatoare, dispunând de numeroase funcții pentru lucrul în rețele locale (de arie mare) sau prin internet;
- conține multe aplicații, din diverse domenii, împreună cu codul grafic corespunzător, care pot fi folosite direct, pot fi luate ca exemple didactice de programare sau pot fi modificate de utilizator pentru a satisface cât mai bine necesitățile concrete de lucru.

## 4. INVESTIGAȚIILE EXPERIMENTALE. REZULTATE.

### 4.1. Caracteristicile staționare ale turbinei hidraulice cu dublu flux SDC-125

Măsurătorile în regim staționar permit determinarea și prezentarea grafică a unor dependențe între parametrii fundamentali ai turbinei la diferite regimuri de funcționare [14].

Parametrii fundamentali ai unei turbine hidraulice sunt:

- diametrul  $D$  [m] al rotorului, care va caracteriza scara geometrică a turbinei
- căderea netă a turbinei  $H$  [m]
- debitul volumic  $Q$  [m<sup>3</sup>/s]
- puterea la arborele turbinei  $P$  [W]
- randamentul total al turbinei  $\eta$  [%]
- turația turbinei  $n$  [rot/min]
- turația specifică  $n_s$  [rot/min]

Pentru sistematizarea rezultatelor se introduce un parametru  $\alpha$ , acesta va caracteriza poziția organului de reglare a debitului.

În cadrul oricărei încercări a unei turbine hidraulice există două tipuri de variabile: dependente și independente. Astfel mărimile independente sunt: căderea netă  $H$  [m], turația  $n$  [rot/min] și deschiderea aparatului director  $\alpha$  [°]

Pe lângă aceste mărimi independente, există o serie de mărimi dependente derivate din acestea:

- debitul volumic absorbit  $Q$  [m<sup>3</sup>/s],
- puterea hidraulică absorbită  $P_h = \rho g Q H$  [W],
- puterea mecanică la arborele turbinei  $P_m = M \omega$  [W], unde viteza unghiulară  $\omega = \pi n / 30$  [rad/s],
- momentul mecanic la arborele turbinei  $M$  [Nm], randamentul turbinei definit ca  $\eta = \frac{P_m}{P_h}$  [-] și turația specifică  $n_s$  [rot/min].

În general în cazul încercărilor de laborator se explorează întregul domeniu de funcționare al turbinei hidraulice, pentru aceasta se impune constantă căderea turbinei  $H$  și se efectuează serii de încercări la diferite deschideri ale aparatului director, clapeta de reglare a debitului în cazul turbinei cu dublu-flux, pentru care se reglează corespunzător frânarea mașinii, măsurându-se simultan parametrii: turația  $n$ , debitul volumic  $Q$ , cuplul la arborele turbinei  $M$  și pentru controlul căderii constante, parametrul  $H$ .

Rezultatele sunt apoi sistematizate și se reprezintă curbele caracteristice sau primare:  **$Q=f(n)$ ,  $M=f(n)$ ,  $P=f(n)$  și  $\eta=f(n)$ .**

Pe baza acestor curbe se va trasa diagrama universală sau colinară a mașinii hidraulice cu dublu-flux. Această reprezentare cuprinde toate elementele necesare unui studiu critic asupra funcționării turbinei, precum și posibilitatea de verificare a criteriilor de proiectare utilizate, prin compararea mărimilor respective. Astfel poziția punctelor optim realizate față de un punct optim de proiectare ( $Q$ ,  $n$ ), inclusiv

caracteristicile parametice ( $\eta$ ,  $P$ ) constituie indicii ale calității turbinei. În funcție de natura încercărilor pot fi introduse în reprezentări, fie mărimi direct măsurate, fie mărimile reduse calculate. Curbele reprezentate în diagrama universală poartă denumirea de curbe caracteristice universale, fiind valabile pentru întreaga familie de turbine geometric asemenea, cu acestea putând fi comparate statistic soluțiile celor mai variate turbine de acest tip. Tot prin intermediul curbelor caracteristice universale se pot compara statistic soluțiile unor variante de turbine de același tip și se pot trasa curbele de garanție ale turbinei, acestea indicând la sarcina și turația nominală, valorile randamentului în funcție de încărcarea turbinei.

#### 4.1.1. Echipamentele de măsură utilizate, etapele încercării și pachetul software folosit

În vederea determinării curbelor caracteristice staționare ale turbinei hidraulice cu dublu-flux, s-au utilizat următoarele echipamente de măsură prezentate detaliat în capitolul 3:

- pentru căderea turbinei  $H$  s-a utilizat un traductor de presiune produs de firma FEPA Bârlad, de tipul TPRM;
- pentru măsurarea debitului volumic  $Q$ , s-a utilizat un traductor de debit portabil, cu ultrasunete, produs de firma MICRONICS LTD., de tipul PORTAFLOW 300;
- pentru măsurarea turației  $n$ , s-a utilizat un ansamblu format dintr-un disc cu fante și un traductor optoelectronic produs de firma VISHAI, de tipul TCSS 1100;
- pentru măsurarea momentului mecanic la arborele turbinei  $M$ , s-a utilizat un traductor inductiv de cuplu, produs de firma VIBROMETER, de tipul TG-1;

Frânarea mașinii s-a realizat printr-o frână mecanică, cu bandă, prevăzută cu element cu coeficient de fricțiune ridicat, de tipul ferrodo, iar strângerea benzii pe rola de înfășurare s-a realizat printr-un dispozitiv cu șurub și piuliță, cu pas fin. Acest tip de frâna are avantajul că poate, spre deosebire de frânarea electrică, să frâneze mașina până la valoarea de zero. Frâna mecanică cu bandă este prezentată în figura 4.1.



Fig. 4.1 Frâna mecanică cu bandă utilizată în vederea frânării turbinei cu dublu-flux

Structural în ordinea efectuării lor etapele încercării sunt prezentate în cele ce urmează.

1) Se pornește, de la pupitrul de comandă, pompa de alimentare a bazinului la care este cuplată turbina, se verifică dacă bazinul este plin și apa adusă de pompă este deversată prin deversorul dreptunghiular al bazinului și apoi se deschide la maxim vana dintre conducta turbinei și rezervor.

2) Se alege o poziție pentru organul de reglare al debitului, în cazul nostru organul de reglare al debitului fiind o clapetă, aceasta având valorile trecute unghiular pe o placă metalică lângă tijă, de la  $0^\circ$  până la  $20^\circ$ , putându-se astfel măsura unghiular poziția ei. S-a observat că turbina hidraulică cu dublu flux studiată, începe să se rotească la o deschidere a clapetei corespunzătoare unei poziții de  $5^\circ$ , acesta fiind și primul regim de încercare.

3) Se așteaptă până la stabilizarea regimului după care datele pentru cele 4 mărimi măsurate ( $Q$ ,  $p$ ,  $M$ ,  $n$ ) se vor citi prin intermediul softului, intitulat Static, realizat în limbajul de programare LabView 8.0. Pentru prima măsurătoare frâna este decuplată, deci turbina se află la ambalare.

4) Se stabilește un regim de frânare, prin strângerea șurubului de reglare al frânei, se așteaptă stabilizarea regimului după care se citește un nou set de date. Procedeu se repetă până se obține un număr suficient de puncte pentru trasarea primului set de curbe caracteristice ale turbinei corespunzătoare primei deschideri ale clapetei de reglare a debitului. Ultimul regim corespunde turbinei complet frânate, în acest caz turația  $n=0$  și cuplul  $M$  este maxim.

5) Se stabilește o nouă deschidere a clapetei, după care se repetă pașii amintiți mai sus, obținându-se astfel alte seturi de date.

6) Cu datele astfel obținute se trece la reprezentarea curbelor primare ale turbinei hidraulice cu dublu-flux. Se vor obține astfel familii de curbe caracteristice corespunzătoare anumitor deschideri ale aparatului director.

Softul "Static", l-am creat în mediul de programare LabView prezentat mai în detaliu în capitolul 3. Interfața dintre soft și utilizator este prezentată în figura 4.2.

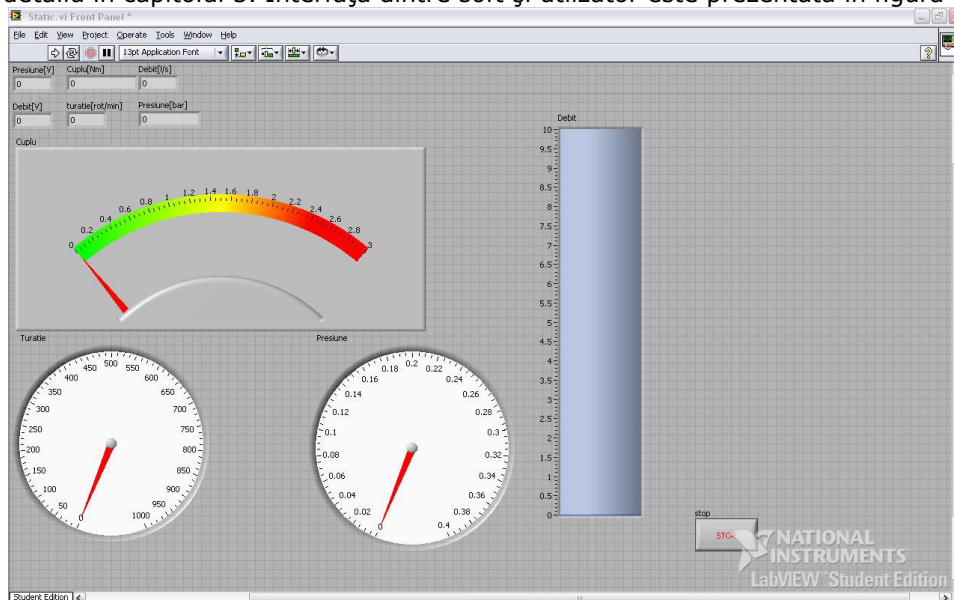


Fig. 4.2. Interfața software pentru măsurători în regim staționar

Această interfață realizează legătura între elementele de măsură care dau semnale în tensiune, (presiunea, cuplul și debitul) și ca frecvență (turația) și valorile efective măsurate ale parametrilor turbinei. Având în vedere că măsurătorile au fost efectuate în regim staționar, valorile au fost mediate pentru obținerea unor valori cât mai bune pentru parametrii măsurați, medierea având rolul de reducere a erorilor ce apar în cadrul măsurătorilor. Softul, precum și cuplarea aparatelor cu calculatorul au fost elaborate în mediul de programare grafică LabView 8.0 și va fi explicat în cele ce urmează. Cele două cadrane indică mărimea turației [rot/min] și a presiunii [bar], cadranul de forma unui rezervor indică valoarea pentru debit în [l/s], iar indicatorul cu cadran dreptunghiular, indică valoarea momentului mecanic la arborele turbinei în [Nm]. Acestea au fost realizate doar pentru un design mai plăcut al softului, având în vedere că acesta poate fi utilizat și în cadrul aplicațiilor de laborator la disciplina de turbine hidraulice. Valorile numerice sunt prezentate, prin indicatoarele de mai sus. Principiul de funcționare al softului Static este prezentat în schema bloc din figura 4.3.

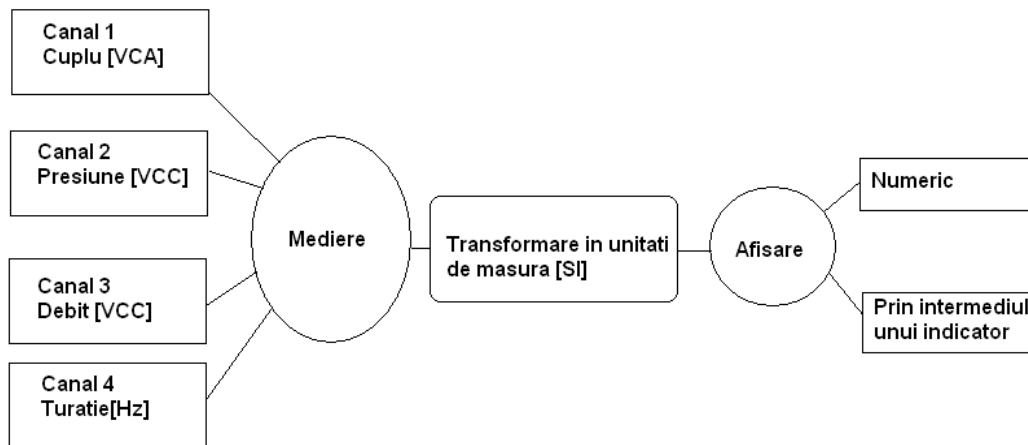


Fig 4.3. Schema bloc a softului Static

Valorile în tensiune sau frecvență sunt mediate, apoi transformate în unități de măsură, după care sunt prezentate pe display, fie numeric, fie printr-unul din cele 4 indicatoare, după cum se vede în figura 4.2. În cadrul achiziției de date s-a respectat criteriul lui Shannon [5] în care frecvența de achiziție este mai mare decât dublul frecvenței aparatelor, astfel achiziția făcându-se la 60 kHz.

#### 4.1.2. Curbele caracteristice primare în regim staționar pentru turbina hidraulică cu dublu-flux SDC-125

După cele descrise mai sus, s-a încercat astfel turbina hidraulică cu dublu-flux, SDC 125, la sarcină constantă  $H=2.5$  m. Cu datele astfel obținute s-au trasat curbele caracteristice ale turbinei cu dublu-flux, debitul  $Q$  funcție de turația  $n$ ,  $Q=f(n)$ , momentul mecanic  $M$  în funcție de turația  $n$ ,  $M=f(n)$ , puterea mecanică  $P$  în funcție de turația  $n$ ,  $P=f(n)$ , randamentul  $\eta$  în funcție de turația  $n$   $\eta=f(n)$ . Încercările au fost realizate pentru deschiderea clapetei de reglare a debitului de  $a=5, 7.5, 10, 12.5, 15, 17.5, 20$  iar frânarea pentru fiecare caz s-a făcut de la ambalare până la valoarea de 0.



Primul set de curbe obținut corespunzător variației  $Q=f(n)$  este prezentat în figura 4.4.

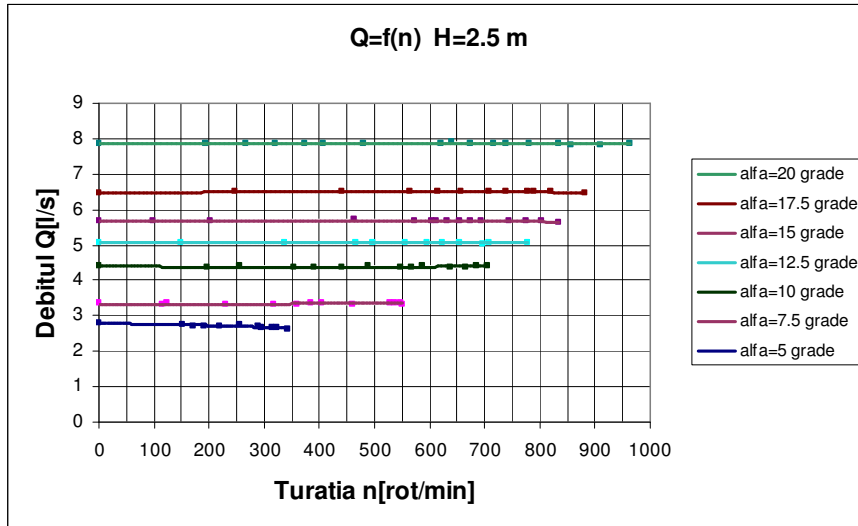


Fig. 4.4. Variația debitului volumic cu turația turbinei, la diferite deschideri ale clapetei de reglare a acestuia

Analizând familia de curbe din figura 4.4. se observă că debitul rămâne cvasiconstant cu turația, ceea ce arată că turbina cu dublu-flux este o turbină cu acțiune ca și turbina Pelton, turația crescând cu mărirea unghiului de deschidere a clapetei de reglare a debitului. Debitul între care funcționează turbina este corespunzător unui  $Q_{min}=2.85$  [l/s] și unui  $Q_{max}=7.9$  [l/s], iar domeniul de turație  $n$  este între 0 și 960 [rot/min].

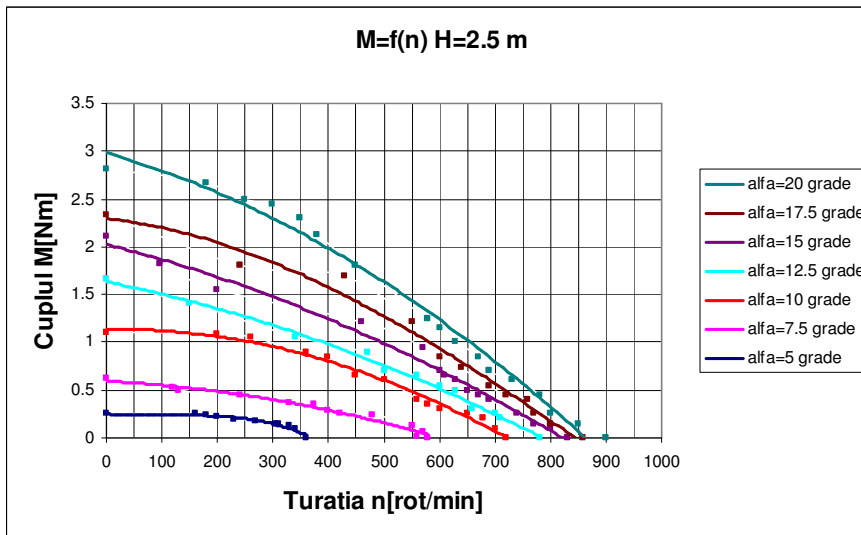


Fig 4.5. Variația momentului mecanic la arborele turbinei cu turația la diferite deschideri ale clapetei de reglare a debitului

Următorul set de curbe este momentul mecanic la arborele turbinei în funcție de turație  $M=f(n)$ , prezentat în figura 4.5.

Din figura 4.5. se observă că momentul mecanic la arborele turbinei este maxim, atunci când turbina cu dublu flux este complet frânată, deci turația este zero, și zero când turbina se află la ambalare, valoarea acestuia crescând cu creșterea deschiderii clapetei  $\alpha$ . Debitul  $Q$ , momentul mecanic la arborele turbinei  $M$  și turația  $n$  precum și verificarea  $H=ct$  sunt mărimi independente restul dependențelor fiind derivate din aceste curbe caracteristice.

În figura 4.6. este prezentată variația puterii mecanice la arborele turbinei hidraulice cu dublu-flux definită ca  $P_m = M\omega$ . După cum se observă, aceasta are o variație aproximativ parabolică cu turația la diferite deschideri ale clapetei, fiecare curbă tăind axa turației de două ori, în acest caz puterea fiind nulă. Puterea mecanică maximă se atinge la deschiderea maximă a clapetei de reglare a debitului  $\alpha = 20^\circ$  și corespunde unei turații  $n=460$  [rot/min].

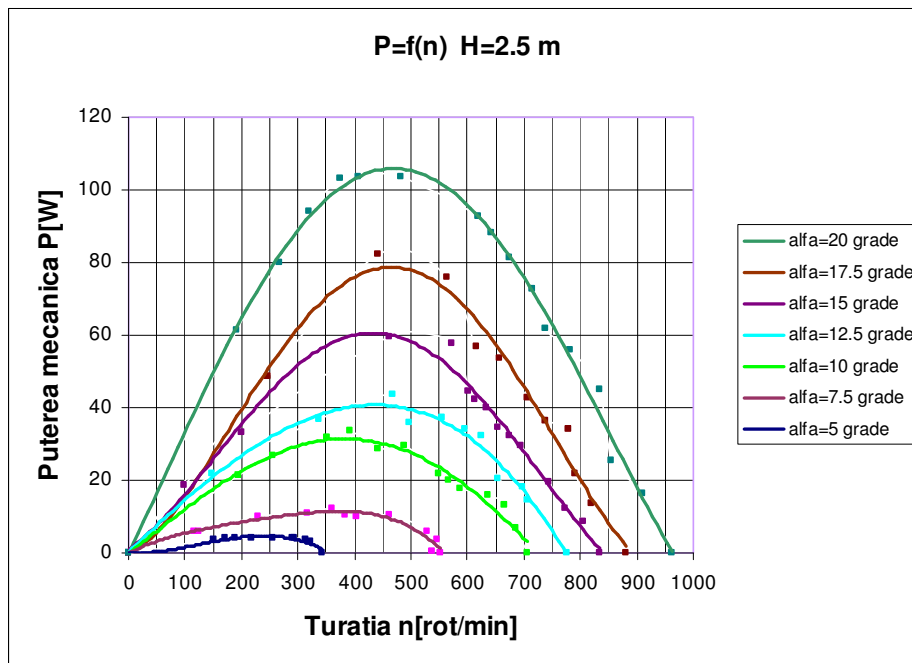


Fig. 4.6. Variația puterii mecanice la arborele turbinei cu turația la diferite deschideri ale clapetei de reglare a debitului

Figura 4.7. prezintă dependența randamentului cu turația pentru diferite deschideri ale clapetei, practic acest parametru definește cât de performantă este turbina încercată. Analizând graficul amintit observăm că randamentul maxim al turbinei încercate este aproximativ 57%, un randament satisfăcător având în vedere dimensiunile geometrice ale turbinei încercate și sarcina netă la care aceasta lucrează.

Randamentul maxim se obține pentru o deschidere maximă a aparatului director  $\alpha = 20^\circ$  și în jurul turației de 460 [rot/min]. Deci punctul optim de

funcționare al turbinei încercate este  $Q=7.9$  [l/s],  $n=460$  [rot/min] la căderea constantă  $H=2.5$  m.

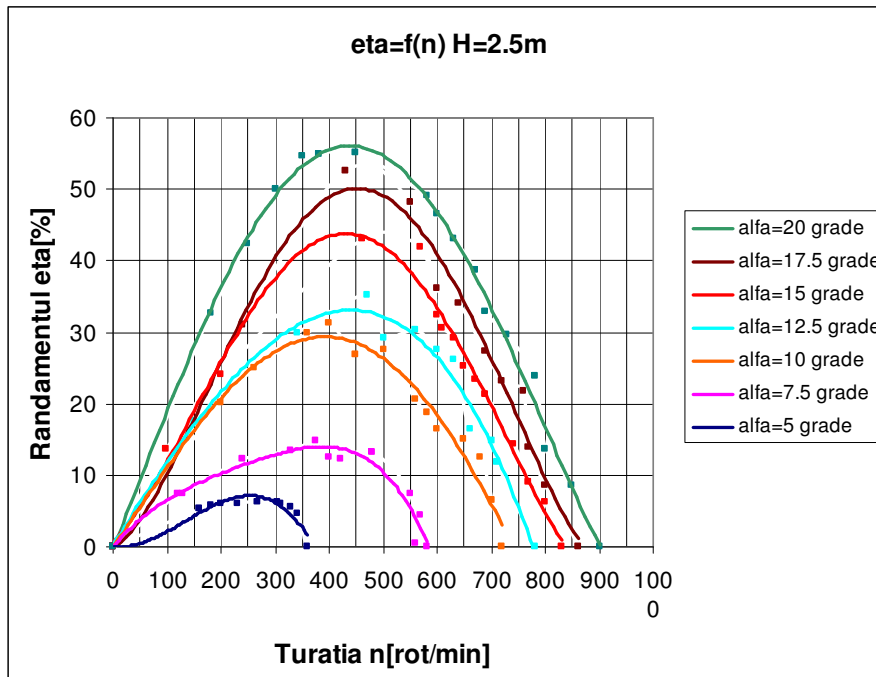


Fig. 4.7. Variația randamentului turbinei cu turația la diferite deschideri ale clapetei de reglare a debitului

În reprezentările din figurile 4.4. până la 4.7. s-a păstrat codul culorilor, adică fiecare deschidere a clapetei este reprezentată cu o culoare, astfel, indiferent de mărimea reprezentată este ușor de identificat ordinea deschiderii clapetei.

În continuare prin interpolarea grafică se construiește diagrama colinară sau universală a turbinei hidraulice cu dublu-flux SDC 125, după cele prezentate în continuare. Astfel, se aleg o serie de valori pentru randament, prin aceste valori se duc paralele cu turația  $n$ , în curba caracteristică  $\eta = f(n)$  randament funcție de turație. Punctele de intersecție se vor rabate în planul  $Q=f(n)$ , rezultând la valorile  $n$  puncte omoloage pe curbele  $Q=f(n)$ . Unirea acestor puncte astfel obținute dau o curbă de randament constant. Repetând etapele prezentate mai sus pentru alte valori ale randamentului se obține astfel diagrama universală sau colinară.

Din diagrama universală se pot extrage toate dependențele prezentate mai sus, aceasta fiind diagrama cea mai completă pentru o turbină hidraulică. Diagrama astfel obținută este prezentată în figura 4.8.

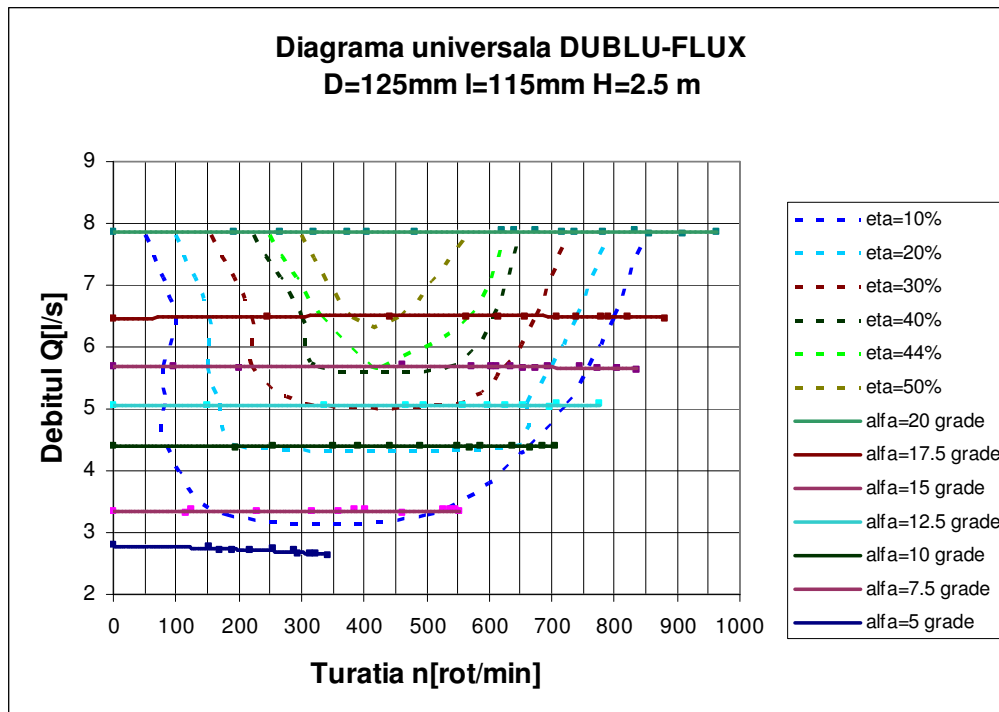


Fig. 4.8. Diagrama universală a turbinei cu dublu flux SDC 125

## 4.2. Măsurătorile în regim dinamic pe turbina hidraulică cu dublu flux SDC 125

### 4.2.1. Echipamentele de măsură utilizate, etapele încercării și pachetul software folosit

Echipamentele utilizate în cadrul încercărilor dinamice, cu scopul identificării dinamice a turbinei cu dublu-flux sunt aceleași care au fost prezentate pentru măsurătorile în regim staționar, cu precizarea că în cadrul încercărilor dinamice în locul debitului  $Q$ , s-a înregistrat poziția clapetei de reglare a debitului. Acest fapt este datorat timpului mare de răspuns al aparatelor cu ultrasunete pentru măsurarea debitului. În acest scop s-a încercat măsurarea cu aparatul prezentat în capitolul 3, PORTAFLOW 300, care avea un timp de răspuns de circa 3 s, prea mare pentru frecvențele la care s-a dorit măsurarea debitului. A fost apoi încercat un aparat de măsurare a debitului cu ultrasunete de tipul SISTRANS 500, produs de firma SIEMENS, însă și acesta deși avea constanta de timp reglabilă nu a satisfăcut cerințele măsurătorilor.

Traductorii stațiunii au fost cuplați la placa de achiziție prin blocul prezentat în figura 4.9

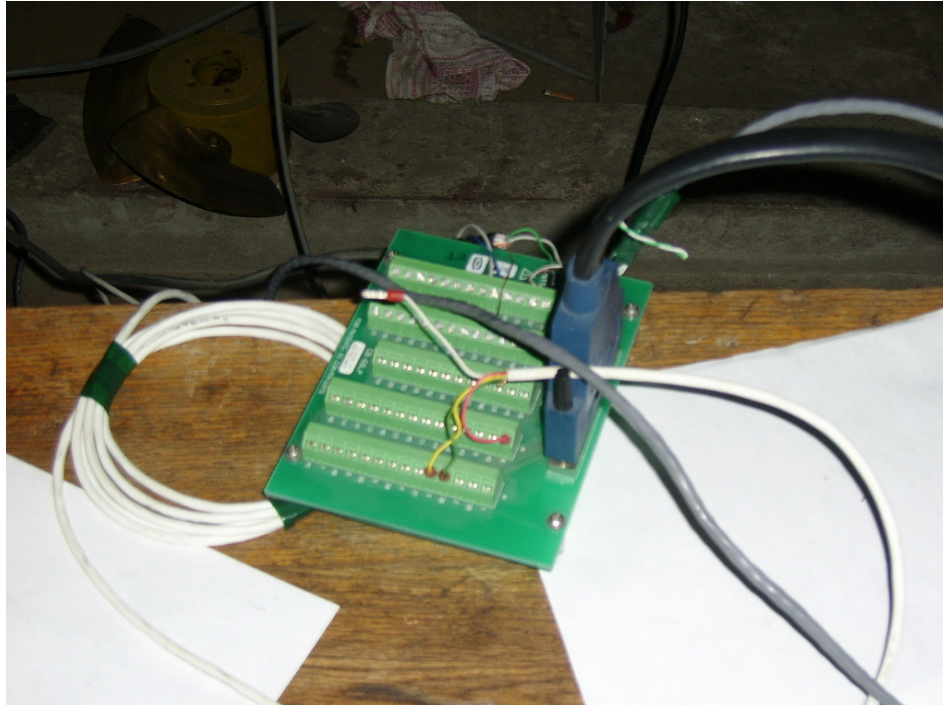


Fig. 4.9. Blocul de legare al traductorilor la placă

În funcție de tipul de canal selectat pentru achiziție prin softul plăcii, se alege opțiunea „Connection diagram”, din care rezultă cum se cuplează senzorul, adică unde se pune masa și unde se pune pinul de semnal. În cazul traductorului de cuplu, legătura ecranată a fost montată la masa de tipul analog ground AGND. Astfel, în cadrul încercărilor dinamice turbina cu dublu-flux a fost considerată un cvadripol informațional având ca mărimi de intrare poziția clapetei de modificare a debitului și căderea și ca ieșire momentul mecanic la arborele turbinei și turația acesteia.

Schema bloc a turbinei cu dublu-flux considerată cvadripol informațional în cadrul identificării dinamice a acesteia este prezentată în figura 4.10.



Fig. 4.10. Turbina cu dublu-flux privită ca un cvadripol informațional

Fluctuatorul detaliat în capitolul 3 este alimentat de la o sursă de tensiune reglabilă prezentată în figura 4.11.



Fig. 4.11. Transformator cu tensiune reglabilă

Acest transformator are la ieșire o tensiune în curent alternativ, care este transformată în curent continuu printr-o punte de diode. Curentul astfel obținut alimentează motorul electric de curent continuu al fluctuatorului.

Metoda aleasă pentru identificarea dinamică a turbinei cu dublu-flux este cea cu semnale de probă periodice sinusoidale. Pentru aceasta se vor folosi două seturi de came cilindrice. Un set de came este format din patru came cu diametrul de 50mm și excentricități de 2, 3, 5, 6 mm, acestea fiind prezentate în figura 4.12. și un altul format dintr-o multicamă, schema 4.13 și figura 4.14.



Fig. 4.12. Setul de came cilindrice I

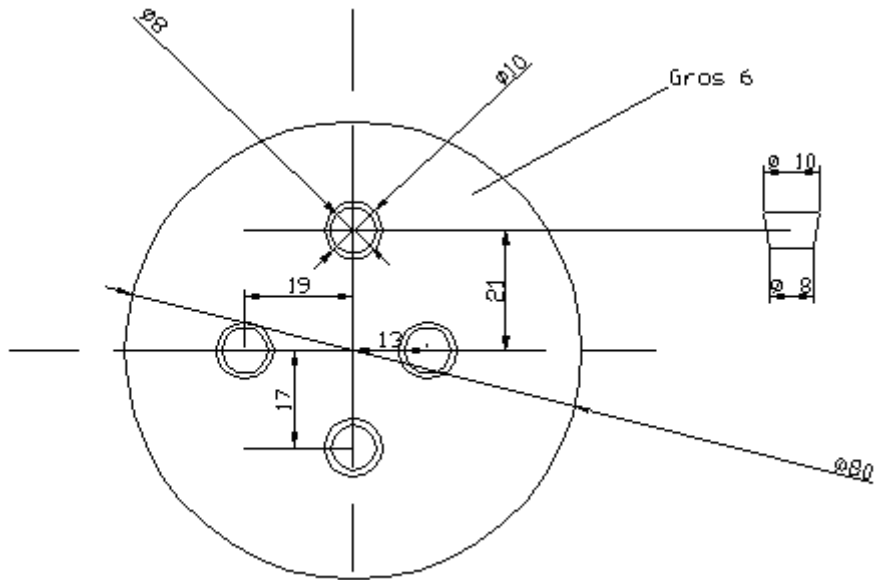


Fig. 4.13. Desenul tehnic al multicamei



Fig. 4.14. Multicamea

Camele utilizate vor impune sistemului studiat o variație sinusoidală la intrare de amplitudine egală cu excentricitatea camei, iar frecvența de oscilație va fi reglată prin reglarea tensiunii de alimentare a motorului electric de curent continuu.

Etapele încercărilor în regim dinamic sunt următoarele:

1) Se pornește pompa de alimentare a bazinului și se verifică ca acesta să fie plin, astfel încât apă să treacă peste deversorul dreptunghiular.

2) Se deschide la maxim vana dintre bazin și turbină.

3) Se stabilește prima frecvență de oscilație la intrare care în general corespunde unei tensiuni de 5V, la alimentarea motorului de curent continuu.

4) Se așteaptă stabilizarea regimului după care se pornește softul intitulat „Dinamic.VI” și se înregistrează aproximativ 30 secunde. Avem astfel primele variații pentru poziția clapetei, presiune, turație și momentul mecanic la arborele turbinei.

5) Se fixează o nouă tensiune, mai mare, la motorul de curent continuu, se așteaptă stabilizarea și apoi se înregistrează un nou set de date corespunzătoare unei noi frecvențe de oscilație. Se repetă aceste operații până când se obțin 9 frecvențe de oscilație pentru fiecare camă, urmând apoi înlocuirea camei cu alta, pașii enumerați repetându-se.

Softul pentru achiziția de date în timp real a fost intitulat „Dinamic” și a fost realizat tot în mediul de programare LabView 8.0, interfața acestuia fiind prezentată în figura 4.15. Bineînțeles, și în acest caz s-a respectat criteriul lui Shannon [23], achiziția datelor făcându-se tot la 60kHz. Respectarea acestui criteriu duce la obținerea unor date corecte, nedistorsionate de anumite fenomene ce pot apărea în proces. Achiziția de date este de tipul multicanal, semnalele achiziționate fiind de tipul tensiune, „Voltage”, (pentru poziția clapetei de reglare a debitului, presiunea și cuplul) și frecvență, „Frequency” pentru turație.

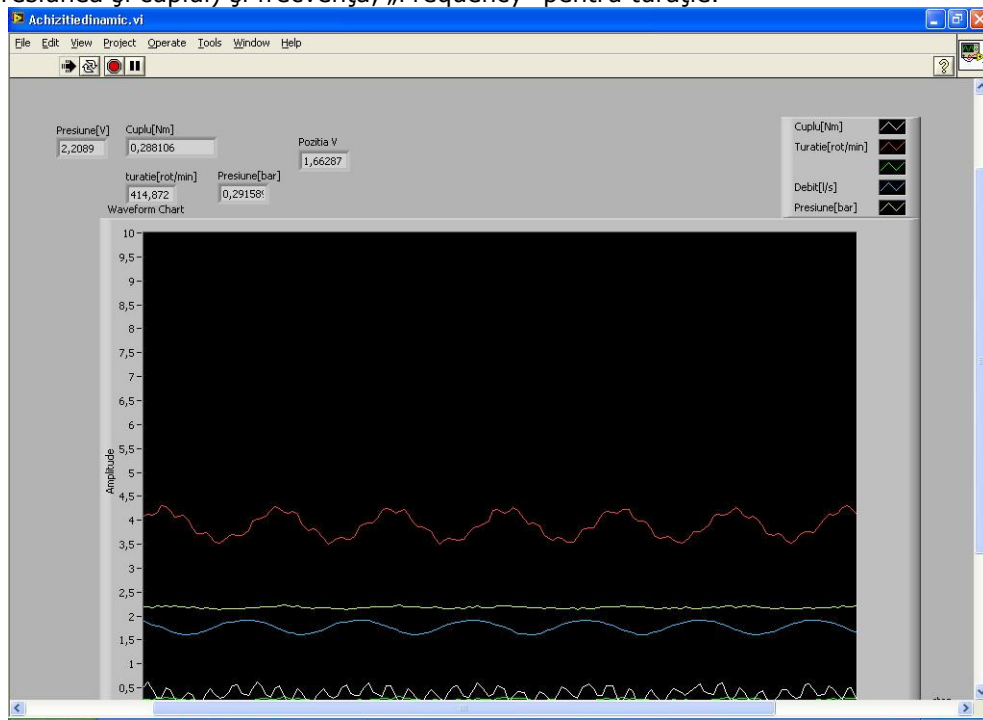


Fig. 4.15. Interfața softului pentru achiziția datelor în regim dinamic



Interfața prezentată în figura 4.15. prezintă variația parametrilor pentru multicama cu amplitudinea de 17 mm. Principial funcționarea acestui soft va fi prezentată în schema bloc din figura 4.16.

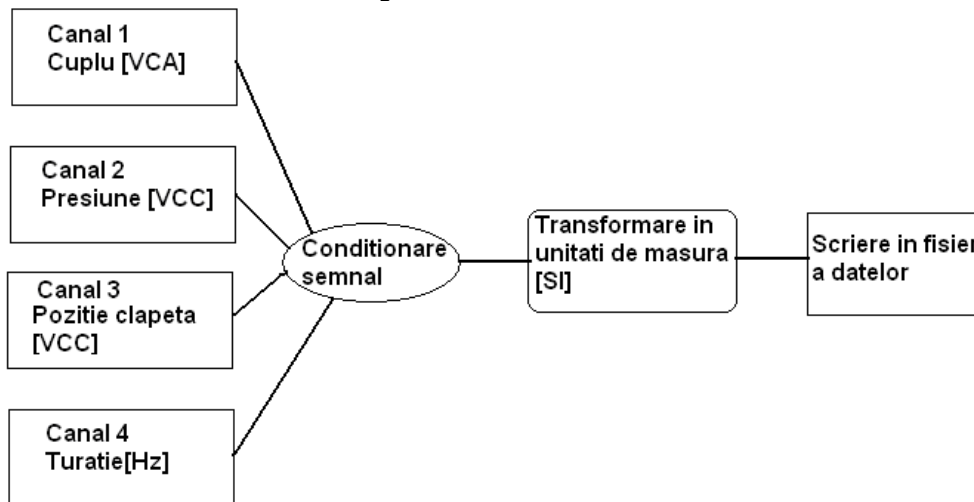


Fig. 4.16. Schema bloc a programului pentru achiziția în regim dinamic a datelor

Datele sunt preluate de către placa de achiziție, sunt condiționate și apoi sunt transformate în unități de măsură și scrise într-un fișier. Rata de eșantionare a fost impusă la 100 de samples pe secundă, adică 100 de citiri pe secundă. Extensia fișierului înregistrat este „.lvm”, iar datele înregistrate sunt reale. Softul are o opțiune de scriere a datelor în cod binar, însă în acest caz fiind vorba de înregistrări scurte de aproximativ 30 s, numărul de date nu este foarte mare pentru a necesita scrierea prezentată. De asemenea acesta are opțiunea de a alege calea (directorul) în care se vor scrie datele, directoarele fiind numite sugestiv, „Cama...” și în locul punctelor, amplitudinea acestora. Cum am amintit mai sus s-au făcut pentru fiecare camă nouă seturi de măsurători, fiecareia corespunzându-i un grafic cu patru cvasisinusoidale. Datele au fost apoi preluate în softul XMGR.

#### 4.2.2. Prelucrarea datelor experimentale în regim dinamic

În cadrul achiziției de date în timp real sunt trei etape care trebuie respectate pentru obținerea unor rezultate cât mai concludente, achiziția datelor la o anumită frecvență, pentru obținerea unor rezultate nedistorsionate, apoi prelucrarea datelor astfel obținute și în cele din urmă reprezentarea conformă a acestora.

Fișierele obținute cu programul LabView 8.0, sunt fișiere de date cu extensia .lvm. Pentru a putea fi prelucrate aceste fișiere au fost în primă fază importate în programul Excel, s-a renunțat la headerul dat de programul de achiziție de date și s-a salvat mai apoi cu extensia .mgr. Această extensie permite încărcarea datelor în programul XMGR, care este un program de prelucrare de date conceput să ruleze sub mediul de operare LINUX. Pentru crearea unui mediu virtual ce simulează mediul de operare LINUX, se utilizează softul numit EXCEED. Acest program simulează platforma de operare LINUX sub mediul de operare WINDOWS. Această metodă a fost folosită în cadrul prelucrării de date cu programul XMGR. Datele astfel introduse în programul amintit au fost prelucrate folosind modulul „Running average”,

medierea făcându-se la a zecea valoare și s-au obținut astfel rezultatele experimentale pentru cele patru mărimi măsurate. Lungimea setului de date atât pentru reprezentarea în timp cât și în frecvență a fost impusă la 1024 de eșantioane. Teoria generală a identificării cu semnale de probă, periodice, sinusoidale spune ca pentru analiza amplitudinilor sunt necesare 2 până la 4 oscilații, condiție îndeplinită prin cele 1024 de eșantioane, pentru fiecare din came.

Procesele fizice pot fi descrise fie în domeniul timpului, fie în cel al frecvențelor. Dacă se măsoară un proces  $q$  în timp, se obține astfel variația sa în timp  $q(t)$ . În mod corespunzător aceasta se poate reprezenta în domeniul frecvențelor, cu o amplitudine  $Q$  în funcție de frecvența  $f$ . Această trecere din domeniul timpului în domeniul frecvențelor se face prin utilizarea transformatei Fourier.

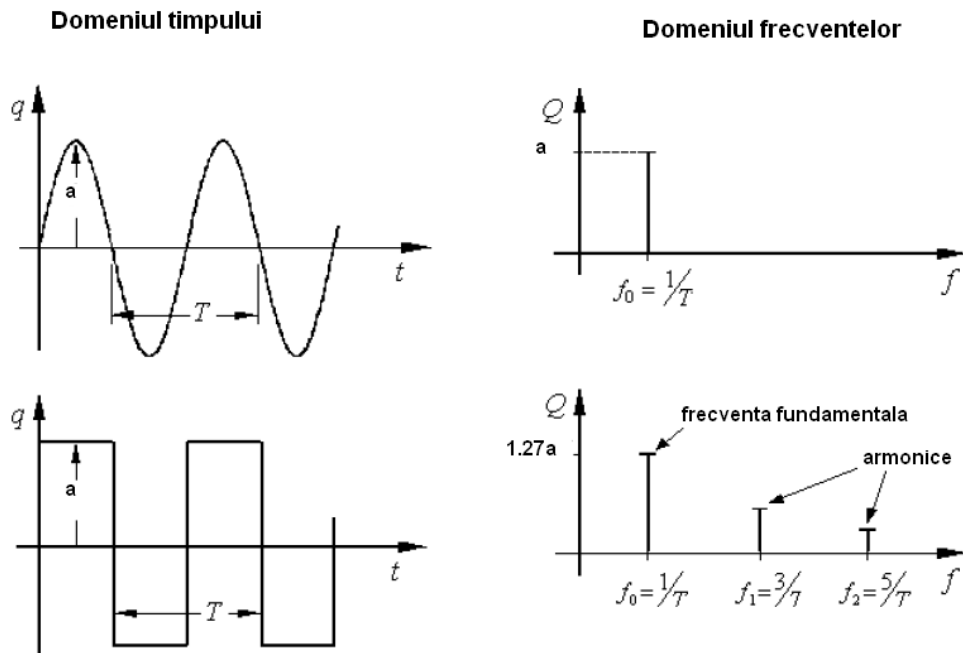


Fig. 4.17. Transformatele Fourier a unui semnal sinusoidal și a unui semnal dreptunghiular

În figura 4.17. sunt reprezentate transformatele Fourier pentru două tipuri de semnal, sinusoidal și dreptunghiular,  $T$  fiind perioada de oscilație, iar  $a$ , amplitudinea semnalului. Deci, în cadrul măsurătorilor în regim dinamic, pe turbina cu dublu-flux aplicarea transformatei Fourier duce la obținerea a doi parametri de interes: amplitudinea dominantă și frecvența fundamentală, necesare în construirea locului frecvențelor funcțiilor de transfer.

Teoria transformatei Fourier este complexă și este bine prezentată în literatura de specialitate, precum și utilizarea ei în multe aplicații tehnice, de aceea în acest caz s-a făcut doar o prezentare succintă a acesteia.

În programul XMGR se va folosi transformata Fourier rapidă, cunoscută ca FFT (Fast Fourier Transform), aceasta fiind un algoritm al transformatei Fourier elaborat de Cooley și Turkey [23] și are ca principal avantaj reducerea a timpului de calcul, față de metoda clasică de calcul. Pentru aplicarea transformatei Fourier pe un

semnal dat este necesar un număr de  $2^n$  eșantioane. Astfel în cazul nostru datele s-au reprezentat pe 1024 eșantioane corespunzătoare unei înregistrări de 10.24 secunde. Defazajul se va determina după metoda prezentată în capitolul 2.

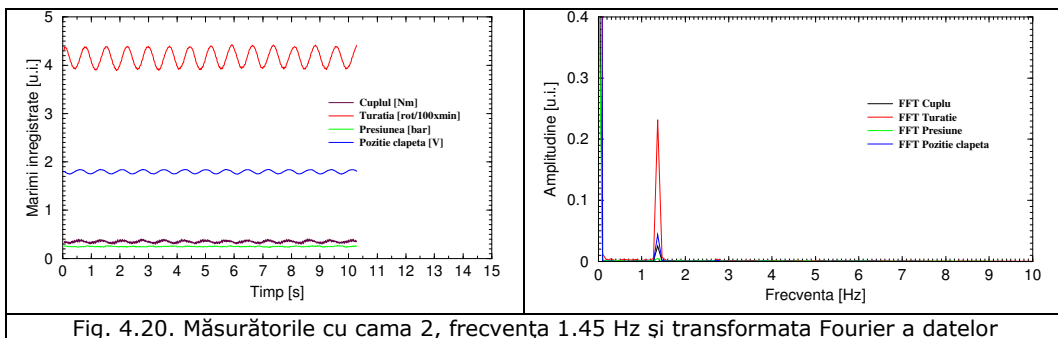
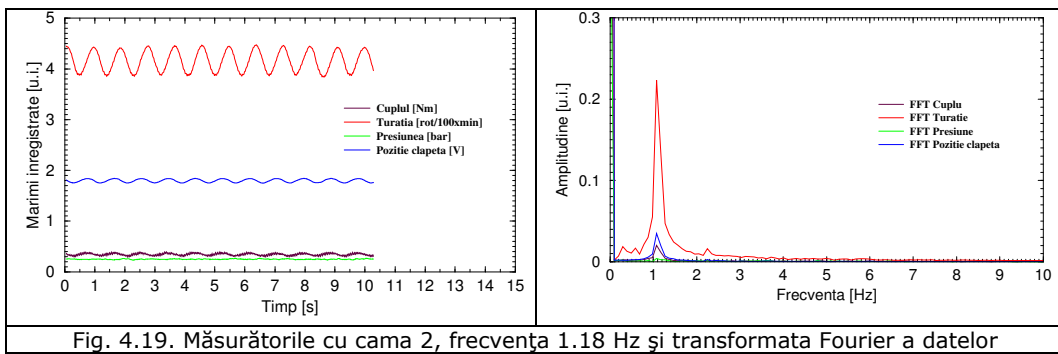
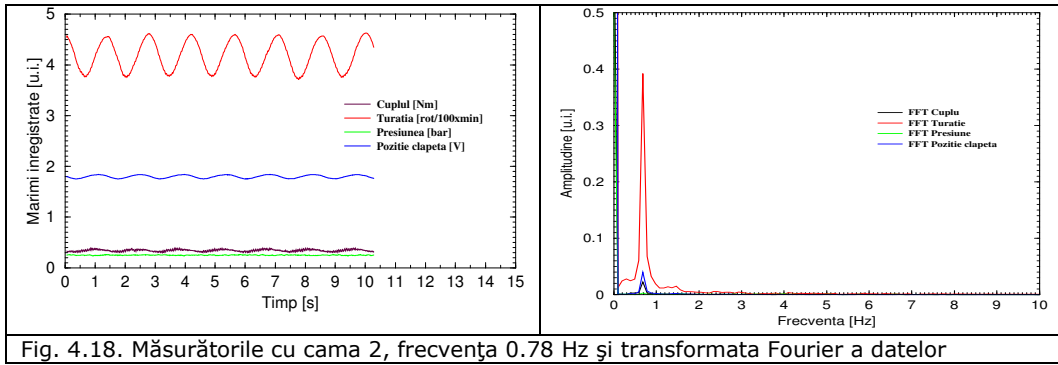
### **4.2.3. Datele experimentale, determinarea locului frecvențelor, caracteristicile BODE**

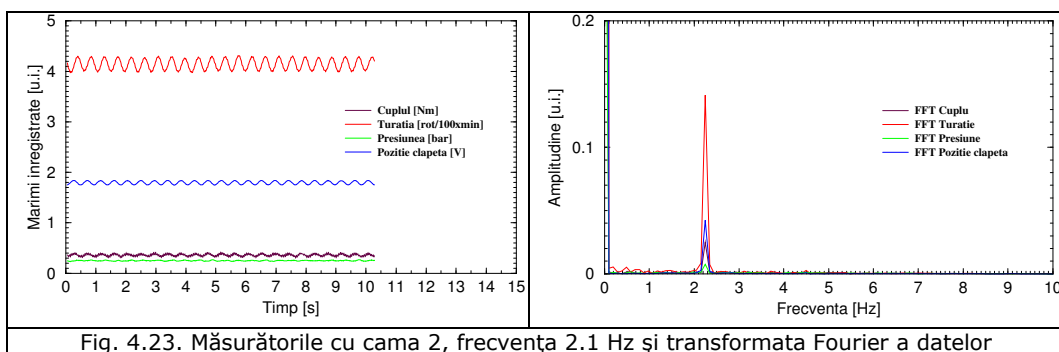
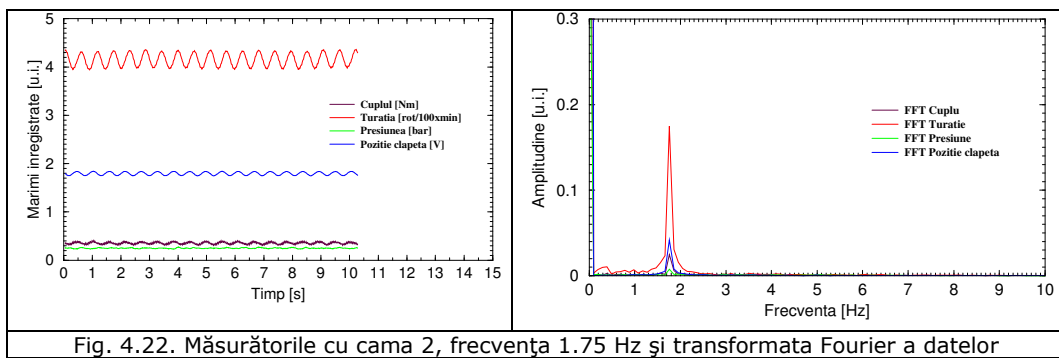
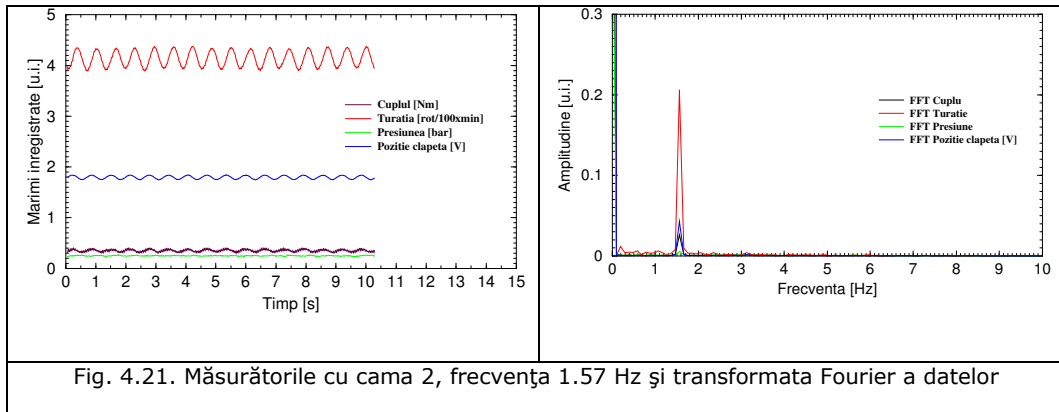
În cele ce urmează se vor prezenta datele experimentale obținute pentru fiecare camă în parte, precum și transformatele Fourier ale datelor respective. Pe baza acestora se va trasa locul de frecvență corespunzător poziției clapetei și fiecărei mărimi de ieșire (turație, cuplu și presiune), pentru fiecare camă în parte. Deoarece în cadrul prezentării datelor măsurate, trecerea valorii efective a mișcării clapetei de reglare a debitului, în milimetrii ar acoperi în unele cazuri restul variațiilor, sau ar duce la o scară prea mare și datorită faptului că amplitudinea semnalului de intrare este cunoscută, această variație interesând doar ca și moment de timp, a fost reprezentată în unități de măsură de tensiune (V). De asemenea, în cadrul transformatei Fourier rapidă, aceasta este trecută identic, prezentarea fiind făcută numai pentru a întări dovada că semnalele au aceeași frecvență, ipoteză obligatorie în cadrul identificării dinamice a sistemelor cu semnale de probă periodice sinusoidale. Denumirea camei a fost aleasă de forma Cama și amplitudinea ei.

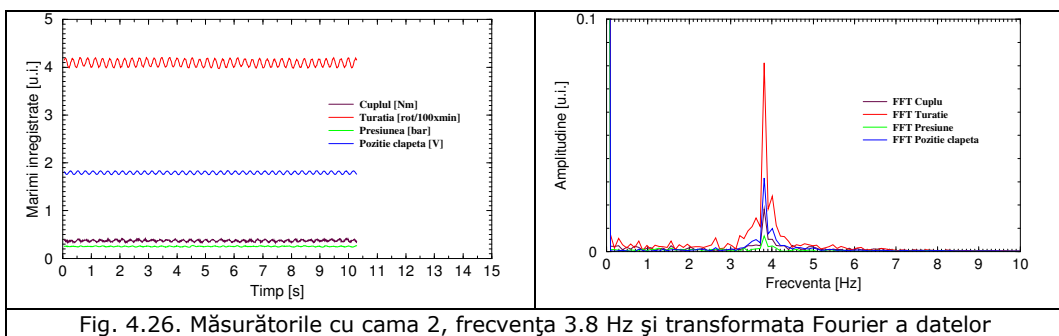
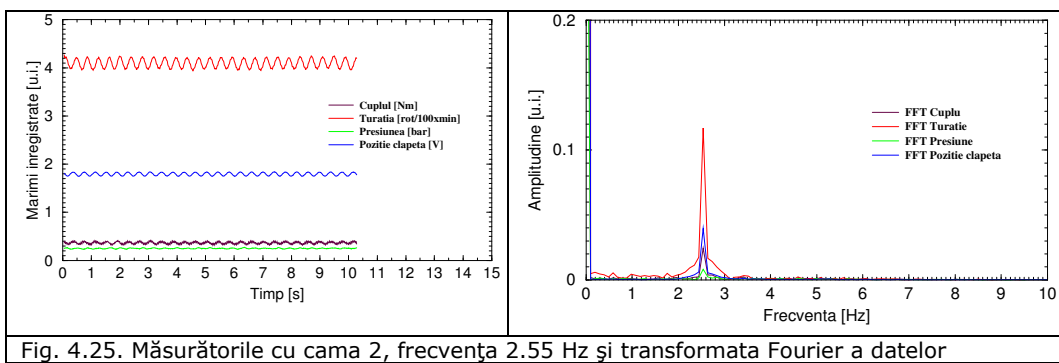
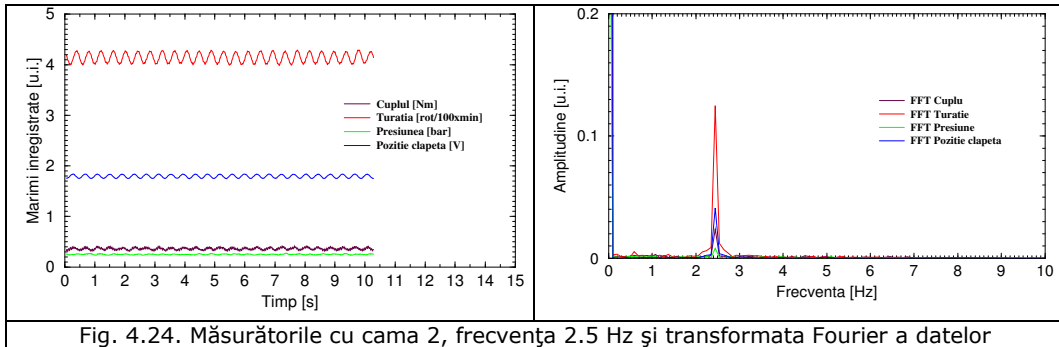
O caracteristică importantă a turbinei cu dublu-flux, spre deosebire de celelalte tipuri de turbine hidraulice existente, o reprezintă dubla trecere a apei prin rotor, fapt ce modifică radical proprietățile dinamice ale acesteia, precum și comportarea ei în regim dinamic. Această particularitate, datorată dublei interacțiuni a apei cu rotorul explică funcțiile de transfer obținute, prin complexitatea fenomenelor hidrodinamice ce apar în rotorul turbinei.

#### **Cama 2**

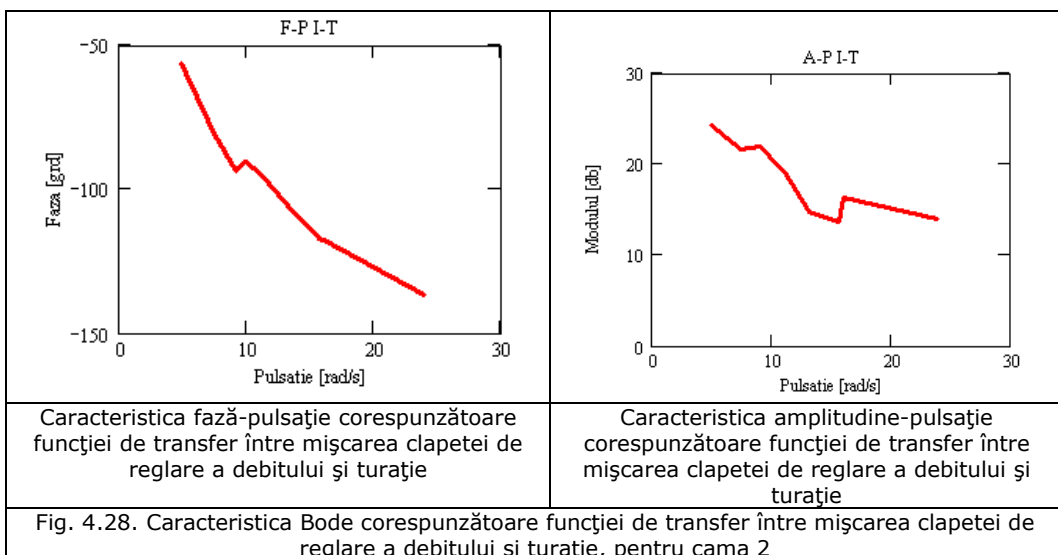
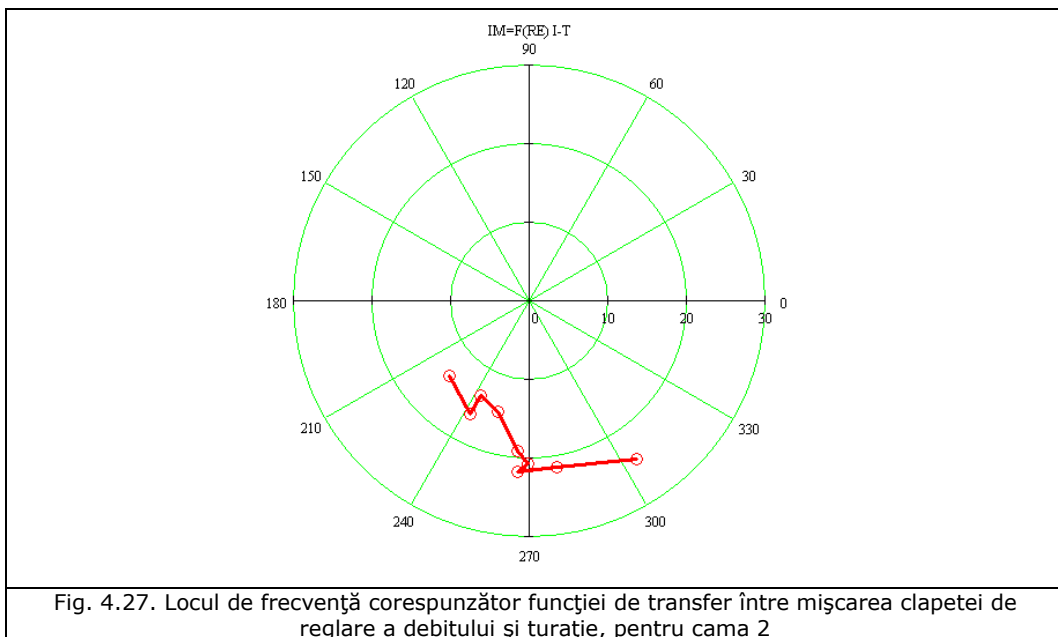
Pentru aceasta s-au făcut nouă seturi de măsurători, la frecvențe de la 0.78 Hz până la 3.8 Hz. Cama aparține primului set prezentat și va introduce sistemului studiat o variație sinusoidală cu o amplitudine de 2 milimetrii, aceasta fiind aplicată clapetei de reglare a debitului, ceea ce reprezintă pentru turbina cu dublu flux aparatul director. Datele sunt prezentate în fig. 4.18-4.26.

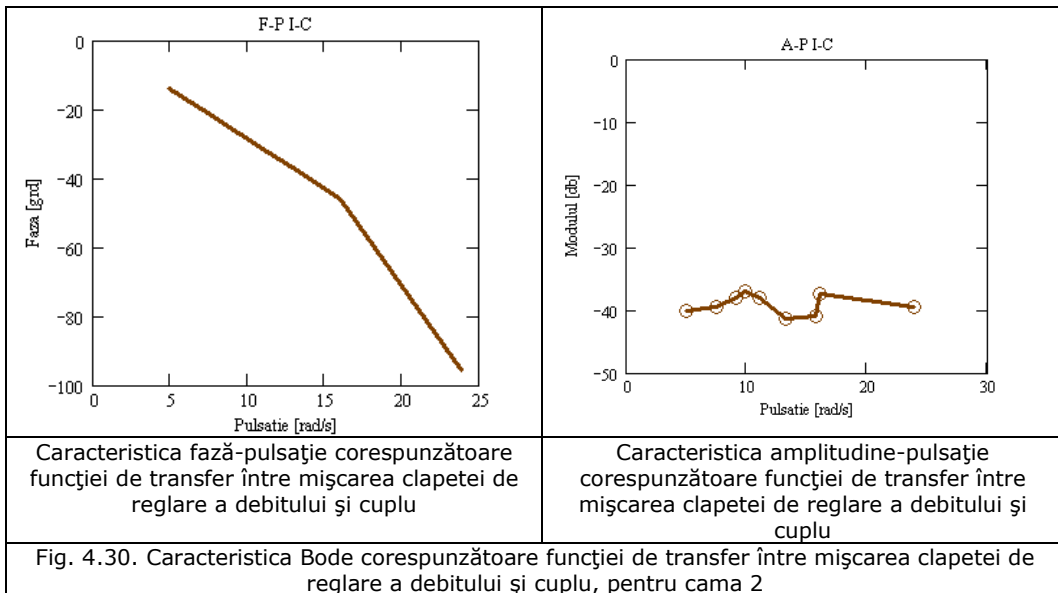
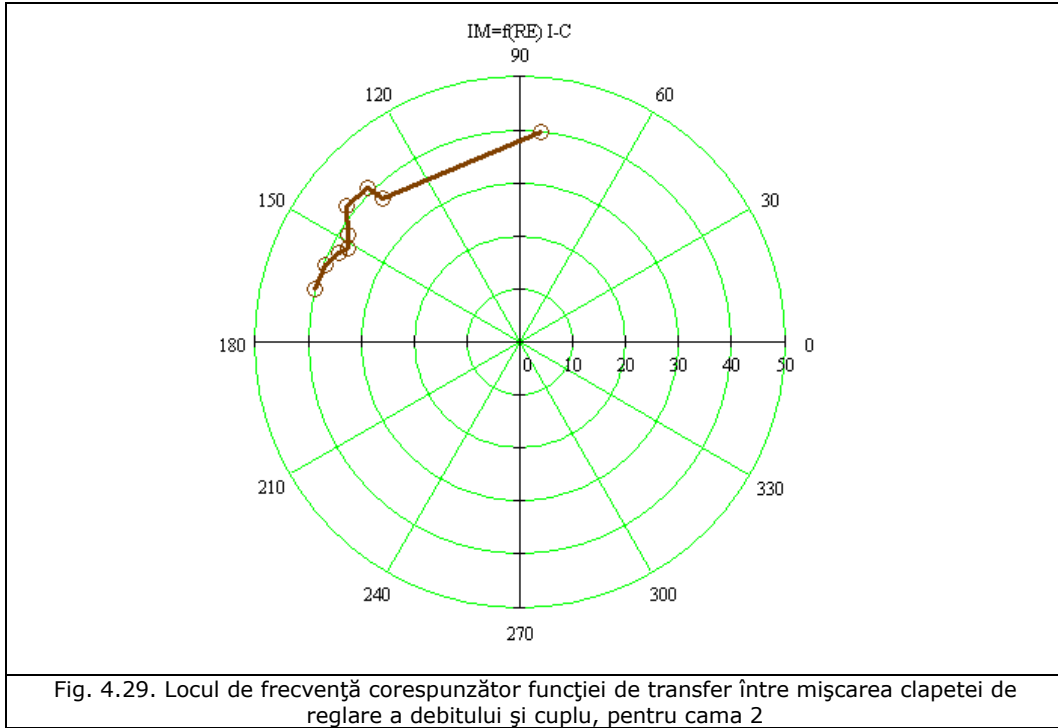






Pe baza măsurătorilor prezentate în figurile 4.18...4.26 și pe baza teoriei prezentate în capitolul 2 s-a trasat locul de frecvență corespunzător funcțiilor de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație, cuplu și presiune. Acestea precum și caracteristica Bode (amplitudine- pulsație și fază-pulsație) vor fi prezentate în fig.4.27-4.32. Din analiza Fourier a datelor se observă că semnalele se apropie de sinusoidale pure, dat fiind faptul că în reprezentarea Fourier apare o singura familie de vârfuri.







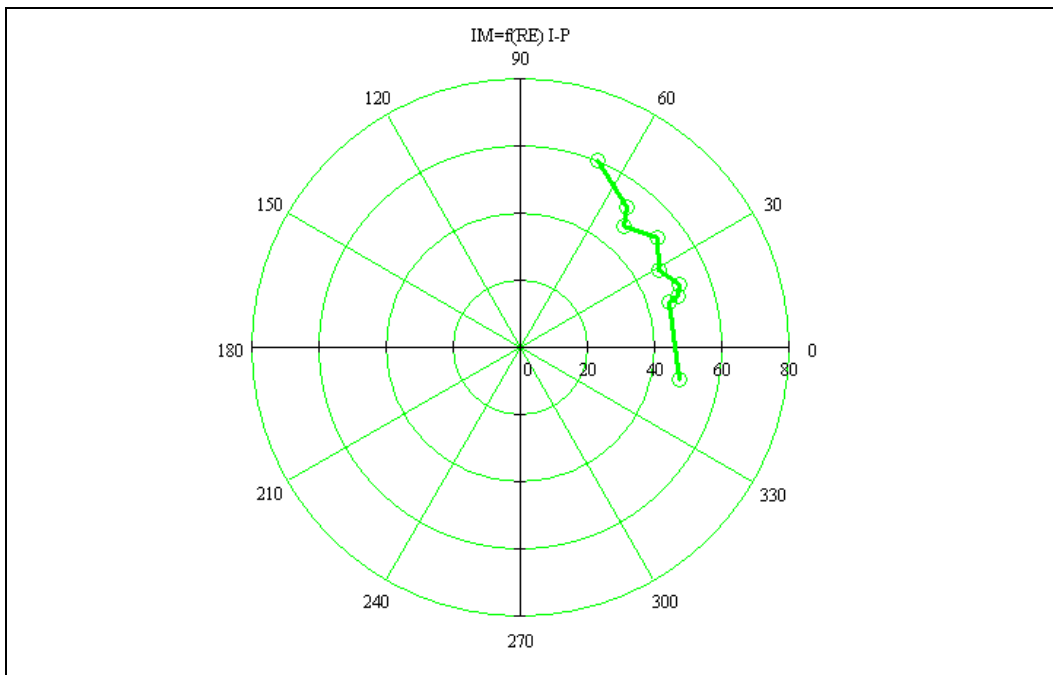
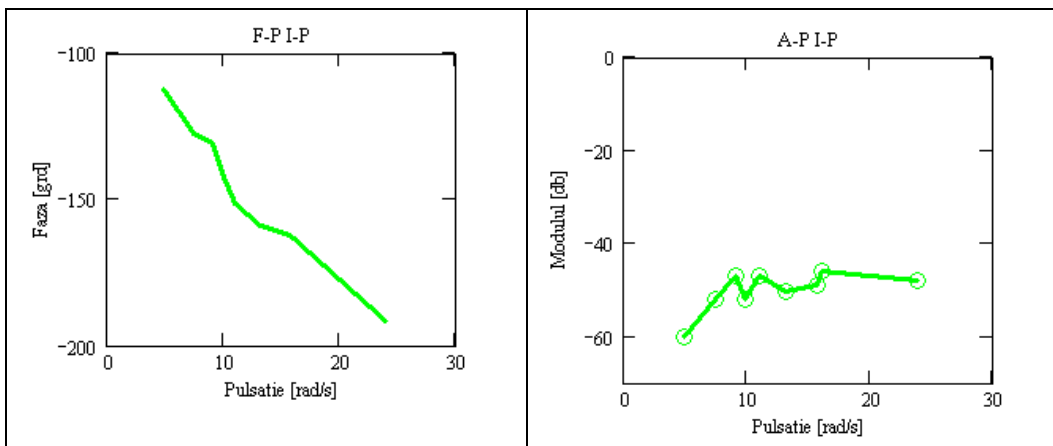


Fig. 4.31. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 2



Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Fig. 4.32. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 2

Din prima analiză a funcțiilor de transfer se observă că, forma acestora accentuează și demonstrează caracterul complex mecano-hidraulic al turbinei cu dublu flux.

**Cama 3**

Pentru aceasta s-au făcut nouă seturi de măsurători, la frecvențe de la 0.6 Hz până la 3.05 Hz. Cama 3 va introduce sistemului studiat o variație sinusoidală cu o amplitudine de 3 milimetri la intrarea în acesta, adică aparatului director al turbinei cu dublu flux. Datele măsurate vor fi prezentate în fig. 4.33-4.41, iar pentru determinarea amplitudinilor și frecvenței caracteristice sunt prezentate transformatele Fourier ale acestora.

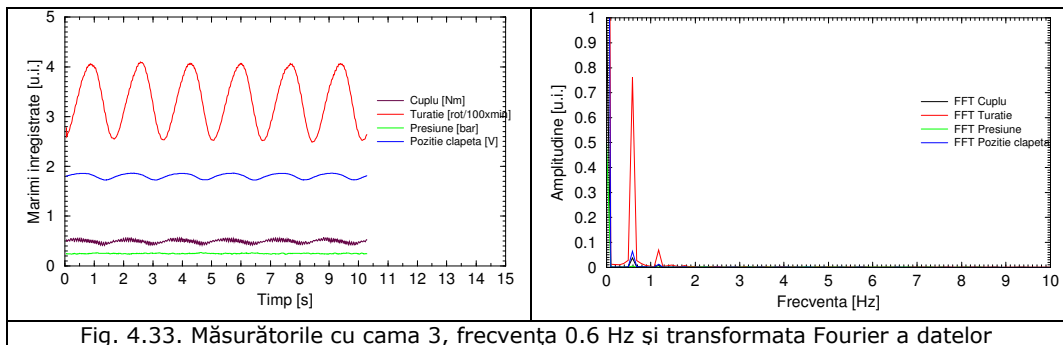


Fig. 4.33. Măsurătorile cu cama 3, frecvența 0.6 Hz și transformata Fourier a datelor

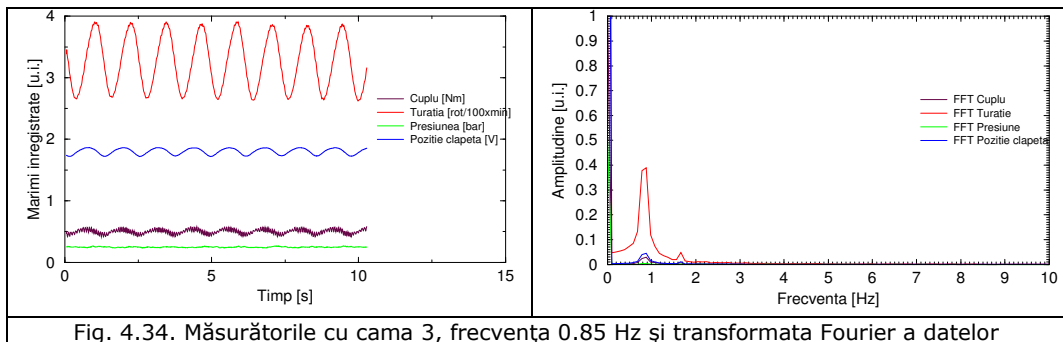


Fig. 4.34. Măsurătorile cu cama 3, frecvența 0.85 Hz și transformata Fourier a datelor

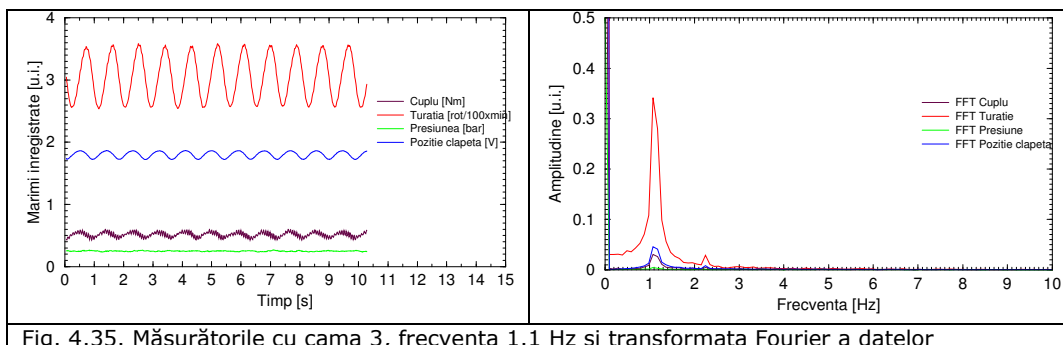
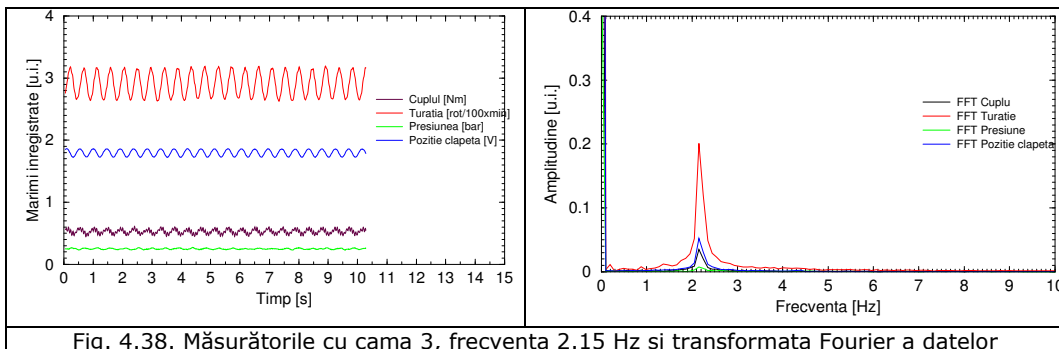
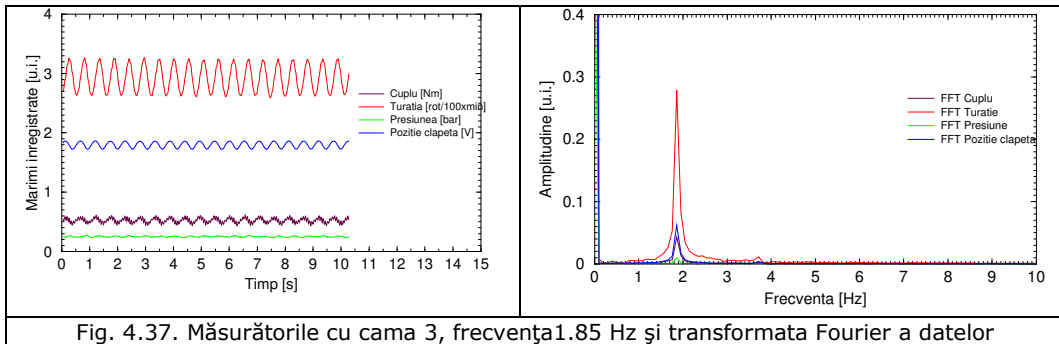
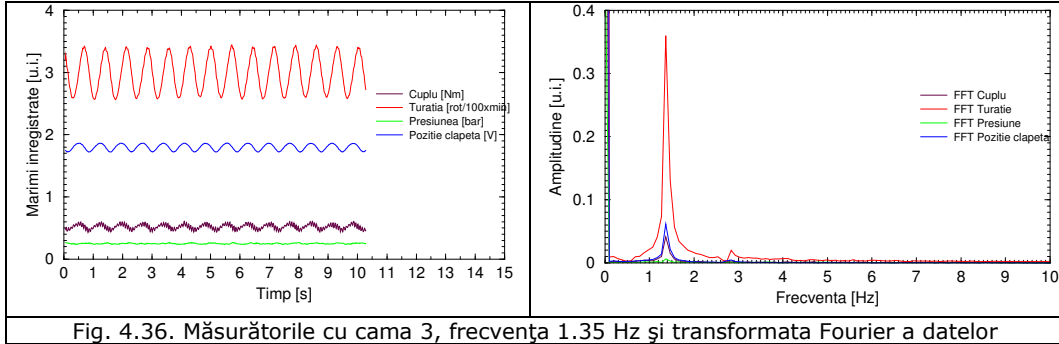
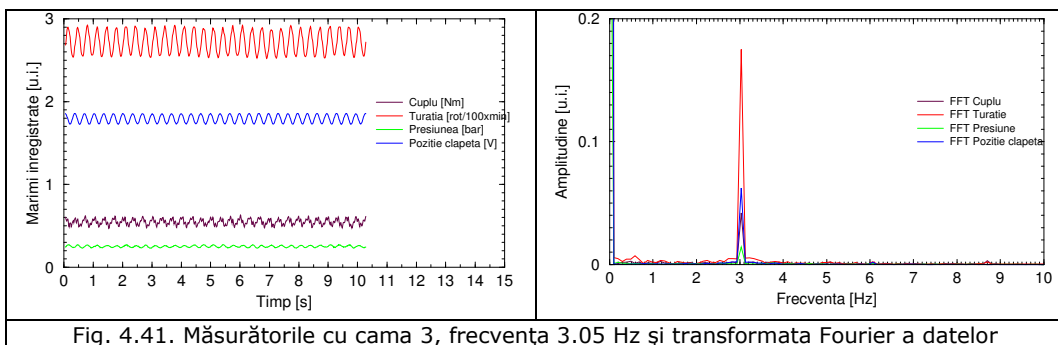
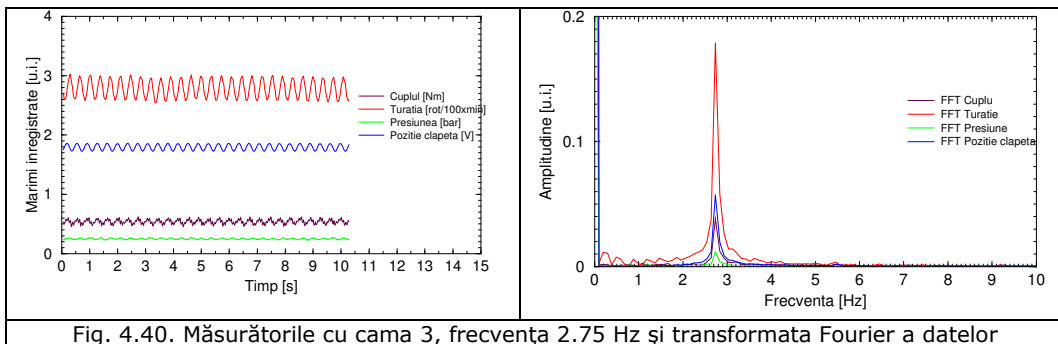
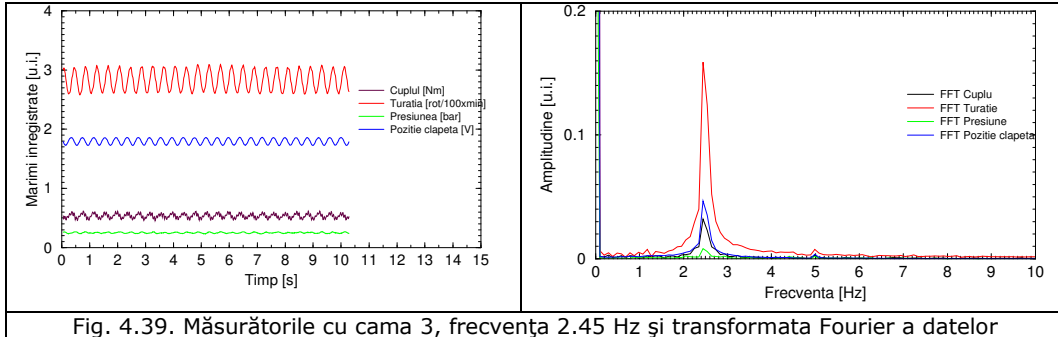


Fig. 4.35. Măsurătorile cu cama 3, frecvența 1.1 Hz și transformata Fourier a datelor



4.2. -Măsurătorile în regim dinamic pe turbina hidraulică cu dublu flux SDC125 139



În continuare după teoria identificării sistemelor au fost reprezentate locurile de transfer ce corespund funcțiilor de transfer între mișcarea aparatului director al turbinei cu dublu flux și presiunea, cuplul la arborele turbinei și turația acesteia, corespunzătoare camei cu amplitudinea de 3 milimetri.

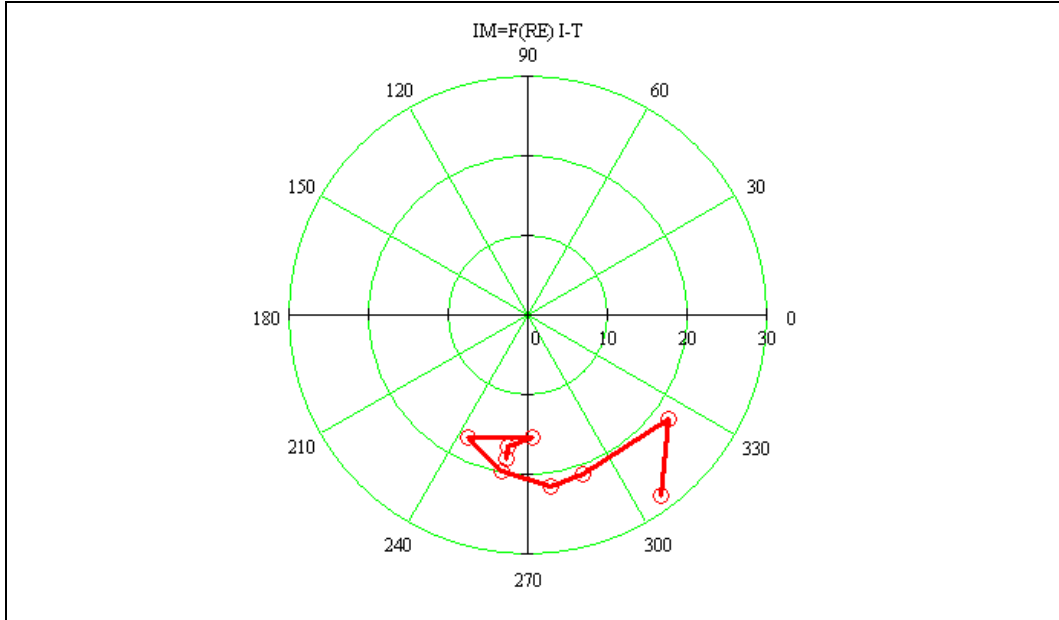
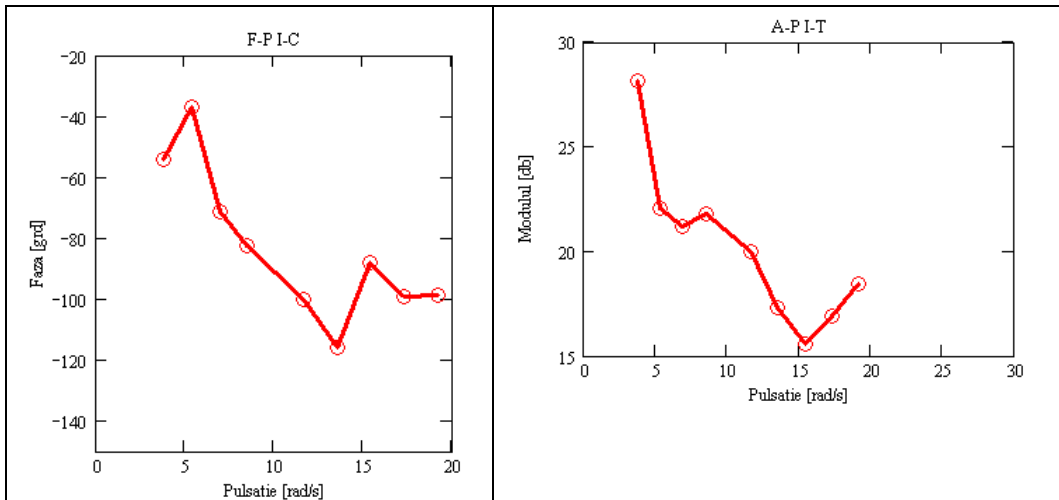


Fig. 4.42. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație, pentru cama 3



Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație

Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație

Fig. 4.43. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație, pentru cama 3

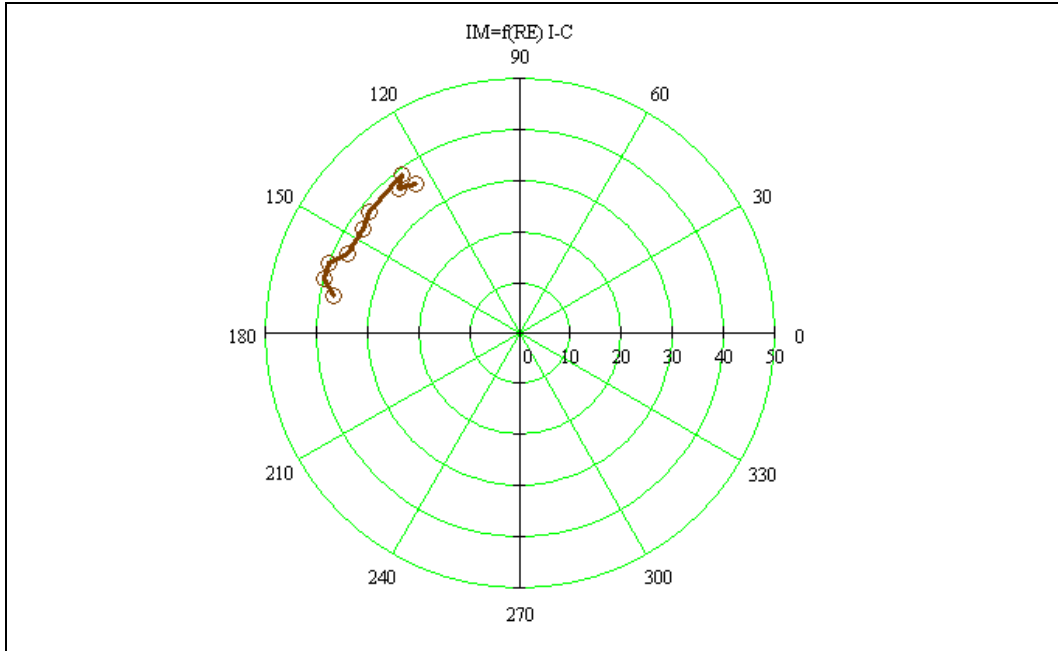
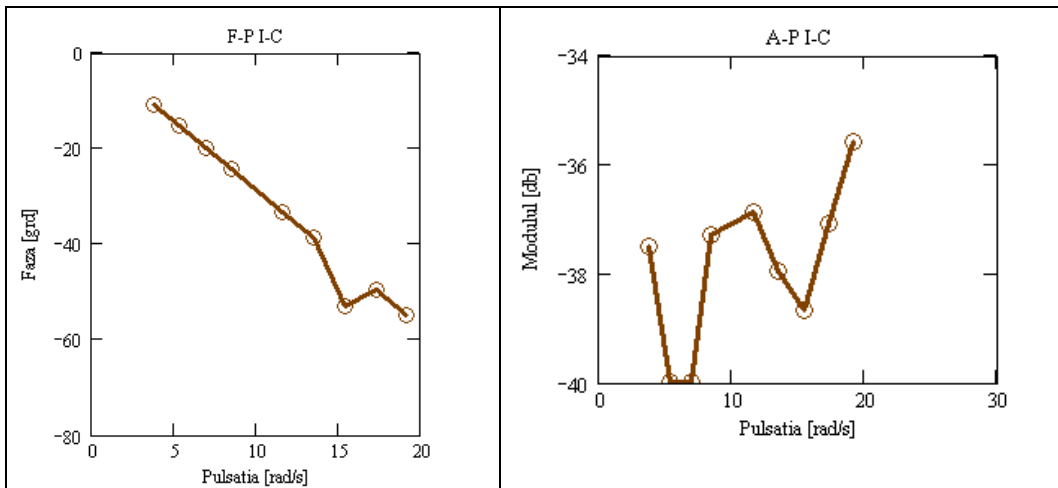


Fig. 4.44. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu, pentru cama 3



Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu

Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu

Fig. 4.45. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu, pentru cama 3

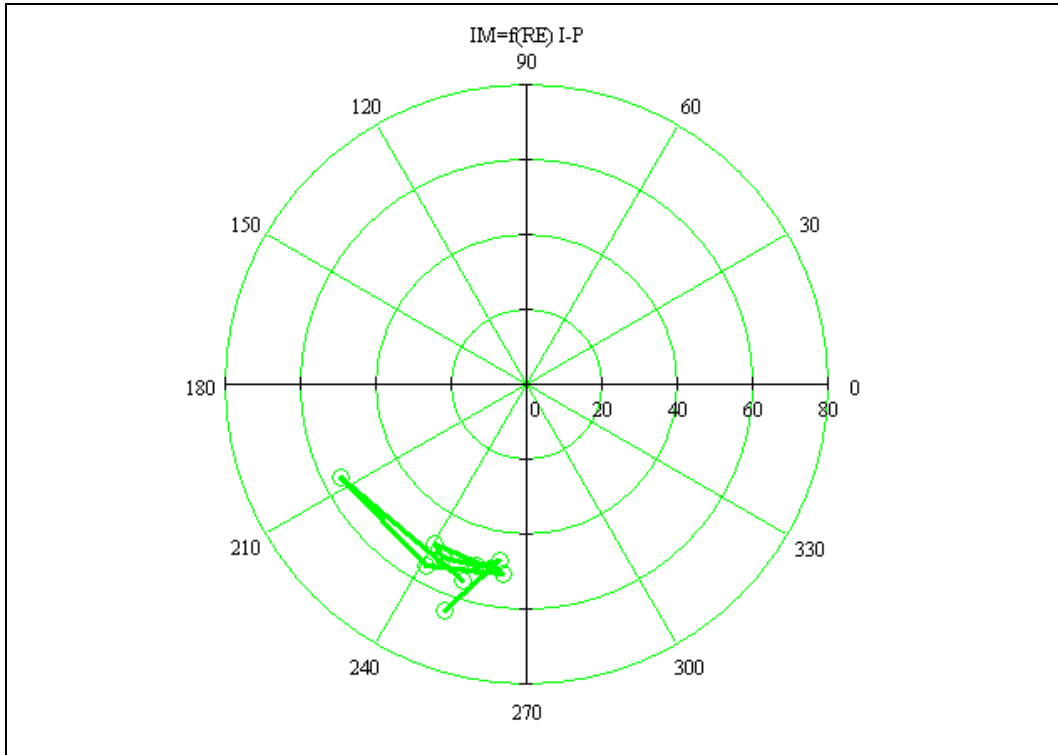
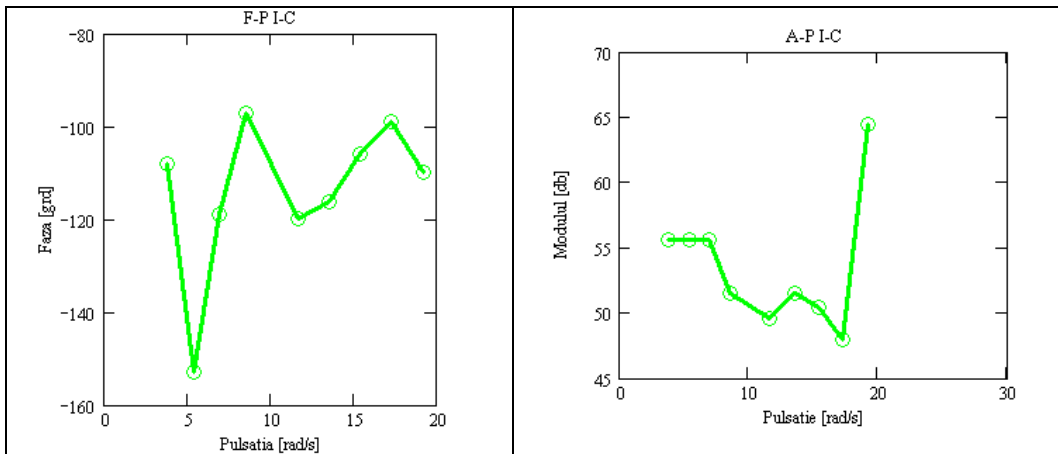


Fig. 4.46. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 3



Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Fig. 4.47. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 3

**Cama 5**

În cazul acestei came au fost realizate măsurători la frecvențe cuprinse între 0.9 și 3.8 Hz. Datele fiind prezentate în fig. 4.48-4.56.

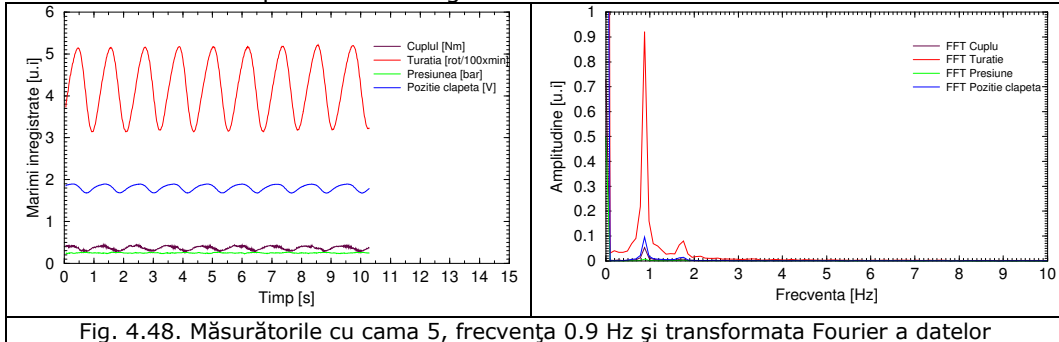


Fig. 4.48. Măsurătorile cu cama 5, frecvența 0.9 Hz și transformata Fourier a datelor

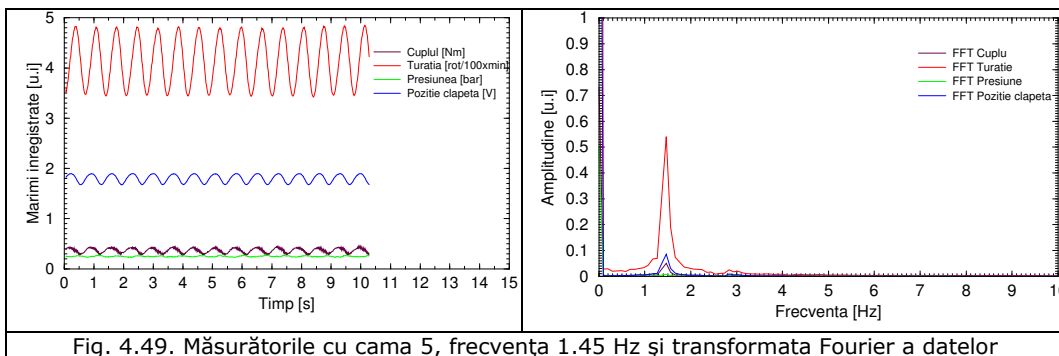


Fig. 4.49. Măsurătorile cu cama 5, frecvența 1.45 Hz și transformata Fourier a datelor

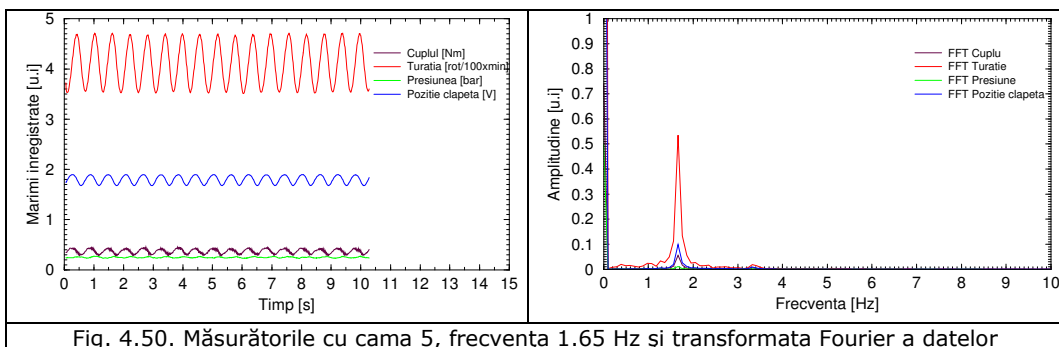


Fig. 4.50. Măsurătorile cu cama 5, frecvența 1.65 Hz și transformata Fourier a datelor



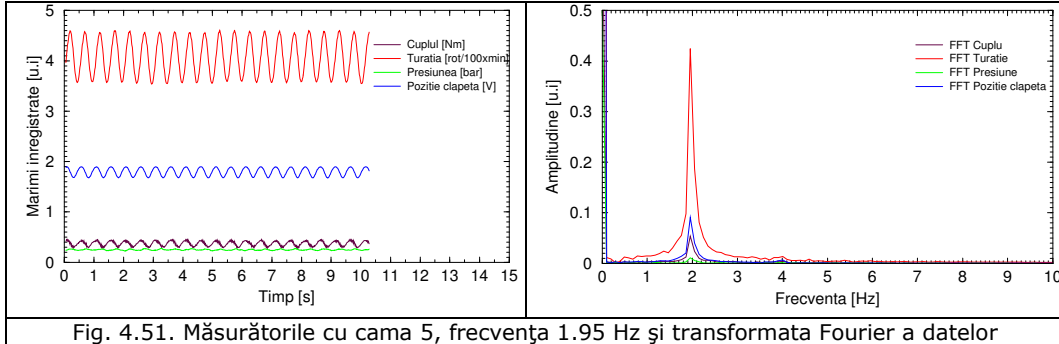


Fig. 4.51. Măsurătorile cu cama 5, frecvența 1.95 Hz și transformata Fourier a datelor

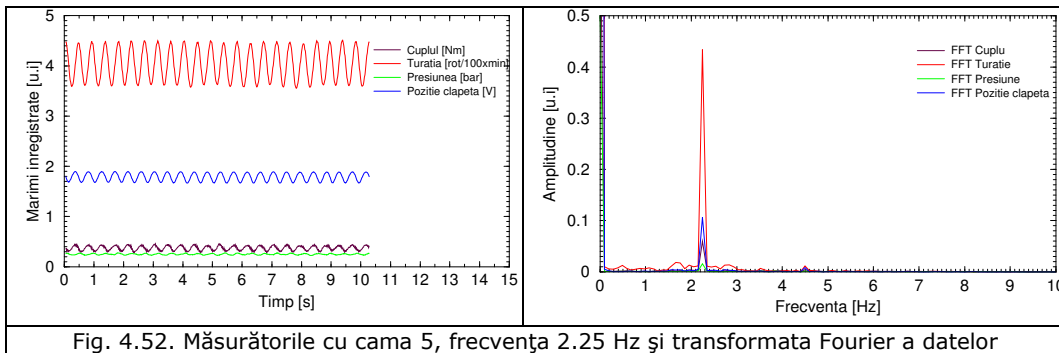


Fig. 4.52. Măsurătorile cu cama 5, frecvența 2.25 Hz și transformata Fourier a datelor

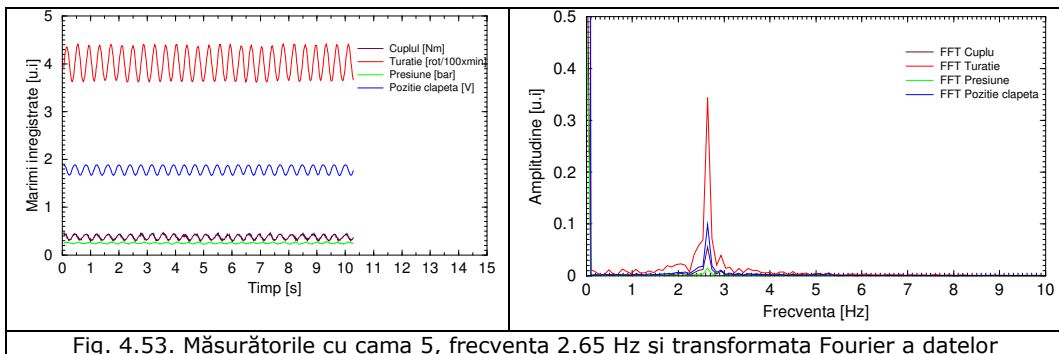
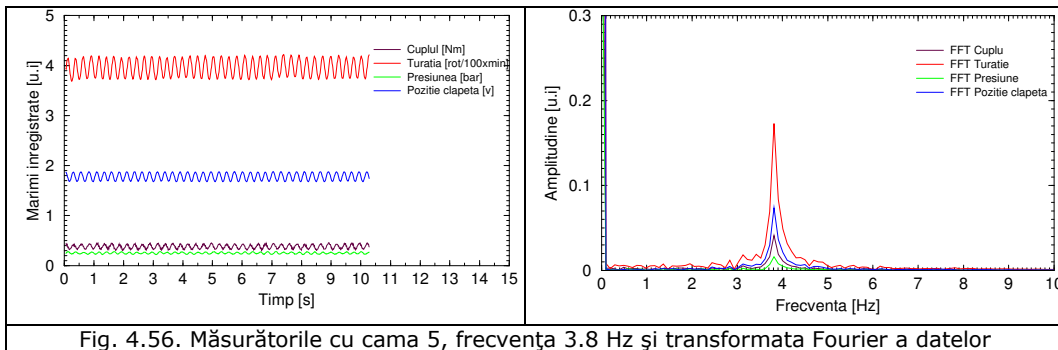
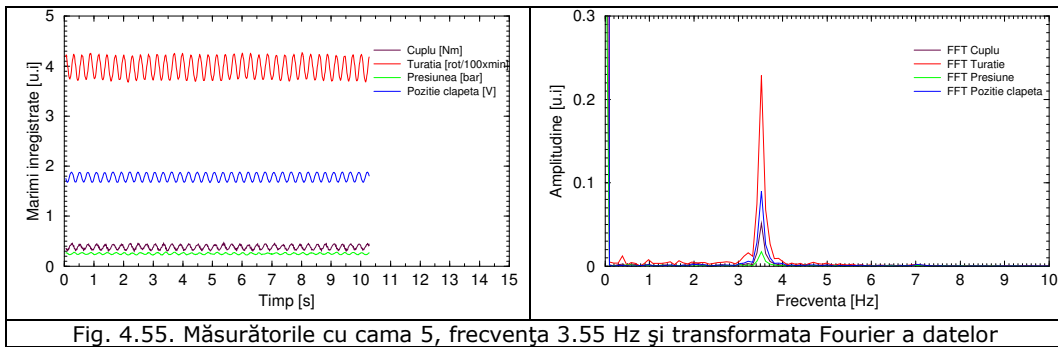
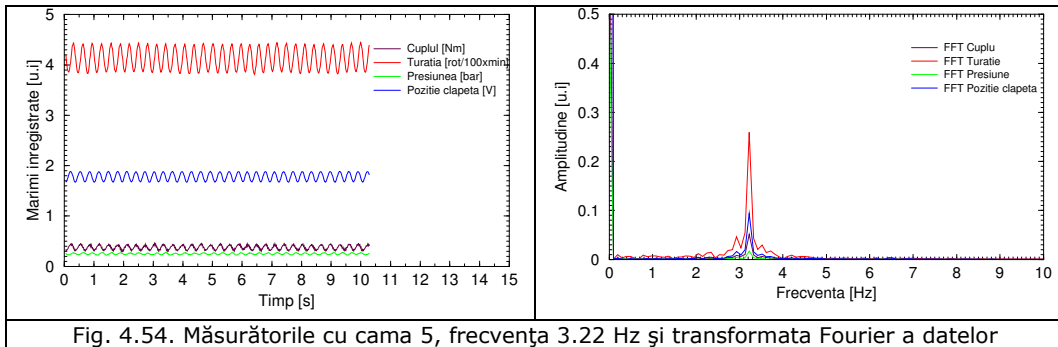


Fig. 4.53. Măsurătorile cu cama 5, frecvența 2.65 Hz și transformata Fourier a datelor

4.2. -Măsurătorile în regim dinamic pe turbina hidraulică cu dublu flux SDC125 145



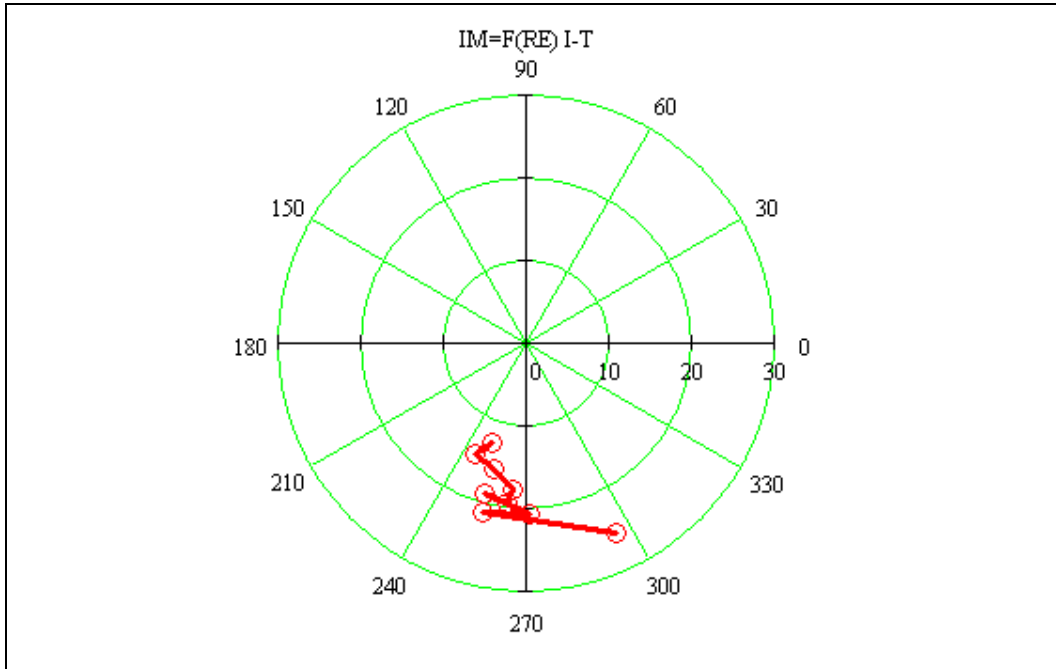
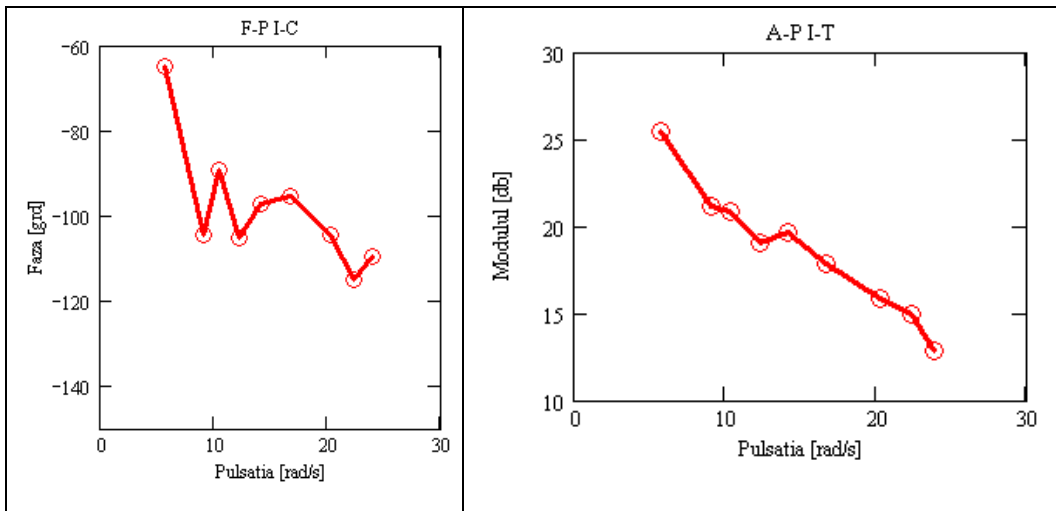


Fig. 4.57. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație, pentru cama 5



Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație

Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație

Fig. 4.58. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație, pentru cama 5

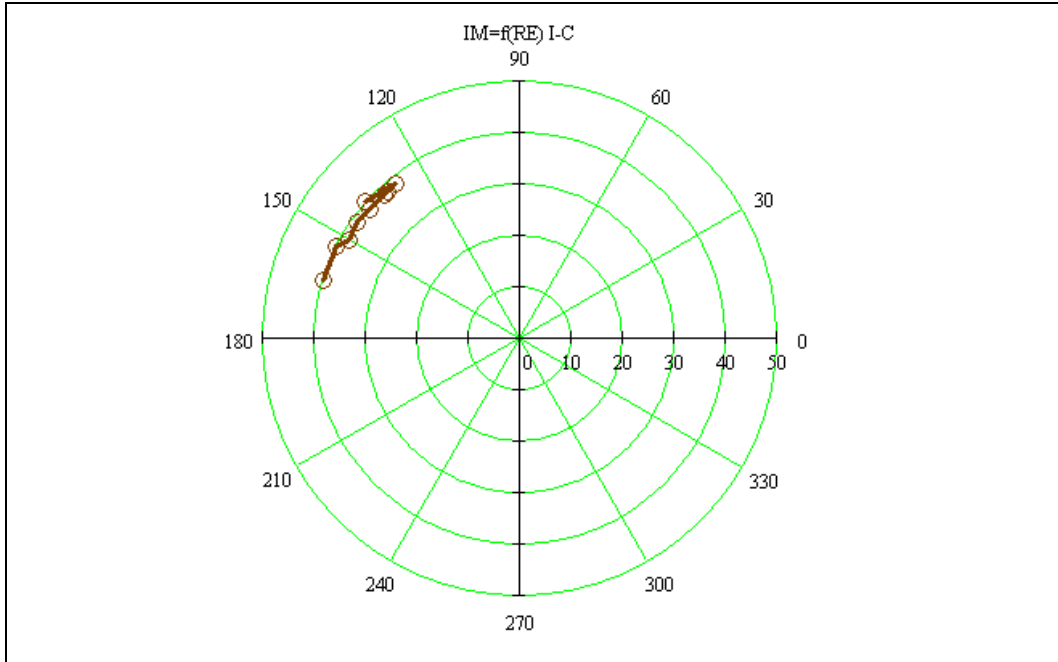
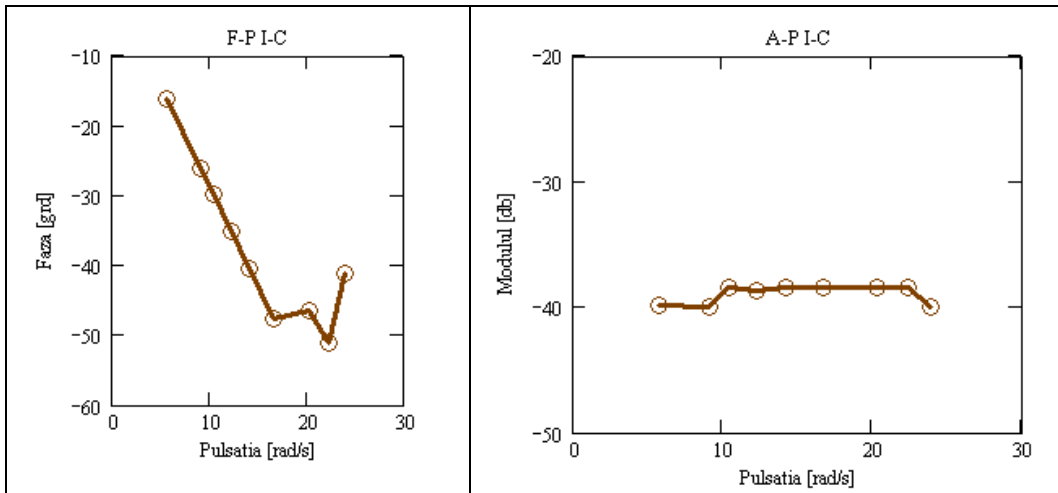


Fig. 4.59. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu, pentru cama 5



Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu

Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu

Fig. 4.60. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu, pentru cama 5

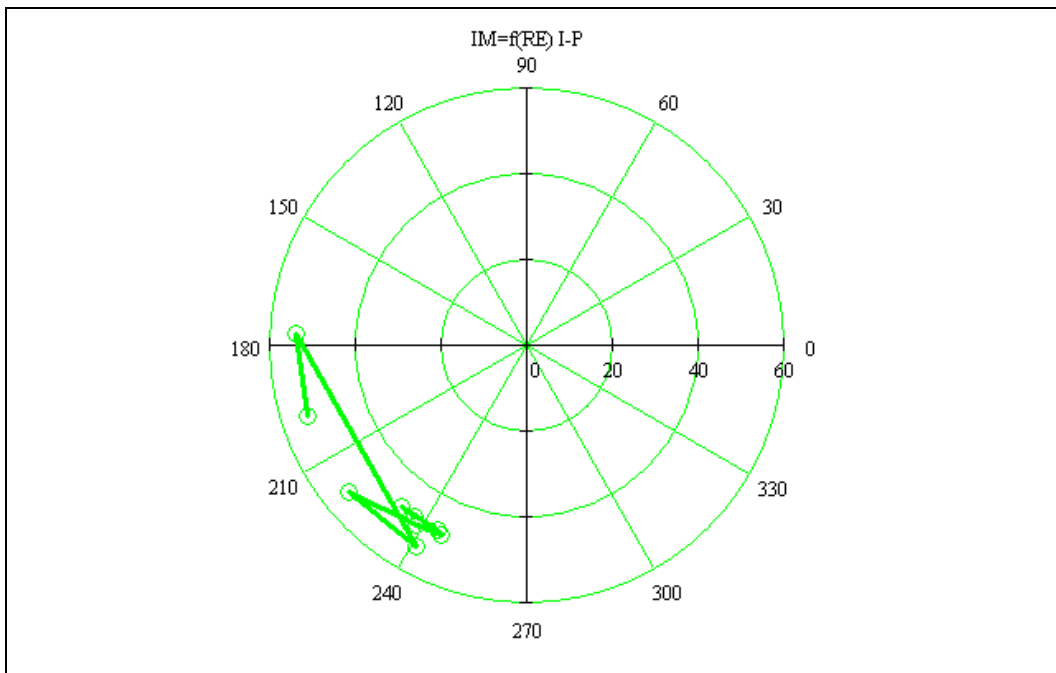
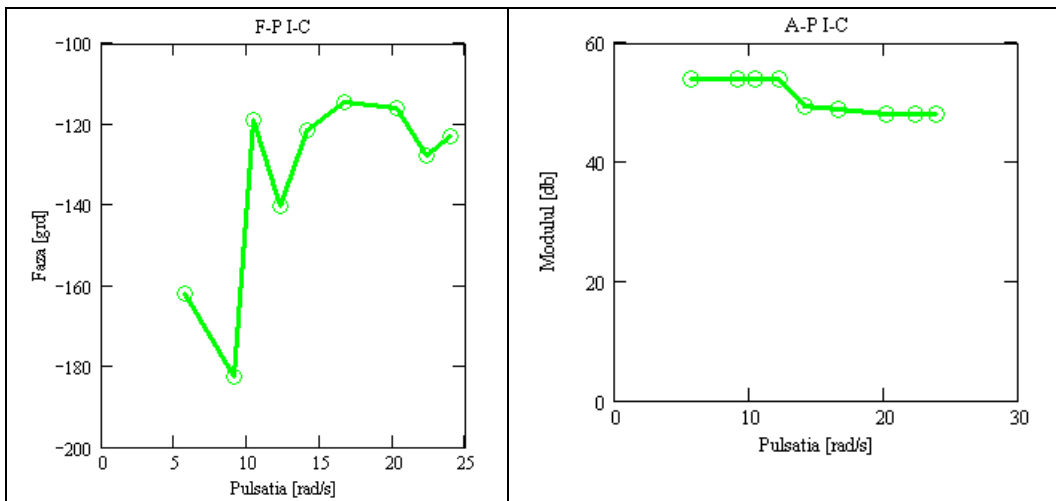


Fig. 4.61. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 5



Caracteristica fază-pulsajie corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Caracteristica amplitudine-pulsajie corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Fig. 4.62. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 5

Funcțiile de transfer din figurile 4.57, 4.59, 4.61 prezintă comportarea în regim tranzitoriu a sistemului hidraulic cu turbină cu dublu flux.

**Cama 6**

Aceasta reprezintă cama cu cea mai mare amplitudine a primului set, măsurătorile fiind făcute la frecvențe de la 0.78 Hz până la 4.15 Hz. Măsurătorile efectuate și transformatele Fourier rapide ale datelor sunt prezentate în fig. 4.63-4.71.

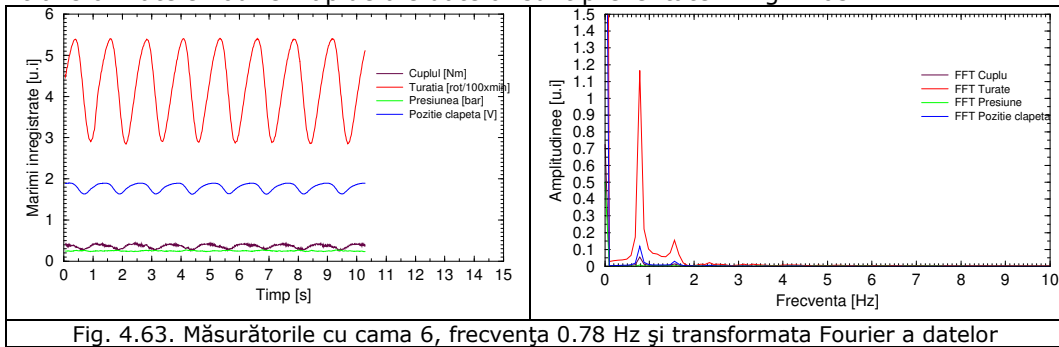


Fig. 4.63. Măsurătorile cu cama 6, frecvența 0.78 Hz și transformata Fourier a datelor

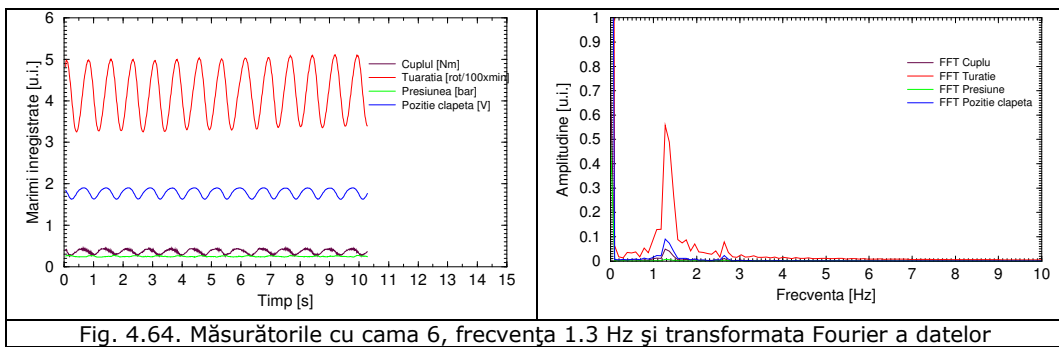


Fig. 4.64. Măsurătorile cu cama 6, frecvența 1.3 Hz și transformata Fourier a datelor

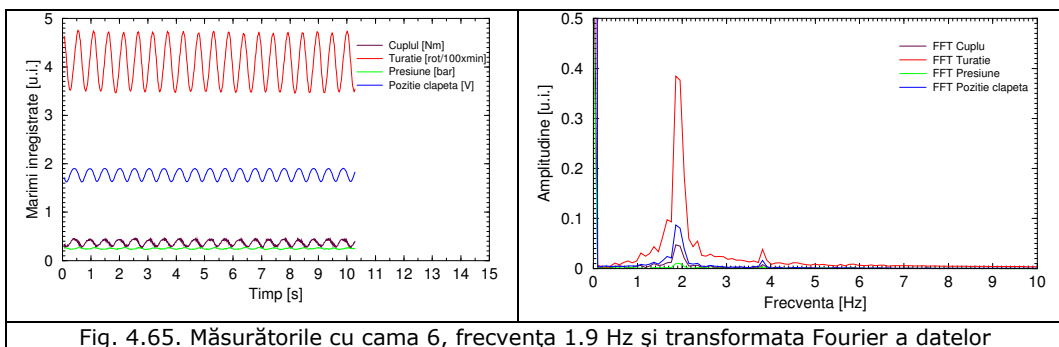
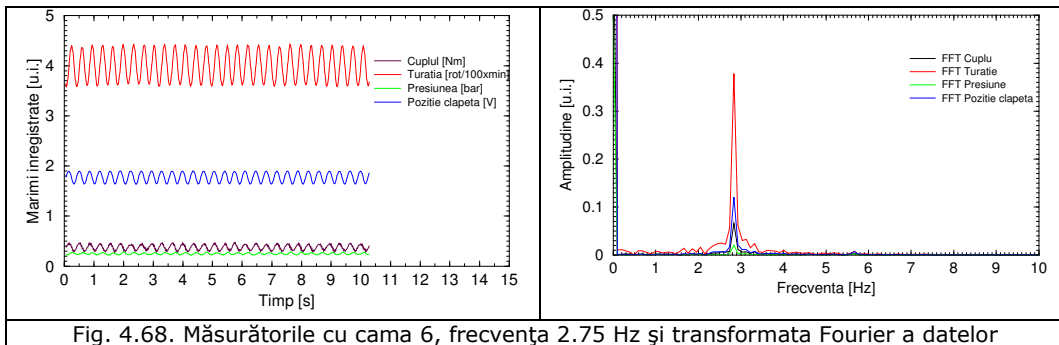
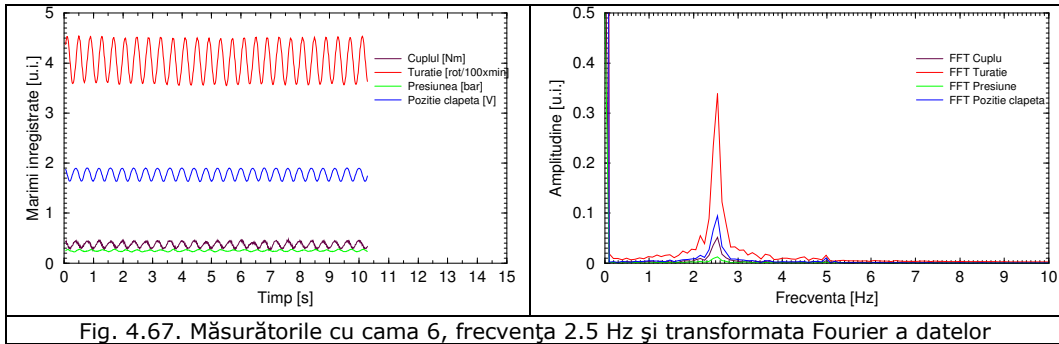
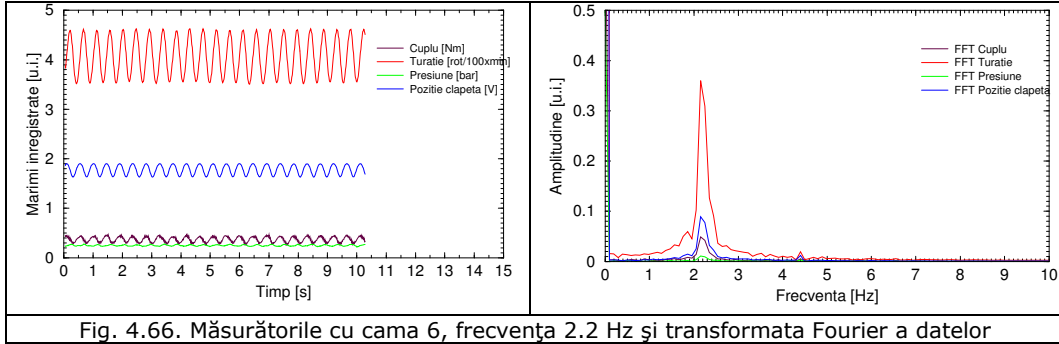
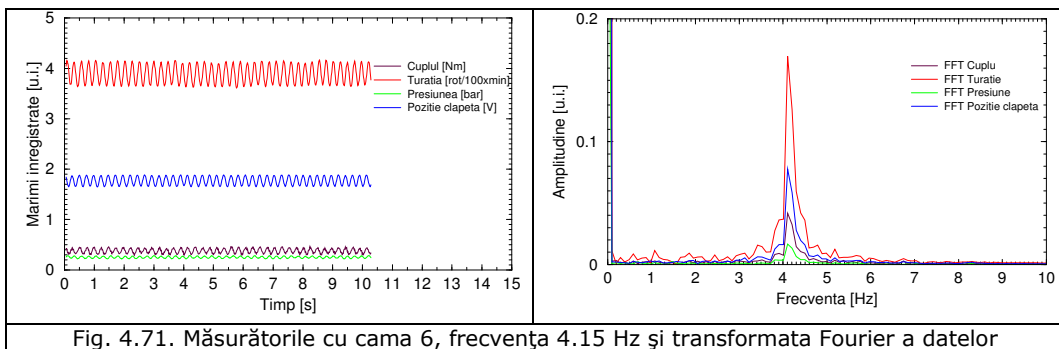
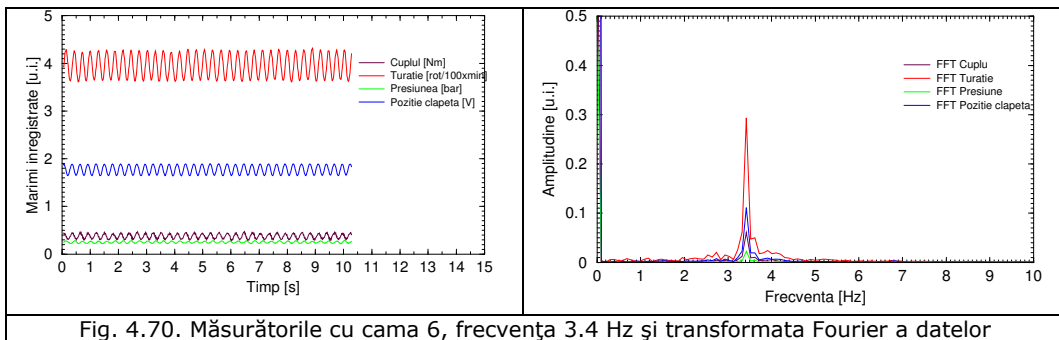
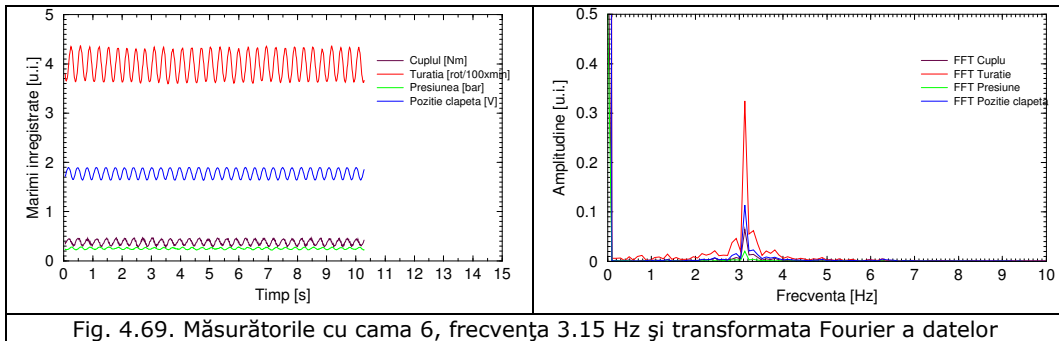


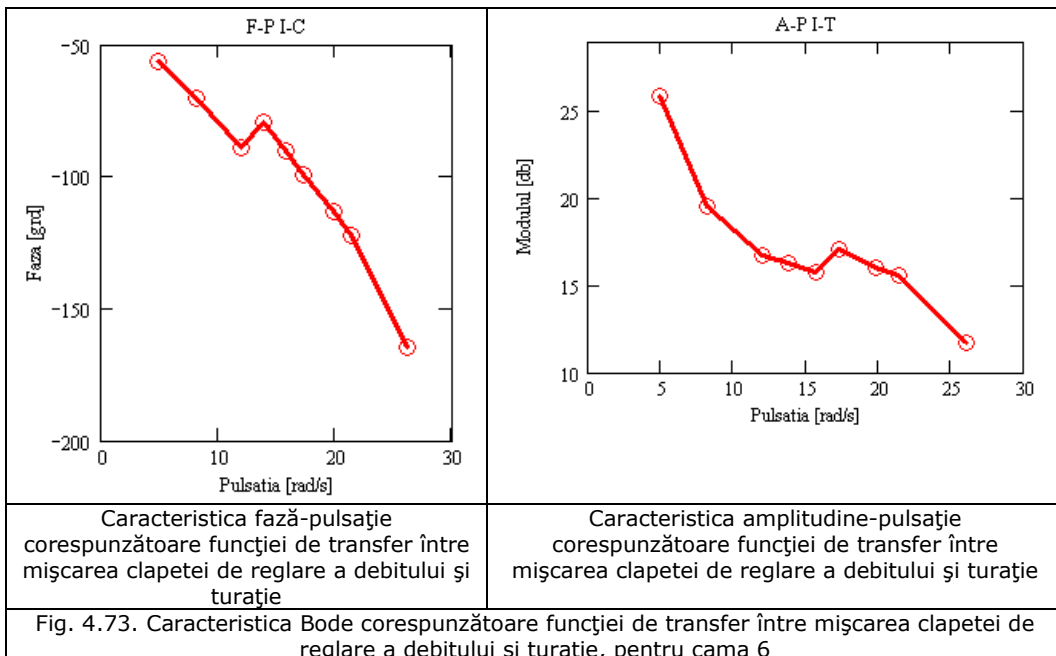
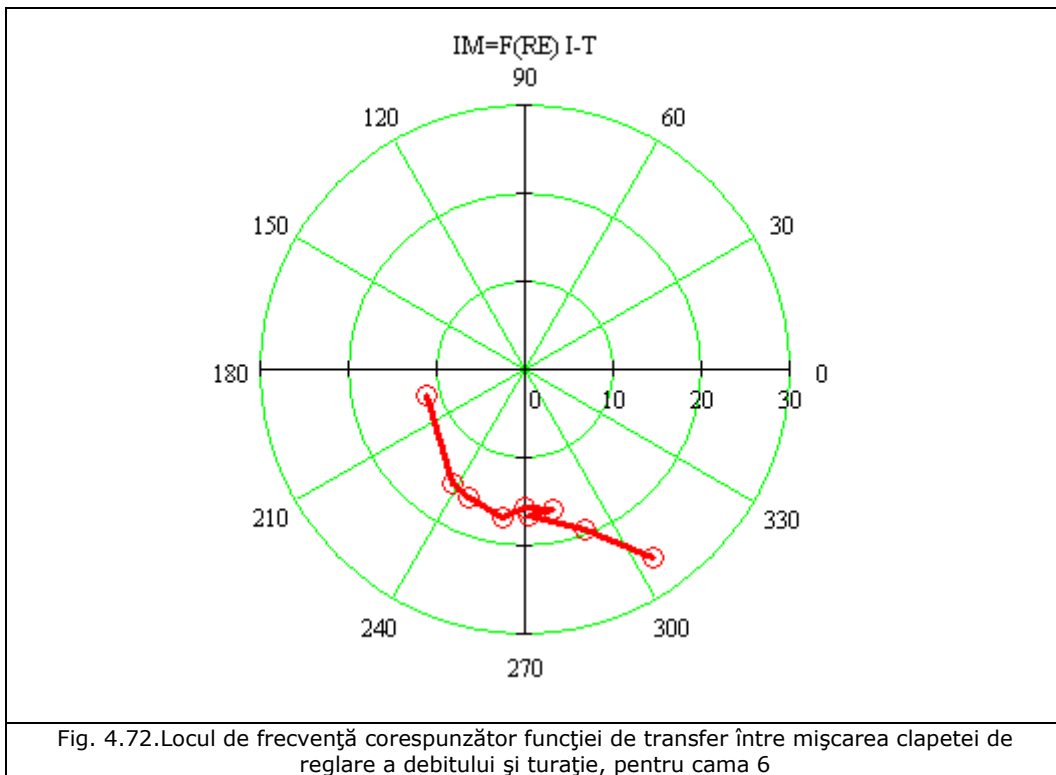
Fig. 4.65. Măsurătorile cu cama 6, frecvența 1.9 Hz și transformata Fourier a datelor

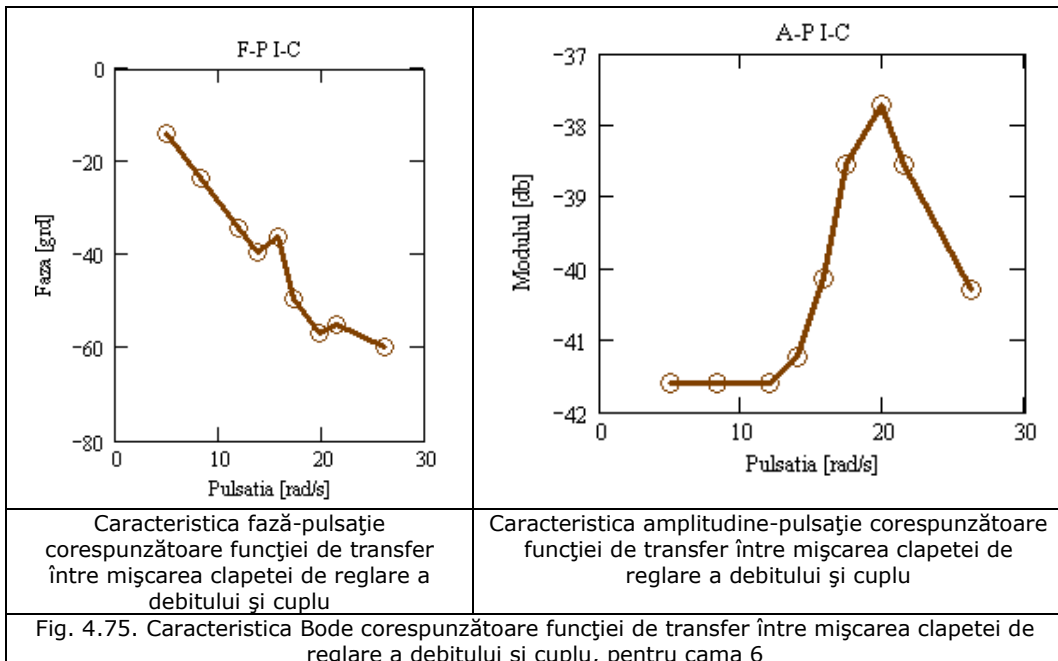
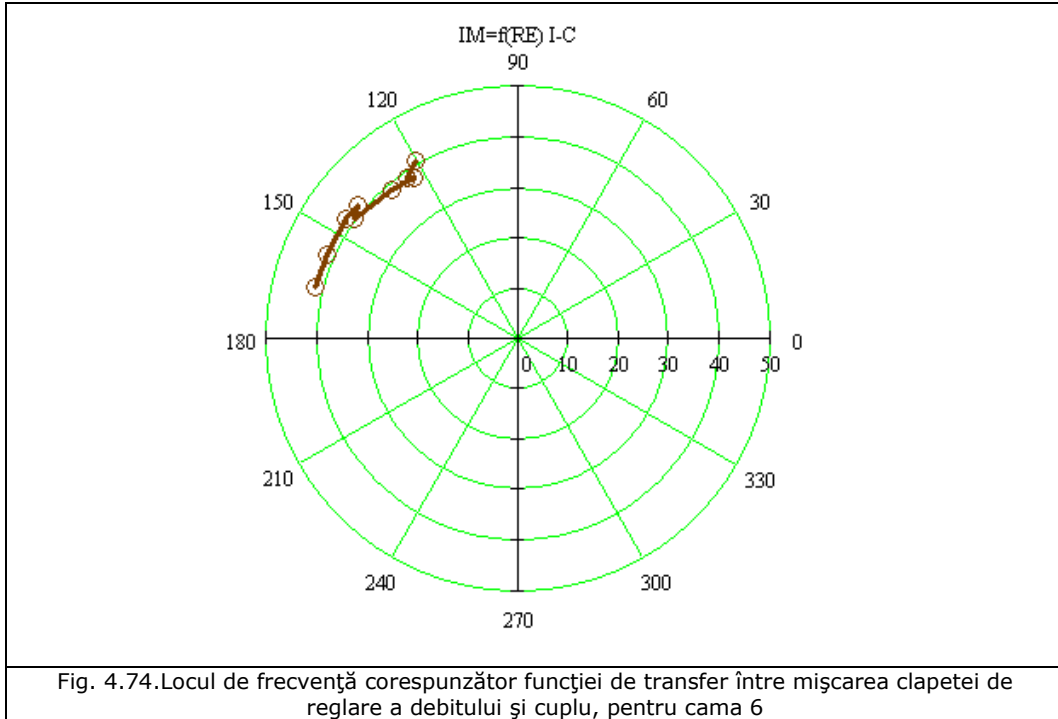


4.2. -Măsurătorile în regim dinamic pe turbina hidraulică cu dublu flux SDC125 151









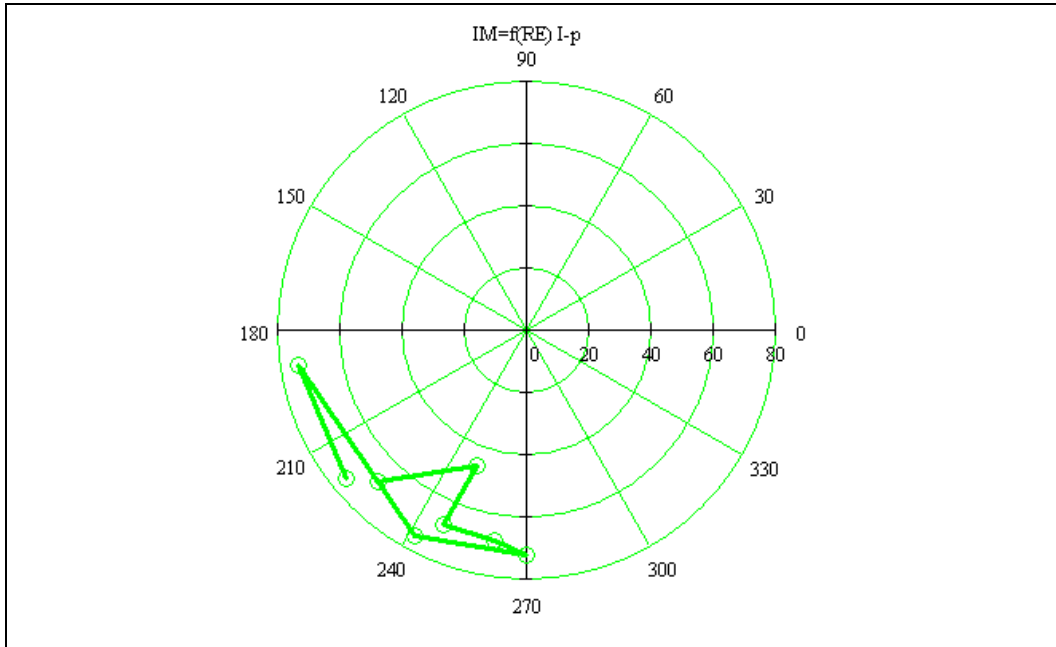
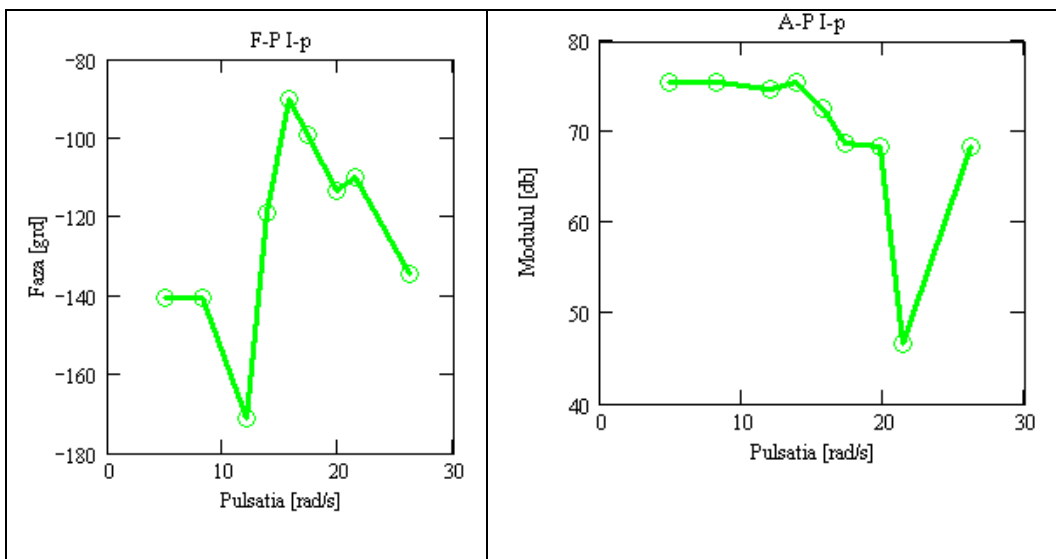


Fig. 4.76. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 6



Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Fig. 4.77. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 6

**Cama 13**

Cama cu amplitudinea de 13 mm face parte din cel de-al doilea set de came, fiind prima amplitudine a multicamei. Frecvența măsurătorilor este cuprinsă între 0.6 Hz și 2.8 Hz și sunt prezentate în fig. 4.78-4.86.

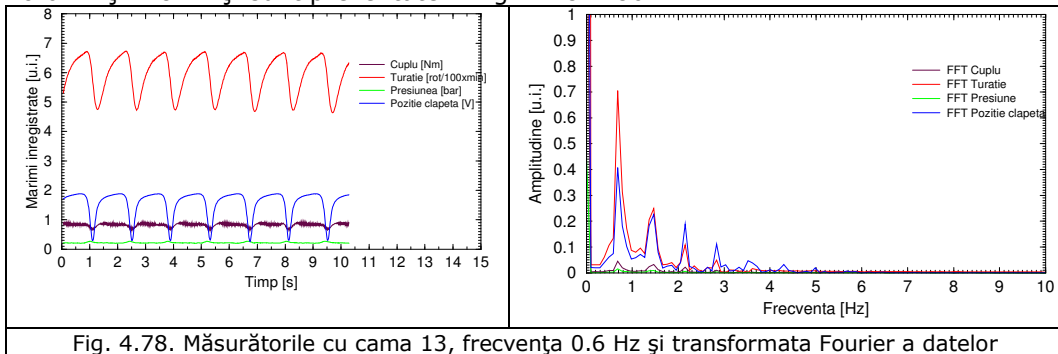


Fig. 4.78. Măsurătorile cu cama 13, frecvența 0.6 Hz și transformata Fourier a datelor

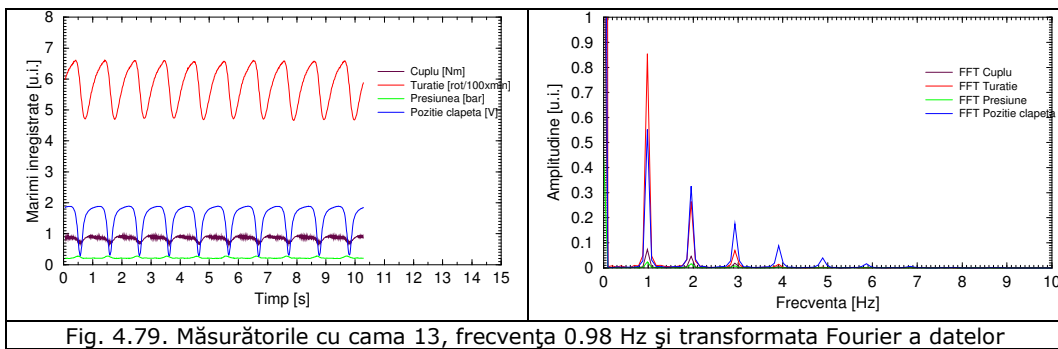


Fig. 4.79. Măsurătorile cu cama 13, frecvența 0.98 Hz și transformata Fourier a datelor

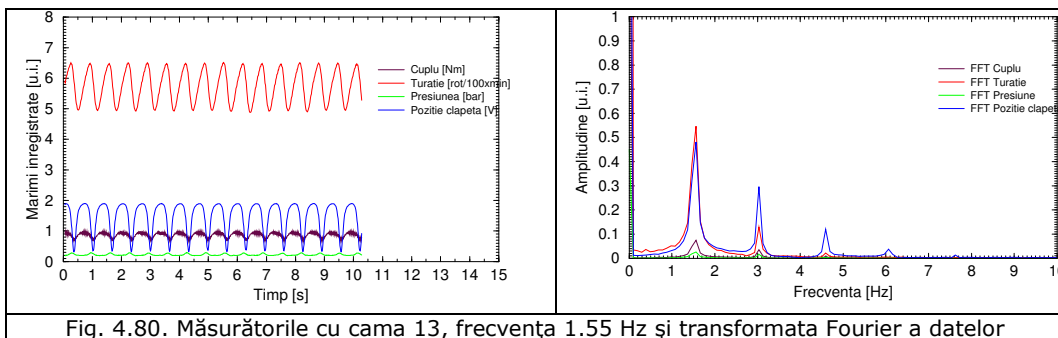
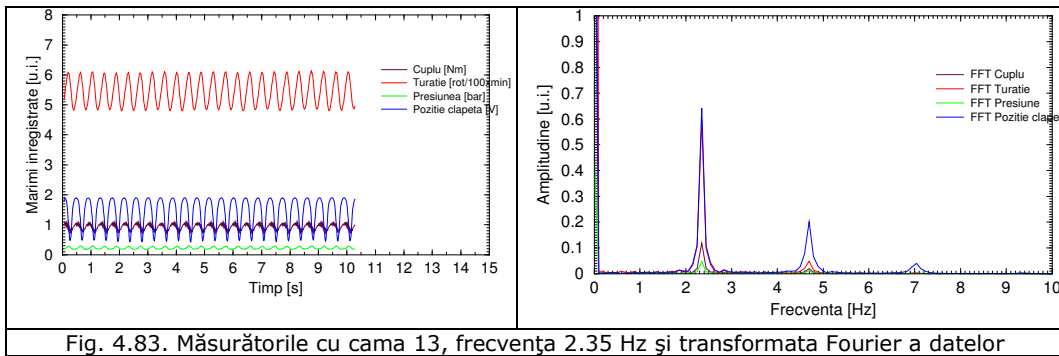
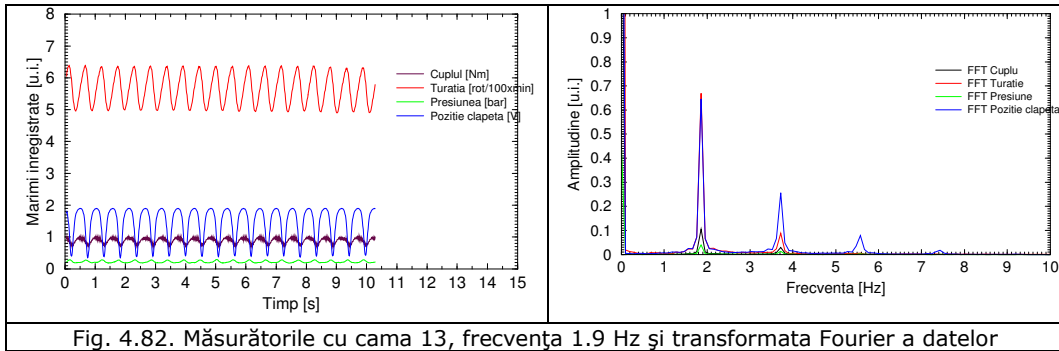
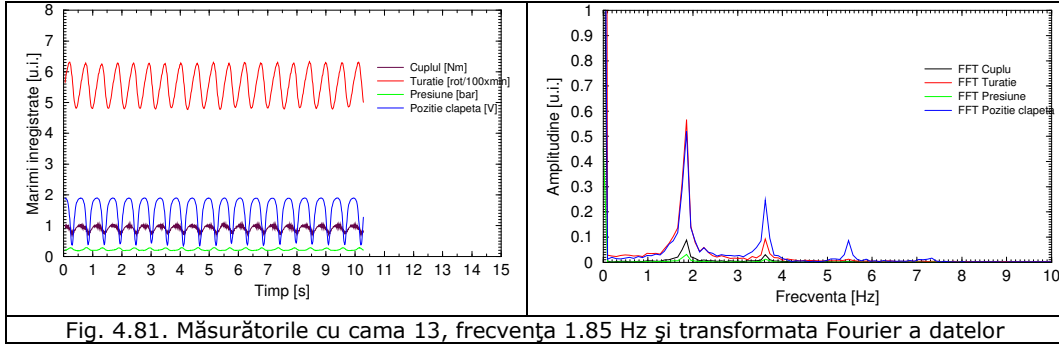
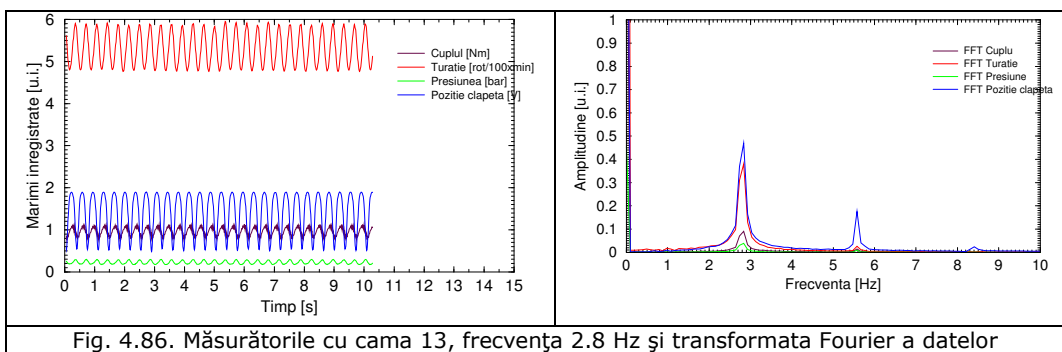
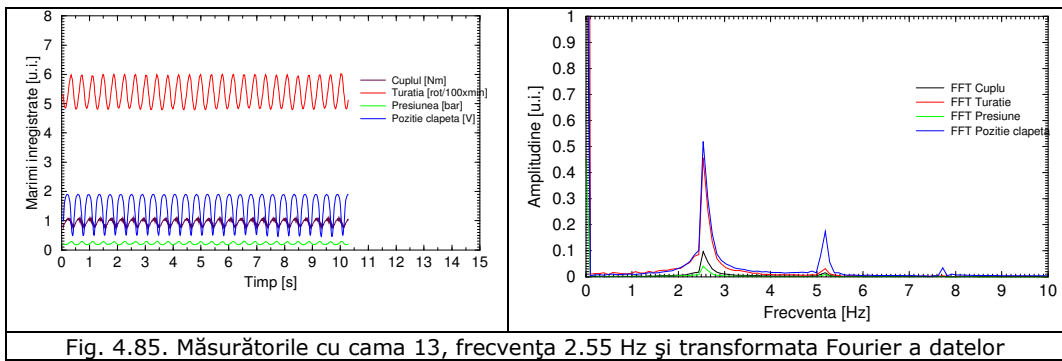
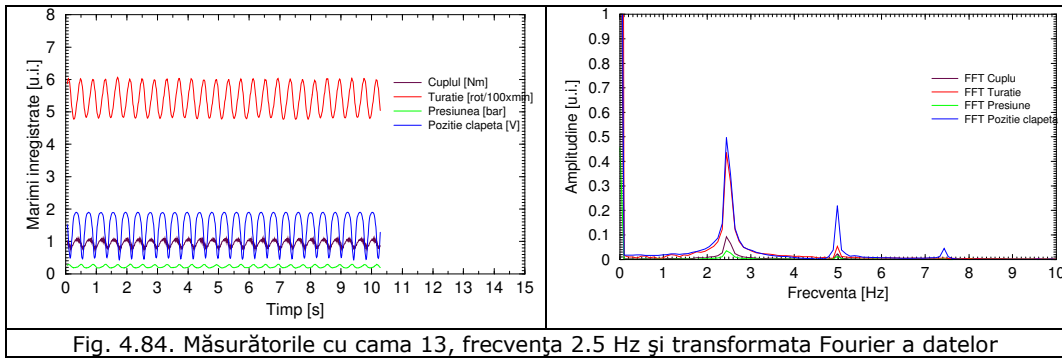


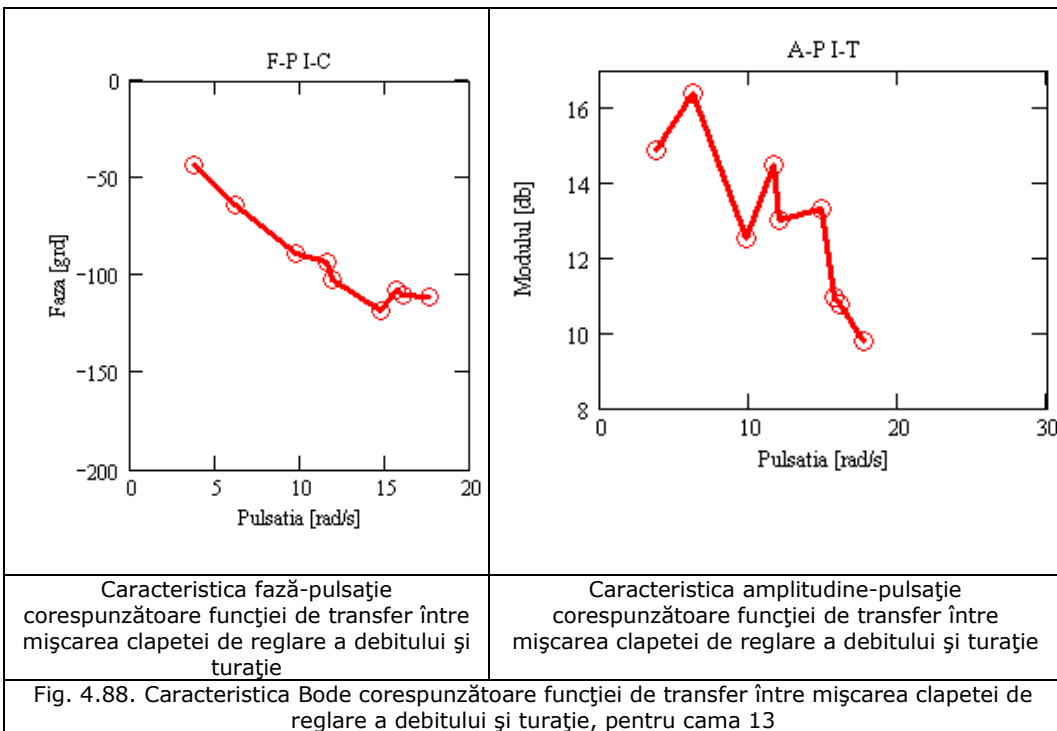
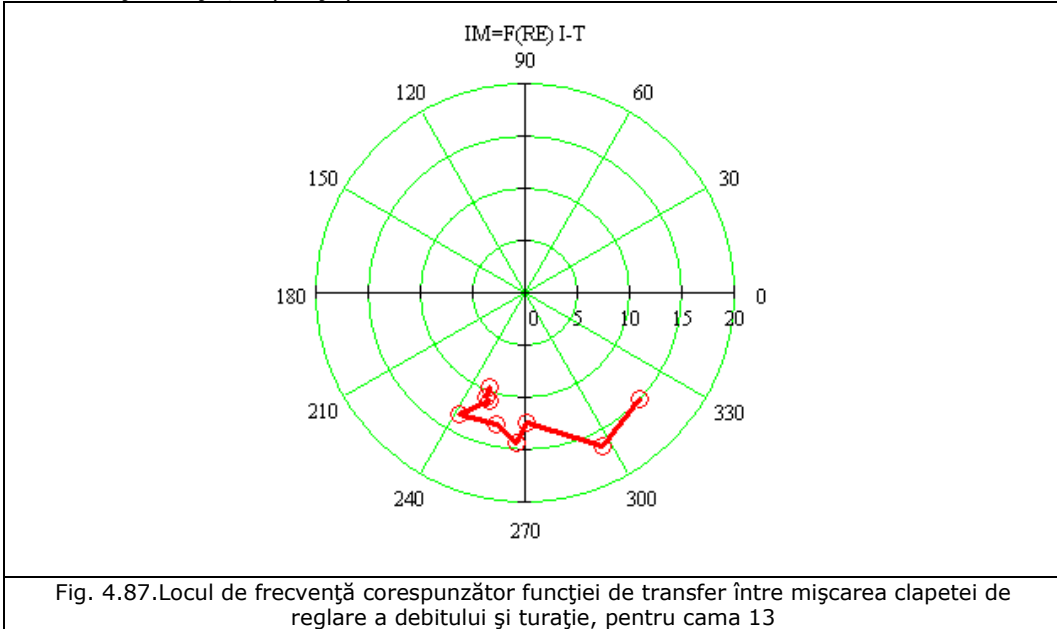
Fig. 4.80. Măsurătorile cu cama 13, frecvența 1.55 Hz și transformata Fourier a datelor

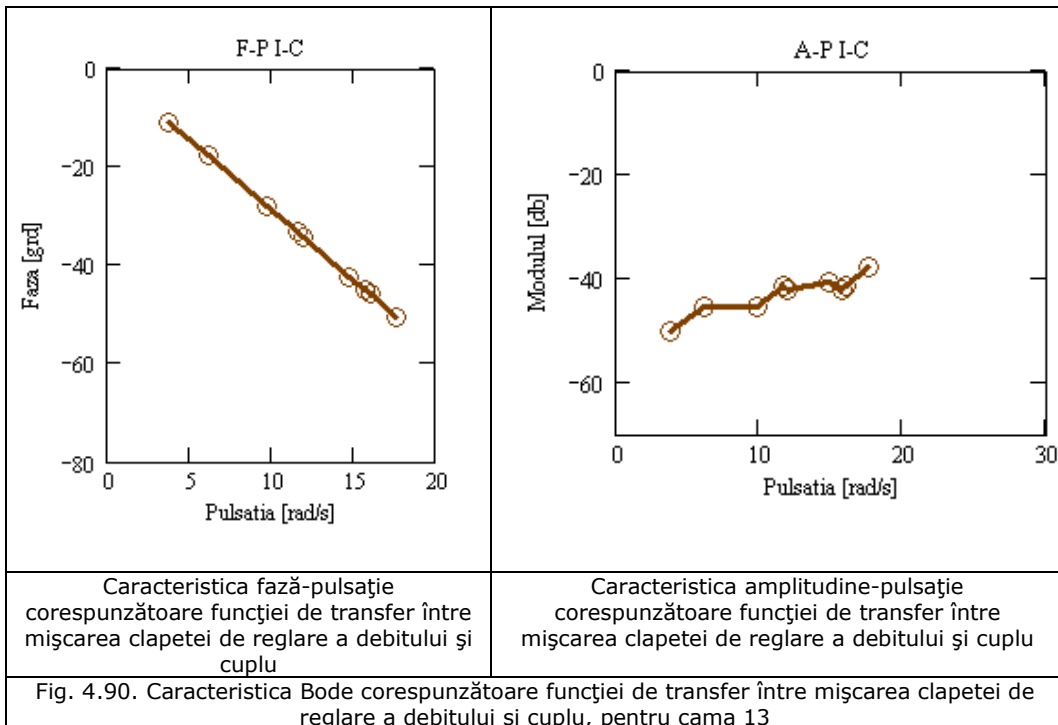
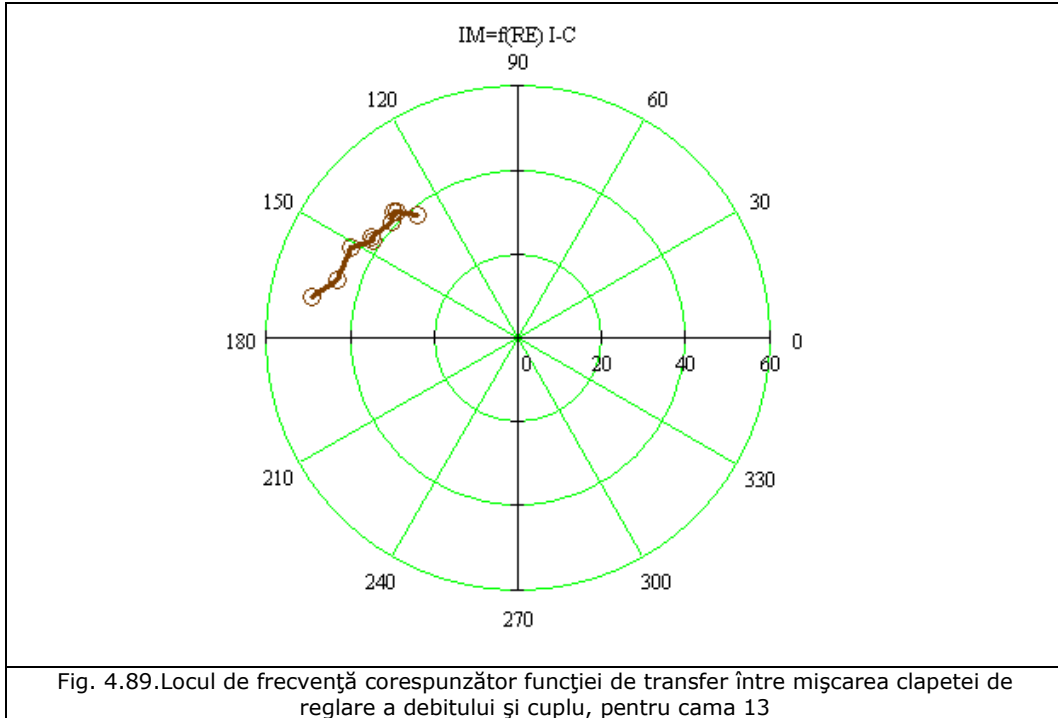




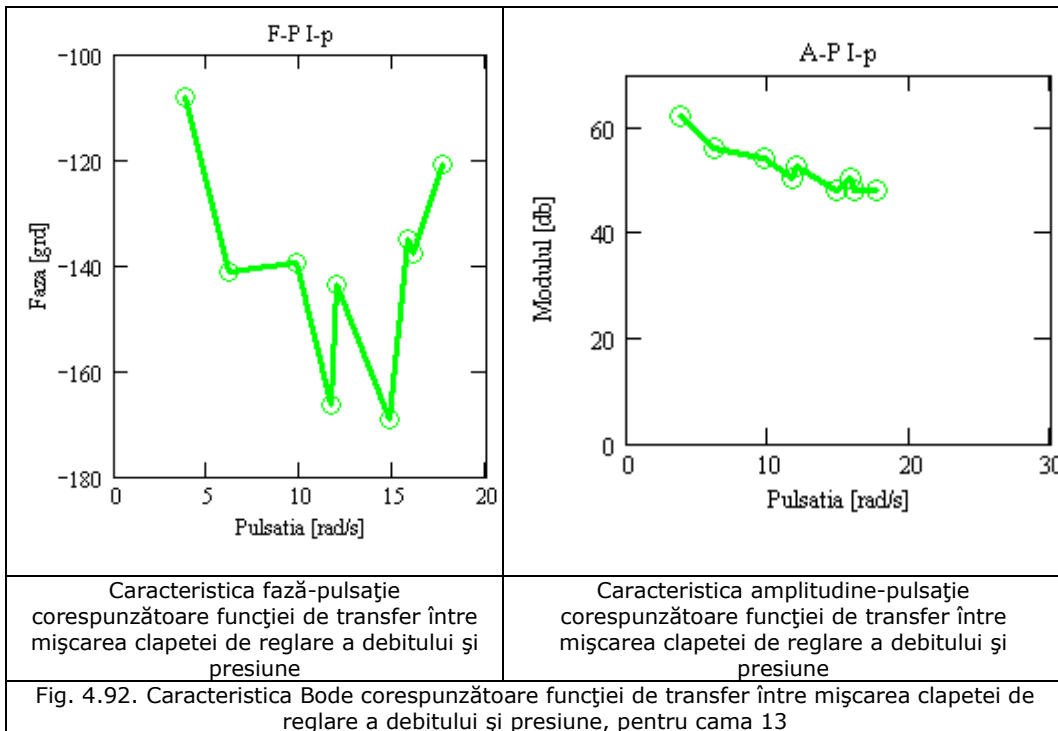
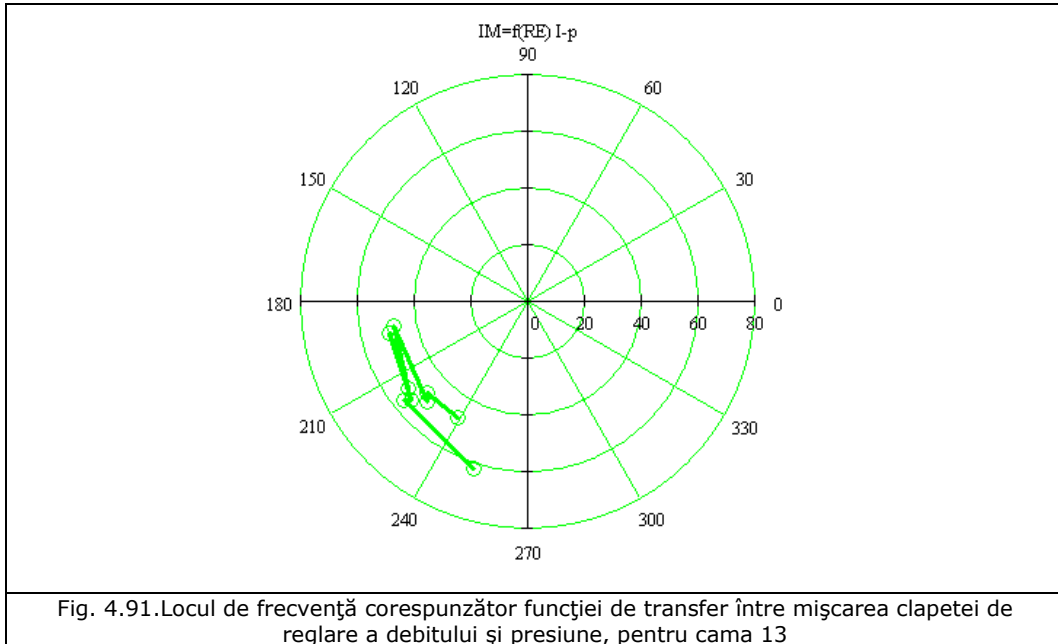
Se observă că pentru multicamă la frecvențe mici, deși semnalele sunt periodice, acestea nu sunt pur sinusoidale, acestea tinzând tot mai mult către sinusoidal odată cu creșterea frecvenței semnalului de intrare aplicat aparatului direct al turbinei cu dublu flux. Ca și pentru primul set de came sunt reprezentate

locurile de transfer corespunzătoare funcțiilor de transfer între mișcare aparatului director și turație, cuplu și presiune.









Și în acest caz din analiza funcțiilor de transfer se observă influența semnalului de intrare asupra caracteristicilor mașinii hidraulice cu dublu flux.

**Cama 17**

Cazul acesta corespunde unei amplitudini a semnalului la intrare de 17 mm cu frecvențe cuprinse între 0.8 Hz și 2.75 Hz, cum se observă în fig. 4.93 - 4.101.

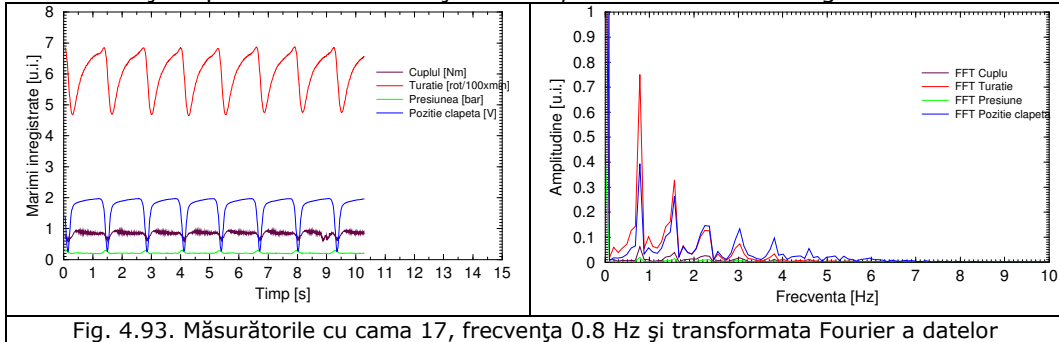


Fig. 4.93. Măsurătorile cu cama 17, frecvența 0.8 Hz și transformata Fourier a datelor

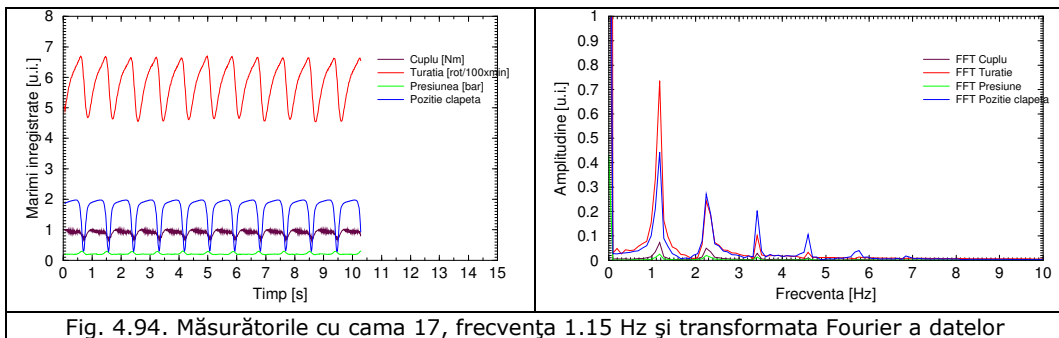


Fig. 4.94. Măsurătorile cu cama 17, frecvența 1.15 Hz și transformata Fourier a datelor

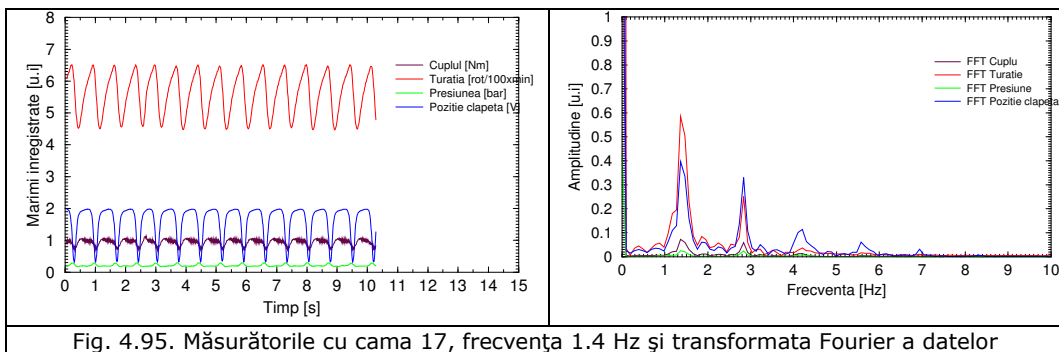
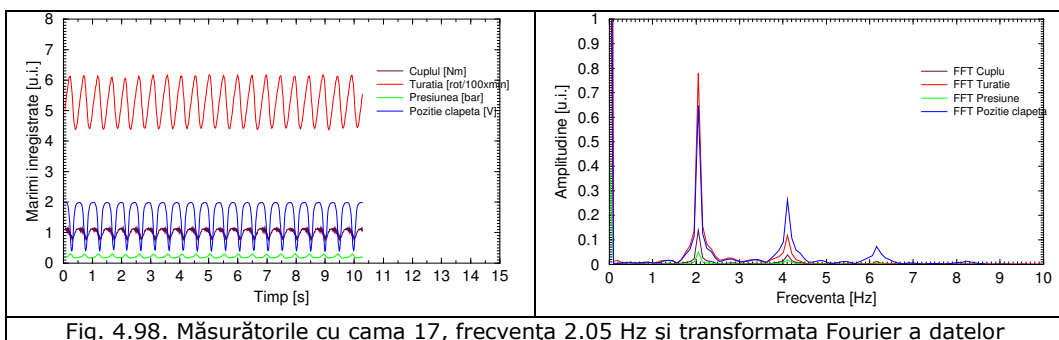
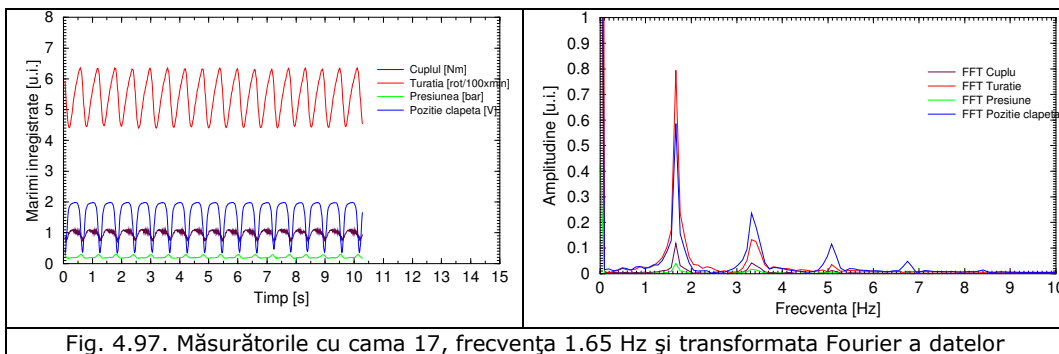
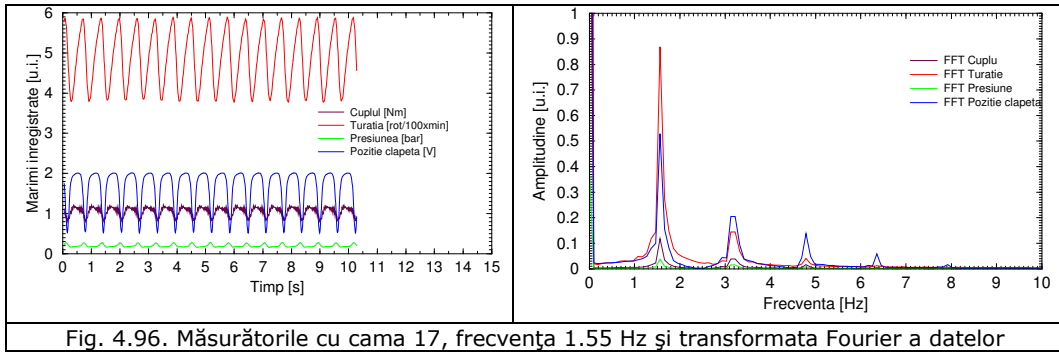
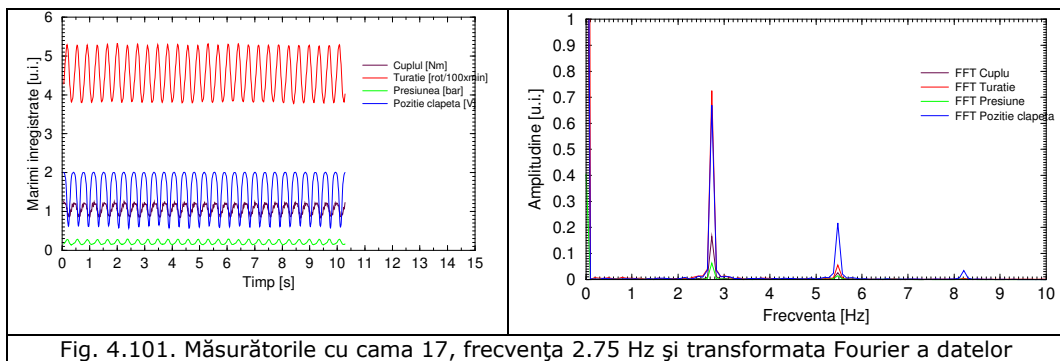
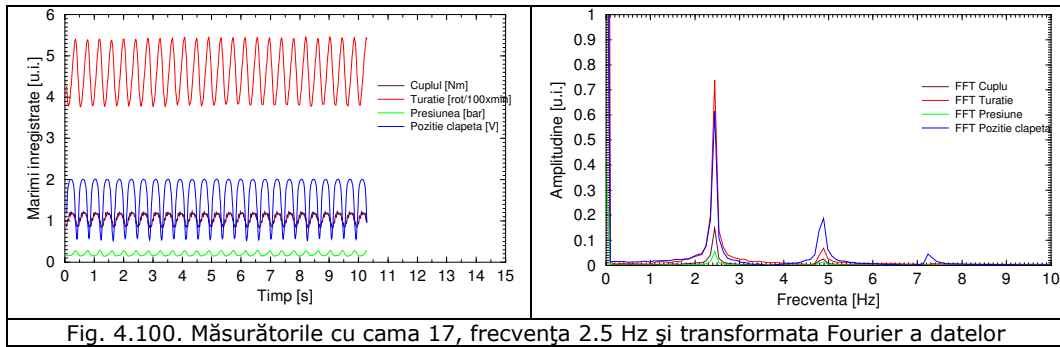
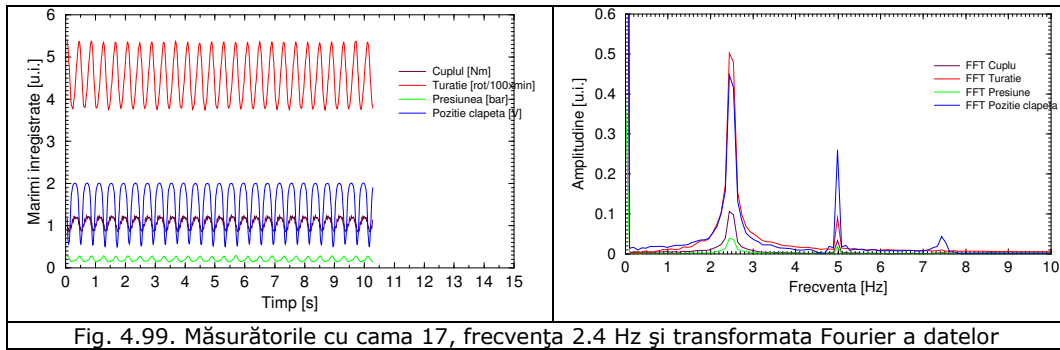


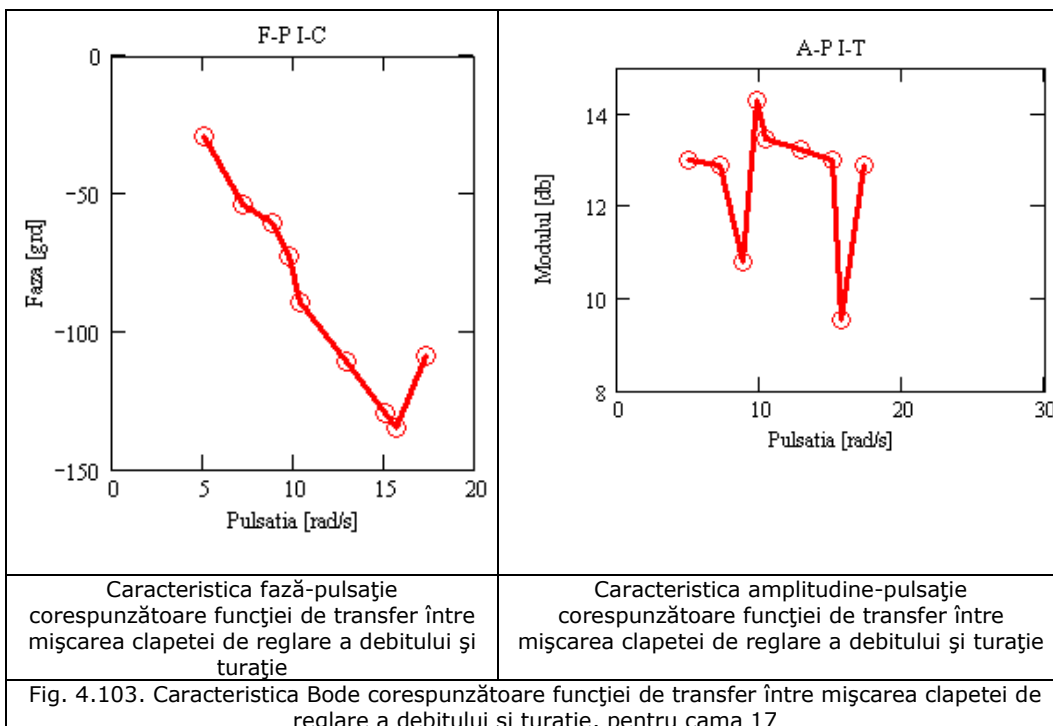
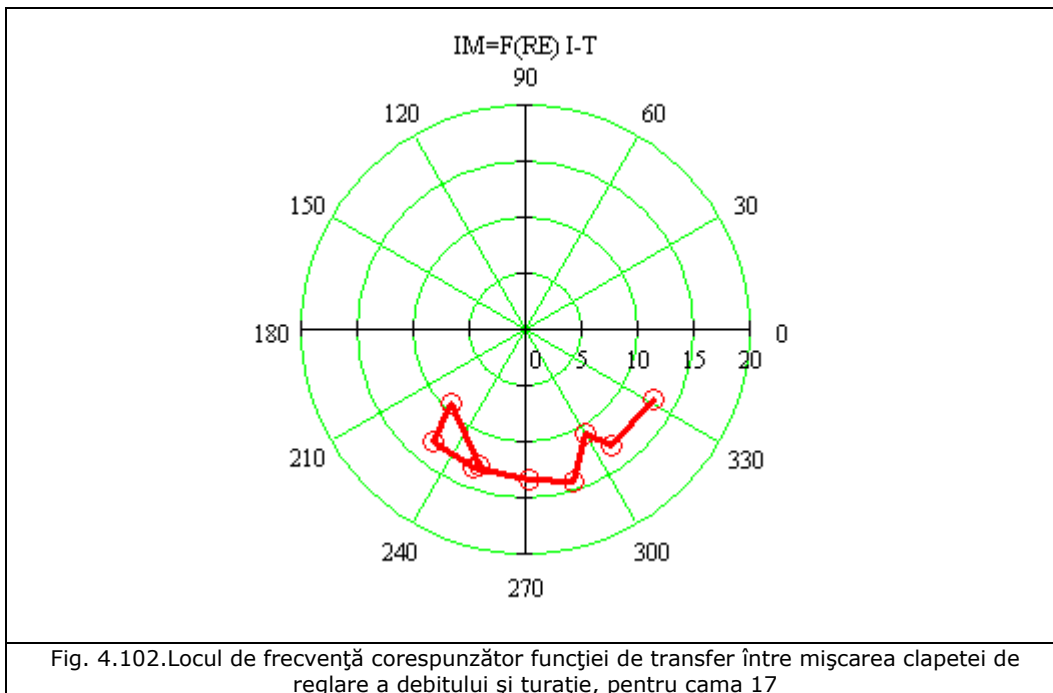
Fig. 4.95. Măsurătorile cu cama 17, frecvența 1.4 Hz și transformata Fourier a datelor





Și în acest caz se observă caracterul periodic, dar nesinusoidal la frecvențe mici ale semnalului de intrare, corespunzător mișcării aparatului director.

Locurile de transfer corespunzătoare funcțiilor de transfer între mișcarea aparatului director și turația, cuplul și presiunea turbinei, precum și caracteristicile Bode ale acestora sunt prezentate în figurile 4.102 până la 4.107.



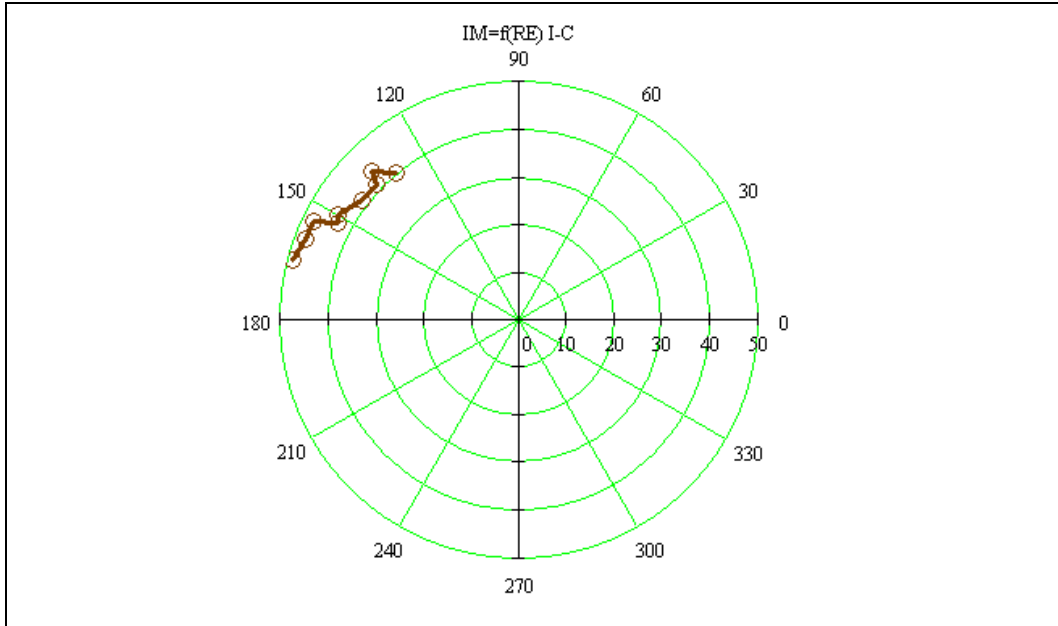
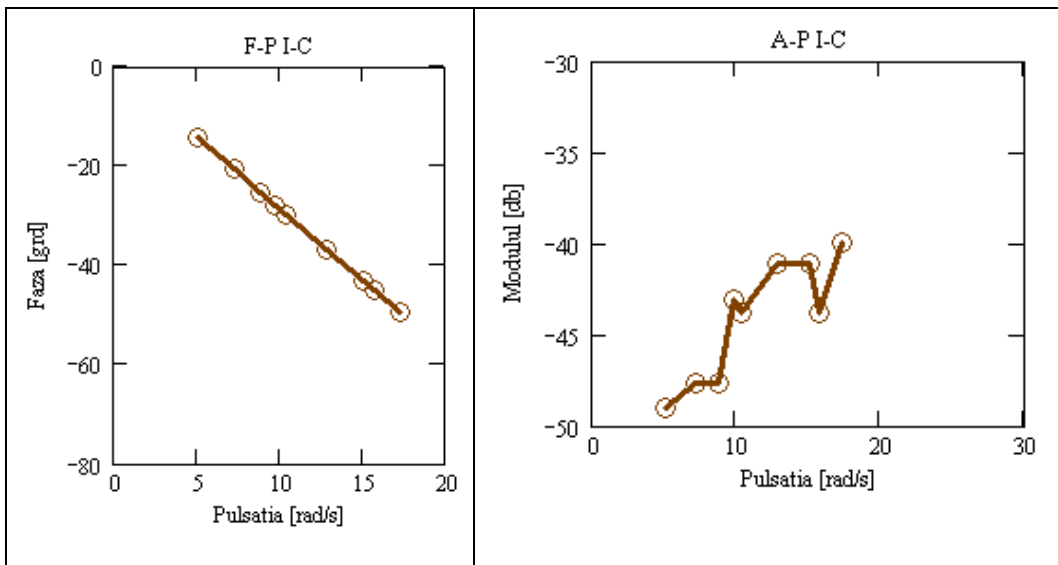


Fig. 4.104. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu, pentru cama 17



Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu

Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu

Fig. 4.105. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu, pentru cama 17

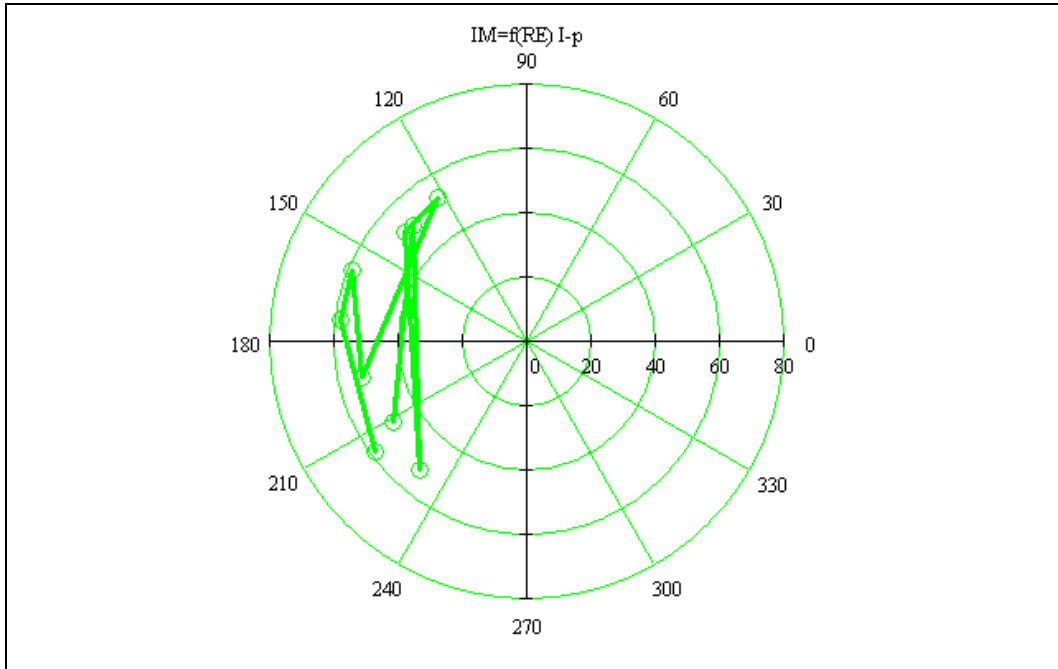
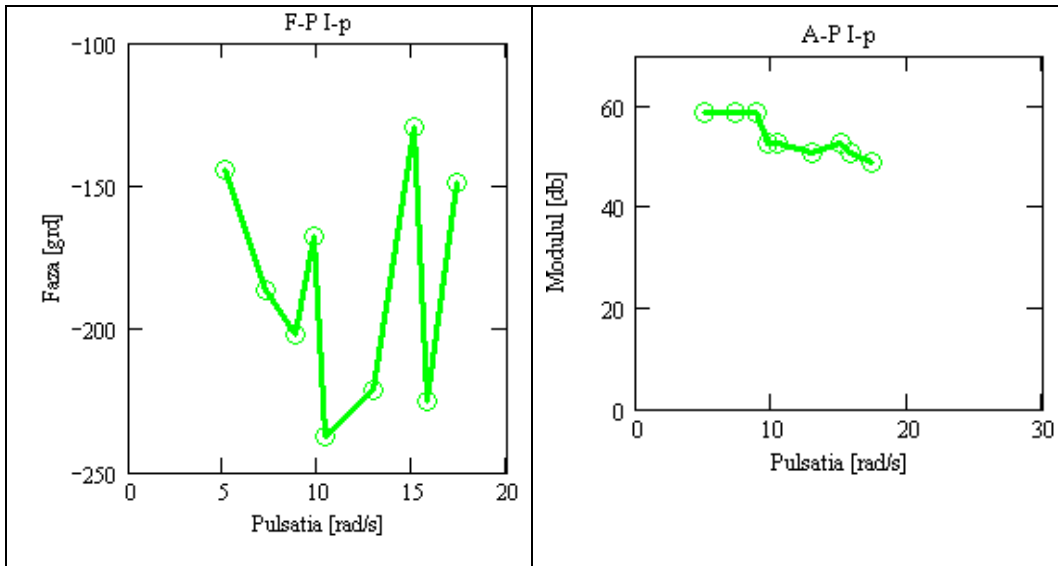


Fig. 4.106. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 17



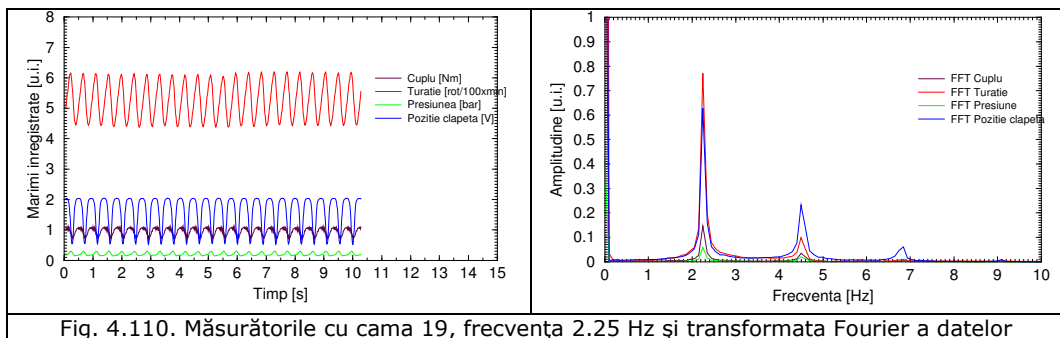
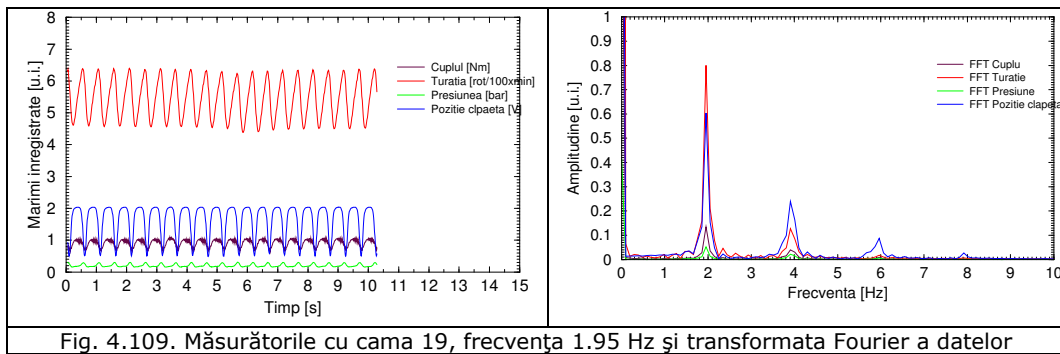
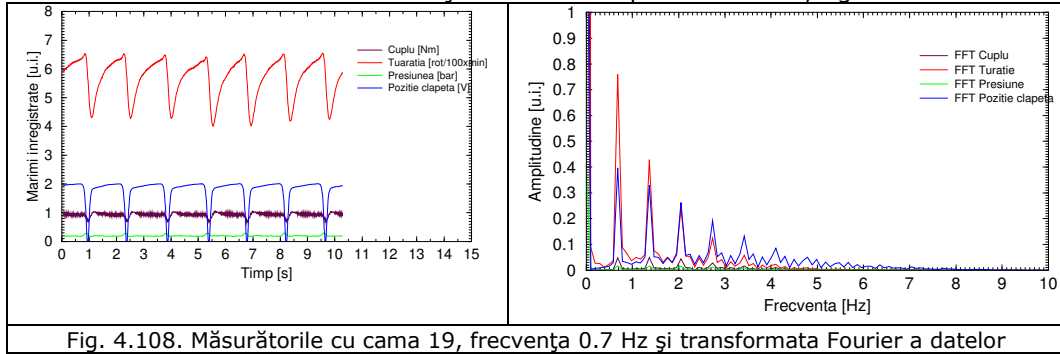
Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

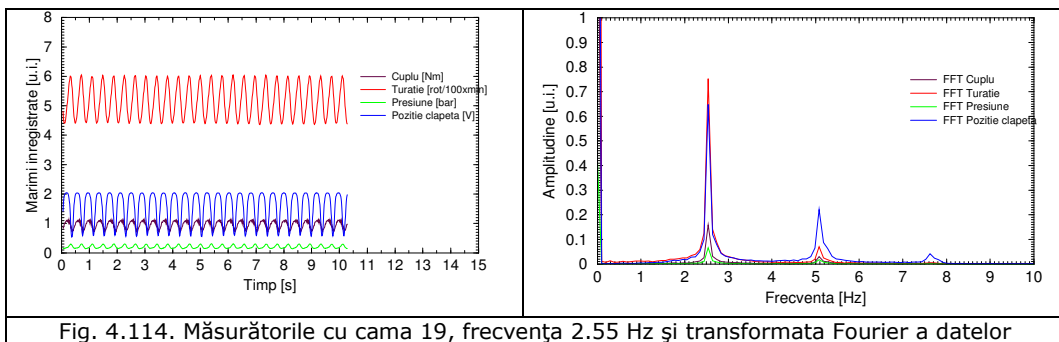
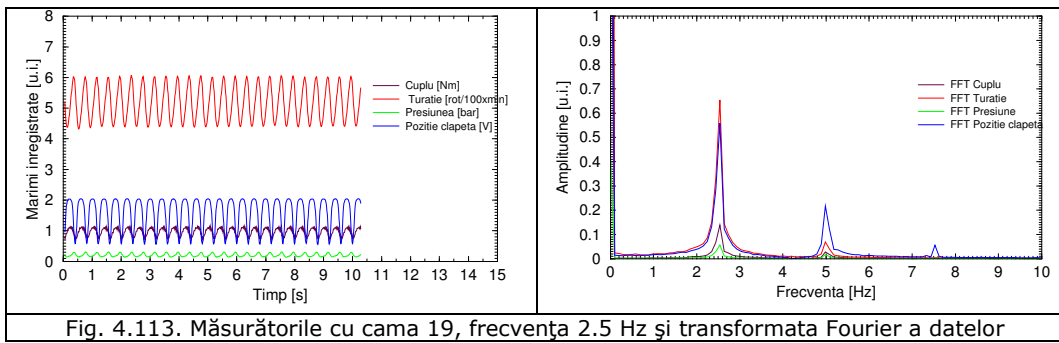
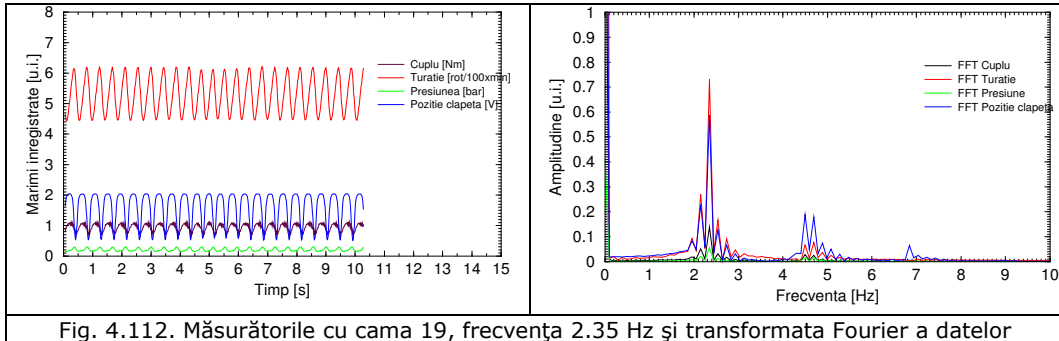
Fig. 4.107. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 17

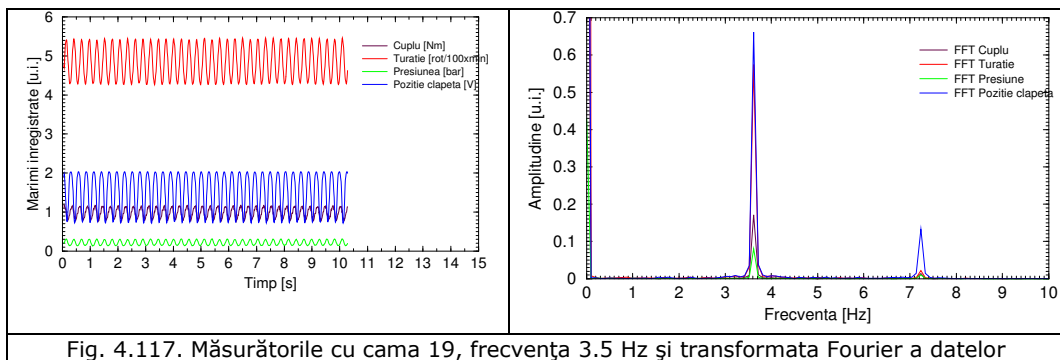
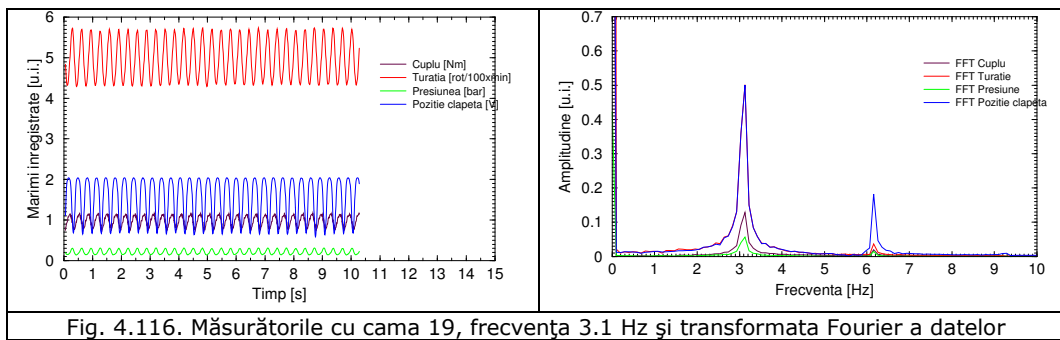
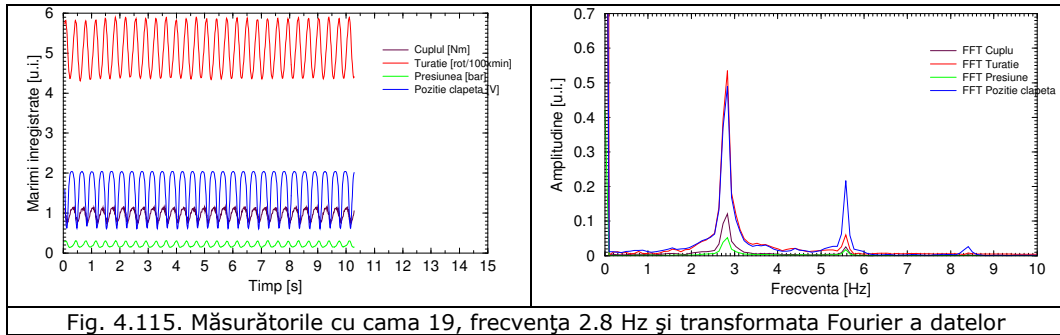
**Cama 19**

În acest caz amplitudinea semnalului de intrare este de 19 mm, măsurătorile fiind făcute la frecvențe de la 0.7 Hz până la 3.5 Hz, fig. 4.108-4.117.



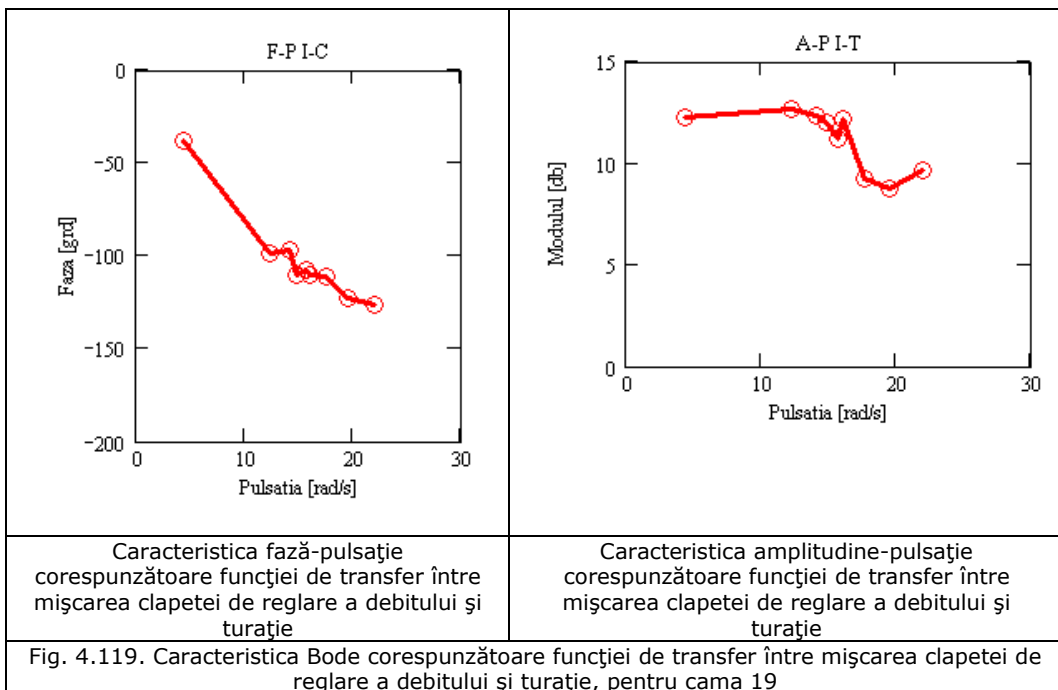
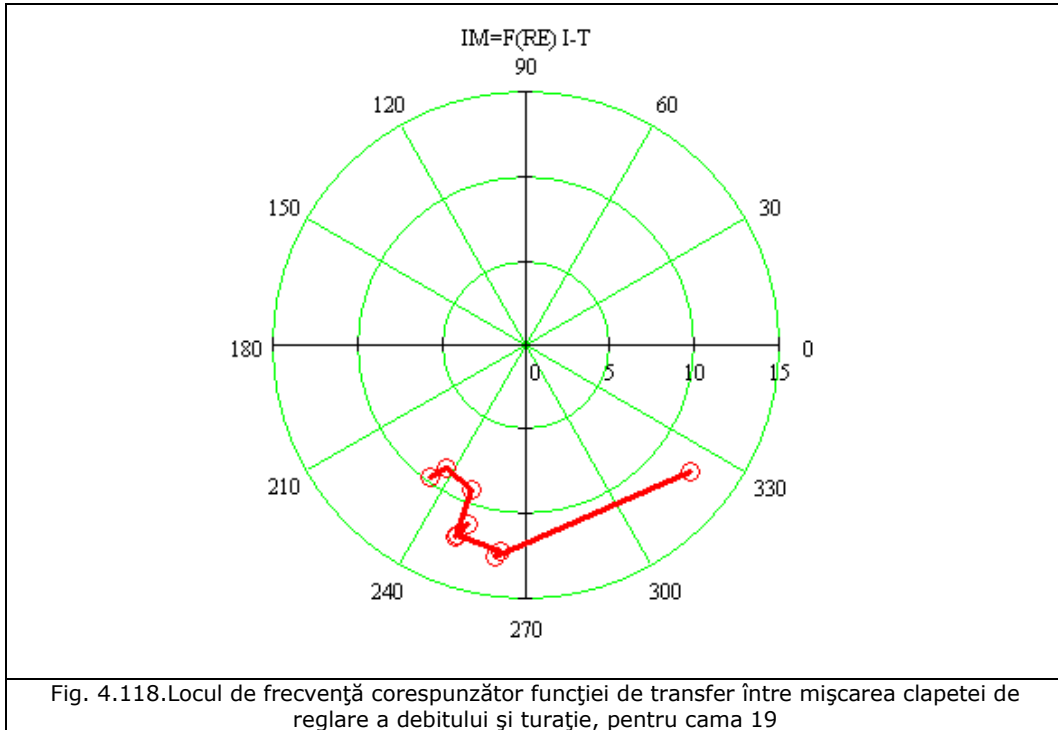






Analizând datele măsurate se observă că semnalele înregistrate tind către o cvasisinusoidă de la frecvența de 1.95 Hz, tendința spre sinusoidă perfectă crescând odată cu creșterea frecvenței de rotație a cimei.

Funcțiile de transfer determinate și caracteristica Bode a acestora sunt prezentate în figurile: 4.118 până la 4.123.



4.2. -Măsurătorile în regim dinamic pe turbina hidraulică cu dublu flux SDC125 171

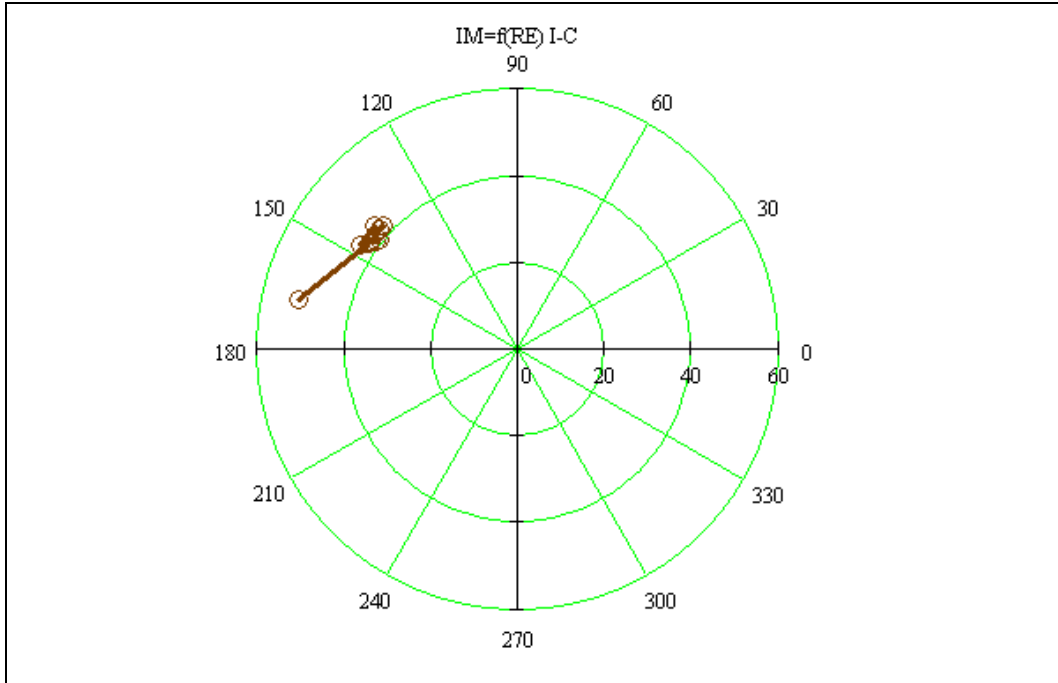
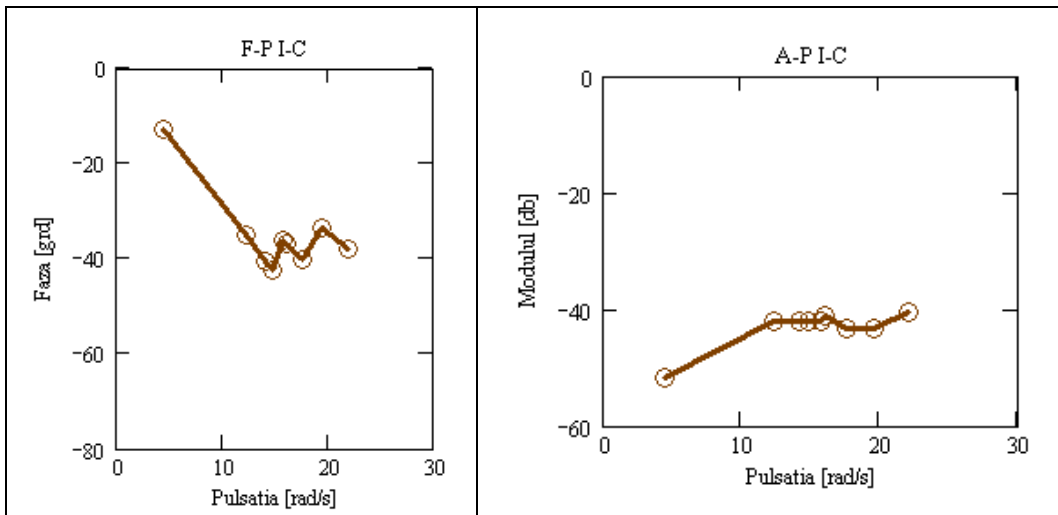


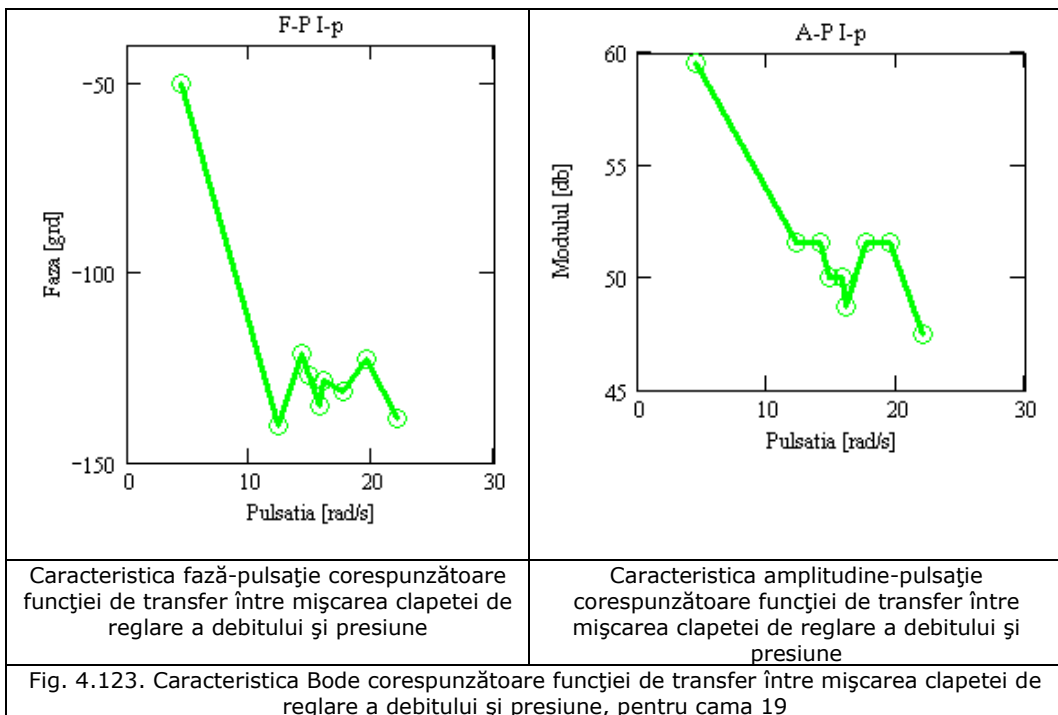
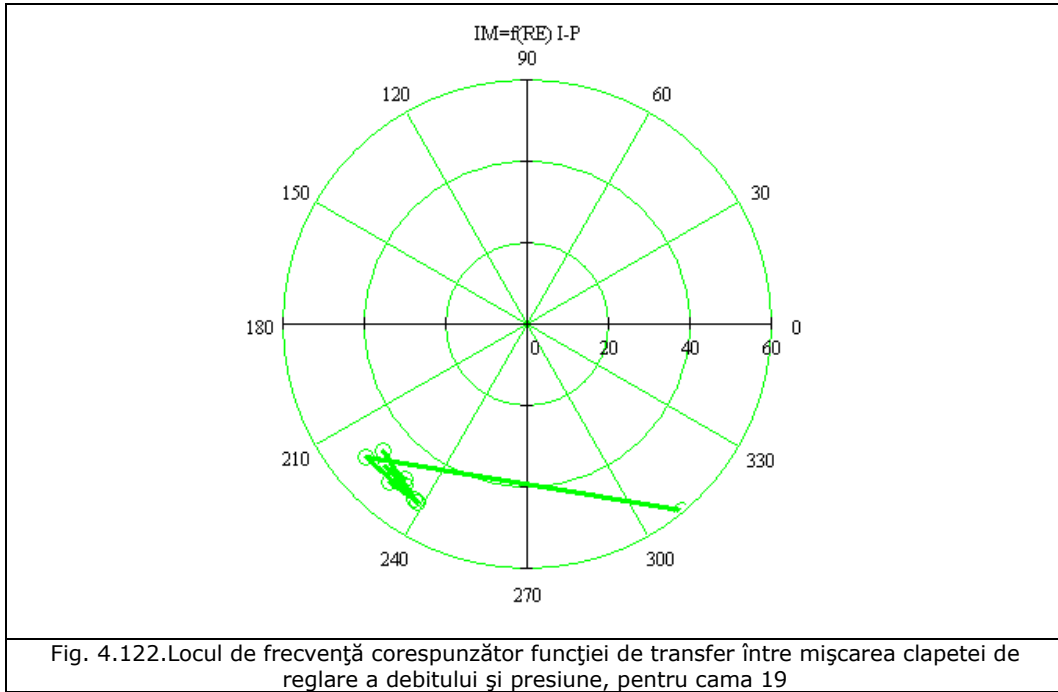
Fig. 4.120. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu, pentru cama 19



Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu

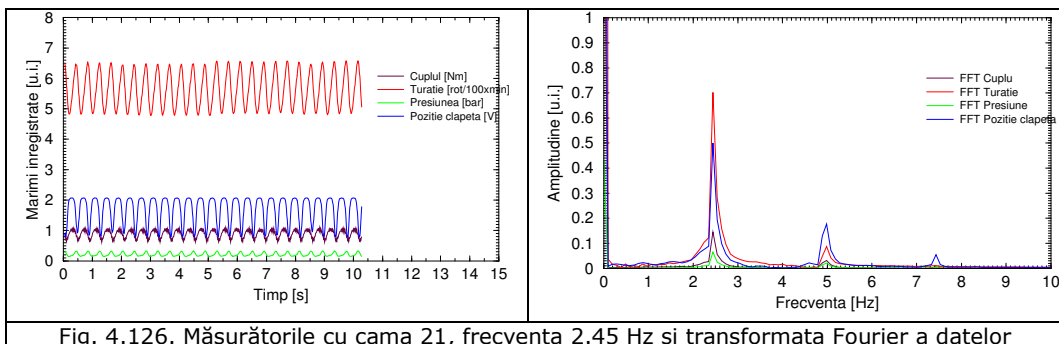
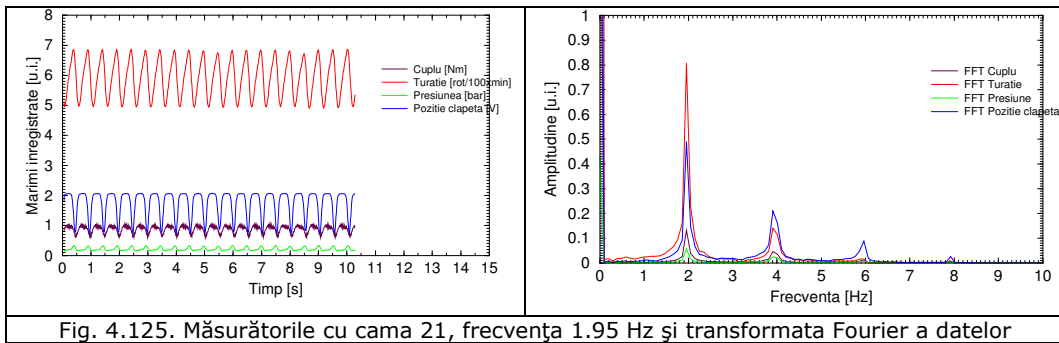
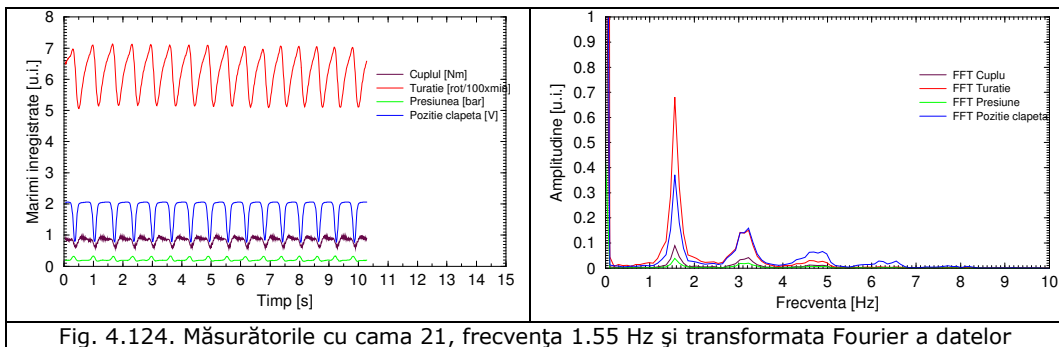
Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu

Fig. 4.121. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu, pentru cama 19



**Cama 21**

Aceasta reprezintă amplitudinea maximă a semnalului de intrare, care a fost impus aparatului director al turbinei cu dublu flux în cadrul identificării dinamice a acesteia. Măsurătorile au fost efectuate pentru acest semnal de intrare la frecvențe cuprinse între 1.55 Hz și 4.1 Hz, variațiile sistemului și transformatele Fourier ale acestora fiind prezentate în fig. 4.124 -4.132.



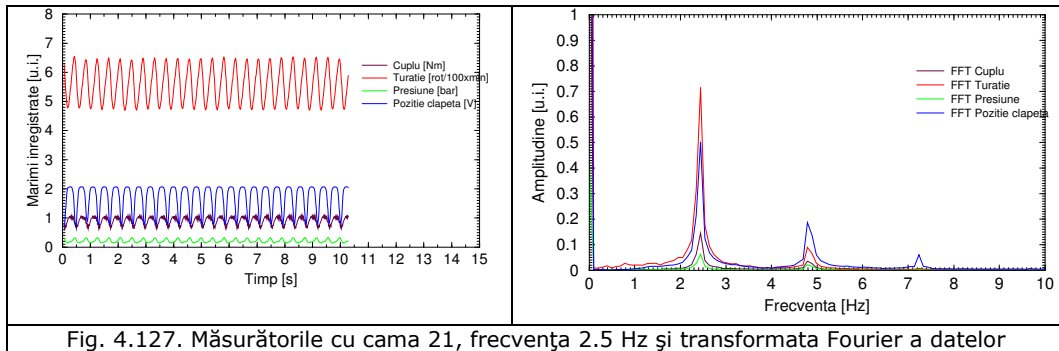


Fig. 4.127. Măsurătorile cu cama 21, frecvența 2.5 Hz și transformata Fourier a datelor

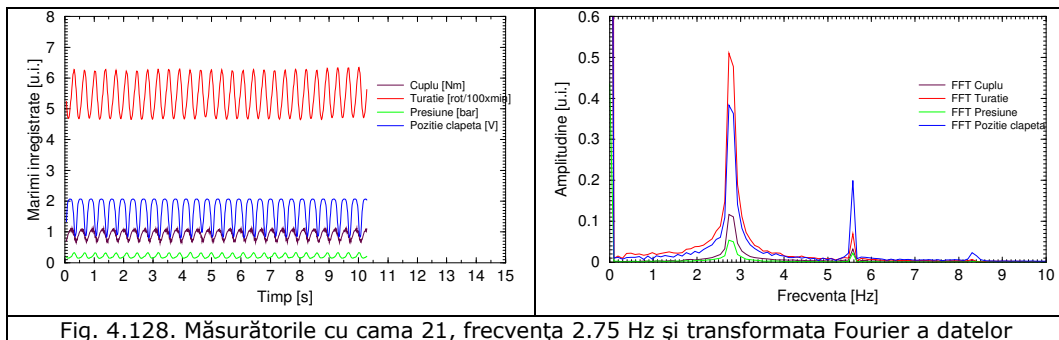


Fig. 4.128. Măsurătorile cu cama 21, frecvența 2.75 Hz și transformata Fourier a datelor

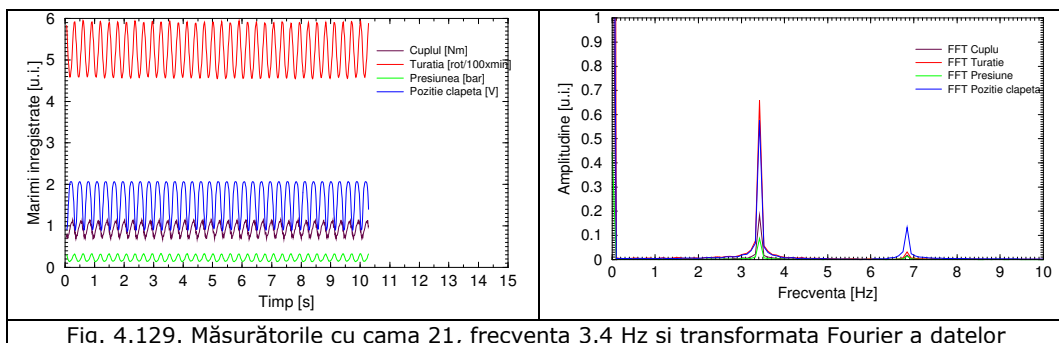
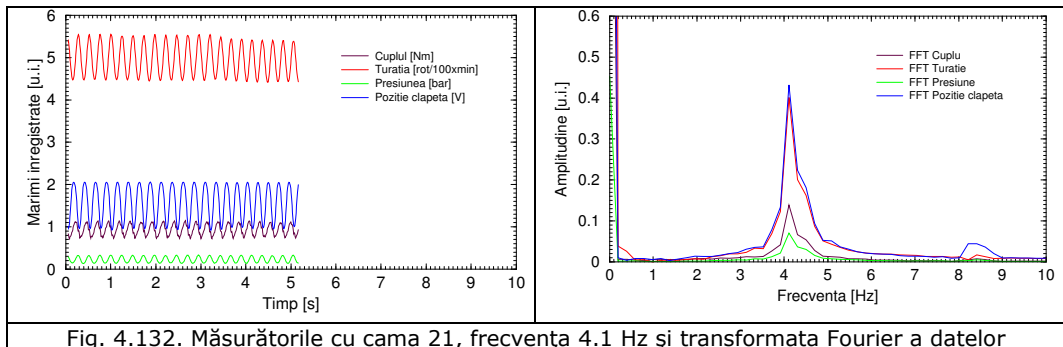
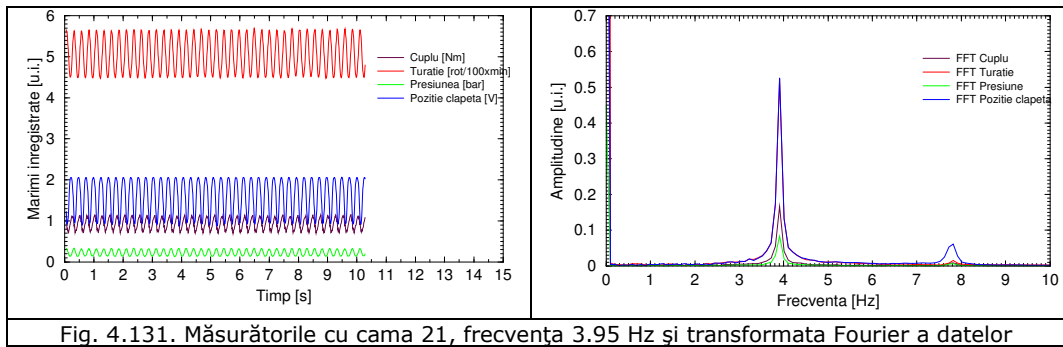
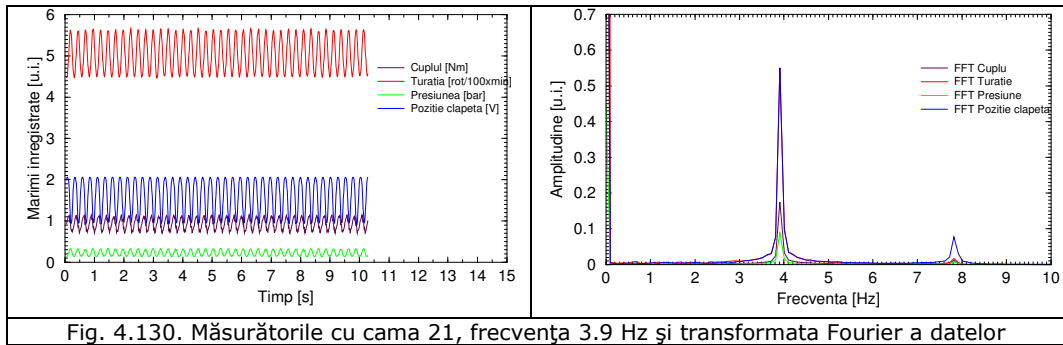


Fig. 4.129. Măsurătorile cu cama 21, frecvența 3.4 Hz și transformata Fourier a datelor



Din măsurătorile efectuate după teoria identificării sistemelor au fost reprezentate locurile de transfer, corespunzătoare funcțiilor de transfer între mișcare aparatului director al turbinei și turație, cuplu și presiune. Acestea sunt prezentate în figurile 4.133-4.138.



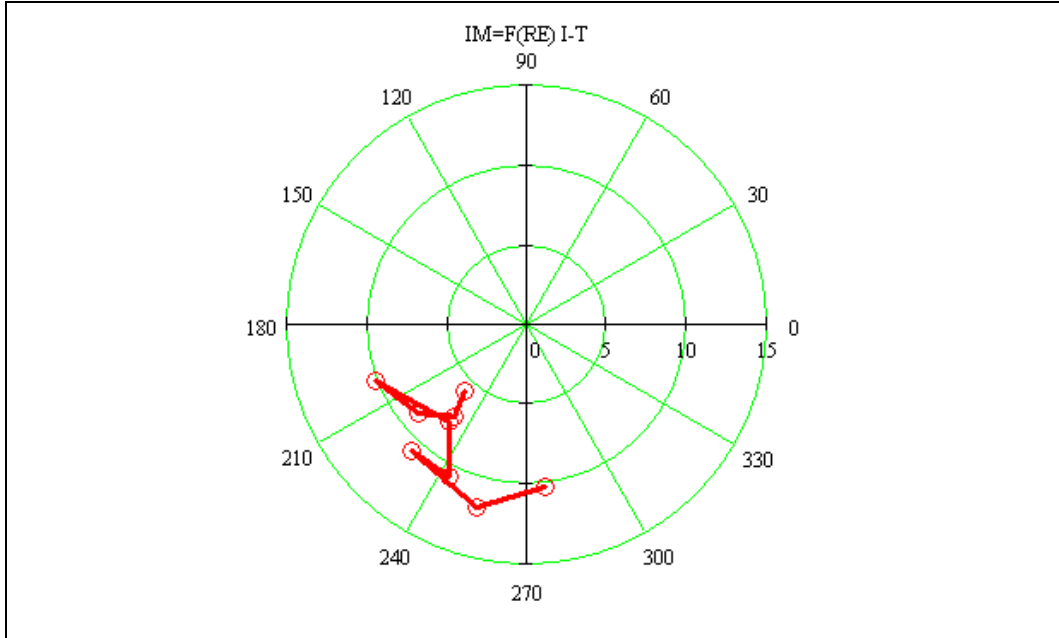
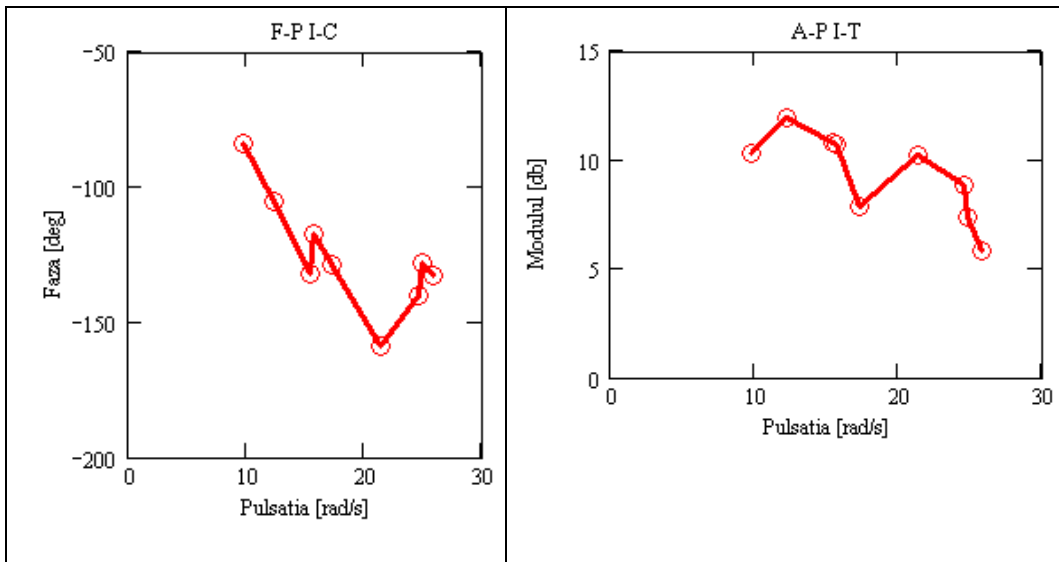


Fig. 4.133. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație, pentru cama 21



Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație

Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație

Fig. 4.134. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și turație, pentru cama 21

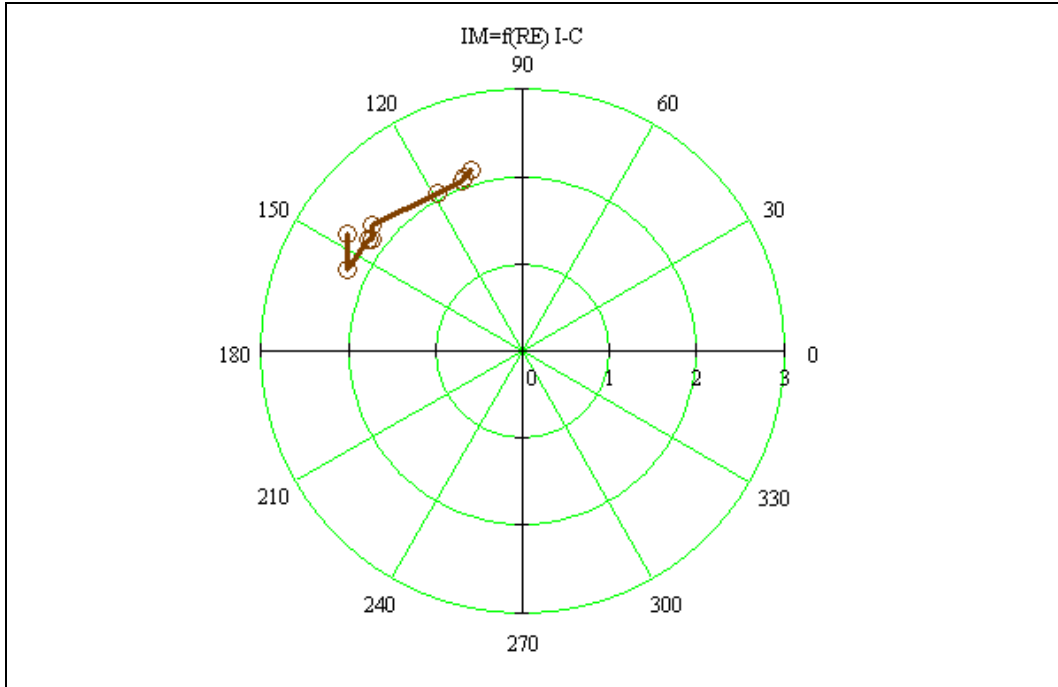
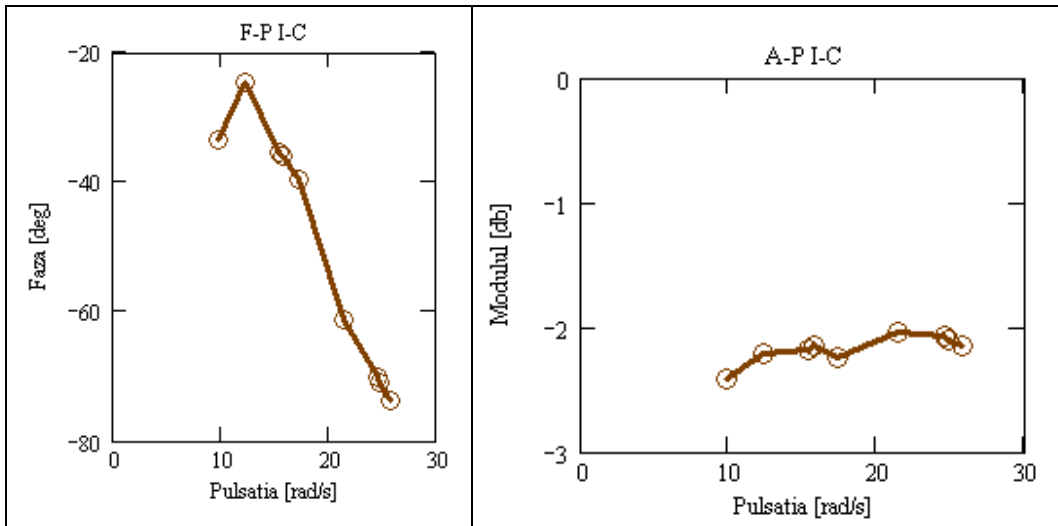


Fig. 4.135. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu, pentru cama 21



<p>Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu</p>	<p>Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu</p>
--	---

Fig. 4.136. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și cuplu, pentru cama 21

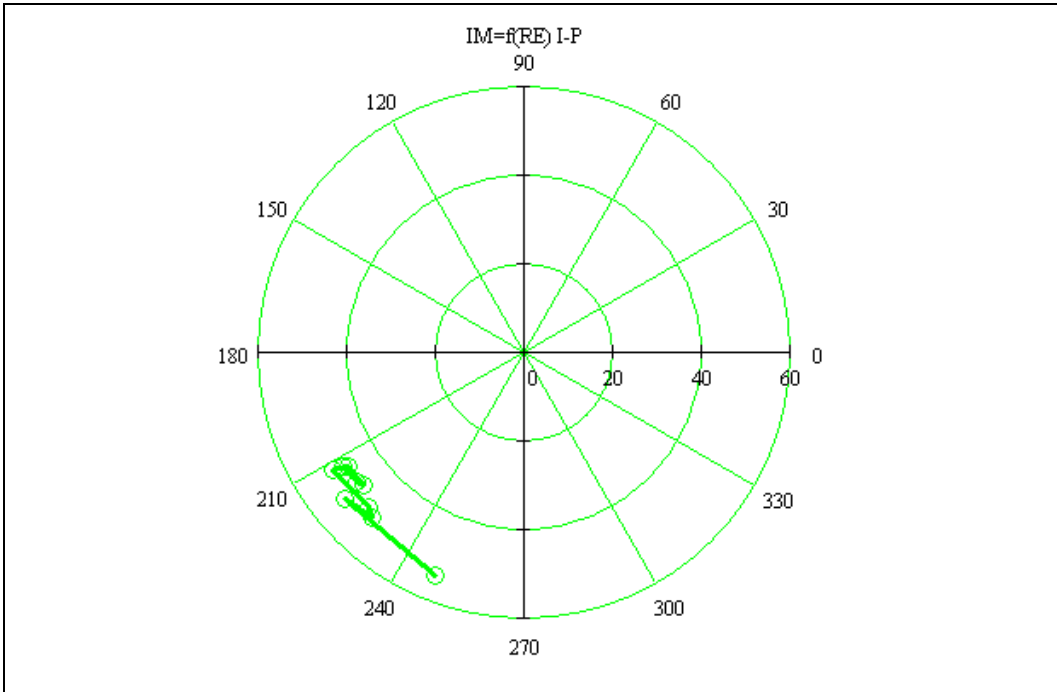
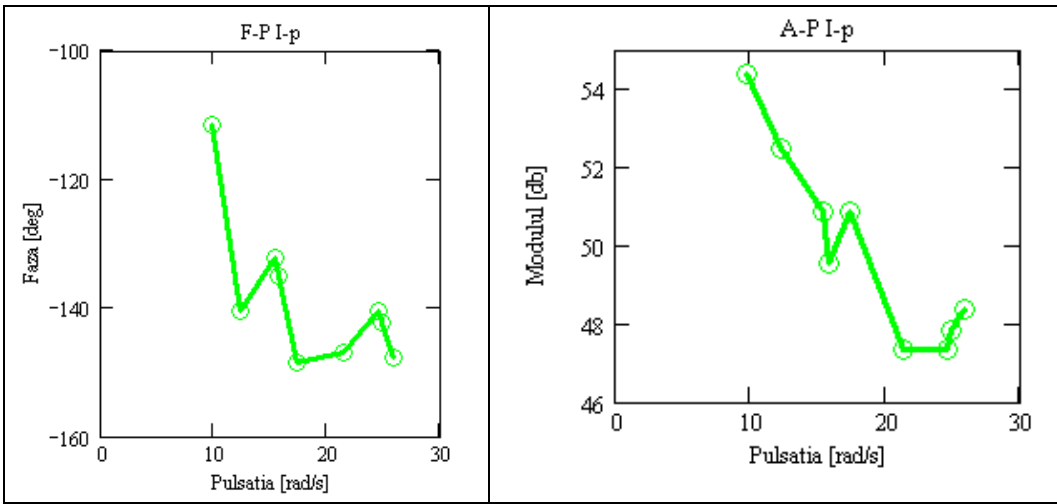


Fig. 4.137. Locul de frecvență corespunzător funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 21



Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune

Fig. 4.138. Caracteristica Bode corespunzătoare funcției de transfer între mișcarea clapetei de reglare a debitului și presiune, pentru cama 21

### 4.3. Compararea funcțiilor de transfer obținute experimental cu modelarea în frecvență a turbinei cu dublu flux SDC125

În cadrul acestui subcapitol s-au comparat rezultatele teoretice obținute pentru modelarea în frecvență a dinamicii turbinei cu dublu flux SDC 125, la diferite variații relative ale aparatului director, cu cele obținute experimental la aceleași variații ale aparatului director, impuse prin camele cilindrice cu amplitudinile de 3 și 5 mm și de multicamă cu amplitudinile de 17 respectiv 21 mm. Astfel rezultatele acestei comparații sunt prezentate în figurile 4.139...4.142.

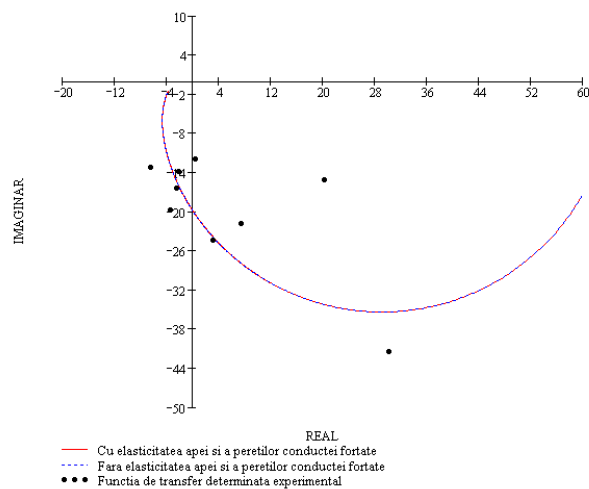


Fig. 4.139. Comparația teoretic-experimental pentru cama cu amplitudinea de 3 mm

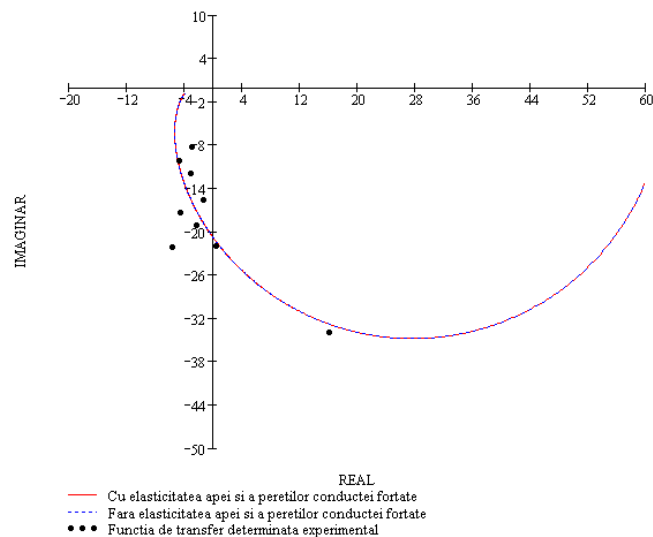


Fig. 4.140. Comparația teoretic-experimental pentru cama cu amplitudinea de 5 mm

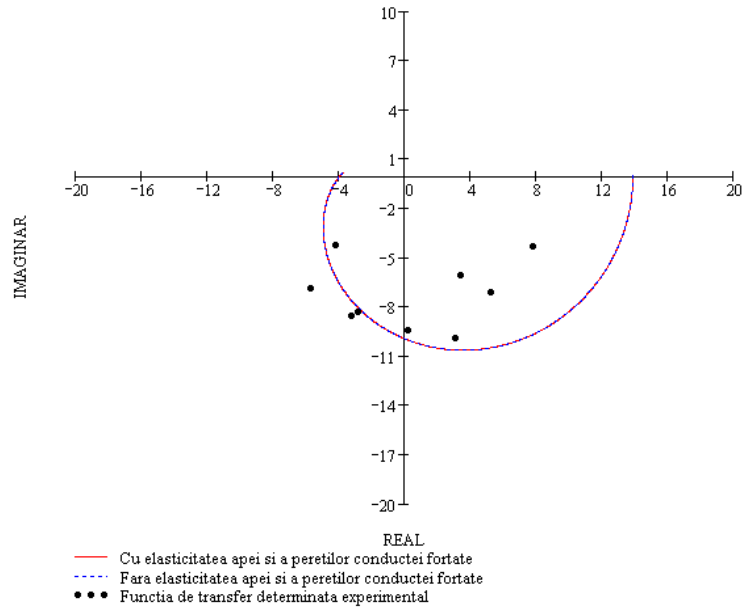


Fig. 4.141. Comparația teoretic-experimental pentru multicamă, cu amplitudinea de 17 mm

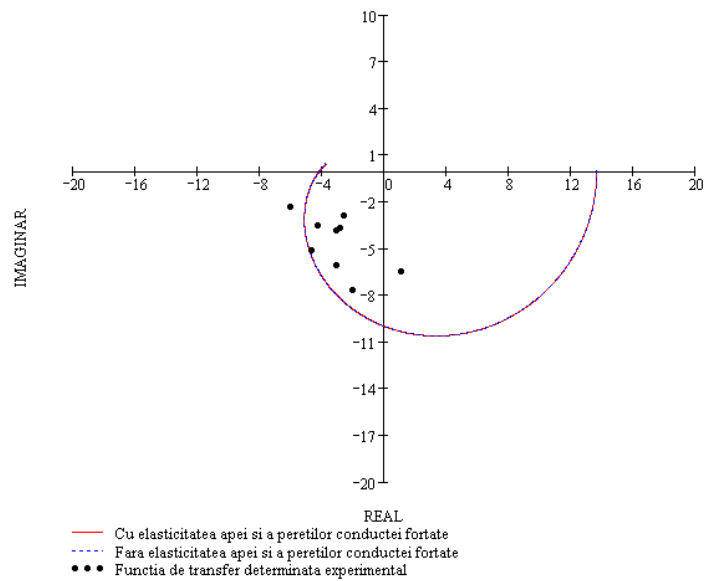


Fig. 4.141. Comparația teoretic-experimental pentru multicamă, cu amplitudinea de 21 mm

În urma acestor comparații rezultă că modelarea în frecvență aduce o apropiere relativ bună pentru o primă aproximare a dinamicii turbinelor cu dublu flux.

## 5. CONCLUZII

1. Din analiza domeniului de funcționare, pe care turbina cu dublu flux îl acoperă din punct de vedere al debitului, căderii și turației specifice utilizarea acesteia este recomandată în cadrul microamenajărilor hidroelectrice.

2. Funcționarea turbinelor cu dublu flux la debite mici, permite utilizarea acestora în cadrul microhidrocentralelor, pe râuri cu potențial hidroenergetic scăzut.

3. Un studiu analitic a dus la concluzia, că pierderile hidraulice într-o turbină cu dublu flux reprezintă circa 13.5% din căderea netă. Deși randamentul maxim al unei astfel de mașini hidraulice, nu depășește 86%, datorită construcției relativ simple, cu cost scăzut și a ușurinței de montare și întreținere, turbina cu dublu flux este o turbină care se pretează pentru echiparea microhidrocentralelor.

4. Sistemul studiat pentru identificarea dinamică reprezintă o turbină hidraulică cu dublu flux, cu parametri de intrare mișcarea aparatului director  $a$  și căderea  $H$  și cu parametri de ieșire, momentul mecanic  $M$  și turația  $n$  sau viteza unghiulară  $\omega$ .

5. Din modalitățile prezentate pentru identificarea sistemelor hidraulice, pentru identificarea dinamică a turbinei cu dublu flux a fost aleasă metoda cu semnale de probă periodice, sinusoidale. Deși generarea unor semnale sinusoidale la intrarea în sistem este destul de dificilă, utilizarea acestei metode este motivată prin prelucrarea relativ ușoară a datelor, pentru determinarea funcțiilor de transfer, fiind necesară doar compararea semnalului de intrare cu cel de ieșire.

6. Pe baza unui studiu existent în literatură ca generator de semnale sinusoidale s-a ales ansamblul format dintr-un motor electric de curent continuu ce antrenează came cilindrice de diferite excentricități.

7. Alegerea complexității modelului matematic pentru o turbină hidraulică se face în funcție de procesul fizic studiat și de fenomenele ce apar în acesta.

8. Modelarea în frecvență a turbinei cu dublu flux evidențiază influența lungimii conductei forțate și a elasticității apei în cadrul modelării hidroagregatelor.

9. S-a statuat o metodă de calcul a funcționării unei turbine, căreia i se cunosc dimensiunile geometrice, într-o stațiune de încercare, în circuit deschis.

10. S-a ales din punct de vedere al pierderilor hidraulice minime și din considerente de ordin economic varianta optimă de montare a turbinei în stațiune.

11. Funcționarea turbinei în rețeaua analizată este posibilă, aceasta funcționând la cădere constantă.

12. Mișcarea impusă aparatului director este sinusoidală, fapt verificat prin analiza cinematică a generatorului de semnale.

13. Utilizarea senzorilor și traductorilor, cu ieșire în tensiune și frecvență și a plăcii de achiziție de date permite monitorizarea parametrilor hidraulici și mecanici în timp real.

14. Aparatura aleasă pentru măsurători a fost utilizată cu succes atât în cadrul măsurătorilor în regim staționar cât și în regim dinamic.

15. Utilizarea frânei mecanice cu bandă și sabot a permis parcurgerea întregului domeniu de turații de la 0 rot/min (turbina blocată) până la turația maximă corespunzătoare turației de ambalare a turbinei cu dublu flux.

16. Pentru turbina încercată au fost trasate curbele primare și diagrama universală a acesteia, determinându-se astfel punctul și domeniul optim de funcționare. Randamentul turbinei de 57%, este într-o bandă satisfăcătoare având în vedere condițiile de laborator ale încercărilor și dimensiunile geometrice ale rotorului.

17. Prin utilizarea a două seturi de came, fiecare set cu câte 4 amplitudini diferite, a fost studiată comportarea turbinei hidraulice cu dublu flux în regimuri tranzitorii .

18. Pentru multicamă, la frecvențe mici de oscilație ale semnalului de intrare, s-a observat o variație periodică a mărimilor înregistrate, însă diferită de o variație sinusoidală pură, odată cu creșterea frecvenței, variația periodică devenind cvasisinusoidală, dovedind caracterul neliniar al mașinii.

19. În urma măsurărilor în regim dinamic, s-a observat că odată cu creșterea frecvenței semnalului de intrare, pentru același regim, valorile amplitudinilor presiunii și cuplului cresc, iar valoarea amplitudinii turației scade.

20. Pentru trasarea locului de frecvență corespunzător funcțiilor de transfer studiate a fost utilizată transformata Fourier rapidă. Aceasta a permis determinarea caracteristicilor semnalelor: amplitudine și frecvența caracteristică a oscilațiilor, precum și verificarea criteriului de frecvență necesar în cadrul identificării dinamice. Softurile LabView realizate pentru înregistrarea datelor sunt general valabile. Acestea pot fi utilizate și în cadrul încercărilor de laborator efectuate pe alte tipuri de mașini hidraulice.

21. Locul de frecvență și caracteristicile Bode ale semnalelor analizate au fost reprezentate cu precizie utilizând programe MathCad.

22. Din analiza funcțiilor de transfer obținute pentru turbina hidraulică cu dublu flux se observă complexitatea sistemului hidraulic studiat.

23. Analizând funcțiile de transfer obținute între mișcarea paletei aparatului director și presiunea la intrarea în turbină, acestea reflectă complexitatea hidrodinamică a turbinelor cu dublu flux, datorată dublei treceri a apei prin rotor.

24. Funcțiile de transfer obținute pe cale experimentală, prezintă comportarea turbinei hidraulice cu dublu flux și permit studiul stabilității sistemului automat sau sinteza pe criteriul frecvențelor a structurii și acordării optime a dispozitivelor de automatizare.

## 6. CONTRIBUȚII PERSONALE

În cadrul tezei de doctorat intitulată « Identificarea dinamică a turbinelor cu dublu flux », pot fi evidențiate următoarele contribuții personale:

- Prezentarea caracteristicilor de funcționare ale turbinelor hidraulice cu dublu flux.
- Determinarea pierderilor ce apar în cadrul funcționării turbinelor cu dublu flux, precum și un calcul procentual de determinare a acestora.
- Analiza stării de solicitare în rotorul turbinei.
- Studiul literaturii de specialitate din cadrul identificării dinamice a mașinilor hidraulice a dus la concluzia că problema nu a fost tratată pentru o astfel de mașină hidraulică, ceea ce conferă un caracter original tezei de doctorat.
- Prezentarea sintetică a procedeelelor de identificare dinamică care pot fi utilizate în cadrul turbinelor hidraulice.
- Alegerea metodei de identificare și adaptarea unui generator de semnale sinusoidale pe o turbină hidraulică cu dublu flux.
- Prezentarea metodei de determinare a locului de transfer corespunzător funcțiilor de transfer pentru turbinele hidraulice cu dublu flux.
- Prezentarea sintetică a unor metode utilizate în diferite cazuri pentru modelarea turbinelor hidraulice.
- Calculul timpilor caracteristici determinați din caracteristicile experimentale (curbele primare).
- Modelarea în frecvență a turbinei hidraulice cu dublu flux.
- Calculul hidraulic al stațiunii pentru încercarea turbinei cu dublu flux, studiul a două variante posibile și alegerea variantei optime de stațiune.
- Studiul funcționării turbinei hidraulice cu dublu flux în stațiune, demonstrarea funcționării la cădere constantă.
- Elaborarea de programe MathCad necesare pentru: calculul hidraulic al stațiunii, calculul coeficienților funcției de transfer, modelarea în frecvență, trasarea locului de transfer și determinarea caracteristicilor Bode.
- Realizarea unei stațiuni experimentale de încercare a turbinelor cu dublu flux
- Alegerea senzorilor și traductorilor electronici necesari încercărilor turbinei hidraulice, precum și alegerea unei metode de frânare a acesteia.
- Adaptarea stațiunii experimentale pentru încercări dinamice, montarea generatorului de semnale.
- Realizarea a două seturi de came cilindrice de diferite amplitudini utilizate la măsurătorile în regim dinamic.
- Conceperea și realizarea a două soft-uri în mediul de programare LabView, unul utilizat în cadrul încercărilor statice ale turbinei și un altul, care a fost folosit în cadrul încercărilor dinamice.
- Încercarea în regim dinamic a turbinei hidraulice cu dublu flux la nouă frecvențe de oscilație pentru fiecare din cele opt came, pe intervale de câte 30 de secunde.
- Stabilirea frecvenței caracteristice de oscilație și determinarea amplitudinii semnalelor, precum și verificarea criteriului de frecvență necesar în cadrul identificării dinamice cu semnale de probă sinusoidale, prin utilizarea transformatei Fourier rapidă.
- Trasarea locurilor de frecvență corespunzătoare funcțiilor de frecvență între mișcarea aparatului director  $a$  și cuplu  $M$ , presiune  $p$  și turație  $n$ , precum și a caracteristicilor BODE (amplitudine-pulsație, fază-pulsație) corespunzătoare acestora.



## BIBLIOGRAFIE:

- [1] \*\*\* Wasserturbinen-Regler. type AA u. AB, Ossberger, 1988\*\*\*
- [2] \*\*\*Automatik in Asynchron-Wasserkraftwerk mit Ossberger-A-Reglern, 1994\*\*\*
- [3] \*\*\*CINK, 2004\*\*\*
- [4] \*\*\*Hydro-light 5 kWA, Ossberger, 2003\*\*\*
- [5] \*\*\*Hydropower systems, Hydrolink, Praha, Czech Republic, 2000\*\*\*
- [6] \*\*\*Kleinwasserkraftanlagen als Aggregat gebaut Ossberger, Weissenburg, 1985\*\*\*
- [7] \*\*\*Ossberger-turbinen fabric, Weissenburg, 1966\*\*\*
- [8] \*\*\*Patent Type Universal A/B Ossberger Water turbine, 1988\*\*\*
- [9] \*\*\*Patent-Ossberger Durchstrom-turbine, Weissenburg, 1996\*\*\*
- [10] \*\*\*Schaubild einer Kleinwasserkraft-Zentrale, Ossberger, Weissenburg, 1999\*\*\*
- [11] \*\*\*Wasserkraft aus Weissenburg, Ossberger, 1967\*\*\*
- [12] Banki Crossflow Turbine Construction, <http://home.carolina.rr.com/microhydro/construction>
- [13] Bankiho turbine, <http://sweb.cz/rexhammer/malavoda>
- [14] Bărglăzan A., Anton I., Anton V., Preda I., Încercările mașinilor hidraulice și pneumatice, Ed. Tehnică, București 1959.
- [15] Bărglăzan M., About Design Optimization of Cross-Flow Hydraulic Turbines, Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timișoara, Fascicola 2, 2005.
- [16] Bărglăzan M., About the Dynamics of a Hydro-Electric Micropowerstation, Fifth International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, October 2000, Timișoara, Romania.
- [17] Bărglăzan M., Automatizarea sistemelor hidraulice, Lucrări de laborator, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara, 1981.
- [18] Bărglăzan M., Dynamics of small hydraulic turbines. Economy and ecology, Symposium Ecological Small Hydropower. Social and Economic Impact, vol 1, Timișoara, 1993
- [19] Bărglăzan M., Identificarea dinamică a pompelor centrifuge funcționând în regimuri energo-cavitaționale, Teză de doctorat, I.P. Timișoara, 1981.
- [20] Bărglăzan M., Margineanu E., Ingineria sistemelor turistice, Ed. Politehnica, Timișoara, 2003.
- [21] Bărglăzan M., Mathematical Modeling and Operation Simulation of a Hydrounit, XXI IAHR Symposium, Sept. 9-12, 2002, Lausanne-Switzerland.
- [22] Bărglăzan M., Reglarea și automatizarea mașinilor hidraulice, Lucrări de laborator, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara 1974.
- [23] Bărglăzan M., Reglarea și automatizarea sistemelor hidraulice, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara 1979.
- [24] Bărglăzan M., Turbine hidraulice și transmisii hidrodinamice, Ed. Politehnica, Timișoara, 1999.
- [25] Bedi E., Falk H., HydroPower Technology <http://energy.saving.nu/hydroenergy>

- [26] Blaha J., Brada K., *Hydraulische stroje*, SNTL-Praha, 1992.
- [27] Blidaru E., *Hidraulica Vol. I+II*, Ed. Didactică și pedagogică, București 1965
- [28] Boboc Șt., *Aparate electronice pentru măsurarea maselor, forțelor și cuplurilor*, Ed. Tehnică, București 1971.
- [29] Boldea I., *Synchronous Generators*, CRC Press Taylor&Francis, 2006, ISBN 0849357152, 9780849357152, 410 pages.
- [30] Bretenov O., *Optimization of cross-flow water turbine*, The 26<sup>th</sup> Israel Conference on Mechanical Engineering, Technion City, Haifa, 1996.
- [31] Cămpian V. C., *Turbine hidraulice de mică putere și microturbine. Principii de funcționare. Soluții constructive.*, Reșița 2003.
- [32] Catanase A., *Identificarea dinamică a turbinelor tangențiale de tip Pelton (teză de doctorat)*, Ed. Politehnica, Timișoara, 2007.
- [33] Chiciuc A., Corjan A., *Metrologie, standardizare și măsurări curs de lecții*, Chișinău 2002.
- [34] Cole J., *Crossflow turbine Abstracts*  
<http://home.carolina.rr.com/unclejoe>
- [35] *Crossflow turbine* <http://microhydropower.net>
- [36] Desai V.R., Aziz N.M., *Parametric Evolution of Cross-Flow Turbine Performance*, *Journal of Energy Engineering* no1. 1994.
- [37] *Development History of entec Crossflow Turbines.*  
<http://www.entec.ch>
- [38] Erdmann-doerfer H., Patzig A.F.A., *Side Effect of the Cross-Flow Turbine: Improved Water Quality*, *Water Power* 1991.
- [39] Exarm M., Tcacenco V., *Contributii privind fenomenul de ambalare la turbine Banki*, *Colocviul Mec. FI si Aplic. Tehnice*, Galati 1979.
- [40] Eykhoff P., *Identificarea sistemelor*, Ed. Tehnică. București 1977.
- [41] Finzat A. A., Akerkar B., *Power Outputs of Two Stages of Cross-Flow Turbine*, *Journal of Energy Engineering*, no. 2.1991.
- [42] Finzat A. A., Akerkar B., *The Use of Interior Guide Tube in Cross Flow Turbines*, *Water Power* 1989.
- [43] Finzat A.A., Khosrowpanch Sh., M. L. Albertson, *Experimental Investigations of the Cross Flow Turbine*, *Water Power*, 1987.
- [44] Fukutomi J., Nakase Y., Ichimiya M., Ebisu H., *Unsteady Fluid Forces on a Blade in a Cross-Flow Turbine*, *JSME Series B vol 38 No. 3*, 1995
- [45] Glezerov B. E., *Drucratnaia turbina I eieo primenenie na, malih gidroelectriceschih staioh, Trudi VIGM vip XVII, Isledovania i masciot gidroturbin, Masghiz, Moscva, 1954.*
- [46] Grave H. F., *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*, Ed. Tehnică, București 1966
- [47] Gromov V. I., la, Flecser N., *Ispolzovanie vodnoi energii, Gos. Gselsohoziastnoi literature, Moscva, 1952.*
- [48] Haimerl L. A., *Die Durchstromturbine*, *Energie* H.8/1960
- [49] Hamerak K., *Auch kleine wasserkrafte können wirtschaftlich genutzt werden*, *VDI Nachrichten*, nr. 26/1962.
- [50] Hamm H. W., *Low cost development of water power sites(VITA Publ.)*

- [51] Hothersall R., A Review of the Cross-Flow Turbine, Water Power, 1985.
- [52] [http://www.fepa.ro/admin/upload/product/46/02\\_SG265\\_TPRM.pdf](http://www.fepa.ro/admin/upload/product/46/02_SG265_TPRM.pdf)
- [53] <http://www.micronicsltd.co.uk/PDF/MANUALS/Portaflow300Manual.pdf>
- [54] <http://www.ni.com/labview/>
- [55] <http://www.ossberger.de/cms/en/hydro/the-ossberger-turbine/>
- [56] Hydropower Turbine Systems, <http://www.hts-inc.com>
- [57] Impulse Wheels, <http://home.carolina.rr.com/microhydro/turbine>
- [58] Izena A., Kihara H. et al, Practical Hydraulic turbine model, 1-4244-0493-2 IEEE, 2006.
- [59] Jadid S., Salami A., Accurate model of hydroelectric power plant for load pickup during power systems restoration, 0-7803-8560-8 IEEE, 2004.
- [60] Jones D. I., Multivariable control analysis of a hydraulic turbine, <http://tim.sagepub.com/cgi/content/abstract/21/2-3/122> .
- [61] Khosrowpanach Sh., Finzat A. A., Albertson M. L., Experimental Study of Cross-Flow Turbine, Journal of Energy Engineering, nr 3. 1989.
- [62] Kishor N. et al, Adaptive intelligent hydro turbine speed identification with water and random load disturbances, Elsevier 2007.
- [63] Kopelovici A. P., Sisteme de raglare automată-metode de calcul inginerești, Ed. Tehnică, București, 1963.
- [64] Kundur P., Power System Stability and Control, Mc. Graw- Hill, 1994.
- [65] Manea A. S., Complemente de hidrodinamica turbomașinilor Vol. I, Ed. Mirton, Timișoara, 2006.
- [66] Mc. Kay H. G., Rydbeck B. V., Wright W. D., Erdmannorfer H., Development and appraisal of mini hydro in remote areas, Water Power & Dam Construction, Oct. 1990.
- [67] Mei-Zu-Yan, Mechanical Design and Manufacturing of Hydraulic Machinery, Avebury, Aldershot, 1991.
- [68] Merryfield C. B., Seshadei V., S. N. Singhi, Parametric Study on Performance of Cross-Flow Turbine
- [69] Miloș T, Pompe și ventilatoare centrifuge și axiale, Editura Politehnica, Timișoara, 2009.
- [70] National Instruments, [www.ni.com](http://www.ni.com)
- [71] Obretenov V.S., Experimental investigation of cross-flow turbine, The 25<sup>th</sup> Israel Conference on Mechanical Engineering, Technion City, Haifa, Israel 1994.
- [72] Oppelt W., Tehnica reglării automate, Ed. Tehnică, București, 1965.
- [73] Ott R. F., Chappell J. R., Design and Efficiency Testing of a Cross-Flow Turbine, Water Power 1989.
- [74] Pavel D., Căderi de apă și mașini hidraulice. Tip. Geniului, Bucuresti, 1944.
- [75] Pavel D., Mașini hidraulice vol. 1, Ed. Energetica, Bucuresti, 1954.
- [76] Pavel D., Zara St., Turbine hidraulice și echipamente energetice, Ed. Did. si Ped. Bucuresti, 1965.

- [77] Penescu C., Ionescu G., Tertişco M., Identificarea experimentală a proceselor automatizate, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1971.
- [78] Phan A. M., Pierrat L., Kueny J. L., La variation de vitesse des groupes turbine-alternateur: methodologie de valorization energetique pour les petit centrals hydroelectriques.
- [79] Pop I., Tratat de teoria sonicităţii, Ed. Performantica, Iaşi, 2006.
- [80] Preda I., Sisak E., Budişan N., Studiul privind realizarea unor microhidrocentrale autonome automatizate, Conferinţa de Maşini Hidraulice, vol. 2, p. 343-352, Timişoara 1964.
- [81] Quiroga O.D., Modelling and nonlinear control of voltage frequency power plants, Tesis Doctoral, Instituto de Organization y Control de Sistemas Industriales, Julio, 2000.
- [82] Raabe J., Hydropower, VDI Verlag, Dusseldorf, 1985.
- [83] Rusu I., Zaharie D., Plahteanu B., Elemente eunistice privind reversibilitatea unor masini hidraulice transversale, Revista de inventica Nr. 36 vol VII An XI-2002.
- [84] Socolov D. I., Turbine hidraulice pentru centrale hidroelectrice de microputere, Ed. Energetica, Bucuresti 1953.
- [85] Sonnek E., Theorie der Durchstormturbine, Springer Veslag, Berlin, 1923.
- [86] Stroiţă Daniel Cătălin, Bărglăzan Mircea, A Method for Calculating the Characteristic Times for Double-Flux Water Turbines, Buletinul Ştiinţific al Universităţii „Politehnica” din Timişoara, România Seria Mecanică, Tom 52(66), Fasc. 4, ISSN 1224-6077, Timişoara, 2007.
- [87] Stroiţă Daniel Catalin, Bărglăzan Mircea, Characteristic curves for Double-Flux Water Turbine SDC-125, Buletinul Stiintific al Universitatii “Politehnica” din Timisoara, Transactions on Hydrotehnics, Tom 53(67), Fascicola 2, 2008.
- [88] Stroiţă Daniel Catalin, Bărglăzan Mircea, Manea Adriana Sida, Penstock influence on a double-flux water turbine operation, Hervex Proceedings, CD, 2008.
- [89] Stroiţă Daniel Cătălin, Identificarea dinamică a turbinelor cu dublu flux, Grant CNCISIS tip BD, Cod. 32, 2007, 2008.
- [90] Stroita Daniel Catalin; Barglazan Mircea, Manea Adriana Sida; Balasoiu Victor, Double-flux Water Turbine Dynamics, The 19th International Daaam Symposium “Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on New Generation of Intelligent Systems and Solutions” 22-25th October 2008, pag. 1325-1326 Daaaam International Vienna 2008, ISI Proceedings, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-68-1
- [91] Tatapolly H. G. S., Aziz N. M., Refinement of Cross-Flow Turbine Design Parameters, Journal Of Energy Engineering, no. 3. 1994.
- [92] Tertişco M., Stoica P., Identificarea şi estimarea parametrilor sistemelor, Ed. Academiei republicii socialiste România, Bucureşti, 1980.
- [93] Turbinengetriebenes Pumpwerk, Bayerische, Germeindezeitung, nr. 13/1962
- [94] Tzoo Bin Ng, Walker G.J. and Sargison J.E., Modelling of Transient Behaviour in a Francis Turbine Power Plant, 15th Australasian Fluid Mechanics Conference The University of Sydney, Sydney, Australia 13-

- 17 December 2004.
- [95] Vasiliu N., , Vasiliu D., Catană I., Theodorescu C., Servomecanisme hidraulice și pneumatice, Vol. I(Litografiat), Universitatea Politehnica București, 1992.
- [96] Vasiliu N., Vasiliu D., Acționări hidraulice și pneumatice, Vol. 1, Ed. Tehnică, București 2005.
- [97] Water-Wheel: Design and Construction Manual, Small Michell(Banki) Turbine (VITA Publ. Services)
- [98] Weber H. W., Prillwitz F., Hladky M., Asal H.-P., Development of reality oriented simulation models of power plants and power systems for restoration studies, IFAC Symposium on Power Plants & Power Systems Control 2000 April 26-29 2000, Brussels, Belgium.
- [99] Zhao L., Kurokawa J., Matsui J., Imamura H., Khamplanh C., Tsukamoto T., Yamato S., Proposal of variable speed system for microhydropower using cross-flow turbine, Proc. XXI-th IAHR Symposium, 2002, Lausanne.